

Dimensionamento de uma lareira com recuperador de calor

Joana de Freitas Teixeira

Dissertação de Mestrado Integrado

Orientador na FEUP: Prof. Carlos Manuel Coutinho Tavares de Pinho



FEUP

Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Porto, Julho de 2011

Resumo

O consumo de energia a nível mundial tem vindo a crescer de forma gradual desde a revolução industrial. Portugal, em particular, é um país com escassos recursos energéticos de origem fóssil, como o petróleo, o carvão e o gás natural. Por este motivo, a combustão da biomassa terá nas próximas décadas um papel importante, surgindo como uma alternativa, nomeadamente em sistemas de aquecimento com elevado rendimento.

O presente trabalho teve como objectivo principal o dimensionamento de uma lareira com recuperador de calor com produção de água quente. Para isso, foi desenvolvido um modelo matemático que descreve a combustão das achas de madeira e a transferência de calor dos gases para a água.

Num primeiro estudo, fez-se um balanço termodinâmico à zona da fornalha, para excessos de ar entre os 100 % e 400 %, admitindo-se uma queima na qual uma certa percentagem de calor libertado é transferida, em simultâneo, por radiação pela “janela” da lareira e para o recuperador de calor. Inicialmente, considerou-se que essa percentagem correspondia a cerca de 15% do poder calorífico inferior da madeira. Posteriormente verificou-se, a partir do valor de transferência de calor por radiação, se a percentagem arbitrada era a correcta. Concluiu-se que a percentagem de calor irradiado variava com o excesso de ar.

Foi calculado o caudal real de achas de madeira necessário para conseguir uma determinada potência global da lareira, determinando-se a carga de achas a introduzir na fornalha e o respectivo tempo de queima da carga. O modelo de combustão considerado permitiu determinar a temperatura dos gases que transmitem calor para a água por radiação e convecção. Calculou-se ainda a temperatura da superfície das achas, tendo sido obtido o valor de cerca de 739 °C. Por fim, dimensionou-se o recuperador de calor de modo a que a temperatura da água aumentasse de 20 °C para 65 °C.

O estudo realizado permitiu concluir que as situações mais viáveis em termos de funcionamento, para uma potência global nominal de 25 kW, correspondem a valores de excesso de ar compreendidos entre 180 % e 350 %.

Foram estudadas duas configurações para o recuperador de calor de 3 camadas, uma com 5 tubos por camada, outra com 6 tubos. Verificou-se que a potência transferida por convecção no recuperador de calor é superior à potência transferida por radiação para a sala, à potência transferida por radiação para o recuperador de calor, e ainda superior à potência térmica perdida pela chaminé da lareira, sendo tanto maior quanto maior for a área de transferência. Concluiu-se que em virtude do rendimento radiante para a sala ser inferior ao rendimento do recuperador, este é um elemento essencial para se obter um bom rendimento global da lareira.

Como modelo padrão, considerou-se um excesso de ar de 250 %, à temperatura ambiente de 20 °C, e analisou-se a variação dos diferentes parâmetros em função da percentagem de excesso de ar e da temperatura ambiente. Estudou-se a evolução da percentagem de calor irradiado, da potência térmica global, do rendimento, das temperaturas dos gases de combustão e da parede lateral da lareira, e da resistência global à queima, para excessos de ar compreendidos entre 180 % e 350 %. Analisou-se ainda, o comportamento de alguns desses parâmetros, em função da temperatura ambiente, concluindo-se que esta tem uma influência pouco significativa no desempenho da lareira.

Abstract

Energy consumption worldwide has been growing gradually since the industrial revolution. Portugal, in particular, is a country with scarce fossil energy resources such as oil, coal and natural gas. For this reason, the combustion of biomass in the coming decades will have an important role, particularly in high efficiency heating systems.

The present work had as main objective the design of a fireplace with heat exchanger to produce hot water, burning logs of wood. For this, it has been developed a mathematical model that describes the combustion of logs of wood and heat transfer from combustion gases to the water.

As a first calculation step, for excesses of air between 100 % and 400 %, it was made a thermodynamic balance of the furnace, assuming that during the combustion heat was being irradiated either through the fireplace “window” or towards the heat exchanger. This radiation was initially considered about 15 % of the wood lower calorific value. Later, from the value of heat transfer by radiation, that percentage was adjusted. It was concluded that radiation losses vary with the percentage of excess air.

It has been calculated the real flow of logs of wood needed to achieve a certain overall power of the fireplace, determining the load of logs to be introduced into the furnace and the burning time of the load. The combustion model considered, allows the calculation of the temperature of the gases that transmit heat to the water by radiation and convection. From the model of combustion, it has been calculated the surface temperature of logs, having obtained the value of 739 °C. Finally, the heat exchanger was dimensioned to raise the water temperature from 20 °C to 65 °C.

The study concluded that the situations more viable in terms of operation, for an overall power rating of 25 kW, corresponded to values between 180 % and 350 % of excess air.

Based on the model of heat transfer, two configurations were studied for the 3 layers heat exchanger, one with 5 tubes and the other with 6 per layer. It was found that the power transferred by convection in the heat exchanger is higher than the power transferred by radiation to the room, the power transferred by radiation to the heat exchanger, and still higher than the thermal power lost through the fireplace chimney, being higher, the higher is its heat transfer area. It was concluded that because of the radiant heat transfer efficiency to the room is lower than the efficiency of the heat exchanger, the use of a recuperation heat exchanger is an essential element to obtain an overall high efficiency for the fireplace.

As a standard operating condition, it was considered an excess air of 250 % at room temperature of 20 °C. The variation of different parameters depending on the variation in the percentage of excess air and room temperature was then analyzed. It was studied the radiation losses, the overall power, the efficiency, the gases temperature, the lateral wall temperature of the fireplace and the overall resistance to combustion, all as a function of different excesses of air between 180% and 350%. It was also analyzed the behavior of some of these parameters with the room temperature, but it was found that this had a negligible influence on the fireplace performance.

Agradecimentos

Em primeiro lugar, o meu agradecimento vai para o meu orientador, Professor Carlos Manuel Coutinho Tavares de Pinho, pela sua ajuda incondicional e disponibilidade demonstrada durante a realização deste trabalho, para o qual a sua experiência e saber foram um contributo imprescindível.

Agradeço aos meus pais pelo seu apoio, sem o qual não teria chegado até aqui e ainda aos meus avós, tia e restante família pelo incentivo que sempre recebi.

Agradeço ao meu namorado por toda a força que me deu e pela compreensão demonstrada em todos os momentos, ao longo dos últimos quatro anos.

Por último, mas nem por isso menos importantes, agradeço a todos os meus amigos que estiveram presentes ao longo do meu percurso académico, com os quais partilhei alguns dos melhores momentos da minha vida.

A todos, os meus sinceros agradecimentos.

Índice

Índice de figuras.....	xi
Índice de tabelas	xv
Nomenclatura.....	xvii
1. Enquadramento teórico	1
1.1. Introdução (situação energética no mundo)	1
1.2. Situação energética em Portugal	4
1.3. Bioenergia	5
1.4. Biomassa.....	5
1.4.1. Madeira / Lenha.....	10
1.5. Combustão da biomassa	12
2. Lareiras com recuperador de calor	17
2.1. Evolução histórica	17
2.2. Estrutura da lareira	19
2.3. Fogões a lenha.....	20
2.4. Lareira a lenha com recuperador de calor	21
2.4.1. Recuperador de Calor	22
2.4.2. Transferência de calor na lareira	24
3. Modelo matemático para a queima em lareira	27
3.1. Modelo de combustão	27
3.1.1. Determinação da temperatura da superfície das achas	28
3.1.2. Determinação da carga de achas de madeira a admitir na lareira e o respectivo intervalo de tempo	30
3.1.3. Determinação da constante global de queima	34
3.2. Modelo de transferência de calor	35
3.2.1. Determinação do calor transferido por radiação	36
3.2.1.1. Determinação dos factores de forma	38

3.2.2.	Determinação da potência transferida por convecção no recuperador de calor .	40
3.2.2.1.	Determinação do coeficiente global de transferência de calor no recuperador de calor (U).....	41
3.2.2.2.	Determinação do coeficiente de convecção interior	42
3.2.2.3.	Determinação do coeficiente de convecção exterior	43
3.3.	Rendimento da lareira.....	45
4.	Resultados.....	47
4.1.	Carga de achas de madeira a admitir na lareira e o respectivo intervalo de tempo	47
4.1.1.	Dimensões das achas de madeira.....	48
4.2.	Caudais de ar necessários à combustão da madeira.....	49
4.3.	Temperatura resultante da combustão	50
4.4.	Dimensões da fornalha.....	51
4.5.	Coeficiente global de queima.....	52
4.6.	Transferência de calor – Fase I	52
4.7.	Transferência de calor – Fase II	54
4.7.1.	Coeficiente global de transferência de calor (U).....	54
4.8.	Apreciação global da potência térmica transferida na lareira para a água	56
4.9.	Apreciação da potência térmica global transferida da lareira	57
4.10.	Rendimento da lareira.....	59
4.11.	Variação da temperatura da água e dos gases.....	60
5.	Outras soluções possíveis de dimensionamento da lareira.....	63
5.1.	Soluções para excesso de ar entre os 180 % e 350 %	63
5.2.	Outras situações para diferentes temperaturas ambiente com 250% excesso de ar	70
6.	Conclusões e sugestões para trabalhos futuros.....	73
6.1.	Conclusões.....	73
6.2.	Sugestão para trabalhos futuros	75
7.	Bibliografia.....	77

Anexo A – Características da madeira de Eucalipto	81
Anexo B – Cálculos intermédios na determinação do tempo de queima de uma carga de partículas de carbono	83
Anexo C – Tabela de coeficientes de difusão.....	85
Anexo D – Calor específico dos produtos de combustão.....	87
Anexo E – Factores de forma.....	89
Anexo F – Factor de correcção para RC de escoamentos cruzados	91
Anexo G – Propriedades da água	93
Anexo H – Propriedades do ar	95
Anexo I – Factores de correcção para cálculo do coeficiente de convecção exterior.....	97
Anexo J – Tabelas de resultados de outras soluções possíveis de dimensionamento da lareira	99
Anexo K – Tabelas de resultados de outras situações variando a temperatura ambiente para 250 % excesso de ar	103
Anexo L – Folhas de cálculo no Excel.....	105

Índice de figuras

Figura 1 - Taxa média de acumulação de combustíveis fósseis ao longo do tempo geológico [Patzek e Pimentel, 2006].....	2
Figura 2 – a) Consumo mundial de energia, b) Diferentes contribuições dos combustíveis relativamente ao consumo mundial de energia [Khan <i>et al</i> , 2009].....	3
Figura 3 – Consumo de energia primária em Portugal em 2008	4
Figura 4 – Ciclo de CO ₂ resultante da combustão da biomassa [www.vaillant.com]	6
Figura 5 – Tecnologias de conversão termoquímica (produtos e potenciais utilizações) [Van Loo e Koppejan, 2008].....	7
Figura 6 – Esquema da Central de queima de resíduos florestais de Mortágua [Marques, 2007].....	8
Figura 7 – Composição da biomassa [Quakk <i>et al</i> , 1999]	9
Figura 8 – Troncos de madeira	10
Figura 9 – Estrutura da parede celular da madeira [Klock <i>et al.</i> , 2005].....	11
Figura 10 – Tecnologias de combustão de combustíveis sólidos	13
Figura 11 – Esquema do processo de combustão de uma acha de madeira [Khan <i>et al</i> , 2008].....	14
Figura 12 – Combustão de uma pequena partícula de biomassa em fases distintas [Van Loo e Koppejan. 2008]	15
Figura 13 – Lareira com recuperador de calor [www.fogocalor.pt]	17
Figura 14 – Estrutura de uma lareira com recuperador de calor [www.fogocalor.pt]	19
Figura 15 – Esquemas das lareiras consoante o caudal de ar primário [Van Loo e Koppejan, 2008]	20
Figura 16 – Escoamentos de ar num recuperador de calor [www.fogocalor.pt]	22
Figura 17 - Recuperador de calor de escoamento cruzado [www.cbs.grundfos.com]	23
Figura 18 – Distribuição de temperaturas num recuperador de calor de escoamento cruzado [Fernandes e Castro, 2008].....	23
Figura 19 – Processos de transferência de calor que ocorrem numa lareira [Baldwin, 1952]	24
Figura 20 – Transferência de calor por radiação num recuperador de calor [www.jotul.com]	24
Figura 21 – Transferência de calor por convecção num recuperador de calor [www.jotul.com]	25
Figura 22 – Fase de combustão e temperaturas consideradas	28

Figura 23 – Esquema de um corte lateral da lareira evidenciando as diferentes transferências de calor que nela ocorrem.....	35
Figura 24 – Esquema das temperaturas implícitas na lareira	36
Figura 25 – Esquema da sequência de cálculo no balanço radiante [Fernandes e Castro, 2008]	37
Figura 26 – Representação esquemática do factor de forma F_{k-j} [Fernandes e Castro, 2008]	38
Figura 27 – Representação da configuração para determinação do factor de forma [Fernandes e Castro, 2008]	39
Figura 28 – Esquema das temperaturas de entrada e saída no recuperador de calor	40
Figura 29 – Esboço de uma matriz tubular em escoamento cruzado [Incropera <i>et al.</i> , 2008]	43
Figura 30 – Disposição alinhada dos tubos na matriz tubular [Incropera <i>et al.</i> , 2008].....	43
Figura 31 – Peso relativo dos mecanismos que actuam sobre o tempo de queima de uma carga de partículas	48
Figura 32 – Representação da acha de madeira	48
Figura 33 – Percentagem de cada produto da combustão na massa total	50
Figura 34 – Dimensões da fornalha.....	51
Figura 35 – Secção da conduta dos gases na Fase II.....	54
Figura 36 – Secção do tubo de água na Fase II.....	55
Figura 37 - Peso da radiação e convecção na transferência de calor para a água ($n_t = 3 \times 5$)	57
Figura 38 – Peso da radiação e convecção na transferência de calor para a água ($n_t = 3 \times 6$)	57
Figura 39 - Peso dos vários intervenientes na potência térmica global da lareira ($n_t = 3 \times 5$)	58
Figura 40 – Peso dos vários intervenientes na potência térmica global da lareira ($n_t = 3 \times 6$)	59
Figura 41 – Variação da temperatura da água.....	60
Figura 42 – Variação da temperatura dos gases de combustão	61
Figura 43 – Percentagem de calor irradiado em função do excesso de ar	63
Figura 44 – Temperatura dos gases de combustão em função do excesso de ar.....	64
Figura 45 – Temperatura da parede lateral da lareira em função do excesso de ar.....	64

Figura 46 – Diferentes potências que contribuem para a potência térmica global da lareira em função do excesso de ar ($n_t = 3 \times 5$)	65
Figura 47 - Diferentes potências que contribuem para a potência térmica global da lareira em função do excesso de ar ($n_t = 3 \times 6$)	66
Figura 48 – Rendimento global da lareira, rendimento radiante para a sala e rendimento do recuperador, em função do excesso de ar ($n_t = 3 \times 5$)	67
Figura 49 - Rendimento global da lareira, rendimento radiante para a sala e rendimento do recuperador, em função do excesso de ar ($n_t = 3 \times 6$)	68
Figura 50 – Relação entre o tempo de queima e a carga de lenha a admitir na lareira.....	68
Figura 51 – Resistência instantânea global à queima em função do excesso de ar	69
Figura 52 – Rendimento da lareira em função da temperatura ambiente	70
Figura 53 – Potência térmica global da lareira em função da temperatura ambiente	71
Figura 54 - Temperatura da parede lateral da lareira em função da temperatura ambiente.	72

Índice de tabelas

Tabela 1 – Composição química da madeira [Klock <i>et al.</i> , 2005].....	11
Tabela 2 – Composição média de madeiras Coníferas e Folhosas [Klock <i>et al.</i> , 2005].....	12
Tabela 3 – Resultados obtidos da carga de achas a admitir e o respectivo tempo de queima	47
Tabela 4 – Dimensões da acha de madeira	48
Tabela 5 – Valores da massa da acha de madeira.....	49
Tabela 6 – Resultados do excesso de ar e relações ar – combustível na combustão da madeira.....	49
Tabela 7 - Caudais equivalentes da madeira e do carbono	49
Tabela 8 - Resultados das temperaturas resultantes da queima de madeira	50
Tabela 9 – Valor do calor específico de cada produto da combustão.....	50
Tabela 10 – Valor da massa de reagentes e dos produtos da combustão.....	51
Tabela 11 – Dimensões da fornalha.....	51
Tabela 12 – Resultados para a resistência instantânea global à queima	52
Tabela 13 – Resultados dos mecanismos que actuam sobre o tempo de queima de uma carga de partículas.....	52
Tabela 14 – Resultados da transferência de calor por radiação	52
Tabela 15 – Resultados das temperaturas intervenientes no processo de transferência de calor por radiação.....	53
Tabela 16 – Valores das emissividades utilizadas	53
Tabela 17 – Resultados da transferência de calor por radiação através da 1ª lei da Termodinâmica	53
Tabela 18 – Resultados da transferência de calor por convecção no recuperador	54
Tabela 19 – Resultados para a conduta dos gases na Fase II.....	54
Tabela 20 – Resultados dos passos transversal e longitudinal dos tubos e da velocidade máxima dos gases	55
Tabela 21 – Resultados para o tubo de água na Fase II.....	55
Tabela 22 – Resultados dos coeficientes de transferência de calor na Fase II	55
Tabela 23 – Áreas de transferência do recuperador.....	56
Tabela 24 – Potência transferida à água por radiação e convecção.....	56
Tabela 25 – Resultados do caudal de água no recuperador	56
Tabela 26 – Resultados da potência térmica global da lareira.....	58
Tabela 27 – Resultados do rendimento da lareira.....	59

Tabela 28 – Variação da temperatura da água	60
Tabela 29 – Variação da temperatura dos gases.....	61

Nomenclatura

Símbolo	Descrição da variável	Unidades
A	Área de transferência de calor	$[m^2]$
(AC)	Razão ar/combustível	$[kg_{ar} kg_{comb}^{-1}]$
A_e	Área exterior do tubo do recuperador	$[m^2]$
A_{ent}	Área da zona de reacção	$[m^2]$
A_i	Área interior do tubo do recuperador	$[m^2]$
A_s	Área de saída da zona de reacção	$[m^2]$
C_{∞}	Concentração molar de Oxigénio na zona de reacção	$[kmol m^{-3}]$
C_{oe}	Concentração molar do oxigénio à entrada da fornalha	$[kmol m^{-3}]$
c_p	Calor específico a pressão constante	$[kJ kg^{-1} K^{-1}]$
D	Diâmetro do tubo do recuperador	$[m]$
d_{esf}	Diâmetro da superfície esférica da acha de madeira	$[m]$
D_g	Difusividade	$[m^2 s^{-1}]$
d_i	Diâmetro inicial da acha de madeira	$[m]$
d_{φ}	Diâmetro da acha com uma determinada fracção queimada	$[m]$
e	Excesso de ar	$[-]$
f	Factor de atrito de Darcy	$[-]$
F_C	Factor de correcção para recuperador de escoamento cruzado	$[-]$
F_{k-j}	Factor de forma	$[-]$
H_P	Entalpia dos produtos	$[W]$
H_R	Entalpia dos reagentes	$[W]$
K	Constante global da reacção	$[m s^{-1}]$
k_c	Taxa de reacção em fase heterogénea	$[m s^{-1}]$
L	Comprimento do tubo do recuperador	$[m]$
$l_{inicial}$	Comprimento inicial da acha de madeira	$[m]$
M	Massa molar	$[kg mol^{-1}]$
m	Massa	$[kg]$
m_c	Massa de carga de partículas de carbono	$[kg]$
$m_{madeira}$	Carga de lenha	$[kg]$
$\dot{m}_{ar}$	Caudal de ar	$[kg s^{-1}]$
$\dot{m}_c$	Caudal equivalente do resíduo carbonoso	$[kg s^{-1}]$

$\dot{m}_{H_2O}$	Caudal de água	[kg s ⁻¹]
$\dot{m}_{madeira}$	Caudal equivalente de achas de madeira	[kg s ⁻¹]
n	Número de mole	[mol]
n_t	Número de tubos por camada no recuperador de calor	[-]
Nu	Número de Nusselt	[-]
p	Pressão parcial do Oxigénio	[Pa]
$PCI_{madeira}$	Poder calorífico inferior da madeira	[kJ kg ⁻¹]
Pr	Número de Prandtl	[-]
$\dot{q}$	Potência	[kW m ⁻²]
$\dot{Q}$	Potência	[kW]
$\dot{Q}_{cham}$	Potência térmica perdida pela chaminé	[kW]
$\dot{Q}_{conv_{rec}}$	Potência calorífica transferida por convecção no recuperador de calor	[kW]
$\dot{Q}_{global}$	Potência global da lareira	[kW]
$\dot{Q}_{H_2O}$	Potência calorífica transmitida à água	[kW]
$\dot{Q}_{rad_{rec}}$	Potência calorífica transferida por radiação para o recuperador	[kW]
$\dot{Q}_{rad_{sala}}$	Potência calorífica transferida por radiação para a sala	[kW]
r	Riqueza da combustão	[-]
$\bar{R}$	Constante universal dos gases perfeitos	[J kmol ⁻¹ K ⁻¹]
Rd''	Resistência térmica de sujamento	[m ² K W ⁻¹]
Re	Número de Reynolds	[-]
S	Área da superfície	[m ²]
Sc	Número de Schmidt	[-]
Sh	Número de Sherwood	[-]
S_L	Passo longitudinal	[m]
S_T	Passo transversal	[m]
t	Tempo	[s]
T	Temperatura	[K]
T_o	Temperatura de referência	[K]
T_∞	Temperatura ambiente	[K]
$\bar{T}_{água}$	Temperatura média da água	[°C]
$T_{ág,ent}$	Temperatura de entrada da água	[°C]
$T_{ág,sai}$	Temperatura de saída da água	[°C]

$\bar{T}_{gases}$	Temperatura média dos gases de combustão	[K]
$T_{gases,ent}$	Temperatura de entrada dos gases no recuperador	[K]
$T_{gases,sai}$	Temperatura de saída do ar no recuperador	[K]
T_g	Temperatura da superfície das achas	[K]
T_p	Temperatura das paredes laterais	[K]
T_{rec}	Temperatura da superfície dos tubos do recuperador de calor	[K]
t_ϕ	Tempo de queima de uma carga de partículas	[s]
U	Coeficiente global de transferência de calor do recuperador	[W m ⁻² K ⁻¹]
U_e	Velocidade média do ar à entrada na zona de reacção	[m s ⁻¹]
U_i	Velocidade intersticial do ar	[m s ⁻¹]
U_s	Velocidade média dos produtos gasosos da combustão na zona de exaustão	[m s ⁻¹]
V	Volume	[m ³]
$v_{água}$	Velocidade da água	[m s ⁻¹]
$V_{máx}$	Velocidade máxima de escoamento dos gases de combustão	[m s ⁻¹]
X_{O_2}	Fracção volúmica de oxigénio	[-]
Y	Composição mássica do componente	[-]

Símbolos do alfabeto grego

α_e	Coeficiente de convecção exterior	[W m ⁻² K ⁻¹]
α_i	Coeficiente de convecção interior	[W m ⁻² K ⁻¹]
Δh	Entalpia	[kJ kg ⁻¹]
ΔT_{ml}	Diferença de Temperatura Média logarítmica	[°C]
ε	Emissividade	[-]
ζ	Calor irradiado	[-]
η	Factor de competição inter - partícula	[-]
$\eta_{lareira}$	Rendimento global da lareira	[-]
$\eta_{rad,sala}$	Rendimento radiante para a sala	[-]
η_{rec}	Rendimento do recuperador	[-]
λ	Condutibilidade térmica do tubo do recuperador	[W m ⁻¹ K ⁻¹]
$\lambda_{água}$	Condutibilidade térmica da água	[W m ⁻¹ K ⁻¹]
λ_{ar}	Condutibilidade térmica do ar	[W m ⁻¹ K ⁻¹]
$\mu_{água}$	Viscosidade dinâmica da água	[kg m ⁻¹ s ⁻¹]

μ_{ar}	Viscosidade dinâmica do ar	$[\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}]$
μ_c	Viscosidade dinâmica da partícula de carbono	$[\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}]$
ν_{ar}	Viscosidade cinemática do ar	$[\text{m}^2 \text{s}^{-1}]$
$\rho_{\text{água}}$	Massa volúmica da água	$[\text{kg m}^{-3}]$
ρ_{ar}	Massa volúmica do ar	$[\text{kg m}^{-3}]$
ρ_c	Massa volúmica da partícula de carbono	$[\text{kg m}^{-3}]$
$\rho_{madeira}$	Massa volúmica da madeira	$[\text{kg m}^{-3}]$
σ	Constante de Stefan – Boltzmann	$[\text{W m}^{-2} \text{K}^{-4}]$
φ	Fracção queimada	$[-]$

Abreviaturas

C	Carbono
CO	Monóxido de Carbono
CO ₂	Dióxido de Carbono
H ₂	Hidrogénio
H ₂ O	Água
N ₂	Azoto
O ₂	Oxigénio

1. Enquadramento teórico

1.1. Introdução (situação energética no mundo)

O consumo de energia a nível mundial tem vindo a crescer de forma gradual desde a revolução industrial, estando este crescimento directamente relacionado com o aumento da população, da industrialização, do crescimento económico dos países, além de outros motivos [Lee *et al.*, 2007].

A queima de combustíveis fósseis tem sido o principal processo utilizado na obtenção de energia na forma necessária ao utilizador final. Contudo, há motivos imperativos para que uma fracção crescente das necessidades energéticas seja satisfeita recorrendo a energias de fontes renováveis e a novas tecnologias de conversão de energia. Estes motivos advêm das reservas limitadas de combustíveis fósseis, tendo-se tornado essencial gerir o petróleo, o carvão e o gás natural de uma forma mais eficiente, procurando-se encontrar fontes energéticas e combustíveis alternativos. Além disso, os impactes ambientais globais, associados à utilização de combustíveis fósseis para a obtenção de energia, constituem actualmente a questão central das políticas ambientais que se pretendem implementar a nível mundial [Coelho e Costa, 2007].

Até finais do século XVIII e início do XIX, o carvão mineral e a lenha foram as principais fontes energéticas primárias utilizadas pelo homem para obtenção de energia. Embora em meados dos anos 40, esta situação tenha mudado devido ao desenvolvimento da indústria de extracção do petróleo, foi na década de 70 que se iniciaram as primeiras crises do petróleo, evidenciando a forte dependência mundial deste produto fóssil. Assim, a partir destas crises, iniciaram-se grandes esforços no sentido de se desenvolver tecnologias de produção de energia provenientes da biomassa [Mesa *et al.*, 2003].

O carvão, enquanto combustível, desde cedo que teve um papel de extrema importância no mundo e na sociedade, que se estima continuar inalterado nos próximos 30 anos. De salientar que, em 2002, foi responsável por 39 % do total de electricidade produzida no mundo.

É estimável que a produção de electricidade seja responsável por 95 % do aumento da procura de carvão até cerca de 2030, fazendo com que o carvão continue assim a assumir-se como uma fonte energética preponderante, o que se deve a vários factores tais como: baixo custo, comparativamente a outras opções energéticas; fiabilidade no fornecimento; existência de grandes reservas destes combustíveis em países como a China e a Índia; e ainda devido às políticas de diversificação das fontes energéticas em muitos países [I.E.A., 2004].

Actualmente, o consumo global de petróleo é cerca de $4,4 \times 10^9$ m³/ano e prevê-se que restem apenas 30 a 40 % das reservas petrolíferas iniciais para consumo. Devido ao ritmo actual de consumo, calcula-se que estas reservas planetárias possam vir a esgotar-se nos próximos 30 a 50 anos.

Actualmente, o consumo anual de gás natural situa-se nos $2,4 \times 10^{12} \text{ m}^3$, enquanto o de carvão situa-se nas $4,5 \times 10^9$ toneladas. Tendo em conta a taxa de formação dos combustíveis fósseis, está-se neste momento com uma taxa de consumo 300.000 vezes superior à taxa de formação. Comparando o caso do carvão com o do gás natural, verifica-se que a taxa de consumo do carvão é de 1,2 milhões de vezes superior à taxa de formação, enquanto o consumo do carvão é só 60.000 vezes superior à sua taxa de formação no período carbonífero (80.000 toneladas/ano). Ao analisar estes dados, conclui-se que a produção de calor ou trabalho através de combustíveis fósseis não é um processo inteiramente sustentável [Patzek e Pimentel, 2006].

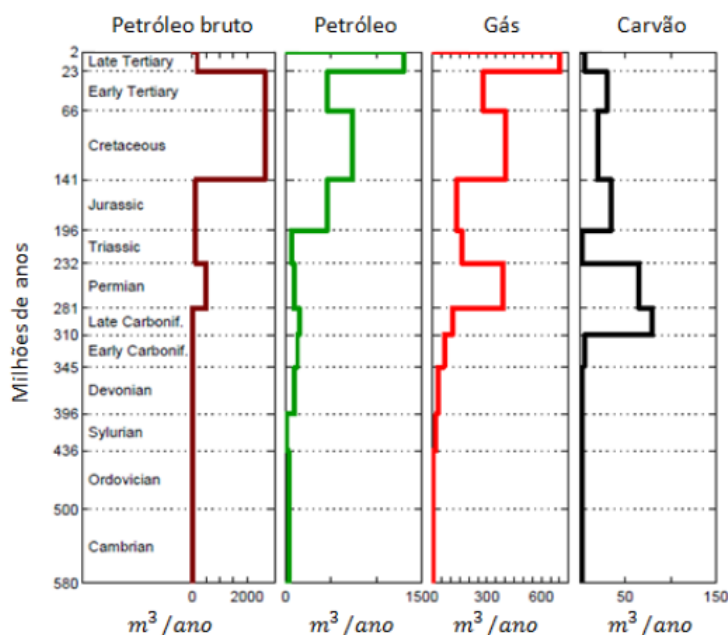


Figura 1 - Taxa média de acumulação de combustíveis fósseis ao longo do tempo geológico [Patzek e Pimentel, 2006]

De acordo com a EIA (Energy Information Administration) em 2006 previu-se um aumento do consumo de energia de cerca de 2 % ao ano, entre 2003 até 2030. Nos países que não pertencem à OCDE (Organização para a Cooperação e Desenvolvimento Económico) prevê-se que o consumo até 2030 seja duas vezes ou mais superior ao actual, enquanto nos países da OCDE o crescimento não será tão acentuado [Coelho e Costa, 2007].

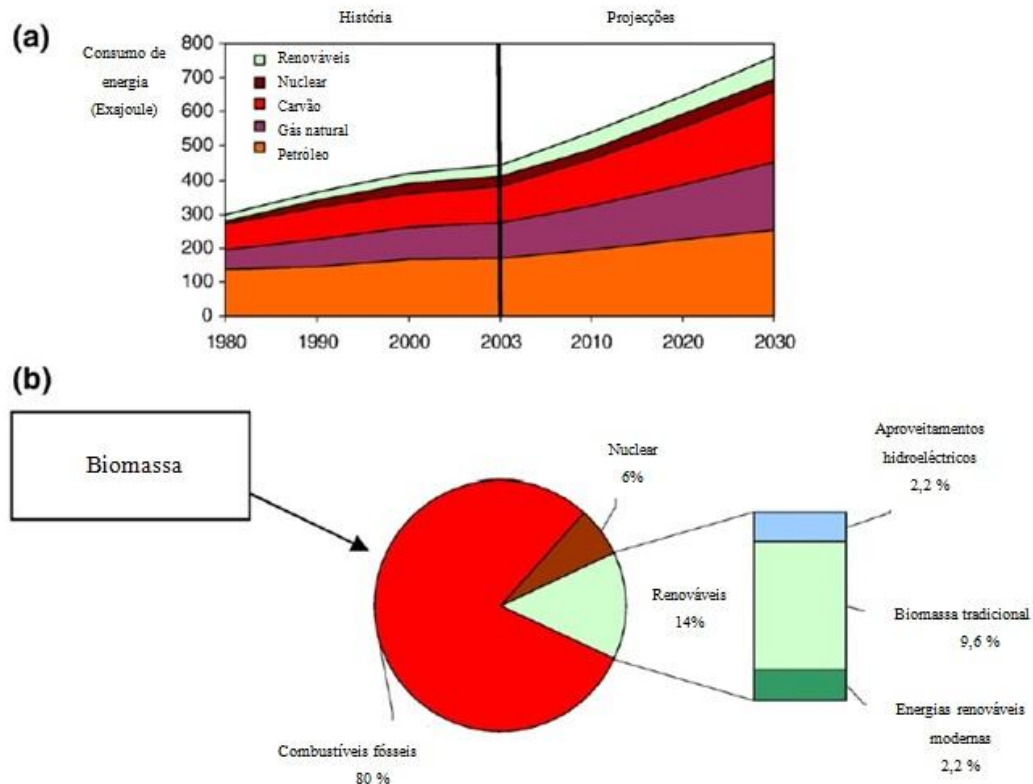


Figura 2 – a) Consumo mundial de energia, b) Diferentes contribuições dos combustíveis relativamente ao consumo mundial de energia [Khan *et al*, 2009]

O uso de fontes de energias renováveis é assim visto como uma prioridade, sendo hoje dedicados largos fundos e meios de investigação ao desenvolvimento da sua utilização, sendo a biomassa uma dessas novas fontes de energia renováveis, Figura 2.

A combustão da biomassa terá nas próximas décadas um papel importante no dia-a-dia do ser humano, por ser um dos principais processos de conversão de energia, o qual é imprescindível devido ao actual desenvolvimento das sociedades a nível mundial. Assim, é preciso assegurar a procura de energia utilizável, ao ritmo que esse desenvolvimento se impõe.

A combustão da biomassa associada a combustíveis lenhosos, aos resíduos agro – florestais ou aos resíduos processuais de tratamento da biomassa, é actualmente a tecnologia de conversão da biomassa dominante, sendo responsável por 97 % da produção bioenergética mundial. Segundo o Banco Mundial, em países da África e da Ásia, 70 % da energia consumida provém directa ou indirectamente da madeira, sendo a biomassa em países desenvolvidos a fonte mais importante de energia, onde fornece até cerca de 35 % do total da energia produzida [Demirbas, 2004].

À escala doméstica e industrial, a biomassa é o quarto recurso energético mais utilizado, fornecendo através da sua combustão aproximadamente 14 % das necessidades energéticas mundiais. Contudo, na maior parte das situações, a combustão da biomassa em termos de eficiência, é ainda um processo que necessita de investigação e desenvolvimento tecnológico de forma a otimizar a sua utilização. A questão dos resíduos florestais é bastante complexa pois é necessário actuar neste domínio com algum cuidado devido ao empobrecimento dos solos em nutrientes, criando-se necessidades de adubação, ou seja de altos investimentos energéticos [E.E.A., 2006].

1.2. Situação energética em Portugal

Portugal é um país com escassos recursos energéticos, nomeadamente, aqueles que asseguram a generalidade das necessidades energéticas da maioria dos países desenvolvidos (como o petróleo, o carvão e o gás natural). Esta escassez de fontes primárias de energia fóssil conduz a uma elevada dependência energética exterior, tendo atingido os 83,3 % em 2008. Importa assim aumentar a contribuição das energias renováveis, tais como a hídrica, a eólica, a solar, a geotérmica, o biogás, as lenhas e os resíduos.

De acordo com a Direcção Geral de Energia e Geologia (DGGE), em 2008, o petróleo representou 53 % do consumo total de energia primária em Portugal, seguindo-se o gás natural com 17 % e o carvão com 11 %. Relativamente às fontes renováveis de energia estas representaram 19 % da energia primária [www.dgge.pt].

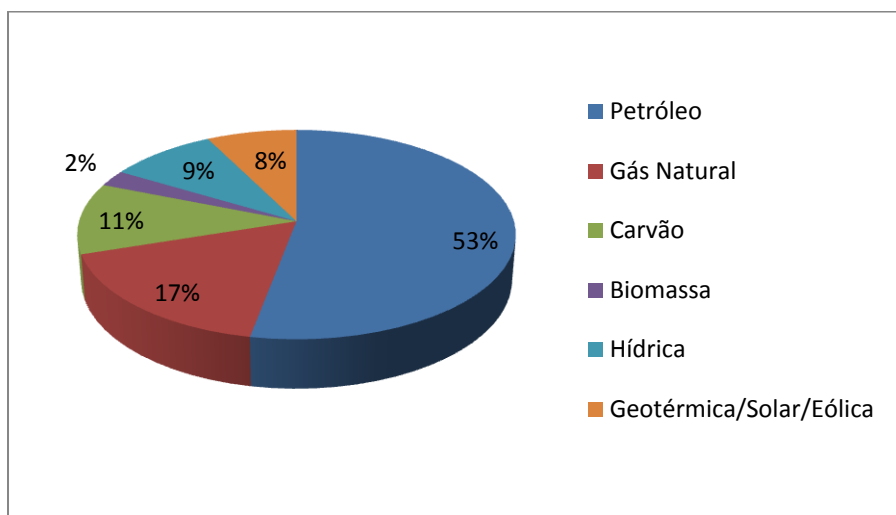


Figura 3 – Consumo de energia primária em Portugal em 2008

O actual cenário energético nacional é caracterizado por uma forte dependência externa, com um sistema energético fortemente dependente de fontes primárias de origem fóssil e com uma procura energética com taxas de crescimento superiores às do crescimento do PIB. Desta forma, o governo português empenhado na redução da dependência externa, no aumento da eficiência energética e na redução das emissões de CO₂, definiu as grandes linhas estratégias para o sector da energia, tendo sido aprovado em Abril de 2010 a nova Estratégia Nacional para a Energia [www.dgge.pt].

1.3. Bioenergia

A bioenergia é a palavra usada para descrever a energia associada à biomassa.

Ao analisar-se o consumo de energia primária proveniente da biomassa verifica-se uma grande diferença entre os países industrializados e os países de terceiro mundo.

Sabe-se que nos países industrializados a biomassa cobre apenas 4 % das necessidades energéticas desses países. Nos restantes países a percentagem de energia consumida proveniente da biomassa é de 22 %, embora grande parte dessa energia seja utilizada em aplicações tradicionais tais como fogões, fornos e lareiras. O rendimento destes aparelhos é razoável, mas emitem compostos orgânicos tóxicos que são apontados como responsáveis por 3,7 % das doenças que afectam as pessoas do terceiro mundo e das economias emergentes. Em países pouco desenvolvidos, a biomassa representa até 90 % dos consumos totais de energia [Van Loo e Koppejan, 2008].

Relativamente às metas a atingir nos próximos anos, os países desenvolvidos tencionam aumentar significativamente a conversão de bioenergia, enquanto os pouco desenvolvidos têm como objectivo tornarem-se menos dependentes da biomassa de forma a acelerar o seu crescimento económico e social.

As razões que levam os países desenvolvidos a apostarem na biomassa como fonte de energia são as seguintes [Larsen *et al*, 2003]:

- Preocupações com o aquecimento global. A emissão de CO₂ na conversão da energia contida na biomassa é absorvida pelas plantas através da fotossíntese;
- Avanços tecnológicos nos processos de conversão de energia de biomassa;
- Os biocombustíveis têm a vantagem de ser a única fonte de energia renovável disponível no estado sólido, líquido e gasoso;
- Interesse geral pelas fontes de energia renovável.

No caso do território Português, sendo 38 % coberto por florestas, estima-se que se produz anualmente 6,5 milhões de toneladas de biomassa florestal em Portugal, das quais 4,2 milhões de toneladas podem vir a ser aproveitadas para a conversão em energia eléctrica [I.E.A., 2004].

O uso da biomassa para a obtenção de calor não está totalmente implementado em Portugal, sendo a queima de madeira em lareiras, salamandras e fogões, nas zonas rurais, a maneira mais usual de obter calor para aquecer o ar ambiente.

1.4. Biomassa

O termo biomassa, do ponto de vista da geração de energia, descreve os materiais naturais que podem ser utilizados como combustíveis, englobando a matéria vegetal gerada através da fotossíntese e os seus derivados, tais como resíduos florestais, agrícolas, resíduos animais e matéria orgânica contida nos resíduos industriais, domésticos, municipais, etc. Resumindo, pode-se dizer que a biomassa é toda a matéria orgânica que pode ser utilizada como combustível para fornecer energia [Nogueira, 2000].

A fotossíntese é uma reacção química em que o dióxido de carbono (CO_2) presente no ar reage com a água na presença da luz solar, produzindo os hidratos de carbono que constituem a biomassa.

Na queima de combustíveis fósseis, o processo de libertação de CO_2 não é cíclico. Neste caso, a combustão converte biomassa fossilizada e surge o CO_2 capturado pelas plantas há milhões de anos. Desta forma, o CO_2 libertado contribui para o agravamento do efeito de estufa ao acumular-se na atmosfera. Este processo pode apenas ser considerado cíclico numa escala de tempo de alguns milhões de anos, visto que a biomassa leva muitos anos a absorver o CO_2 dos combustíveis fósseis [McKendry, 2002].

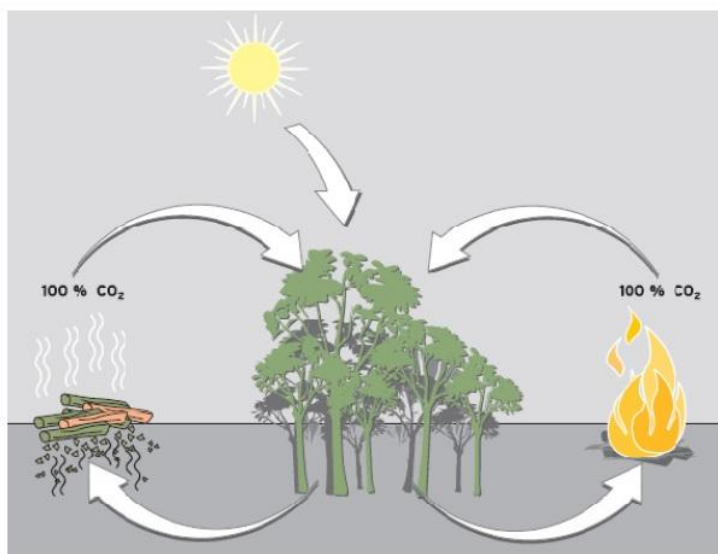


Figura 4 – Ciclo de CO_2 resultante da combustão da biomassa [www.vaillant.com]

A biomassa é um material celulósico que pode ser, ou não, lenhoso. A biomassa não lenhosa inclui resíduos agrícolas, tais como bagaço de azeite, palha, cascas e caroços de frutos, sementes e estrume. Por outro lado, a biomassa lenhosa inclui a lenha, pontas e ramos de árvores, cascas de árvores, e serradura. De um modo geral, a biomassa lenhosa e florestal contém uma menor quantidade e um menor teor de cinzas, enquanto a biomassa proveniente de culturas agrícolas ou de lamas residuais urbanas, possui um maior teor de azoto.

Salienta-se que perante uma razão carbono/azoto inferior a 30 % e um teor em humidade superior a 45 %, a utilização destes combustíveis em processos térmicos pode não ser vantajosa quando comparada com a sua utilização em processos biológicos [Aresta e Tomassi, 1997].

A produção fotossintética anual de biomassa é muito superior à energia total usada no mundo, porque da radiação solar sobre a terra, de 178.000 TW, estima-se que cerca de 180 TW, ou seja, 0,1 %, são utilizados nos processos fotossintéticos, naturais ou promovidos pelo homem. Por todo o mundo, são produzidos anualmente, cerca de 114×10^9 toneladas de biomassa, em base seca, correspondendo a, aproximadamente, $1,97 \times 10^9$ TJ, cerca de dez mil vezes o actual consumo mundial desse combustível fóssil [Smil, 1991].

A biomassa é convertida em energia útil (calor ou electricidade) ou em portadora de energia sob a forma de carvão vegetal tendo como base as tecnologias de conversão bioquímica e termoquímica, sendo esta a de maior importância nesta área. Estas tecnologias estão em diferentes estágios de desenvolvimento, onde a combustão é a mais desenvolvida e com maior aplicabilidade. Contudo, a gaseificação e a pirólise têm vindo a ter um papel cada vez mais importante. Na Figura 5, estão representados os produtos e potenciais utilizações das tecnologias de conversão termoquímica [Van Loo e Koppejan, 2008].

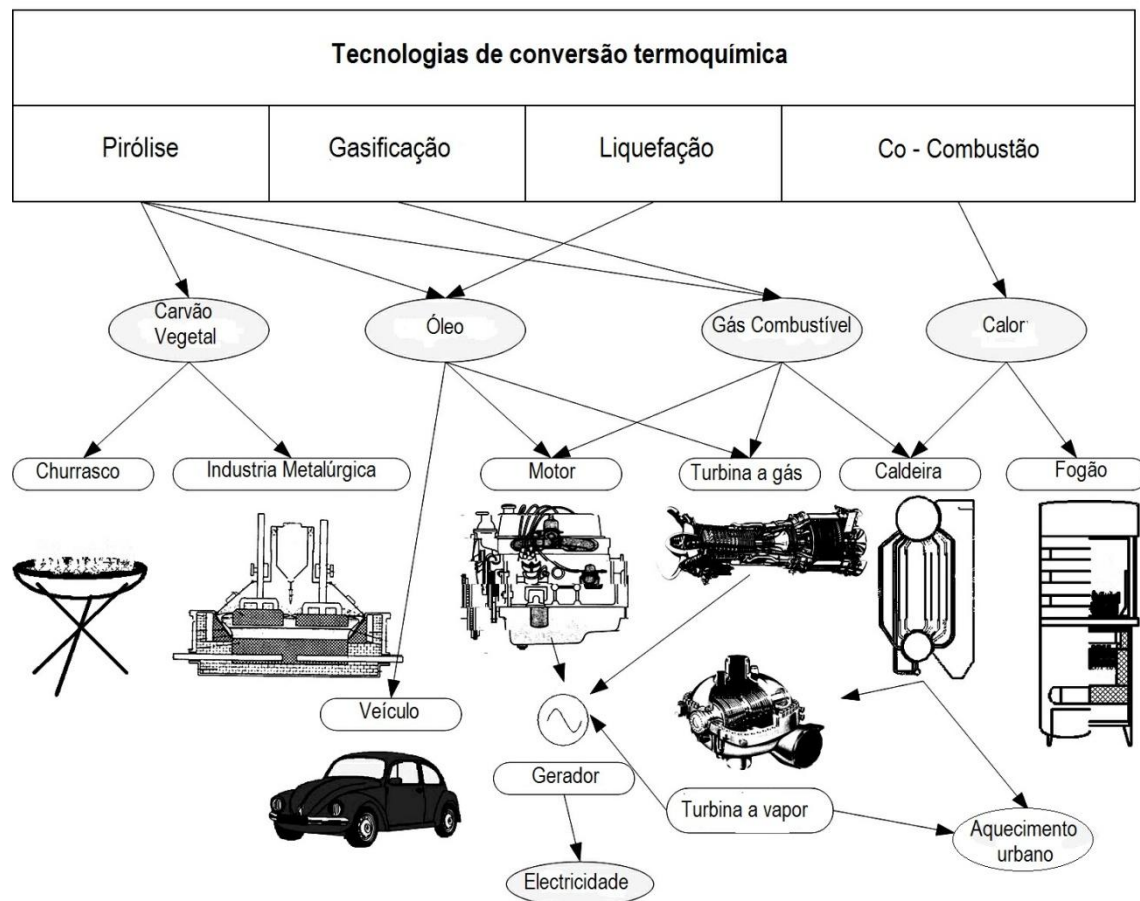


Figura 5 – Tecnologias de conversão termoquímica (produtos e potenciais utilizações) [Van Loo e Koppejan, 2008]

A gaseificação é o processo de termo - conversão no qual a biomassa sólida se converte num gás por meio da oxidação parcial, a elevada temperatura. A combustão acontece através de um conjunto de reacções de radicais livres perante os quais o carbono e o hidrogénio presentes no combustível reagem com o oxigénio, formando dióxido de carbono e água, libertando calor útil.

A pirólise caracteriza-se pela degradação térmica do combustível sólido, a qual pode ser realizada na ausência completa do agente oxidante ou numa quantidade tal que a gaseificação não ocorra extensivamente.

A composição da biomassa apresenta um papel importante na distribuição dos produtos da pirólise, sendo que cada material exibe uma característica particular quando é pirolisado devido à proporção dos componentes que o constituem.

A gaseificação, a pirólise e a carbonização, sendo esta última conhecida como pirólise lenta, podem ser consideradas variações de um mesmo processo [Bridgwater e Peacocke, 2000].

A energia proveniente da biomassa pode ser produzida e usada de forma ambientalmente sustentável, o que faz com que esta fonte de energia deva ser cuidadosamente levada em consideração em qualquer discussão sobre o fornecimento de energia nos dias actuais e no futuro.

A biomassa sempre foi e continuará a ser uma importante fonte de energia, sendo o desafio dos dias de hoje encontrar soluções para usar de forma cada vez mais eficiente esse recurso natural, para além de ser considerada como uma fonte promissora de energia tendo em vista atenuar as emissões de gases de efeito de estufa. Resumindo, as suas principais vantagens são o baixo custo, o facto de ser renovável, o permitir o reaproveitamento de resíduos e o facto de ser menos poluente que outras fontes de energia.

Em Portugal, o aproveitamento da energia da biomassa não tem tido um desenvolvimento significativo, apesar da grande quantidade de resíduos florestais deixados anualmente na floresta. Há contudo quem conteste vivamente o uso de resíduos florestais e agrícolas para a produção energética [Patzek e Pimentel, 2006], pois embora a perspectiva da utilização de resíduos florestais como fonte energética pudesse ter um impacto positivo no combate aos fogos florestais, o desequilíbrio em nutrientes e matéria orgânica poderia vir a ter um impacto negativo sobre a sustentabilidade do processo.

O pouco desenvolvimento de centrais eléctricas em Portugal utilizando biomassa como combustível, é justificado principalmente pela sua baixa rentabilidade, mesmo admitindo que os resíduos se podem obter a custo zero na floresta. Um exemplo de produção de energia eléctrica a partir da biomassa sólida é a Central Térmica de Mortágua [Marques, 2007].

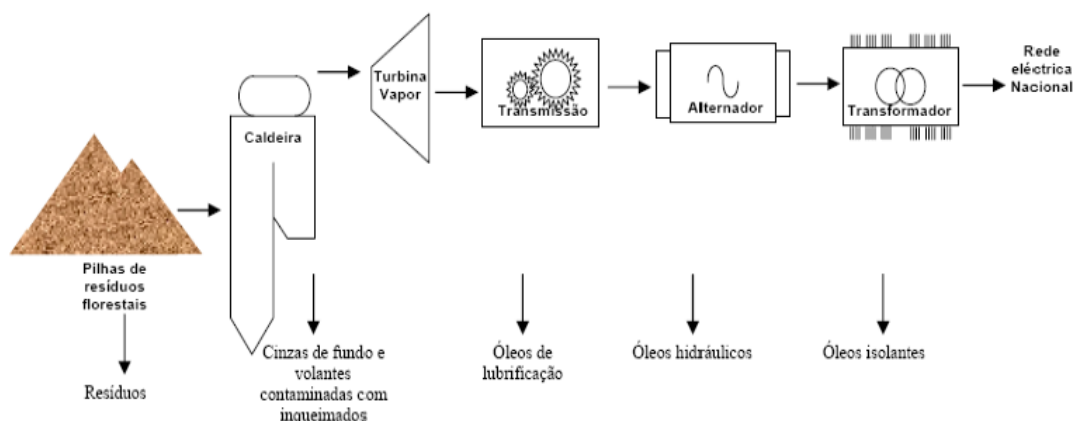


Figura 6 – Esquema da Central de queima de resíduos florestais de Mortágua [Marques, 2007]

Os recursos energéticos da biomassa são diversos e, por isso, existe necessidade de haver um sistema de classificação abrangente com a finalidade de prever o comportamento da

biomassa através da identificação da classe a que pertence. Existem duas possíveis classificações para a biomassa, uma com base na sua origem e outra com base nas suas propriedades.

Quanto à sua origem, os biocombustíveis dividem-se em quatro classes primárias [Khan *et al*, 2009]:

- Resíduos primários: subprodutos da produção de alimentos e produtos florestais (madeira, palha, cereais, milho, etc.);
- Resíduos secundários: subprodutos do processamento da biomassa para a produção de produtos alimentares ou materiais de biomassa (indústrias de papel, alimentos e bebidas, etc.);
- Resíduos terciários: subprodutos da biomassa utilizada (desperdícios de madeira, etc.);
- Culturas energéticas.

Quanto às suas propriedades, a biomassa divide-se nas quatro categorias seguintes [McKendry, 2002]:

- Plantas lenhosas;
- Plantas e ervas herbáceas;
- Plantas aquáticas;
- Estrumes.

Das categorias referidas anteriormente, as plantas herbáceas podem ser subdivididas segundo o seu teor em água, em plantas de elevada e baixa humidade.

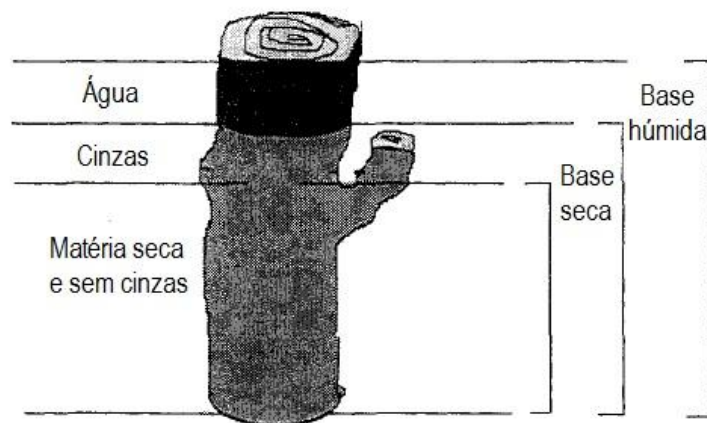


Figura 7 – Composição da biomassa [Quakk *et al*, 1999]

A maioria das actividades industriais exigem biomassa com baixo teor de água, sendo por isso, as plantas lenhosas e as herbáceas de baixa humidade as mais utilizadas. As plantas aquáticas e os estrumes devido ao seu elevado teor de água são convertidas energeticamente mediante processos tecnológicos tais como a fermentação, visto que nos processos de secagem a energia necessária seria muito grande quando comparada com a energia libertada pela biomassa, num processo de conversão como a combustão [Quakk *et al*, 1999].

1.4.1. Madeira / Lenha

A madeira é um dos combustíveis mais importantes da biomassa. As árvores podem ser colhidas a partir de florestas e simplesmente cortadas em tamanhos apropriados para uso directo como combustível. Contudo, a madeira é muitas vezes demasiado valiosa para queimar, e as indústrias neste ramo acabam por dar-lhe um outro uso, transformando-as em materiais de construção. Ainda assim, os resíduos de madeira como cascas, serradura e lascas de tamanho irregular são frequentemente o material mais económico para ser usado como combustível [Quakk *et al*, 1999].

A madeira é um material produzido a partir do tecido formado pelas plantas lenhosas. É um material orgânico, sólido, de composição complexa, onde predominam fibras de celulose e hemicelulose unidas por lenhina. Caracteriza-se por apresentar propriedades físicas diferentes consoante a orientação espacial (ortotropia) e por absorver facilmente água (higroscopia).

Pela sua disponibilidade e características, a madeira foi um dos primeiros materiais a ser utilizado pela humanidade, sendo uma importante fonte de energia. Numa grande parte do mundo, é habitualmente utilizada como lenha para cozinhar, aquecimento de casas (lareiras) e outros usos domésticos.

A madeira é formada lentamente num processo que, em geral, demora dezenas ou centenas de anos, apresentando uma estrutura bastante complexa. É composta a partir da estrutura celular da planta que lhe deu origem, do que resulta uma diferenciação radial e longitudinal das suas características físicas e químicas, originando as seguintes partes bem diferenciadas: medula, cerne, borne ou alburno e nós. Na planta viva, esta estrutura encontra-se coberta pelo súber e respectivo ritidoma (casca), que forma o tronco da árvore [Klock *et al.*, 2005].



Figura 8 – Troncos de madeira

Um corte transversal num tronco de árvore, como se pode verificar pela Figura 8, permite observar que este é formado por vários anéis circulares concêntricos, que correspondem ao crescimento da árvore, cuja estrutura está organizada da seguinte forma [Klock *et al.*, 2005]:

- **Casca** – parte exterior, correspondente ao súber, responsável pela protecção do tronco.

- **Lenho** – parte do tronco de onde é extraída a madeira, compreendida entre a casca e a medula, o qual se divide em duas zonas:
 - *Cerne* – parte mais escura da madeira, que lhe concede resistência.
 - *Alburno* – zona mais clara que transporta a seiva bruta das raízes para as folhas.
- **Medula** – corresponde ao tecido mole e esponjoso na parte central do tronco.

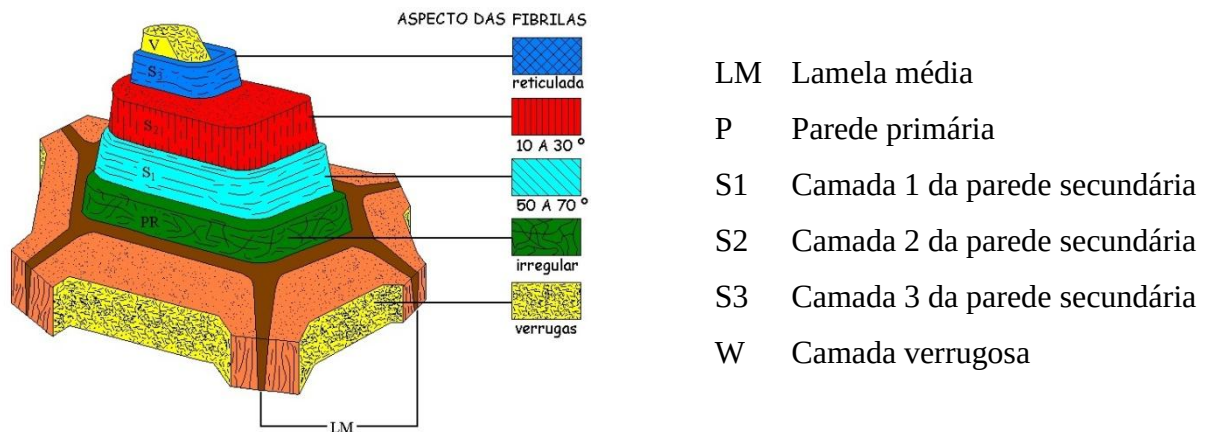


Figura 9 – Estrutura da parede celular da madeira [Klock *et al.*, 2005]

Quanto à composição química elementar da madeira, tendo em conta as várias espécies existentes, pode-se afirmar que não há diferenças consideráveis. Os principais elementos existentes são o Carbono (C), o Hidrogénio (H), o Oxigénio (O) e o Azoto (N), este em pequenas quantidades, de acordo com a Tabela 1. Além destes elementos encontram-se em alguns casos pequenas quantidades de Cálcio (Ca), Potássio (K), Magnésio (Mg) e outros, constituindo as substâncias minerais existentes na madeira. A madeira é geralmente o bio - combustível mais favorável para a combustão devido ao seu baixo teor em cinzas e azoto.

Tabela 1 – Composição química da madeira [Klock *et al.*, 2005]

Elemento químico	Composição (%)
Carbono (C)	49 – 50
Hidrogénio (H)	6
Oxigénio (O)	44 – 45
Azoto (N)	0,1 - 1

Do ponto de vista da análise dos componentes da madeira, podem distinguir-se os principais componentes macro moleculares constituintes da parede celular: celulose, hemicelulose e lenhina e ainda os componentes extractivos e substâncias minerais, Tabela 2.

Tabela 2 – Composição média de madeiras Coníferas e Folhosas [Klock *et al.*, 2005]

Constituinte	Coníferas	Folhosas
Celulose	42 ± 2 %	45 ± 2 %
Hemicelulose	27 ± 2 %	30 ± 5 %
Lenhina	28 ± 2 %	20 ± 4 %
Extrativos	5 ± 3 %	3 ± 2 %

De entre os componentes estruturais, o principal componente da parede celular das madeiras folhosas e coníferas é a celulose, um polímero linear de grau de polimerização elevado, responsável por grande parte das propriedades da madeira.

As hemiceluloses são polímeros lineares ramificados com grau de polimerização baixo e que, à semelhança da celulose, funcionam como material estrutural, além de servirem como substância de reserva.

O último componente estrutural é a lenhina, uma substância amorfa com estrutura tridimensional que é responsável pela rigidez da parede celular e consequente resistência mecânica.

Os extractivos são moléculas pequenas cuja designação advém de poderem ser retirados da madeira através de solventes. Muitas vezes exercem funções de defesa contra xilófagos, outras são responsáveis pela cor e cheiro das madeiras mas na maioria das vezes não possuem qualquer função específica [Klock *et al.*, 2005].

1.5. Combustão da biomassa

A combustão da biomassa é um processo que envolve vários aspectos físicos e químicos de elevada complexidade, dando-se a queima segundo diversas reacções homogéneas e heterogéneas. A natureza deste processo depende tanto das propriedades do combustível como da sua aplicação. O processo de combustão em geral pode ser um processo de combustão contínua ou um processo de combustão em cadeia. [Van Loo e Koppejan, 2008].

Por outras palavras, a combustão é um processo químico no qual um material reage rapidamente com o oxigénio do ar, produzindo luz e calor intenso. No caso da combustão da biomassa, esta faz-se em três fases: secagem, pirólise com libertação e a subsequente combustão de voláteis e finalmente a combustão do resíduo sólido carbonoso.

O tempo de reacção necessário para cada uma das etapas depende das propriedades físicas (dimensões das partículas) e químicas do combustível sólido; da composição gasosa e das condições ambiente no interior do sistema de combustão; da taxa de aquecimento; da temperatura final da partícula e da temperatura do meio em que ocorre a combustão [Jenkins *et al.*, 1998].

As tecnologias de combustão dos combustíveis sólidos, utilizadas à escala industrial, encontram-se genericamente distribuídas em três grandes grupos: combustão em leito fixo, combustão de suspensões e combustão em leito fluidizado, sendo neste trabalho estudada a combustão em leito fixo.

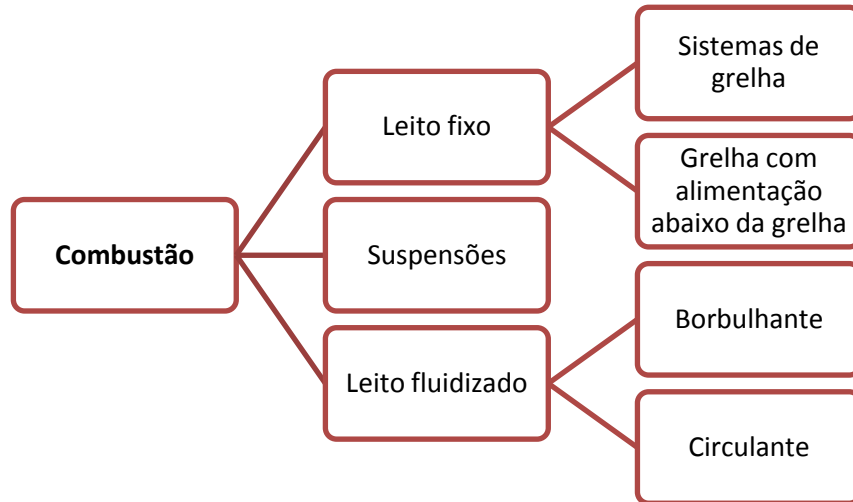


Figura 10 – Tecnologias de combustão de combustíveis sólidos

A biomassa apresenta uma composição variável, existindo por isso diferentes sistemas de combustão. Um sistema de combustão é composto por um sistema de armazenamento, um sistema de alimentação, uma fornalha, um sistema de remoção das cinzas resultantes da combustão, uma superfície de troca ou recuperação de calor e um sistema de limpeza dos gases de combustão. A fornalha é o componente mais importante deste sistema, sendo a sua escolha dependente do combustível a utilizar.

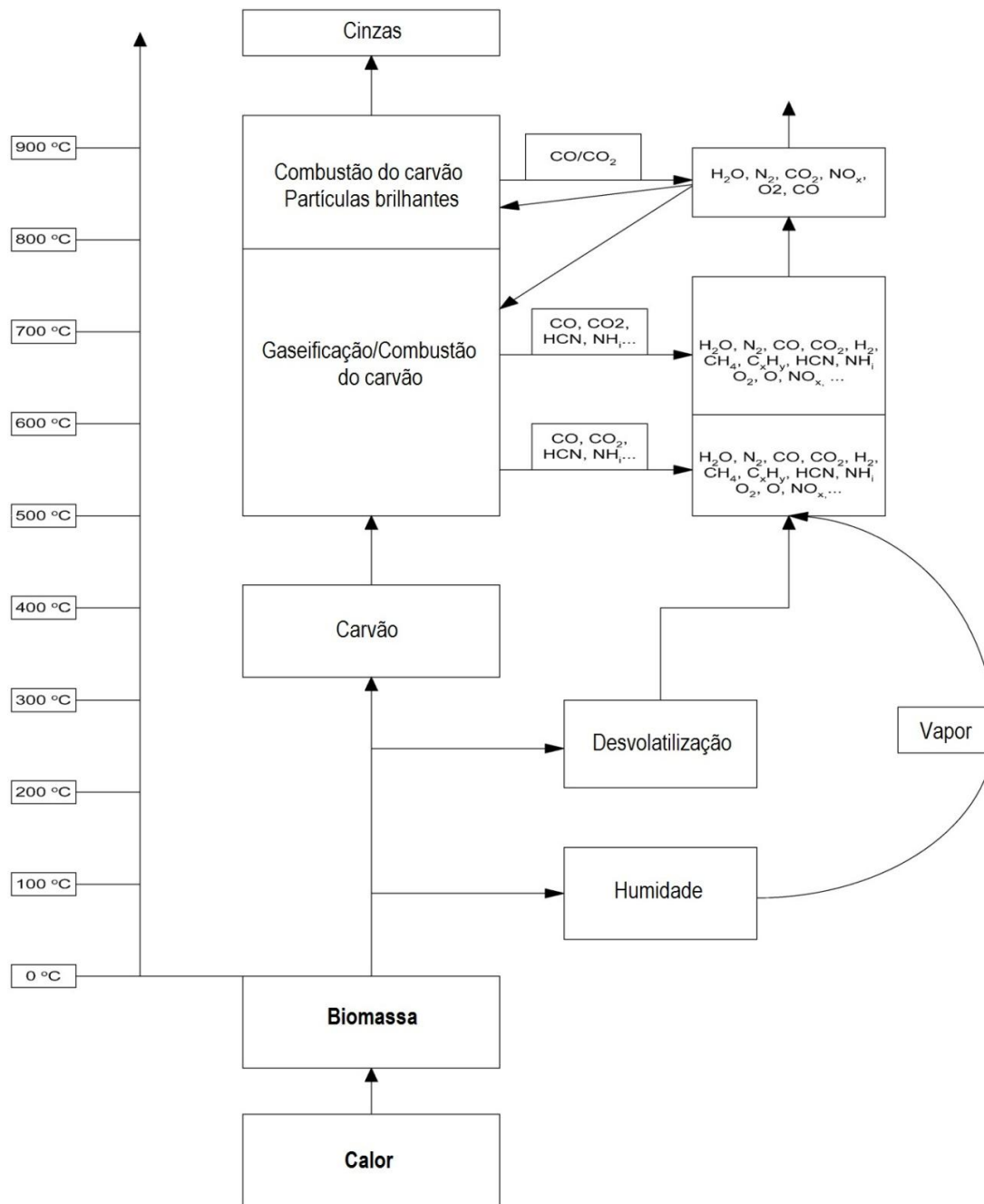


Figura 11 – Esquema do processo de combustão de uma lenha de madeira [Khan *et al*, 2008]

Na combustão de cargas de partículas de pequena dimensão, Figura 11, verifica-se uma separação nítida no tempo entre a combustão de voláteis e do resíduo carbonoso. A queima do resíduo carbonoso não demora muito mais tempo do que a combustão dos voláteis, a qual ocorre de uma forma quase imediata. Na queima de partículas de dimensões consideráveis, como por exemplo na queima de lenha, os processos podem ocorrer simultaneamente, podendo mesmo haver sobreposição de fases [Nussbaumer, 2003].

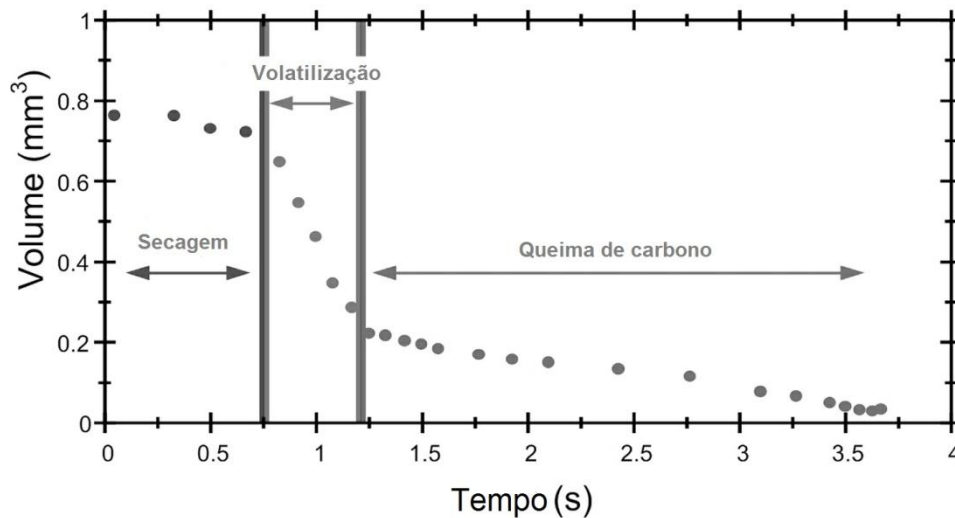


Figura 12 – Combustão de uma pequena partícula de biomassa em fases distintas [Van Loo e Koppejan. 2008]

Num processo de combustão, de uma maneira geral, a biomassa começa por perder o seu teor em humidade, utilizando a energia térmica libertada por outros dos seus componentes. Após a secagem dá-se a libertação de monóxido de carbono e de compostos voláteis, numa primeira fase o metano e outros hidrocarbonetos leves, e posteriormente, com o aumento da temperatura, espécies de maior massa, como os alcatrões. Ao longo deste processo, estes gases representam cerca de 70 % do poder calorífico associado à biomassa. O processo finaliza com a oxidação do resíduo carbonoso e a retenção das cinzas [I.E.A., 2004].

Grande parte dos processos de combustão tradicionais caracterizam-se por apresentarem problemas de poluição ambiental e baixo rendimento energético. Existe, por isso, a necessidade de utilizar novos combustíveis de modo a melhorar a eficiência associada, reduzir custos e diminuir os níveis de emissão de gases poluentes, o que obriga ao desenvolvimento de novas tecnologias de combustão.

2. Lareiras com recuperador de calor

As lareiras a lenha, desde cedo, foram uma opção de aquecimento e conforto para a sociedade em geral. A utilização de achas de madeira como tipo de combustível deve-se à necessidade de automatizar o processo de queima de madeira em lareiras.



Figura 13 – Lareira com recuperador de calor [www.fogocalor.pt]

2.1. Evolução histórica

O fogo foi uma das maiores conquistas do ser humano, na pré-história. O homem aprendeu a utilizar o fogo, extraindo a energia dos materiais provenientes da natureza, em seu benefício.

Desde cedo o fogo serviu como protecção aos primeiros hominídeos, com o objectivo de afastar os predadores. Além disso, o Homem pré-histórico utilizou o fogo para se aquecer, para cozinhar os alimentos, praticar rituais religiosos, em festas e divertimentos. Por tudo isto, o fogo foi um dos factores que mais contribuiu para a sobrevivência do ser humano e para o desenvolvimento da humanidade. Contudo, durante muitos períodos de história, o fogo foi utilizado no desenvolvimento e criação de armas e como força destrutiva.

Com o desenvolvimento da humanidade, a lareira tornou-se num conceito mais organizado de fazer fogo. Por volta do ano de 1700, Abraham Darby utilizou métodos de fundição do ferro para proporcionar uma forma economicamente eficiente de produzir calor. Ainda no século XVIII, dois acontecimentos marcaram a história da lareira. Benjamin Franklin desenvolveu uma câmara de convecção que melhorou a eficiência das lareiras e fogões a lenha, conseguindo deste modo que o caudal de ar fosse melhorado, ventilando uma maior área na parte superior da lareira. No final desse século, o Conde de Rumford projectou uma lareira com uma fornalha, a qual permitiu que o fumo se dirigisse para cima e para fora do prédio. Esta lareira melhorou a quantidade de calor radiado para o local onde esta se encontra. Este projecto foi o alicerce para a implantação das lareiras modernas [www.fireplaces-fireplaces.com].

Porém Benjamin Franklin também desempenhou um importante papel na invenção das lareiras, tendo descoberto que estas perdiam uma grande quantidade de calor pela parede. Assim, surgiu o fogão Franklin, fruto da inspiração de Benjamin Franklin ao criar a primeira fornalha independente. Durante o seu estudo, procurou encontrar a melhor maneira para aquecer uma sala, tendo para isso colocado numa das suas primeiras experiências, a lareira no centro da sala. Verificou que o local onde a lareira estava colocada foi aquecido de forma completa e uniforme. Benjamin Franklin descobriu ainda que as lareiras revestidas por ferro fundido, mesmo com as chamas apagadas, continuavam a emitir calor e a aquecer a sala [www.fireplaces-fireplaces.com].

Apesar destas descobertas, os projectos de Benjamin Franklin apresentavam erros. Assim, um homem de nome David Rittenhouse que vivia em Filadélfia, decidiu utilizar a criação de Franklin, adicionando-lhe uma chaminé em forma de “L” de modo a mover o ar através do fogo, fazendo com que o fumo subisse pela chaminé. Esta alteração teve bastante sucesso e nos finais do século XVIII, este tipo de lareiras começaram a ser usadas em todo o país. Embora tenha sido Rittenhouse o impulsor deste sucesso, o nome que predominou na sua criação foi o de Franklin.

No entanto, foi durante a época Victoriana que as lareiras começaram a ganhar mais popularidade. Durante esse período, as pessoas sentiram que, para além da produção de calor, as lareiras adicionaram um toque de classe às suas casas, transmitindo-lhes um ambiente mais acolhedor e aconchegante.

Ao longo dos anos, devido à alteração do estilo das habitações, mudou também o estilo das lareiras, bem como a sua tecnologia. Apesar destes avanços, a tecnologia básica da lareira permanece a mesma, sendo composta por dois elementos principais – a parte exterior e a parte interior. A parte exterior é constituída pelas paredes laterais e pela entrada da chaminé, e é geralmente construída em granito, mármore, e por vezes ferro. A parte interior da lareira é o local onde a madeira é queimada, sendo esta normalmente construída em ferro fundido.

Hoje em dia, muitas casas já não têm lareiras, tendo sido substituídas por outras formas de aquecimento consideradas mais eficientes, como por exemplo, o aquecimento central ou o aquecimento eléctrico.

Existem várias alternativas para quem pretende o ambiente duma lareira sem fogo. Uma delas é a instalação de um “fogo falso” ou lareira a gás, que oferece o efeito de chaminé.

Desde sempre, a biomassa foi o combustível mais usado nas lareiras, sendo que a sua queima dificilmente é limpa e eficiente.

Os sistemas de aquecimento a lenha normalmente produzem uma quantidade considerável de monóxido de carbono e outros gases não queimados em comparação com os sistemas a gás natural e a derivados do petróleo. O desenvolvimento mais recente de sistemas de aquecimento a lenha teve como objectivo principal usar a madeira como uma fonte renovável de energia e de reduzir a emissão de gases indesejáveis (poluentes e tóxicos), a fim de manter o interesse da madeira como combustível. [www.fireplaces-fireplaces.com].

2.2. Estrutura da lareira

A concepção de sistemas de aquecimento, como por exemplo de lareiras, é um desafio no que se refere a fornecer uma taxa controlada de saída de calor ao longo de um determinado período de tempo, enquanto é capturado o máximo de calor libertado pelo combustível. Em geral, faz-se o controlo da saída de calor regulando a entrada de ar para a combustão. A limitação da entrada de ar faz com que a combustão não seja completa, provocando emissões muito altas de gases, a menos que tenha incorporado um sistema secundário de queima bastante eficaz para controlar estas emissões [Van Loo e Koppejan, 2008].

Ao longo das últimas décadas, uma das principais preocupações dos projectistas de sistemas de aquecimento tem sido o desenvolvimento de sistemas eficientes de queima pura e limpa. Surgiram várias soluções, uma das quais foi a de utilizar sistemas onde o calor é acumulado por sistemas de alta massa térmica (fogões), permitindo ao sistema operar com uma elevada taxa de queima de modo a não requer tanto ar. Assim, a sua capacidade de acumulação de calor fornece uma taxa de queima aceitável e uma boa duração da libertação de calor.

Com a introdução, nos últimos anos, dos sistemas de combustão automática de achas de madeira, tornou-se mais fácil a produção contínua de calor.

Um dos principais obstáculos na construção dos sistemas de aquecimento tem sido a falta de protocolos para a realização de testes com o objectivo de determinar a emissão de gases, bem como o seu rendimento. Foi a partir da década de 90 que surgiram normas consensuais para os referidos testes, as quais têm vindo a ser alteradas e aperfeiçoadas ao longo dos tempos [Van Loo e Koppejan, 2008].

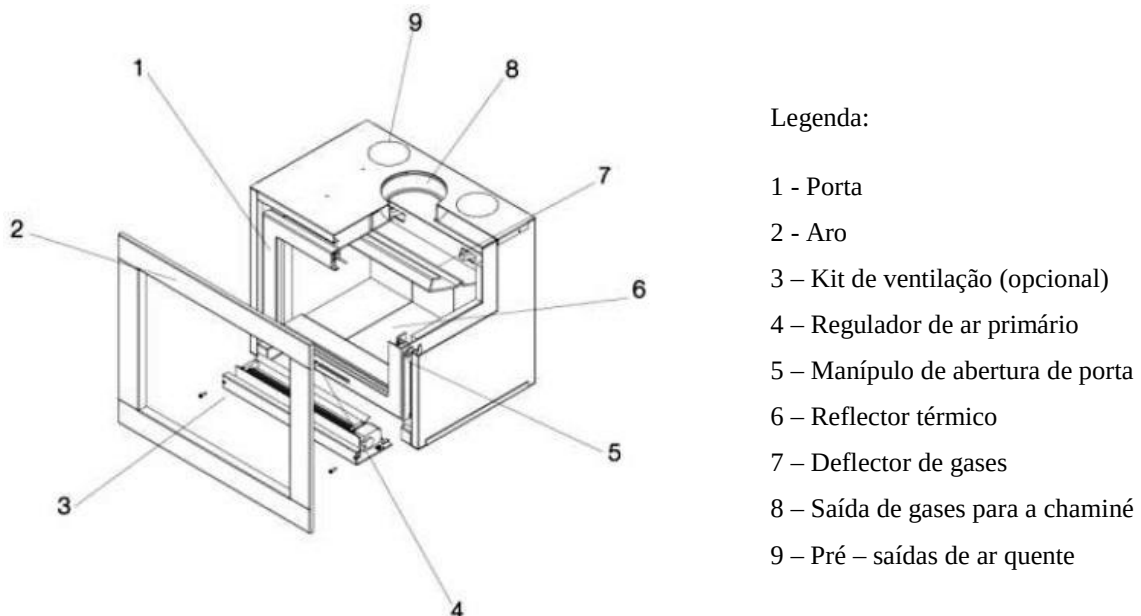


Figura 14 – Estrutura de uma lareira com recuperador de calor [www.fogocalor.pt]

2.3. Fogões a lenha

Um fogão a lenha é um sistema autónomo que tem como principal objectivo aquecer o espaço no qual está localizado, libertando calor útil por radiação e convecção no seu exterior. Apesar de todos os fogões utilizarem as duas formas de transferência de calor, estes são geralmente classificados como fogões de radiação ou de circulação (convecção), consoante o seu modo principal de transferência de calor.

As paredes da fornalha e do fogão propriamente dito, são revestidas de materiais resistentes ao fogo. Alguns fogões são equipados com grelha de cinzas, com uma caixa de cinzas debaixo da grelha. No caso de não possuírem a grelha de cinzas, estas são retiradas directamente do fogão.

Nos fogões a lenha, a taxa de queima é regulada pelo controle de alimentação do ar da combustão primária. Como a redução do ar primário leva a uma combustão incompleta, o ar secundário é normalmente fornecido fora da zona de combustão primária. Relativamente à câmara de combustão, esta pode ser equipada com deflectores horizontais e inclinados de material isolante rígido ou de aço, onde o ar secundário é normalmente pré-aquecido e introduzido em locais estratégicos. Na maior parte dos fogões, a porta da frente é revestida de vidro dando a percepção de uma janela de visualização para o interior, permitindo também ao utilizador uma melhor oportunidade de ajustar a lareira para uma combustão ideal.

Os fogões a lenha podem ser classificados em função das trajectórias do caudal de ar na câmara de combustão. Existem quatro modelos básicos mais comuns que caracterizam a lareira quanto ao caudal de ar, podendo-se ainda formar inúmeras combinações com base nestes quatro modelos, Figura 15 [Van Loo e Koppejan, 2008].

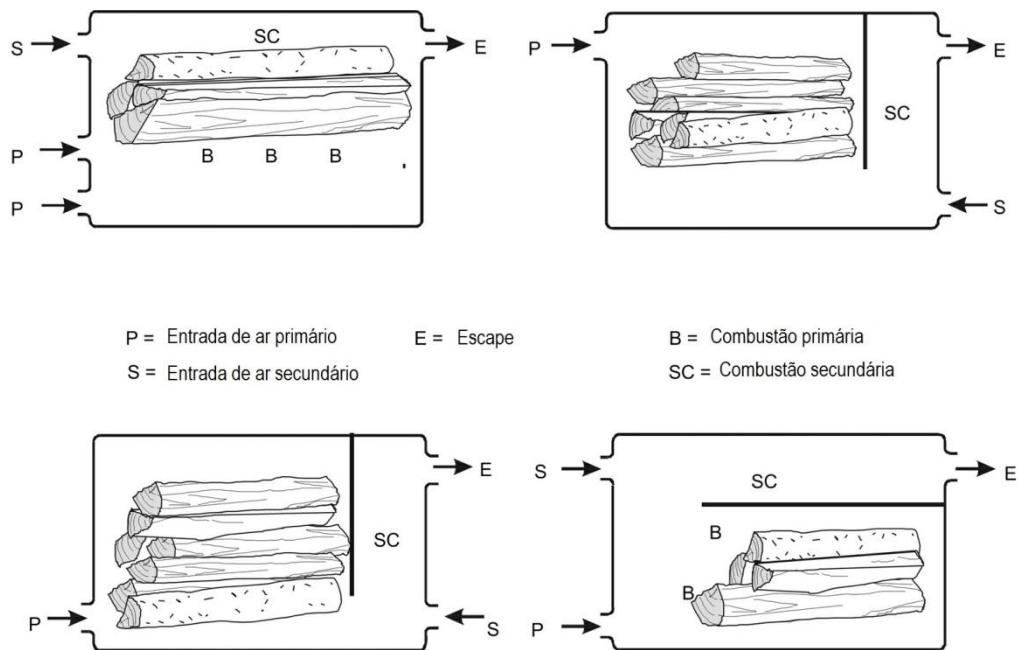


Figura 15 – Esquemas das lareiras consoante o caudal de ar primário [Van Loo e Koppejan, 2008]

Normalmente, a lenha queima a temperaturas compreendidas entre os 500 °C e 1000 °C, ou mais, sendo difícil atingir estas temperaturas tão elevadas, fora da zona de combustão primária. No entanto, caso a lareira possua um combustor catalítico, este pode reduzir a temperatura de ignição para cerca de 260 °C [Van Loo e Koppejan, 2008].

2.4. Lareira a lenha com recuperador de calor

As lareiras a lenha são uma adaptação dos fogões a lenha. A única diferença é que a lareira possui uma chaminé por onde é expelido o fumo.

Em termos de transferência de calor os fogões e as lareiras funcionam de forma semelhante. Porém as lareiras exigem um sistema de transferência de calor muito mais elaborado de modo a evitar excessivas perdas de calor. O calor emitido pela chama é transferido por radiação principalmente através da porta de vidro. No entanto, o mecanismo de transferência de calor por convecção também desempenha um papel de extrema importância.

O dimensionamento dos fogões e lareiras está directamente relacionado com os princípios básicos da combustão e da transferência de calor. Estes princípios contribuem também para o aperfeiçoamento destes sistemas de aquecimento de modo a melhorar o seu rendimento.

Os processos de combustão e de transferência de calor são muito complicados e independentes, variando de modelo para modelo. Assim, é necessário realizar vários testes para estudar o desempenho da lareira em causa, tanto em termos teóricos como práticos [Van Loo e Koppejan, 2008].

Na Figura 16 estão esquematizados os principais escoamentos de ar existentes numa lareira a lenha com recuperador de calor.

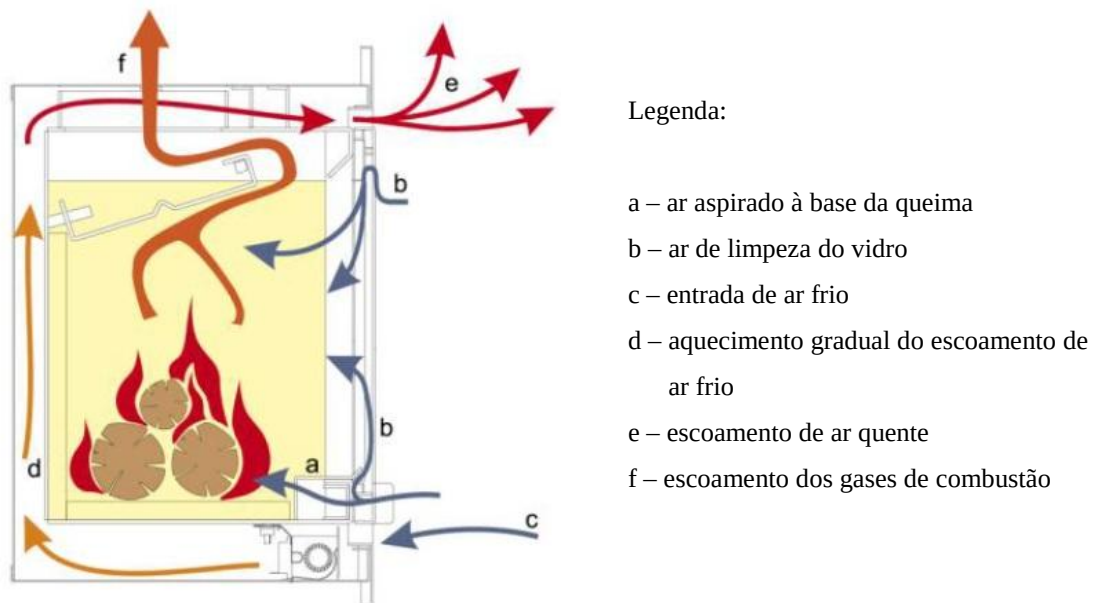


Figura 16 – Escoamentos de ar num recuperador de calor [www.fogocalor.pt]

2.4.1. Recuperador de Calor

Uma lareira a lenha com recuperador de calor, vulgarmente chamada recuperador de calor, é um sistema de aquecimento que possui um recuperador de calor, o qual é um equipamento que possibilita a transferência de calor entre um fluido (mais) quente e um (mais) frio. O objectivo principal deste equipamento é o de recuperar o calor perdido pelos gases de combustão, expelindo-os para a chaminé depois da passagem pelo recuperador.

Os recuperadores de calor podem ser classificados de acordo com os seguintes critérios [Fernandes e Castro, 2008]:

- Número de fluidos: gás - gás, gás – líquido e líquido – líquido;
- Arranjo dos escoamentos: passagens simples e passagens múltiplas;
- Processos de transferência: contacto directo e indirecto;
- Tipos construtivos: tubulares, placas, regenerativos e compactos.

Quanto ao arranjo dos escoamentos em passagens simples há três configurações básicas: recuperadores de escoamentos paralelos, de escoamentos em contra-corrente (escoamentos opostos) e o de escoamentos cruzados, sendo este último o caso estudado neste trabalho, Figura 17.

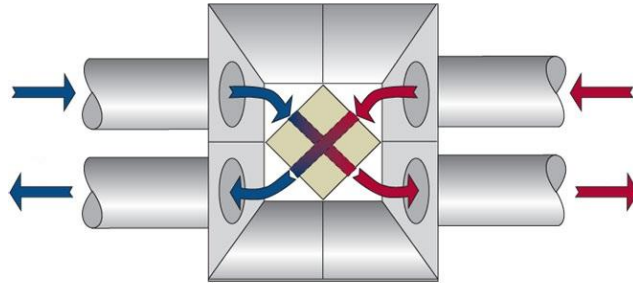
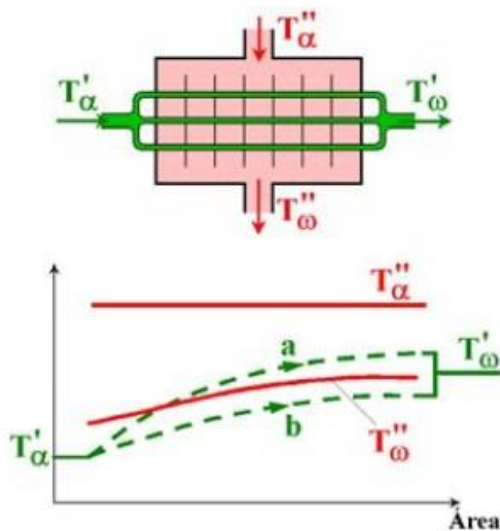


Figura 17 - Recuperador de calor de escoamento cruzado [www.cbs.grundfos.com]

O rendimento deste tipo de recuperadores varia entre os 40 % a 65 %, sendo possível utilizar recuperadores de calor de duplo escoamento cruzado, conseguindo-se assim 75 % a 85% de rendimento.

Os recuperadores de calor de escoamento cruzado têm esta designação porque os fluidos são movidos de forma perpendicular. Na Figura 18 é possível observar a distribuição de temperaturas neste tipo de recuperador.



Legenda:

T'_{α} - Temperatura de entrada do fluido frio

T'_{ω} - Temperatura de saída do fluido frio

T''_{α} - Temperatura de entrada do fluido quente

T''_{ω} - Temperatura de saída do fluido quente

Figura 18 – Distribuição de temperaturas num recuperador de calor de escoamento cruzado [Fernandes e Castro, 2008]

2.4.2. Transferência de calor na lareira

Na Figura 19 estão representados de um modo sintético os processos que ocorrem na transferência de calor num fogão ou lareira. Dada a pouca importância do mecanismo da condução neste processo, apenas se faz referência à radiação e à convecção no processo de dimensionamento que se desenvolverá no Capítulo 3.

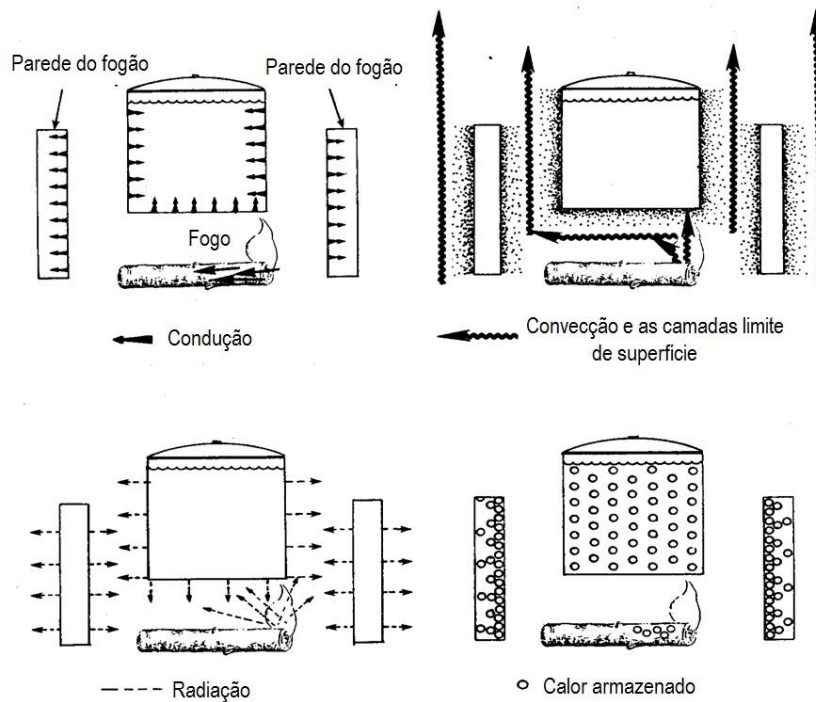


Figura 19 – Processos de transferência de calor que ocorrem numa lareira [Baldwin, 1952]

Em lareiras a lenha, a transferência de calor por radiação desempenha um papel de extrema importância na transferência de calor das chamas para o combustível, de forma a manter a combustão; para as paredes da fornalha; para o ambiente (exterior do fogão) e também para a parte superior da lareira, o recuperador de calor, como mostra a Figura 20.

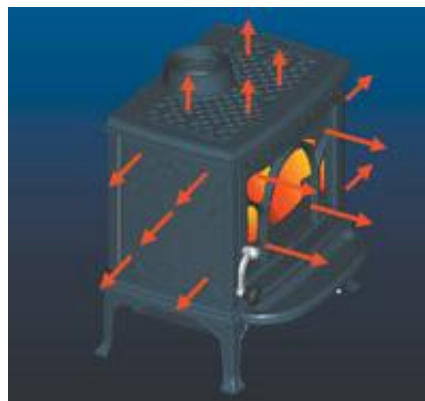


Figura 20 – Transferência de calor por radiação num recuperador de calor [www.jotul.com]

Relativamente à transferência de calor por convecção, esta acontece quando o ar em redor da lareira aquece, expande e sobe para o recuperador de calor. Este é o papel mais importante da convecção no que diz respeito às lareiras. Embora haja convecção nas paredes laterais da fornalha, esta pode ser considerada desprezável comparativamente à radiação da chama para estas, e ainda relativamente ao peso da convecção a partir da corrente dos gases de combustão para o feixe de tubos do recuperador.



Figura 21 – Transferência de calor por convecção num recuperador de calor [www.jotul.com]

Existe ainda a possibilidade do fogão ou lareira ter uma câmara de convecção, que permitirá uma transferência de calor mais rápida entre a lareira e o recuperador. O ar aquecido sobe, e transporta calor para a sala. Contudo, esta circunstância não será considerada no processo de dimensionamento a ser realizado no presente trabalho [Baldwin, 1952].

É através da convecção que os gases quentes, resultantes da combustão, aquecem o interior da lareira e é ainda pelo mesmo mecanismo que o ar arrefece. Contudo, em lareiras e fogões tradicionais, muito do potencial de aquecimento dos gases é perdido pelo que, aumentar a transferência de calor convectiva para o interior é o passo mais importante para aumentar o rendimento térmico de uma lareira a lenha. Existem três formas possíveis de o fazer:

- Aumentar a temperatura dos gases quentes, controlando a quantidade de ar exterior que entra. Por vezes, esta situação não é muito prática pois exige a manipulação da porta para a entrada da lenha, ainda que esta permita uma fácil monitorização visual do fogo;
- Fazer com que grande parte da área do interior da lareira esteja o máximo possível exposta ao gás quente, para que este consiga libertar-se em torno de toda a superfície em contacto;
- Aumentar a transferência de calor, o que pode ser feito através do aumento da velocidade do gás quente.

Comparando os dois modos principais de transferência de calor, a convecção demora um pouco mais de tempo do que a radiação a aquecer o espaço que envolve a lareira [Baldwin, 1952].

3. Modelo matemático para a queima em lareira

3.1. Modelo de combustão

A lareira é como um reactor em leito fixo a funcionar por alimentação de cargas sucessivas de partículas, que no caso presente são achas de madeira.

O modelo de queima de uma partícula isolada e o modelo de queima de cargas de partículas vão então ser adaptados a esta nova situação.

Sabe-se que uma partícula modelo, de diâmetro d , queima à taxa de:

$$-\frac{\rho_c}{\mu_c} \frac{\pi d^2}{2} \frac{d}{dt}(t) = \pi d^2 K \eta C_\infty \quad (3.1)$$

A suposição de que a partícula a queimar é só de carbono tem a ver com o facto de, após a introdução das achas na lareira, estas sofrerem um processo de secagem seguindo-se a desvolatilização, tal como referido no Capítulo 1.4. Durante a desvolatilização, os voláteis libertam-se rapidamente, ficando o resíduo sólido carbonoso pois queima mais lentamente. Por isso, o factor de tempo preponderante é a queima do carvão (grosso modo carbono) em que as achas se convertem.

Numa primeira análise, faz-se um balanço termodinâmico à zona da fornalha admitindo-se uma queima onde uma dada percentagem de calor é transferida pela “janela” da lareira. Considera-se inicialmente uma perda por base do PCI (poder calorífico inferior) de cerca de 15 %. Numa segunda análise, verifica-se se este valor arbitrado é o correcto, a partir do valor da transferência de calor por radiação e caso não tenha sido, far-se-á então a respectiva correcção.

No modelo matemático seguidamente apresentado, adopta-se uma composição típica da madeira de eucalipto, apresentada no Anexo A, fazendo-se um estudo para excessos de ar entre os 100 % e 400 %, pois são os valores típicos para lareiras com recuperador de calor. Através do balanço termodinâmico da combustão, calcula-se a temperatura de chama, que por sua vez é a temperatura da superfície das achas, ou igualmente designada, temperatura de combustão.

3.1.1. Determinação da temperatura da superfície das achas

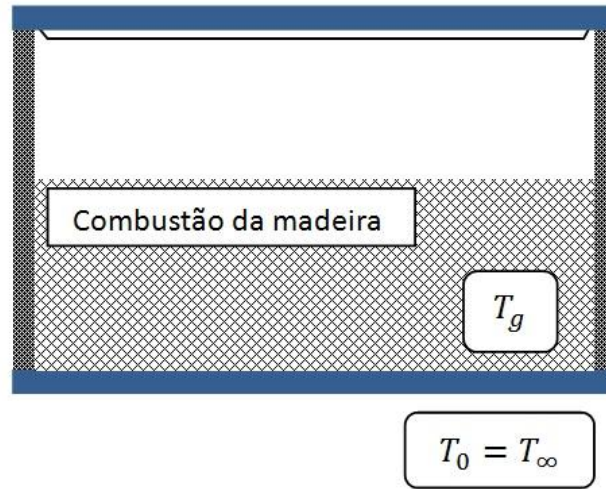
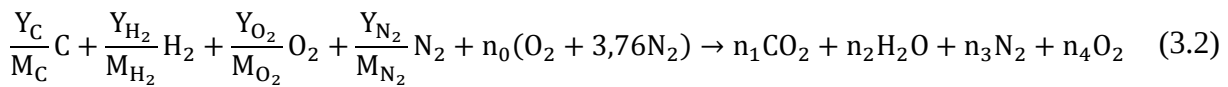
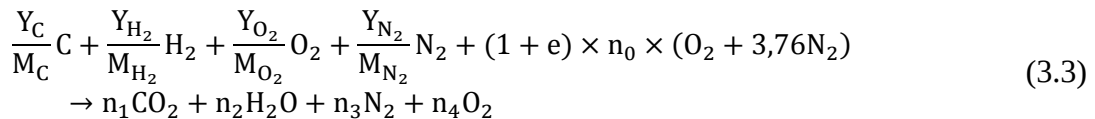


Figura 22 – Fase de combustão e temperaturas consideradas

Equação estequiométrica da queima da madeira segundo a sua análise elementar (base mássica) e considerando a madeira seca:



Com excesso de ar:



Aplicando a primeira lei da termodinâmica à reacção química e considerando a queima não adiabática, havendo por isso perdas por base do PCI, a equação fica:

$$H_{P2} - H_{R1} = (H_{P2} - H_{P0}) + (H_{P0} - H_{R0}) + (H_{R0} - H_{R1}) = \zeta \times \Delta h \quad (3.4)$$

Neste caso não é possível conhecer-se a massa total de reagentes e produtos pelo que se trabalha por kg de combustível. Reescrevendo a equação anterior:

$$(h_{P2}^* - h_{P0}^*) + (h_{P0}^* - h_{R0}^*) + (h_{R0}^* - h_{R1}^*) = \zeta \times \Delta h \quad (3.5)$$

onde h^* significa entalpia por kg de combustível (madeira).

Sendo a temperatura dos reagentes igual à temperatura de referência ($T_\infty = T_0$), tem-se:

$$(h_{R0}^* - h_{R1}^*) = 0 \quad (3.6)$$

$$(h_{P0}^* - h_{R0}^*) = \Delta h_0 = \frac{\dot{m}_{madeira}}{m_{madeira}} (-PCI_{madeira}) \quad (3.7)$$

$$(h_{P2}^* - h_{P0}^*) = \sum \frac{\dot{m}_{produtos}}{m_{madeira}} \overline{cp}_{produtos} (T_g - T_\infty) \quad (3.8)$$

$$(h_{P2}^* - h_{P0}^*) = \left(\frac{m_{CO_2}}{m_{madeira}} \times cp_{CO_2} + \frac{m_{H_2O}}{m_{madeira}} \times cp_{H_2O} + \frac{m_{N_2}}{m_{madeira}} \times cp_{N_2} + \frac{m_{O_2}}{m_{madeira}} \times cp_{O_2} \right) \times (T_g - T_\infty) \quad (3.9)$$

em que o calor específico de cada produto de combustão foi calculado por meio de um polinómio de 6º grau com os dados tabelados em [Raznjevic, 1970], Anexo D.

Conhecido o excesso de ar, a equação (3.9) permite calcular a temperatura global da queima da madeira, T_g .

A razão ar/combustível real é dada por:

$$(AC)_{real} = \frac{(AC)_{estequiométrico}}{r} \quad (3.10)$$

sendo a riqueza,

$$r = \frac{1}{(1 + e)} \quad (3.11)$$

e

$$(AC)_{estequiométrico} = \frac{m_{ar}}{m_{madeira}} = \frac{(1 + e) \times n_0 \times (M_{O_2} + 3,76 \times M_{N_2})}{1} \quad (3.12)$$

Como a resolução de equações para o cálculo de T_g foi feito através do SOLVER do Microsoft Excel, o método de paragem utilizado foi o de igualar a massa de reagentes por kg de combustível à massa de produtos por kg de combustível, para que o erro relativo entre as duas fosse o menor possível.

Assim, considerando que:

$$m_{reagentes}^* = \frac{m_{reagentes}}{m_{madeira}} \quad (3.13)$$

e

$$n^* = \frac{n}{m_{madeira}} \quad (3.14)$$

tem-se que:

$$m_{reagentes}^* = M_C \times Y_C + M_{H_2} \times Y_{H_2} + M_{O_2} \times Y_{O_2} + M_{N_2} \times Y_{N_2} + (1 + e) \times n_0 \times (M_{O_2} + 3,76 \times M_{N_2}) \quad (3.15)$$

e

$$m_{produtos}^* = n_1^* \times M_{CO_2} + n_2^* \times M_{H_2O} + n_3^* \times M_{N_2} + n_4^* \times M_{O_2} \quad (3.16)$$

3.1.2. Determinação da carga de achas de madeira a admitir na lareira e o respectivo intervalo de tempo

Dado que a madeira é um combustível sólido, não é fisicamente possível alimentar a fornalha com o caudal equivalente, ou seja, alimentar a combustão numa forma contínua. Desta forma há que definir uma dada carga de partículas, achas, que são introduzidas na fornalha periodicamente.

Assim, o tempo de queima de uma fracção φ de uma carga de partículas de carbono com diâmetro d_{esf} , é determinado pela seguinte relação [Pinho, 2009]:

$$t_\varphi = \frac{U_s A_s \rho_c [1 - (1 - \varphi)^{2/3}] d_{esf}^2}{4 M_c \eta S_{hf} D_g U_e A_{ent} C_{oe}} + \frac{U_s A_s \rho_c [1 - (1 - \varphi)^{1/3}] d_{esf}}{2 M_c \eta K_c U_e A_{ent} C_{oe}} + \frac{m_c \varphi}{M_c U_e A_{ent} C_{oe}} \quad (3.17)$$

Nesta expressão, a primeira parcela, proporcional ao quadrado do diâmetro inicial das partículas, quantifica o peso da transferência de massa no processo de combustão, enquanto a segunda parcela, proporcional ao diâmetro inicial das partículas, tem em conta a cinética da reacção química. A terceira parcela é essencialmente função das condições do escoamento existentes na fornalha. Embora esta parcela não seja directamente dependente do diâmetro da partícula, acaba por o ser indirectamente, devido à massa total da carga (m_c).

Nesta análise, considera-se que as condições de entrada na lareira, isto é, U_e , A_{ent} e C_{oe} não variam ao longo do tempo e que U_s , A_s e C_∞ são também valores médios constantes no tempo. Objectivamente, as áreas A_{ent} e A_s não variam pois estão relacionadas com as dimensões da lareira, e U_e e C_{oe} em princípio também não devem variar, para a queima em regime permanente. Quanto a C_∞ , numa aproximação mais simplificada, poder-se-ia considerar que é um valor médio ao longo do tempo, se bem que com a formulação matemática adoptada, tal não é necessário porque vem tudo em função da concentração de O_2 à entrada do reactor.

Em termos da forma das partículas, estas não são esféricas mas sim cilíndricas (são achas de madeira), de modo que no desenvolvimento matemático o diâmetro a usar é o respectivo diâmetro médio volume/superfície ou o chamado diâmetro médio de Sauter [Klinzin, 1981], sendo por isso necessário ter em consideração a não esfericidade das partículas. Outra possibilidade seria a de se desenvolver, de início, um modelo para partículas cilíndricas, o que seria bem mais completo, contudo muito demorado [Bird *et al.*, 1960].

A madeira ao secar vai carbonizar, sendo por isso necessário ter em conta a diminuição do tamanho da acha devido à pirólise, utilizando-se neste caso o carbono fixo da lenha (madeira).

Sabendo que $d_{esf} = V/S$, ao relacionar o diâmetro inicial da acha com o da esfera, obtém-se o diâmetro a usar, da seguinte forma:

• Acha $V = \frac{\pi d_i^2}{4} \times l_{inicial}$ $S = \frac{\pi d_i^2}{4} \times 2 + \pi d_i \times l_{inicial}$	• Esfera $V = \frac{\pi d_{esf}^3}{6}$ $S = \pi d_{esf}^2$
---	--

(3.18)

Igualando os dois rácios volume/superfície, obtém-se:

$$d_{esf} = 6 \times \frac{\frac{\pi d_i^2}{4} \times l_{inicial}}{\frac{\pi d_i^2}{2} + \pi d_i \times l_{inicial}} \quad (3.19)$$

Inicialmente assume-se um valor de d_i para se calcular a massa da acha antes de ser introduzida na fornalha:

$$m_{acha_{inicial}} = \frac{\pi d_i^2}{4} \times l_{inicial} \times \rho_{madeira} \quad (3.20)$$

Após se ter arbitrado um valor para d_i , e de se ter calculado d_{esf} , é possível obter o valor da massa de carga (m_c):

$$m_c = m_{acha} \times Y_{C_{madeira}} \times Y_{C_{carvão}} \quad (3.21)$$

com $m_{acha} = \frac{\pi d_{esf}^3}{6} \times \rho_{madeira}$.

Para se ter uma noção do valor a arbitrar calcula-se, numa fase inicial, o tempo de queima de uma partícula de carbono, que depois de multiplicado pelo caudal equivalente de carbono, permite ter ideia da massa de carga. Como na queima de uma carga de partículas, cada uma compete pelo oxigénio disponível na fornalha, a massa de carga é ligeiramente superior à massa determinada com o tempo de queima de uma partícula.

Como ao longo do modelo, se considera a partícula como um todo, isto é, como o conjunto das várias achas de madeira, estima-se a carga de lenha que a lareira admite, arbitrando que a sua potência global é de 25 kW:

$$m_{madeira} = \frac{\dot{Q}_{global} \times t_{\varphi}}{PCI_{madeira}} \quad (3.22)$$

A massa de carga e os restantes parâmetros que influenciam o tempo de queima são introduzidos no modelo e com a variação de parâmetros tais como, massa de carga (m_c), dimensões da fornalha, factor de competição inter-partículas pelo oxigénio disponível (η), fracção queimada (φ) e temperatura da fornalha (T_g), regula-se o tempo de queima de forma que:

$$\frac{m_c \times \varphi}{t_{\varphi}} = \dot{m}_c \quad (3.23)$$

Para se acertar a velocidade de escoamento, recorre-se à fracção $\dot{m}_{ar} / \dot{m}_{madeira}$ que tem de ser igual à razão $(AC)_{real}$ com:

$$\dot{m}_{ar} = U_e A_{ent} \rho_{ar} \quad (3.24)$$

e

$$\dot{m}_{madeira} = \frac{m_{madeira}}{t_{\varphi}} \quad (3.25)$$

Para a determinação da difusividade do O_2 no seio do ar à temperatura pretendida, recorre-se à seguinte relação [Kanury, 1975]:

$$D_g = D_o \left(\frac{T}{T_o} \right)^n \left(\frac{p_o}{p} \right) \quad (3.26)$$

onde $n=2$ para baixas temperaturas, e $n=1,65$ para altas temperaturas, que é o caso. Os valores com o índice o referem-se às condições de referência tabeladas no Anexo C.

A concentração molar do oxigénio é dada pela expressão:

$$C_{oe} = \frac{p \times X_{O_2}}{\bar{R} \times T_g} \quad (3.27)$$

com $\bar{R} = 8314 \text{ [J kmol}^{-1} \text{ K}^{-1}\text{]}$.

Considera-se que a temperatura no infinito da sala, onde está colocada a lareira, é de 20 °C.

No cálculo do tempo de queima, a fracção de queima (φ) deve ser inferior a 100 % uma vez que na prática nunca se deixa apagar o fogo de uma lareira, pois vai-se de tempos a tempos, colocando novamente lenha na fornalha. Por este motivo, no modelo matemático considera-se que a fracção queimada é de 70 %, até porque a partir de um determinado tamanho, as achas fragmentam-se caindo os pedaços por entre a grelha, para o cinzeiro.

A constante da taxa de reacção k_c traduz a oxidação do carbono ($C + 1/2 O_2 \rightarrow CO$) que ocorre na superfície da partícula. Como a constante da taxa de reacção apresenta valores diferentes, consoante o resíduo carbonoso, é utilizada para o cálculo desta constante uma relação referente a ensaios realizados no INEGI (Instituto de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial) com biomassa nacional [Moreira, 2007]:

$$k_c = 1667,4 \exp\left(\frac{-82,2 \times 10^6}{\bar{R} \times T_g}\right) \quad (3.28)$$

O número de Sherwood (Sh) é função do número de Reynolds (Re) e do número de Schmidt (Sc). Para $Re > 1800$, o número de Sherwood pode ser determinado pela seguinte expressão [Pinho, 2009]:

$$Sh = \frac{2 + 0,555 Re^{1/2} Sc^{1/3}}{\left[1 + \frac{1,232}{Re Sc^{1/3}}\right]} \quad (3.29)$$

onde,

$$Re = \frac{\rho_{ar} U_i d_{esf}}{\mu_{ar}} \quad (3.30)$$

com $U_i = U_e \times 2$, assumindo-se uma porosidade média do leito de 0,5, e o número de Schmidt é calculado da seguinte forma:

$$Sc = \frac{\mu_{ar}}{\rho_{ar} D_g} \quad (3.31)$$

3.1.3. Determinação da constante global de queima

No modelo considerado, como as partículas são de grandes dimensões, a velocidade relativa entre estas e o escoamento gasoso que as envolve é significativa e por isso a transferência de massa, ou seja, a transferência do O_2 até à superfície das partículas deixa de ser por difusão pura, passando os aspectos convectivos a ter alguma importância.

A equação da resistência global à queima, que leva em consideração este facto, é [Pinho, 2009]:

$$\frac{1}{K} = \frac{d_\varphi}{Sh f D_g} + \frac{1}{k_c} \quad (3.32)$$

em que

$$d_\varphi = (1 - \varphi)^{1/3} \times d_{esf} \quad (3.33)$$

A parcela $1/K$ representa o valor instantâneo da resistência global à queima, $d_\varphi / (Sh f D_g)$, o valor instantâneo da resistência devida à transferência de massa e $1/k_c$ o valor instantâneo da resistência devida à cinética da reacção.

3.2. Modelo de transferência de calor

A transferência de calor para a água, existente na lareira, é feita em duas fases.

A primeira fase consiste na transferência de calor por radiação, dos produtos de combustão para o exterior da sala, onde a lareira está colocada, e para o recuperador de calor situado na saída dos gases queimados. Neste processo, os gases de combustão são considerados como não participantes na transferência de calor por radiação. Trata-se de uma aproximação do modelo que embora discutível visa neste estudo uma análise mais simplificada do processo de combustão e transferência de calor. Como na procura de literatura técnica e científica sobre a modelação de lareiras não se encontraram modelos matemáticos aplicados a este tipo de equipamentos domésticos, optou-se no presente estudo por se adoptar esta análise mais simplista.

Na segunda fase, o restante calor é transferido para a água por convecção. Devido à complexidade do escoamento relativo entre os gases de combustão a escoarem no exterior do recuperador e a água a escoar no interior do feixe de tubos, considera-se nesta segunda fase que se está em presença de um recuperador de calor de escoamentos cruzados.

Considerando que a água entra na caldeira a 20 °C e sai a 65 °C, determina-se o caudal de água na lareira, através da seguinte equação:

$$\dot{Q}_{H_2O} = \dot{m}_{H_2O} \times c_{p_{H_2O}} \times (T_{ág,sai} - T_{ág,ent}) = \dot{Q}_{rad_{rec}} + \dot{Q}_{conv_{rec}} \quad (3.34)$$

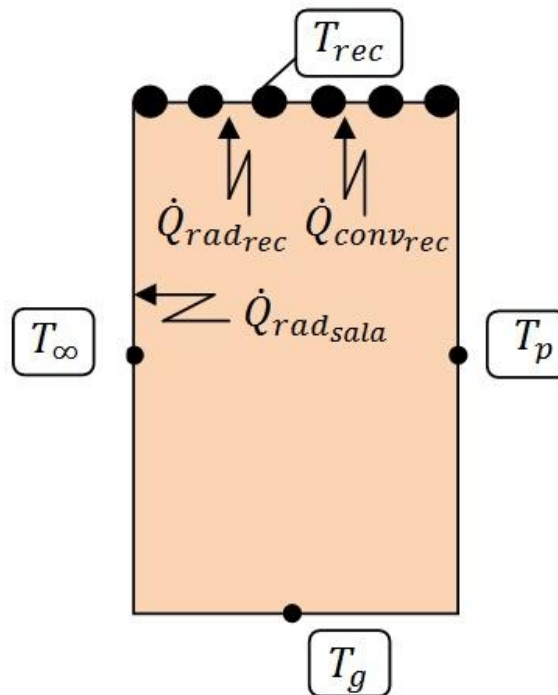


Figura 23 – Esquema de um corte lateral da lareira evidenciando as diferentes transferências de calor que nela ocorrem

3.2.1. Determinação do calor transferido por radiação

A potência calorífica total transferida por radiação é igual à potência transferida por radiação para a sala, onde está inserida a lareira, e para o recuperador de calor, ou seja:

$$\dot{Q}_{rad} = \dot{Q}_{rad_{sala}} + \dot{Q}_{rad_{rec}} \quad (3.35)$$

Conhecidas a geometria da fornalha, a área de transferência de calor e as propriedades do escoamento dos fluidos, e recorrendo a simples balanços de transferência de calor, é possível determinar as temperaturas das superfícies e as potências térmicas transferidas.

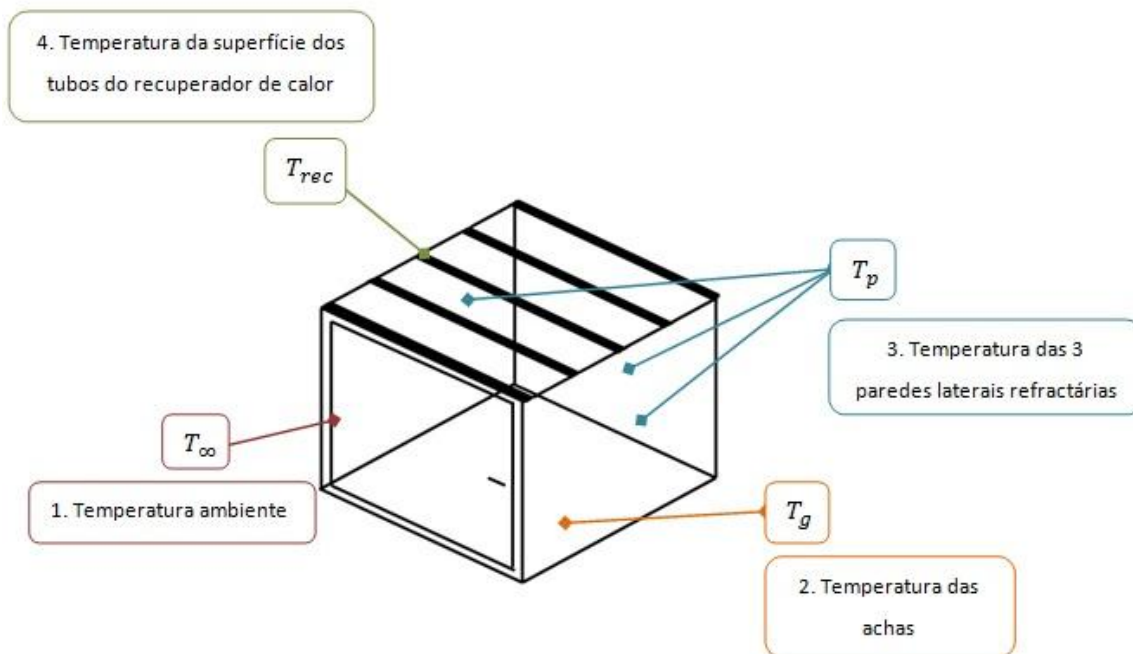


Figura 24 – Esquema das temperaturas implícitas na lareira

O calor irradiado por uma partícula de madeira vai para quatro regiões “vistas” por estas partículas em combustão:

- (1) - Para a região que é constituída pela sala onde está colocada a lareira. Como as achas podem estar em diversos pontos da lareira considera-se que a acha de referência está no meio desta;
- (2) - Para a região composta pelas outras achas (partículas) que compõem o leito em combustão. Como se considera que todas as partículas/achas estão à mesma temperatura, o balanço termodinâmico é nulo;
- (3) - Para as três paredes laterais da lareira que são refractárias e se consideram “reflexivamente adiabáticas”, isto é, reflectem todo o calor que lhes é emitido;
- (4) - Para o recuperador de calor situado na parte superior da lareira, ou seja, na conduta de saída dos gases de combustão, os quais irão atravessar o referido recuperador de calor.

Como se conclui, são quatro as superfícies a ter em conta neste balanço de transferência de calor radiante, e por isso utiliza-se a sequência de cálculo apresentada seguidamente, com base num sistema de equações de balanço e radiosidade [Fernandes e Castro, 2008]:

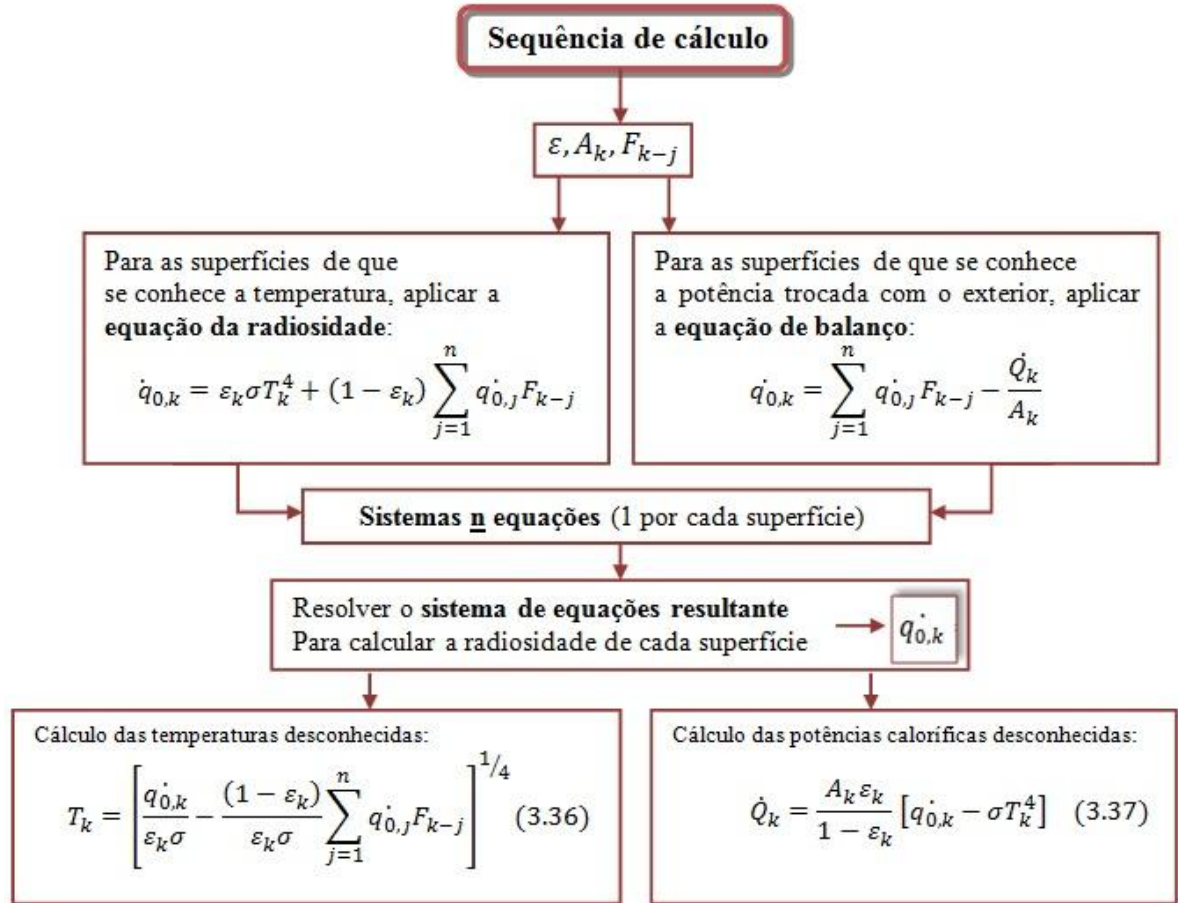


Figura 25 – Esquema da sequência de cálculo no balanço radiante [Fernandes e Castro, 2008]

em que $\sigma = 5,729 \times 10^{-8} \text{ [W/(m}^2 \cdot \text{K}^4)]$ é a constante de Stefan - Boltzmann.

Assim, as equações da radiosidade em questão são:

$$\dot{q}_{0,1} = \varepsilon_1 \sigma T_1^4 + (1 - \varepsilon_1) [F_{1-2} \dot{q}_{0,2} + F_{1-3} \dot{q}_{0,3} + F_{1-4} \dot{q}_{0,4}] \quad (3.38)$$

$$\dot{q}_{0,2} = \varepsilon_2 \sigma T_2^4 + (1 - \varepsilon_2) [F_{2-1} \dot{q}_{0,1} + F_{2-3} \dot{q}_{0,3} + F_{2-4} \dot{q}_{0,4}] \quad (3.39)$$

$$\dot{q}_{0,3} = [F_{3-1} \dot{q}_{0,1} + F_{3-2} \dot{q}_{0,2} + F_{3-4} \dot{q}_{0,4}] \quad (3.40)$$

$$\dot{q}_{0,4} = \varepsilon_4 \sigma T_4^4 + (1 - \varepsilon_4) [F_{4-1} \dot{q}_{0,1} + F_{4-2} \dot{q}_{0,2} + F_{4-3} \dot{q}_{0,3}] \quad (3.41)$$

em que $T_1 = T_\infty$ (temperatura do infinito da sala onde está colocada a lareira), $T_2 = T_g$ (temperatura da superfície das achas), $T_3 = T_p$ (temperatura das paredes laterais) e $T_4 = T_{rec}$ (temperatura da parede do feixe tubular do recuperador de calor).

Após a resolução do sistema de equações (3.38) a (3.41), pela equação (3.37), calcula-se a potência calorífica transferida para a sala, $\dot{Q}_1 = \dot{Q}_{rad_{sala}}$ e para o recuperador de calor, $\dot{Q}_4 = \dot{Q}_{rad_{rec}}$. Substituindo na equação (3.35), obtém-se o valor do calor total transferido por radiação da lareira.

Como referido no Capítulo 3.1.1, considera-se a queima não adiabática, havendo por isso perdas térmicas que no presente cálculo são contabilizadas tendo por base o PCI do combustível e o respectivo caudal mássico. Estas perdas representam a parcela do lado direito da equação da 1ª lei da termodinâmica (equação (3.4)). Assim, é necessário estabelecer-se no balanço termodinâmico, a igualdade dessa parcela com a seguinte equação:

$$\dot{Q}_{rad} = \zeta \times PCI_{madeira} \times \dot{m}_{madeira} \quad (3.42)$$

As três superfícies laterais da lareira são consideradas adiabáticas, sendo por isso a transferência de calor através destas superfícies, nula. Como $\dot{Q}_k = 0$, então a radiosidade desta superfície é igual a:

$$\dot{Q}_k = \frac{A_k \varepsilon_k}{1 - \varepsilon_k} [\dot{q}_{0,k} - \sigma T_k^4] = 0 \rightarrow \dot{q}_{0,k} = \sigma T_k^4 \quad (3.43)$$

Desta forma, com o resultado do balanço das equações (3.38) a (3.41), é possível obter a temperatura das paredes laterais da lareira (T_p), a partir da equação (3.43).

3.2.1.1. Determinação dos factores de forma

A transferência de calor por radiação depende da orientação relativa entre superfícies, bem como das suas propriedades relativas e da sua temperatura. Para contabilizar o efeito da orientação entre superfícies, existe o conceito de factor de forma, também conhecido por factor de configuração, de visão ou de vista. É um parâmetro puramente geométrico, que não depende nem das propriedades das superfícies nem das suas temperaturas. [Incropera *et al.*, 2008]

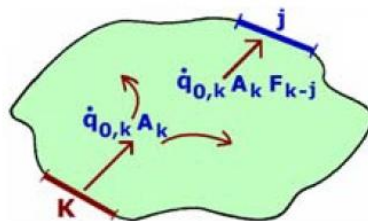


Figura 26 – Representação esquemática do factor de forma F_{k-j} [Fernandes e Castro, 2008]

Considera-se factor de forma, a fracção de radiação que sai da superfície k e atinge a superfície j , sendo representado por F_{k-j} , como ilustrado na Figura 26, ou seja, as superfícies emitem e reflectem uniformemente em todas as direcções. Por definição:

$$F_{k-j} = \frac{\dot{Q}_{A_k-A_j}}{\dot{Q}_{A_k}} \quad (3.44)$$

Para a determinação dos factores de forma das quatro superfícies da lareira, foram utilizados os gráficos para superfícies tridimensionais do Anexo E, tanto para o caso de rectângulos paralelos alinhados (Figura 27 – (a)), como para rectângulos perpendiculares como uma aresta em comum (Figura 27 – (b)).

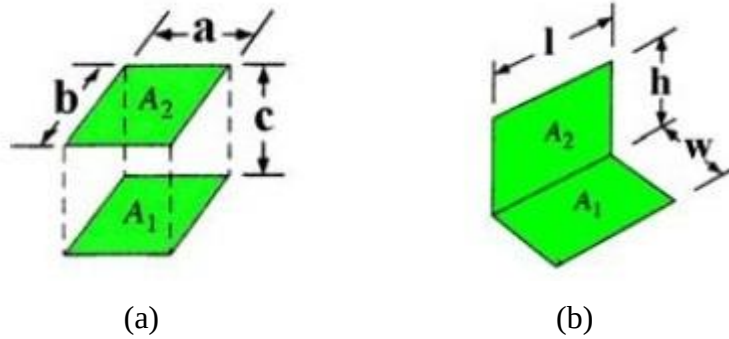


Figura 27 – Representação da configuração para determinação do factor de forma [Fernandes e Castro, 2008]

De referir, algumas particularidades dos factores de forma importantes nesta análise:

- Quando $k = k$, F_{k-k} é a fracção de energia que sai de k para si mesma, em superfícies planas: $F_{k-k}=0$
- O somatório dos factores de forma de uma superfície k , de um volume fechado, para todas as restantes superfícies (j), incluindo a própria superfície k , é igual à unidade:

$$\sum_{j=1}^N F_{k-j} = 1 \quad (3.45)$$

3.2.2. Determinação da potência transferida por convecção no recuperador de calor

No dimensionamento ou projecto de um recuperador de calor é essencial relacionar a taxa total de transferência de calor com o coeficiente global de transferência de calor e a área da superfície de transferência.

A temperatura dos fluidos no interior de um recuperador de calor varia desde a entrada até à saída, e essa variação depende, entre outros factores, do arranjo dos fluidos. Contudo, as diferenças de temperatura no interior são a maior parte das vezes, diferentes ao longo do recuperador. O método a utilizar para o cálculo da diferença de temperaturas vai ser a “Diferença de Temperatura Média logarítmica (DTML)”, que representa a diferença de temperatura entre os dois fluidos, na entrada e na saída do recuperador de calor [Fernandes e Castro, 2008].

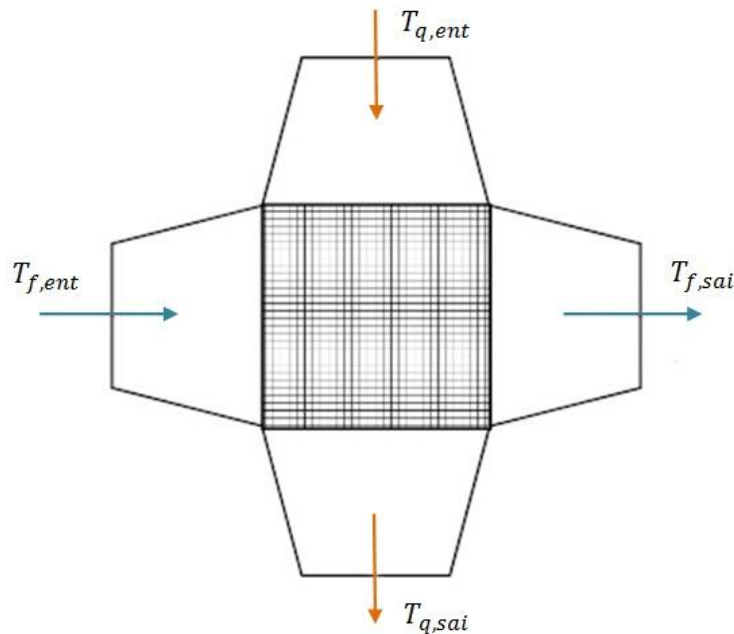


Figura 28 – Esquema das temperaturas de entrada e saída no recuperador de calor

Assim, no cálculo da potência calorífica transferida, são contabilizadas as distribuições permanentes das temperaturas num recuperador, com o valor da ΔT_{ml} :

$$\dot{Q}_{conv_{rec}} = UA\Delta T_{ml} \quad (3.46)$$

No caso dos recuperadores de calor de escoamentos cruzados, a diferença de temperatura média logarítmica necessita de um factor de correcção dependente do arranjo dos escoamentos e das temperaturas de ambos os fluidos. Esta correcção é feita em relação aos recuperadores de calor de escoamento contra corrente, Anexo F.

Assim, a diferença de temperaturas ΔT_{ml} , pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\Delta T_{ml} = F_C \times \Delta T_{ml,CC} \quad (3.47)$$

com,

$$\Delta T_{ml,CC} = \frac{(T_{q,ent} - T_{f,sai}) - (T_{q,sai} - T_{f,ent})}{\ln \left(\frac{(T_{q,ent} - T_{f,sai})}{(T_{q,sai} - T_{f,ent})} \right)} \quad (3.48)$$

3.2.2.1. Determinação do coeficiente global de transferência de calor no recuperador de calor (U)

O coeficiente global de transferência de calor é calculado pela seguinte expressão [Incropera *et al.*, 2008]:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\alpha_i A_i} + \frac{Rd_i''}{A_i} + \frac{\ln(D_e/D_i)}{2\pi\lambda L} + \frac{1}{\alpha_e A_e} \quad (3.49)$$

onde os índices i e e são referentes às superfícies interna e externa do tubo do recuperador que estão expostas ao fluido frio e quente, respectivamente.

Na expressão (3.49), a primeira e última parcela representam as resistências térmicas de convecção do lado do fluido frio (água) e quente (gases), a segunda representa a resistência térmica dos depósitos à transferência de calor por condução (sujeamento) e a terceira parcela representa a resistência de condução da parede do recuperador.

Como o recuperador de calor é um feixe tubular constituído por vários tubos e várias camadas, a área de transferência de calor depende do número de tubos do recuperador ($n_t = n_{camadas} \times n_{tubos/camada}$), isto é, $A = \pi \times D \times L_t \times n_t$.

Durante o funcionamento normal de um recuperador de calor as paredes de separação ficam sujeitas a depósitos que são resultado de vários factores, como por exemplo, as impurezas dos fluidos e as reacções químicas entres os fluidos e as superfícies. Por este motivo a expressão (3.49) só é aplicável se as paredes que separam os fluidos têm incrustações e não têm alhetas [Taborek, 1987].

$$Rd_i'' = 1 \times 10^{-4} \text{ (m}^3 \cdot \text{K)/W} \quad (3.50)$$

3.2.2.2. Determinação do coeficiente de convecção interior

Na transferência de calor por convecção no interior dos tubos do recuperador de calor, assume-se um escoamento interno sobre tubos circulares:

$$\alpha_i = \frac{Nu_{D_i} \times \lambda_{\acute{a}gua}}{D_i} \quad (3.51)$$

Para o regime turbulento ($Re \gtrsim 10^4$), $0,7 \lesssim Pr \lesssim 160$ e $L/D \gtrsim 10$ [Incropera *et al.*, 2008]:

$$Nu_D = 0,023 Re_{D_i}^{0,8} Pr^n \begin{cases} n = 0,3 : \text{Arrefecimento} \\ n = 0,4 : \text{Aquecimento} \end{cases} \quad (3.52)$$

com

$$Re_{D_i} = \frac{\rho_{\acute{a}gua} \times v_{\acute{a}gua} \times D_i}{\mu_{\acute{a}gua}} \quad (3.53)$$

As propriedades da água, como a massa volúmica ($\rho_{\acute{a}gua}$), a viscosidade dinâmica ($\mu_{\acute{a}gua}$), o número de Prandtl (Pr) e a condutibilidade térmica ($\lambda_{\acute{a}gua}$), são determinadas por um polinómio obtido dos dados tabelados em [Raznjevic, 1970], Anexo G.

Considera-se a temperatura de filme:

$$T_{filme} = \frac{\bar{T}_{\acute{a}gua} + T_{rec}}{2} \quad (3.54)$$

com $\bar{T}_{\acute{a}gua} = \frac{T_{\acute{a}g,ent} + T_{\acute{a}g,sai}}{2}$.

3.2.2.3. Determinação do coeficiente de convecção exterior

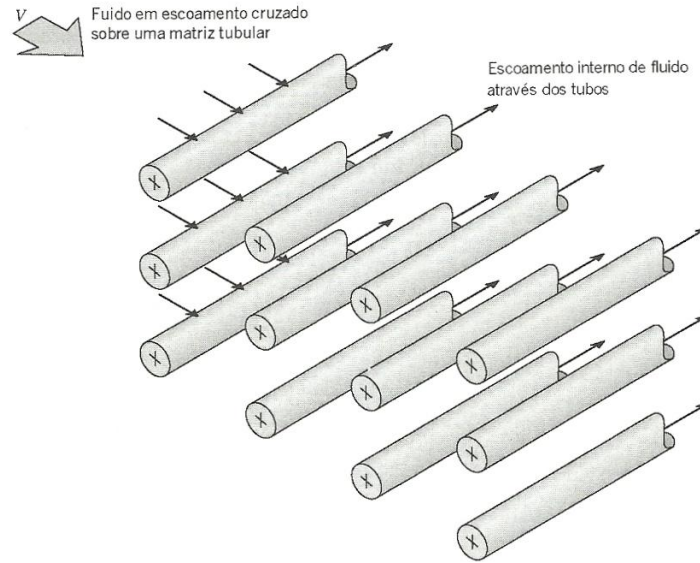


Figura 29 – Esboço de uma matriz tubular em escoamento cruzado [Incropera *et al.*, 2008]

No escoamento externo do recuperador de calor, a transferência de calor acontece num feixe de tubos em escoamento cruzado, como é ilustrado na Figura 29, onde o coeficiente de convecção (médio) exterior é dado por:

$$\bar{\alpha}_e = \frac{\overline{Nu}_{D_e} \lambda_{ar}}{D_e} \quad (3.55)$$

A transferência de calor por convecção está associada ao escoamento cruzado sobre os tubos, estando o seu valor relacionado com a disposição dos tubos na matriz do recuperador. As colunas de tubos estão alternadas na direcção da velocidade do fluido (U_e), sendo a sua configuração caracterizada pelo diâmetro dos tubos, e pelos passos transversal (S_T) e longitudinal (S_L), medidos entre os centros do tubo, Figura 30.

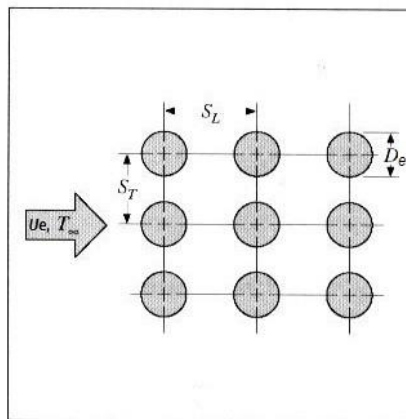


Figura 30 – Disposição alinhada dos tubos na matriz tubular [Incropera *et al.*, 2008]

Para o escoamento dos gases através do feixe de tubos compostos por 10 ou mais colunas de tubos ($N_L \geq 10$) tem-se:

$$\overline{Nu}_{D_e} = C_1 Re_{D_e, máx}^m \quad (3.56)$$

com os valores de C_1 e m registados na Tabela I.1, Anexo I e

$$Re_{D_e} = \frac{V_{máx} \times D_e}{v_{ar}} \quad (3.57)$$

O número de Reynolds, equação (3.57), depende da velocidade máxima do escoamento, que para a configuração de tubos alinhados, é traduzida pela expressão:

$$V_{máx} = \frac{S_T}{S_T - D_e} U_e \quad (3.58)$$

Caso $N_L < 10$, aplica-se um factor de correcção, isto é:

$$\overline{Nu}_{D_e}(N_L < 10) = C_2 \times \overline{Nu}_{D_e}(N_L \geq 10) \quad (3.59)$$

com o valor de C_2 registado na Tabela I.2 (Anexo I).

Quanto às propriedades dos gases, para simplificação do modelo, utiliza-se as propriedades do ar, pois as temperaturas envolvidas no processo são de valor elevado.

Calculam-se as propriedades do ar pelo método usado para o cálculo das propriedades da água, Anexo H, à temperatura de filme:

$$T_{filme} = \frac{\bar{T}_{gases} + T_{rec}}{2} \quad (3.60)$$

$$\text{com } \bar{T}_{gases} = \frac{T_{gases,ent} + T_{gases,sai}}{2}.$$

3.3. Rendimento da lareira

O rendimento da lareira é igual ao quociente entre a soma das potências térmicas transferidas, por radiação, para a sala e para o recuperador de calor, com a potência térmica transferida por convecção no recuperador de calor, e a potência térmica global. A potência térmica global é determinada pela soma das potências térmicas transferidas por radiação e convecção com a potência térmica perdida pela chaminé, após a passagem dos gases de combustão pelo recuperador de calor. O rendimento da lareira, ou melhor, do conjunto lareira e recuperador de calor será então:

$$\eta_{lareira} = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{global}} = \frac{\dot{Q}_{rad_{sala}} + \dot{Q}_{rad_{rec}} + \dot{Q}_{conv_{rec}}}{\dot{Q}_{rad_{sala}} + \dot{Q}_{rad_{rec}} + \dot{Q}_{conv_{rec}} + \dot{Q}_{cham}} \quad (3.61)$$

com

$$\dot{Q}_{cham} = \dot{Q}_{global} - (\dot{Q}_{rad_{sala}} + \dot{Q}_{rad_{rec}}) + \dot{Q}_{conv_{rec}} \quad (3.62)$$

A potência térmica global também pode ser calculada através do caudal de combustível fornecido à lareira, isto é:

$$\dot{Q}_{global} = \dot{m}_{madeira} \times PCI_{madeira} \quad (3.63)$$

A $\dot{Q}_{global}$ é recalculada após o acerto do balanço termodinâmico, podendo por isso não ser exactamente 25 kW, valor que foi considerado, como potência térmica de partida, para o processo de cálculo. Contudo, como o procedimento de cálculo segue um processo iterativo é natural um pequeno desajustamento final entre a potência térmica pretendida e obtida.

O rendimento da lareira pode ainda ser calculado pela soma do rendimento radiante para a sala com o rendimento do recuperador:

$$\eta_{lareira} = \eta_{rad_{sala}} + \eta_{rec} \quad (3.64)$$

com

$$\eta_{rad_{sala}} = \frac{\dot{Q}_{rad_{sala}}}{\dot{Q}_{global}} \quad (3.65)$$

e

$$\eta_{rec} = \frac{\dot{Q}_{rad_{rec}} + \dot{Q}_{conv_{rec}}}{\dot{Q}_{global}} \quad (3.66)$$

4. Resultados

4.1. Carga de achas de madeira a admitir na lareira e o respectivo intervalo de tempo

Na tabela seguinte estão registados os resultados obtidos:

Tabela 3 – Resultados obtidos da carga de achas a admitir e o respectivo tempo de queima

Massa da carga de madeira ($m_{madeira}$) [kg]	17,30
Tempo de queima da carga de carbono (t_{φ}) [s]	13210,90
Tempo de queima da carga de carbono (t_{φ}) [h]	3,67
Potência nominal (kW)	25,00
Potência real ($\dot{Q}_{global}$) [kW]	25,07

Os resultados obtidos permitem aproximar o caudal real de achas de madeira a admitir na lareira ao caudal equivalente, com um erro insignificante. Com o caudal equivalente obtém-se a potência nominal; com uma carga de 17,30 kg de achas de madeira, que queimam em aproximadamente 3 h e 40 minutos, consegue-se uma potência de 25,07 kW. Calcula-se seguidamente o erro da potência:

$$erro = \frac{25,07 - 25,00}{25,00} = 0,28 \% \quad (4.1)$$

O tempo de queima do resíduo carbonoso é influenciado principalmente pela transferência de massa, isto é de oxigénio desde a periferia da fornalha da lareira até à superfície das achas, devido à elevada carga de achas. Consequentemente, a cinética da reacção química e principalmente o escoamento na fornalha têm um peso muito inferior, pois as dimensões da fornalha e a velocidade do ar primário tornam-se insignificantes quando comparadas com a carga de achas que a lareira admite.

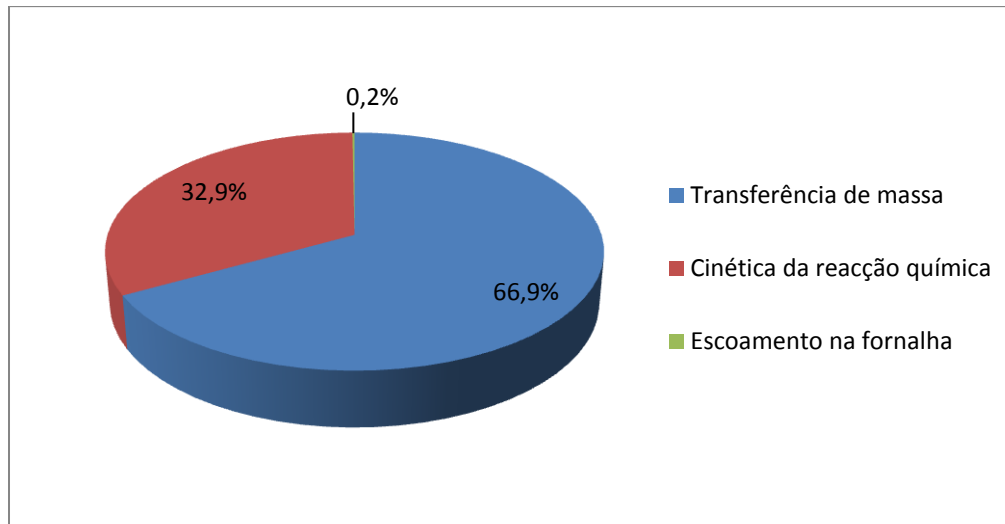


Figura 31 – Peso relativo dos mecanismos que actuam sobre o tempo de queima de uma carga de partículas

4.1.1. Dimensões das achas de madeira

Como foi explicado no Capítulo 3.1.2, para simplificação do modelo, o diâmetro das achas utilizado é o diâmetro médio volume / superfície.

Os valores apresentados nas Tabela 4 e 5, correspondem apenas a uma partícula de carbono, isto é, a uma única acha de madeira, a qual, posteriormente se considerou como tendo a massa total da carga.

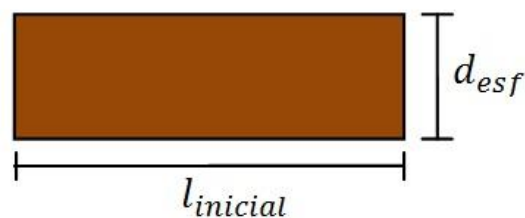


Figura 32 – Representação da acha de madeira

Tabela 4 – Dimensões da acha de madeira

Diâmetro inicial (d_i) [cm]	10,0
Comprimento inicial ($l_{inicial}$) [cm]	20,0
Diâmetro da esfera correspondente (d_{esf}) [cm]	12,0
Diâmetro correspondente a 70 % de queima (d_{φ}) [cm]	8,0

Assim, com estes valores e por substituição nas equações (3.20) e (3.21), obtiveram-se os seguintes resultados relativos à acha de madeira:

Tabela 5 – Valores da massa da acha de madeira

Massa da acha inicial ($m_{acha\ inicial}$) [kg]	1,02
Massa da acha (m_{acha}) [kg]	0,59
Massa de carga (m_c) [kg]	0,24

4.2. Caudais de ar necessários à combustão da madeira

Tendo em conta as considerações do modelo matemático para a combustão da madeira, chegaram-se aos seguintes valores de excesso de ar e relações ar - combustível para a respectiva combustão da madeira:

Tabela 6 – Resultados do excesso de ar e relações ar – combustível na combustão da madeira

Combustão da madeira	
Excesso de ar (e) [%]	250
(AC) estequiométrica [kg_{ar} / kg_{comb}]	17,68
(AC) real [kg_{ar} / kg_{comb}]	61,88

Conhecendo-se o excesso de ar e a relação ar - combustível real, obtiveram-se os seguintes resultados:

Tabela 7 - Caudais equivalentes da madeira e do carbono

Caudal de carbono ($\dot{m}_c$) [kg/s]	$12,9 \times 10^{-6}$
Caudal de ar ($\dot{m}_{ar}$) [kg/s]	0,0808
Caudal de madeira ($\dot{m}_{madeira}$) [kg/s]	0,0013
Razão $\left(\dot{m}_{ar} / \dot{m}_{madeira} \right)$ [-]	61,86

Como seria de esperar, a razão $\dot{m}_{ar} / \dot{m}_{madeira}$ é aproximadamente igual à razão (AC)_{real}, apresentando um erro de 0,03 %.

4.3. Temperatura resultante da combustão

Na Tabela 8 apresentam-se os valores das temperaturas resultantes da queima das achas de madeira.

Tabela 8 - Resultados das temperaturas resultantes da queima de madeira

Temperatura adiabática de chama [K]	1204,0
Temperatura da superfície das achas (T_g) [K]	1011,0

Os cálculos de combustão revelaram a seguinte composição mássica dos produtos de combustão:

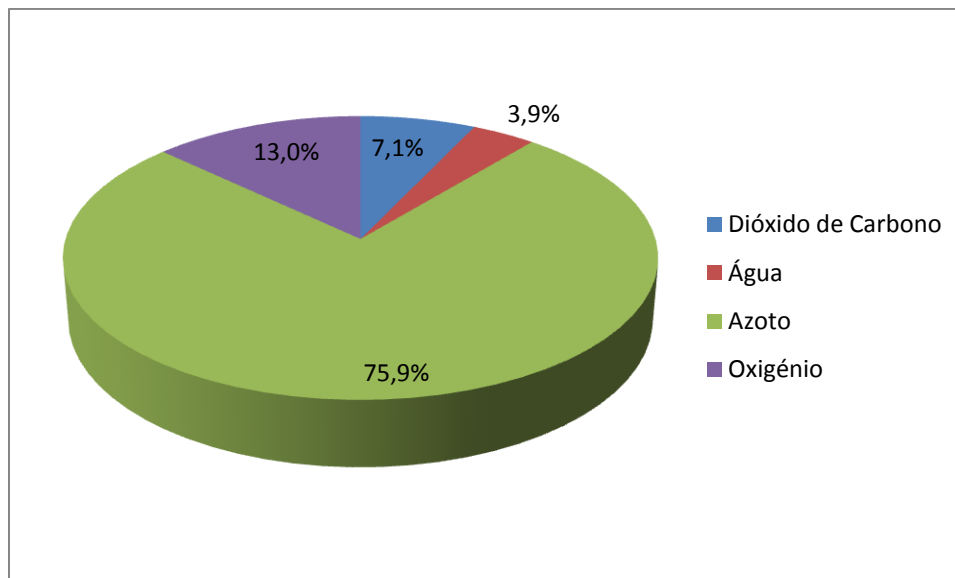


Figura 33 – Percentagem de cada produto da combustão na massa total

Através da resolução das equações da combustão, tendo em conta a percentagem de cada produto da combustão na massa total, bem como o valor do calor específico de cada produto à pressão atmosférica, Tabela 9, obteve-se a temperatura T_g .

Tabela 9 – Valor do calor específico de cada produto da combustão

Calor específico [kJ/(kg.K)]	
Dióxido de carbono (CO ₂)	1,0721
Água (H ₂ O)	2,0550
Azoto (N ₂)	1,0906
Oxigénio (O ₂)	1,0094

Na Tabela 10 estão registados os valores da massa de reagentes e dos produtos de combustão, por kg de combustível.

Tabela 10 – Valor da massa de reagentes e dos produtos da combustão

Massa de reagentes ($m_{reagentes}^*$) [kg/kg _{comb}]	18,676
Massa de produtos ($m_{produtos}^*$) [kg/kg _{comb}]	18,659
$Erro = \frac{m_{reagentes}^* - m_{produtos}^*}{m_{reagentes}^*} \times 100$ [%]	0,09

4.4. Dimensões da fornalha

Inicialmente, para as dimensões da fornalha, foram assumidos valores tendo em conta as dimensões exteriores de lareiras com recuperador de calor disponíveis no mercado nacional e internacional. Seguidamente, optimizaram-se esses valores com a área de transferência necessária à transferência de calor. Assim, atribuíram-se inicialmente à fornalha as seguintes dimensões:

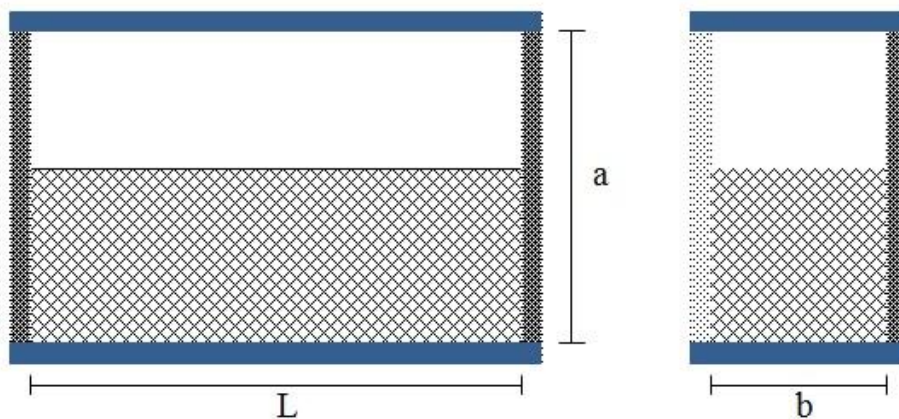


Figura 34 – Dimensões da fornalha

Tabela 11 – Dimensões da fornalha

Dimensões da fornalha	
Comprimento - L (m)	0,60
Altura - a (m)	0,50
Largura - b (m)	0,30

4.5. Coeficiente global de queima

Os resultados obtidos para a resistência instantânea global à queima, no instante em que a fracção queimada é de 70 %, são os seguintes:

Tabela 12 – Resultados para a resistência instantânea global à queima

Resistência devida à transferência de massa [s/m]	17,29
Resistência devida à cinética da reacção [s/m]	10,59
Resistência global à queima ($1/K$) [s/m]	27,88

Analisando os valores das Tabelas 12 e 13 verifica-se que a transferência de massa predomina, tanto no instante de fracção queimada de 70 %, como para o intervalo de [0; 70]% de fracção queimada, sendo o escoamento na fornalha praticamente inexistente.

Tabela 13 – Resultados dos mecanismos que actuam sobre o tempo de queima de uma carga de partículas

Transferência de massa [s]	8444,0
Cinética da reacção química [s]	4346,1
Escoamento na fornalha [s]	20,8

4.6. Transferência de calor – Fase I

Na Tabela 14 apresentam-se os resultados dos cálculos efectuados para a determinação do valor do calor transferido por radiação para o exterior e para o recuperador de calor.

Tabela 14 – Resultados da transferência de calor por radiação

$\dot{Q}_{rad_{sala}}$ [kW]	3,92
$\dot{Q}_{rad_{rec}}$ [kW]	1,80
$\dot{Q}_{rad}$ [kW]	5,72

Na Tabela 15 encontram-se as temperaturas das superfícies envolvidas nestes dois processos: temperatura ambiente, temperatura na superfície do feixe de tubos do recuperador, temperatura das paredes laterais da lareira e temperatura da superfície das achas.

Os valores dos factores de forma referentes ao processo de transferência de calor por radiação estão tabelados no Anexo E.

Tabela 15 – Resultados das temperaturas intervenientes no processo de transferência de calor por radiação

Temperatura ambiente (T_{∞}) [K]	293,15
Temperatura paredes laterais (T_p) [K]	671,86
Temperatura da superfície das achas (T_g) [K]	1011,00
Temperatura superfície do tubo do recuperador (T_{rec}) [K]	315,65

Na análise da transferência de calor por radiação, deveria ter sido considerada a temperatura adiabática de chama como temperatura da superfície das achas. Contudo, essa temperatura não foi considerada em detrimento da temperatura média dos gases, para se conseguir obter uma potência transferida por radiação mais consentânea com a realidade. Por isso na Tabela 15, considera-se que, para efeitos do cálculo da transferência de calor por radiação, a temperatura superficial das achas é a temperatura média dos gases de combustão. De facto com esta aproximação está a ser considerada de certo modo a participação dos gases de combustão no processo de transferência de calor radiante.

As emissividades consideradas no cálculo da transferência de calor por radiação encontram-se na Tabela 16.

Tabela 16 – Valores das emissividades utilizadas

Emissividade do corpo 1 (sala) - ϵ_1	0,8
Emissividade do corpo 2 (achas) - ϵ_2	0,8
Emissividade do corpo 4 (recuperador) - ϵ_4	0,7

Como referido no Capítulo 3.2, para a determinação do excesso de ar é necessário que os resultados das equações (3.35) e (3.42) sejam iguais. O resultado obtido para a potência transferida por radiação, a partir da equação (3.42), está registado na Tabela 17, e apresenta um erro de 0,87 % relativamente ao valor calculado com base na equação (3.35), registado na Tabela 14.

Tabela 17 – Resultados da transferência de calor por radiação através da 1ª lei da Termodinâmica

$\dot{Q}_{rad}$ [kW]	5,77
ζ [%]	23,0

4.7. Transferência de calor – Fase II

A Fase II da transferência de calor corresponde à transferência por convecção no recuperador de calor. Na Tabela 18, apresentam-se os resultados dos cálculos efectuados para duas configurações diferentes do feixe de tubos:

Tabela 18 – Resultados da transferência de calor por convecção no recuperador

	$n_t = 3 \times 5$	$n_t = 3 \times 6$
$\dot{Q}_{conv_{rec}}$ [kW]	11,76	14,09

4.7.1. Coeficiente global de transferência de calor (U)

Para determinar o coeficiente global de transferência de calor do recuperador, foi necessário arbitrar as dimensões das condutas pelos quais passam os produtos de combustão e a água.

Representa-se a largura das condutas por L , a altura do recuperador de calor por c e o diâmetro exterior do tubo de água do recuperador por D_e , cujos valores foram arbitrados em função do caudal de água e da velocidade do escoamento.

Conduto dos gases:

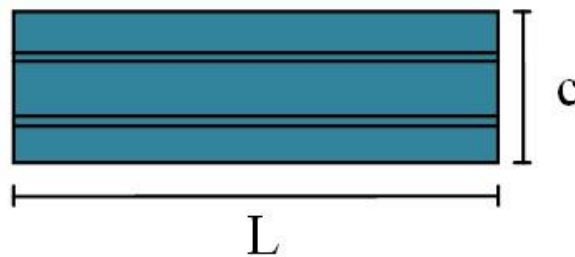


Figura 35 – Secção da conduta dos gases na Fase II

Tabela 19 – Resultados para a conduta dos gases na Fase II

c (mm)	106,9
Velocidade dos gases no recuperador (U_e) [m/s]	1,496
Temperatura entrada dos gases no recuperador ($T_{gases,ent}$) [K]	1011,0
Temperatura saída dos gases no recuperador ($T_{gases,sai}$) [K]	831,0
Temperatura média dos gases no recuperador ($\bar{T}_{gases}$) [K]	921,0

Relativamente à configuração do feixe de tubos constituintes da conduta de gases e à velocidade máxima destes, os resultados obtidos foram os seguintes:

Tabela 20 – Resultados dos passos transversal e longitudinal dos tubos e da velocidade máxima dos gases

	$n_t = 3 \times 5$	$n_t = 3 \times 6$
Passo transversal (S_T) [mm]	40,00	40,00
Passo longitudinal (S_L) [mm]	68,30	54,62
Velocidade máxima dos gases ($V_{m\acute{a}x}$) [m/s]	4,57	4,57

Tubo de água:



Figura 36 – Secção do tubo de água na Fase II

Tabela 21 – Resultados para o tubo de água na Fase II

D_e [mm]	26,90
D_i [mm]	21,70
Condutibilidade térmica do tubo de água (λ) [W(m.K)]	15,0
Velocidade da água no tubo ($v_{\acute{a}gua}$) [m/s]	2,0
Temperatura entrada da água no tubo ($T_{\acute{a}g,ent}$) [°C]	20,0
Temperatura saída da água no tubo ($T_{\acute{a}g,sai}$) [°C]	65,0
Temperatura média da água no tubo ($\bar{T}_{\acute{a}gua}$) [°C]	42,5

Os coeficientes de transferência de calor, por convecção, da água e dos gases, e ainda o coeficiente global de transferência de calor para as duas configurações do feixe de tubos consideradas, calculados a partir das equações (3.51), (3.55) e (3.49), respectivamente, são os seguintes:

Tabela 22 – Resultados dos coeficientes de transferência de calor na Fase II

	$n_t = 3 \times 5$	$n_t = 3 \times 6$
α_e [W/(m ² .K)]	51,81	51,72
α_i [W/(m ² .K)]	8784,94	8784,94
U [W/(m ² .K)]	50,61	50,52

As áreas de transferência de calor do recuperador são:

Tabela 23 – Áreas de transferência do recuperador

	$n_t = 3 \times 5$	$n_t = 3 \times 6$
$A \text{ [m}^2\text{]}$	0,76	0,91
$A_e \text{ [m}^2\text{]}$	0,76	0,91
$A_i \text{ [m}^2\text{]}$	0,61	0,74

4.8. Apreciação global da potência térmica transferida na lareira para a água

A potência térmica transferida para a água pode ser dividida em duas partes: uma relacionada com o dimensionamento das áreas de transferência de calor da fornalha e a outra com o recuperador de calor.

No caso do recuperador de calor ser constituído por 3 camadas de tubos e 5 tubos por camada, é transmitida à água por radiação 13,3 % da potência global transferida à água e os restantes 86,7 % são transferidos no recuperador de calor, por convecção. Se o recuperador tiver 6 tubos por camada, é transmitida à água por radiação 11,3 % da potência global transferida à água e 88,7 % são transferidos no recuperador de calor, por convecção.

Tabela 24 – Potência transferida à água por radiação e convecção

Potência transferida por:	$n_t = 3 \times 5$	$n_t = 3 \times 6$
Radiação para o recuperador de calor ($\dot{Q}_{rad_{rec}}$) [kW]	1,80	1,80
Convecção no recuperador de calor ($\dot{Q}_{conv_{rec}}$) [kW]	11,76	14,09
Total ($\dot{Q}$) [kW]	13,56	15,89

A partir da equação (3.34) obtém-se o resultado para o caudal de água no recuperador:

Tabela 25 – Resultados do caudal de água no recuperador

	$n_t = 3 \times 5$	$n_t = 3 \times 6$
Caudal de água no recuperador ($\dot{m}_{H_2O}$) [kg/s]	0,16	0,19

As duas figuras seguintes permitem visualizar o peso da radiação e convecção no processo de transferência de calor, no recuperador de calor. Verifica-se, nos dois casos, que a convecção é predominante relativamente à radiação, como era esperado.

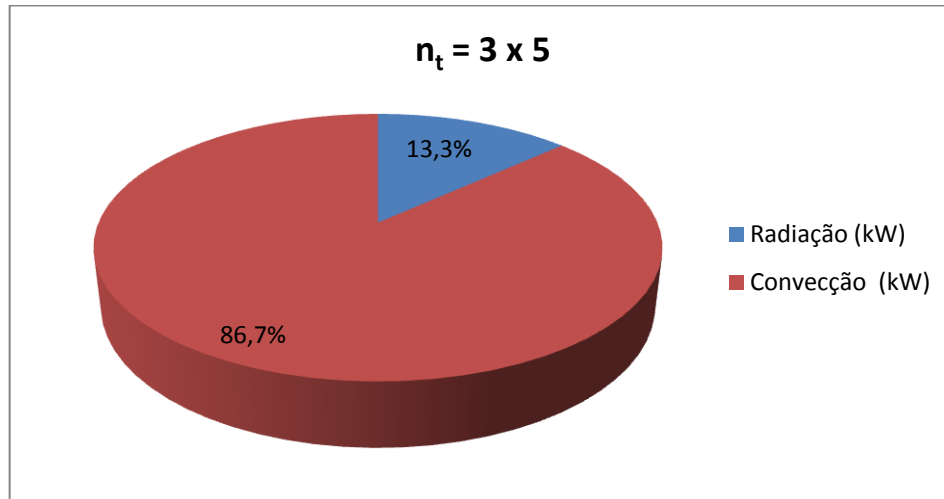


Figura 37 - Peso da radiação e convecção na transferência de calor para a água ($n_t = 3 \times 5$)

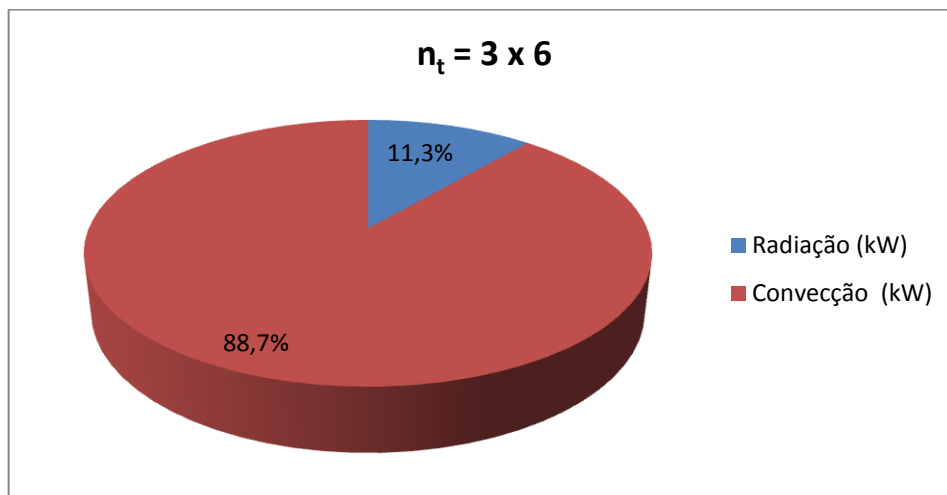


Figura 38 – Peso da radiação e convecção na transferência de calor para a água ($n_t = 3 \times 6$)

4.9. Apreciação da potência térmica global transferida da lareira

Para além da potência térmica transferida por radiação e convecção, há uma determinada percentagem de calor que sai pela chaminé da lareira.

Na Tabela 26, apresentam-se os resultados para a potência térmica global da lareira.

Tabela 26 – Resultados da potência térmica global da lareira

	$n_t = 3 \times 5$	$n_t = 3 \times 6$
Radiação para a sala ($\dot{Q}_{rad_sala}$) [kW]	3,92	3,92
Radiação para o recuperador de calor ($\dot{Q}_{rad_rec}$) [kW]	1,80	1,80
Convecção no recuperador de calor ($\dot{Q}_{conv_rec}$) [kW]	11,76	14,09
Chaminé ($\dot{Q}_{cham}$) [kW]	7,59	5,26
Total ($\dot{Q}_{global}$) (kW)	25,07	25,07

As Figuras 39 e 40 mostram o peso de cada uma das potências referidas em relação à potência térmica global transferida da lareira.

Observa-se que quanto menor é o número de tubos do recuperador de calor, menor é potência transferida por convecção no recuperador, mas a potência térmica perdida pela chaminé é maior. Quando o número de tubos aumenta, acontece o contrário. A potência transferida por radiação tanto para a sala, como para o recuperador, é igual, em ambas as situações.

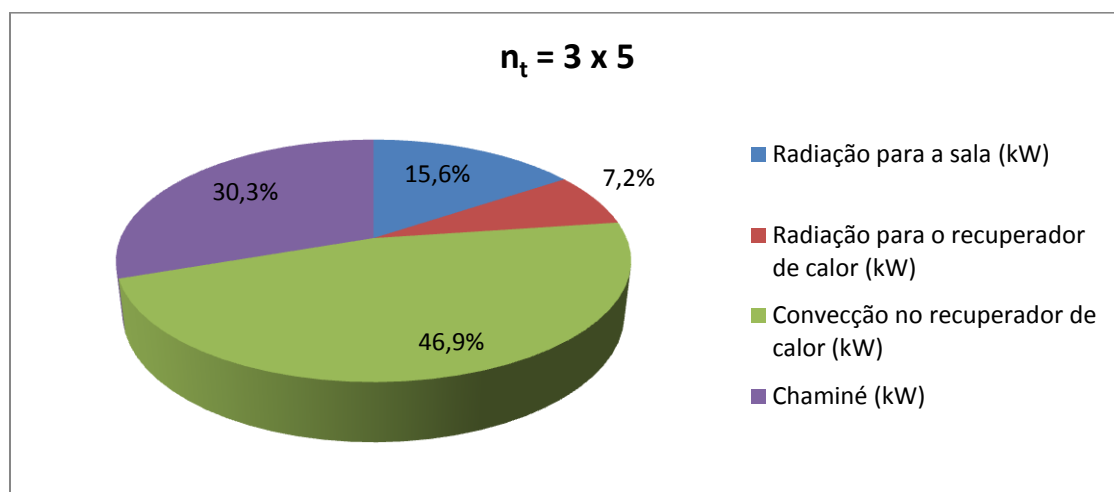


Figura 39 - Peso dos vários intervenientes na potência térmica global da lareira ($n_t = 3 \times 5$)

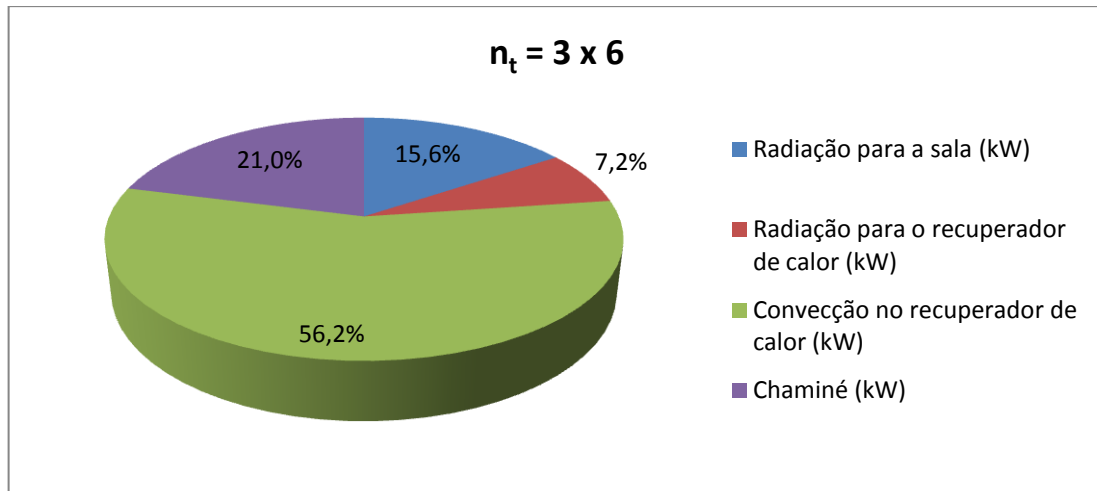


Figura 40 – Peso dos vários intervenientes na potência térmica global da lareira ($n_t = 3 \times 6$)

4.10. Rendimento da lareira

O rendimento da lareira foi calculado através da equação (3.61), com base nos valores das potências intervenientes na potência térmica global da lareira. O rendimento radiante para a sala e o rendimento do recuperador foram calculados pelas equações (3.65) e (3.66), respectivamente.

Na Tabela 27 apresentam-se os resultados obtidos, para as duas configurações em estudo, verificando-se que quanto maior é a área de transferência, maior é o rendimento da lareira.

Comparando o valor do rendimento radiante para a sala com o do rendimento do recuperador, verifica-se que o primeiro é muito menor. Isto mostra que, se a lareira não tivesse recuperador de calor, o seu rendimento seria muito baixo. Por este motivo, o recuperador de calor é um componente essencial para melhorar o rendimento da lareira.

Tabela 27 – Resultados do rendimento da lareira

	$n_t = 3 \times 5$	$n_t = 3 \times 6$
Rendimento radiante para a sala ($\eta_{rad_{sala}}$) [%]	15,64	15,64
Rendimento do recuperador (η_{rec}) [%]	54,09	63,39
Rendimento da lareira ($\eta_{lareira}$) [%]	69,73	79,03

4.11. Variação da temperatura da água e dos gases

A distribuição da potência térmica na lareira, pelas duas formas de transferência de calor, teve como objectivo evitar aumentos bruscos da temperatura da água. Deste modo conseguiu-se um aumento gradual da temperatura da água ao longo do seu percurso pelo recuperador de calor, evitando-se que a temperatura de saída da água fosse superior aos 65 °C, conforme mostram a tabela e o gráfico seguintes. Este cuidado minimiza possíveis problemas de corrosão e deposição de calcário nos tubos do recuperador e mesmo na canalização de água quente.

Tabela 28 – Variação da temperatura da água

Entrada no recuperador de calor ($T_{ág,ent}$) [°C]	20,0
Saída do recuperador de calor ($T_{ág,sai}$) [°C]	65,0
Superfície externa dos tubos do recuperador (T_{rec}) [°C]	42,5

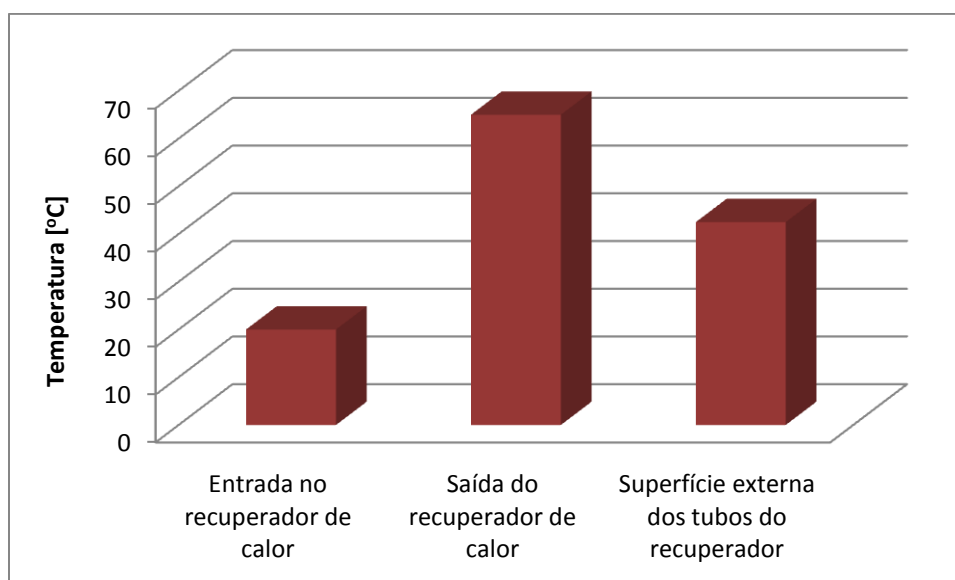


Figura 41 – Variação da temperatura da água

A forma como a temperatura dos gases variou, está traduzida na tabela e no gráfico seguintes. Verifica-se que a temperatura de entrada dos gases no recuperador de calor é igual à temperatura dos gases de combustão na fornalha.

Tabela 29 – Variação da temperatura dos gases

Gases de combustão na fornalha (T_g) [K]	1011,0
Entrada no recuperador de calor ($T_{gases,ent}$) [K]	1011,0
Saída do recuperador de calor ($T_{gases,sai}$) [K]	831,0

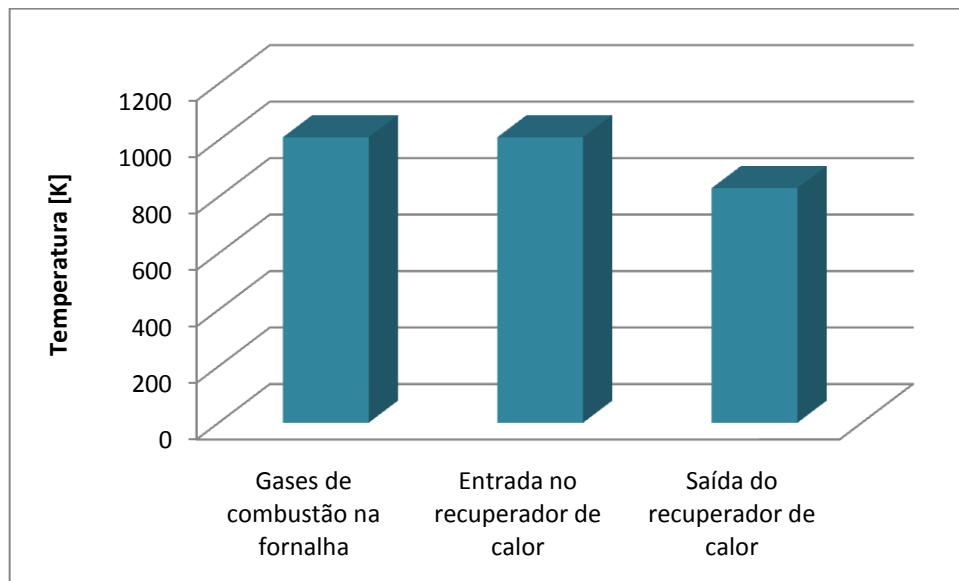


Figura 42 – Variação da temperatura dos gases de combustão

5. Outras soluções possíveis de dimensionamento da lareira

5.1. Soluções para excesso de ar entre os 180 % e 350 %

Os resultados apresentados no Capítulo 4 dizem respeito à solução encontrada para uma percentagem de 250 % de excesso de ar e que serve como situação de referência. Contudo, para uma fornalha e um recuperador com as mesmas dimensões, outras hipóteses podem ser consideradas, mantendo algumas condições e variando outras, de acordo com o que se pretende, como por exemplo: um maior rendimento ou uma maior potência transferida por radiação.

No Anexo J, apresentam-se várias tabelas com os resultados do estudo para excessos de ar entre 180 % e 350 %. Consideraram-se apenas estes valores, porque apesar de as lareiras admitirem excessos de ar entre os 100 % e 400 %, fora destes valores limite, tornavam-se opções pouco viáveis, principalmente devido à percentagem de calor irradiado.

- *Percentagem de calor irradiado:*

Na Figura 43, está representada a variação da percentagem de calor irradiado, em função do excesso de ar. Observa-se que quanto maior o excesso de ar, menor é a percentagem de calor irradiado.

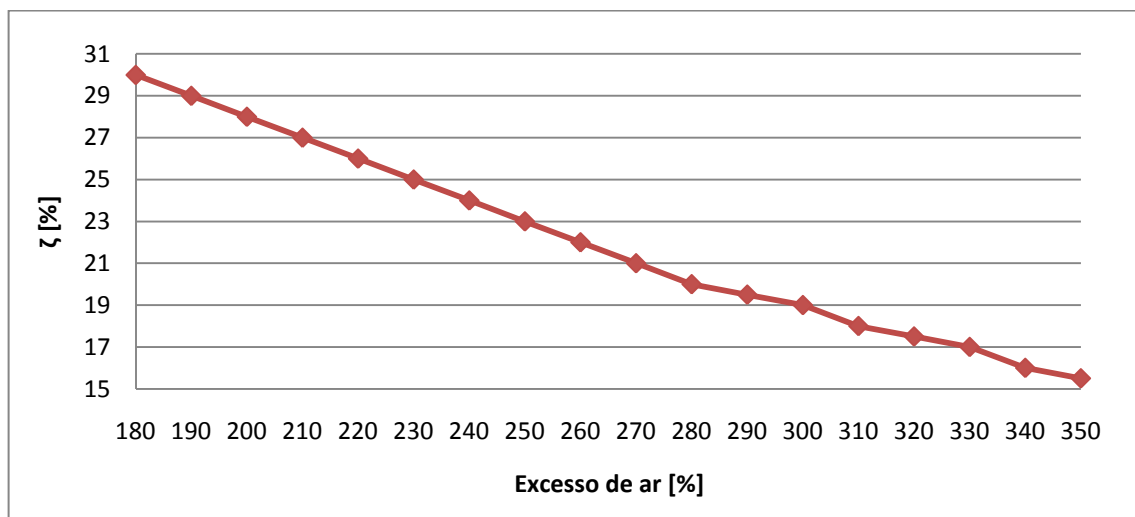


Figura 43 – Percentagem de calor irradiado em função do excesso de ar

- *Temperatura dos gases de combustão*

Na Figura 44 pode ver-se que a temperatura dos gases de combustão, à entrada e à saída do recuperador, diminui com o aumento do excesso de ar. Como o factor de correcção da temperatura média logarítmica se mantém inalterado para cada caso, a diferença da temperatura dos gases de combustão é sempre constante, qualquer que seja o excesso de ar.

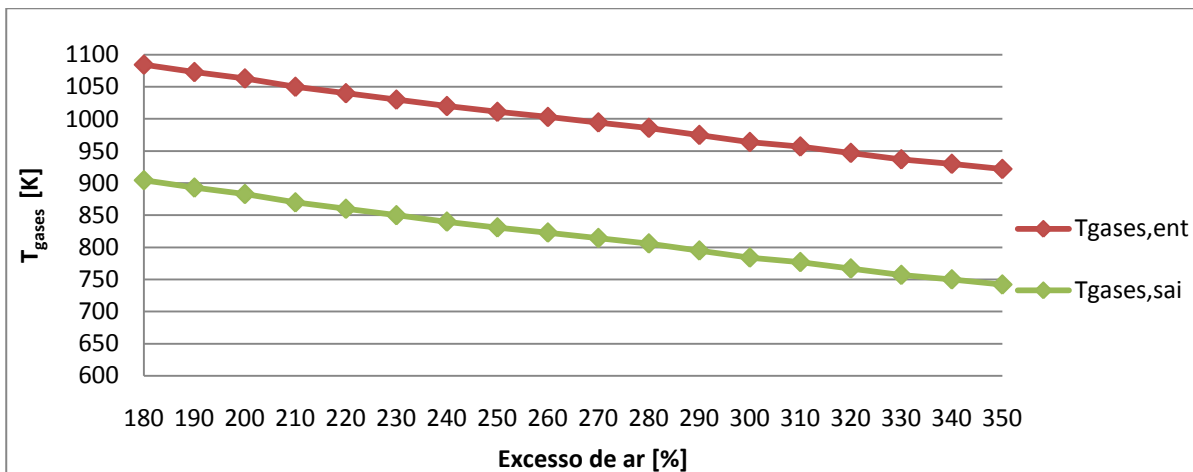


Figura 44 – Temperatura dos gases de combustão em função do excesso de ar

- *Temperatura das paredes laterais da lareira*

Como referido no Capítulo 3.2.1., as temperaturas das três paredes laterais da lareira, foram consideradas iguais. Analisando a sua evolução, à medida que o excesso de ar aumenta, verifica-se que a temperatura das paredes diminui, Figura 45. Por comparação desta figura com a Figura 44, concluiu-se que a temperatura atingida pelas paredes laterais é inferior à temperatura de entrada dos gases de combustão no recuperador de calor.

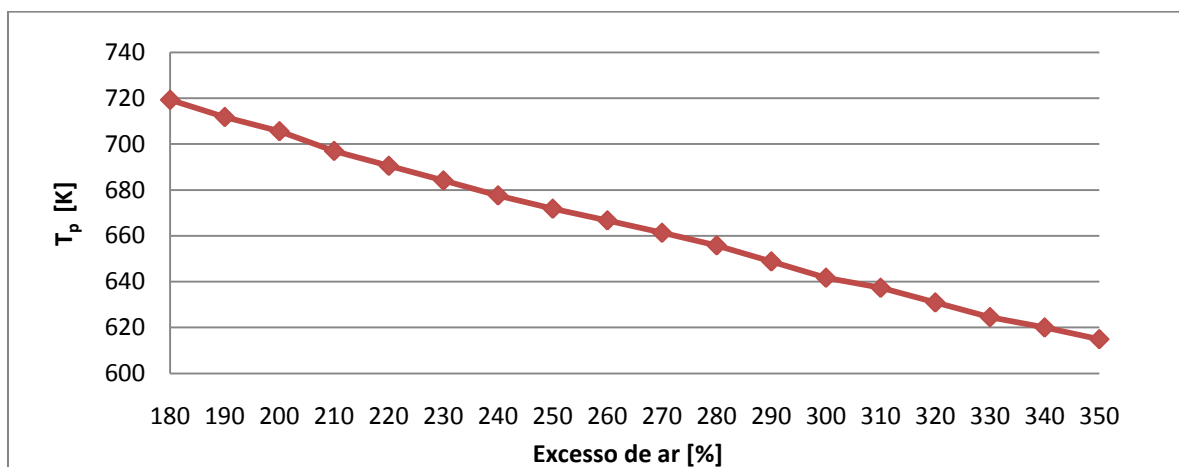


Figura 45 – Temperatura da parede lateral da lareira em função do excesso de ar

- *Potência térmica global da lareira*

A variação dos valores das diferentes potências que contribuem para a potência térmica global da lareira, em função do excesso de ar, para a situação de 5 tubos por camada no recuperador, é traduzida na Figura 46.

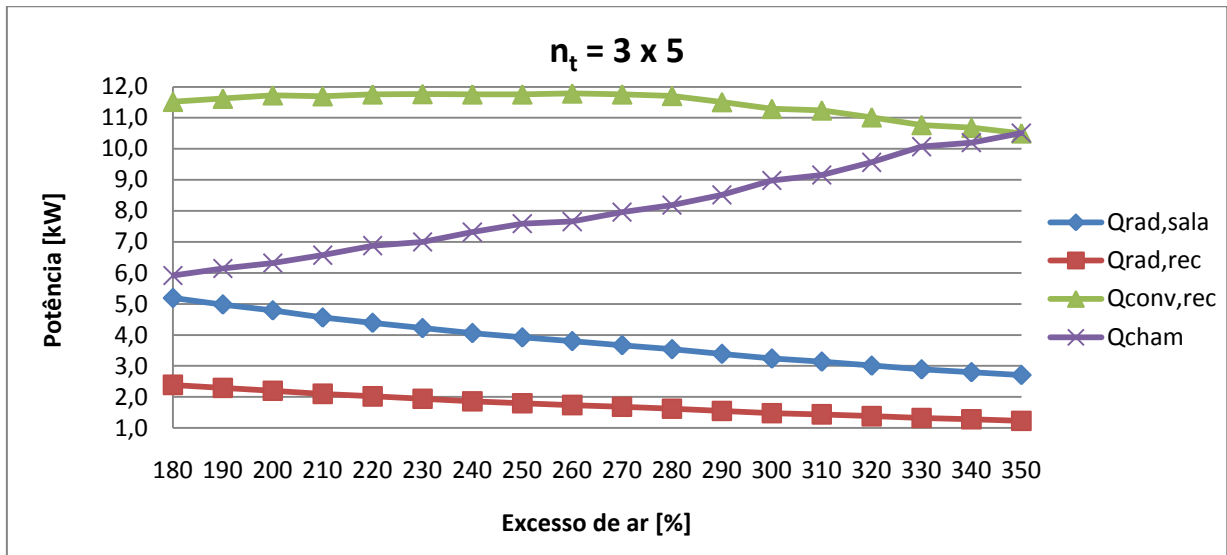


Figura 46 – Diferentes potências que contribuem para a potência térmica global da lareira em função do excesso de ar ($n_t = 3 \times 5$)

Verifica-se um decréscimo da potência calorífica transferida por radiação, para a sala onde está colocada a lareira e para o recuperador de calor, à medida que o excesso de ar aumenta. Além disso, conclui-se que a potência transmitida por radiação para a sala é superior à transmitida por radiação para o recuperador de calor.

A potência transferida por convecção no recuperador permanece praticamente constante, embora haja um ligeiro decréscimo, pouco significativo, a partir dos 280 % de excesso de ar.

A potência térmica perdida pela chaminé aumenta com o excesso de ar, ao contrário do que acontece com a potência transferida por radiação.

A potência transferida por convecção no recuperador e a potência térmica perdida pela chaminé igualam-se, para 350 % de excesso de ar.

No caso de serem 6 tubos por camada no recuperador de calor, a variação dos valores das diferentes potências que contribuem para a potência térmica global da lareira em função do excesso de ar, ocorre de forma semelhante à situação referida anteriormente, como se verifica na Figura 47.

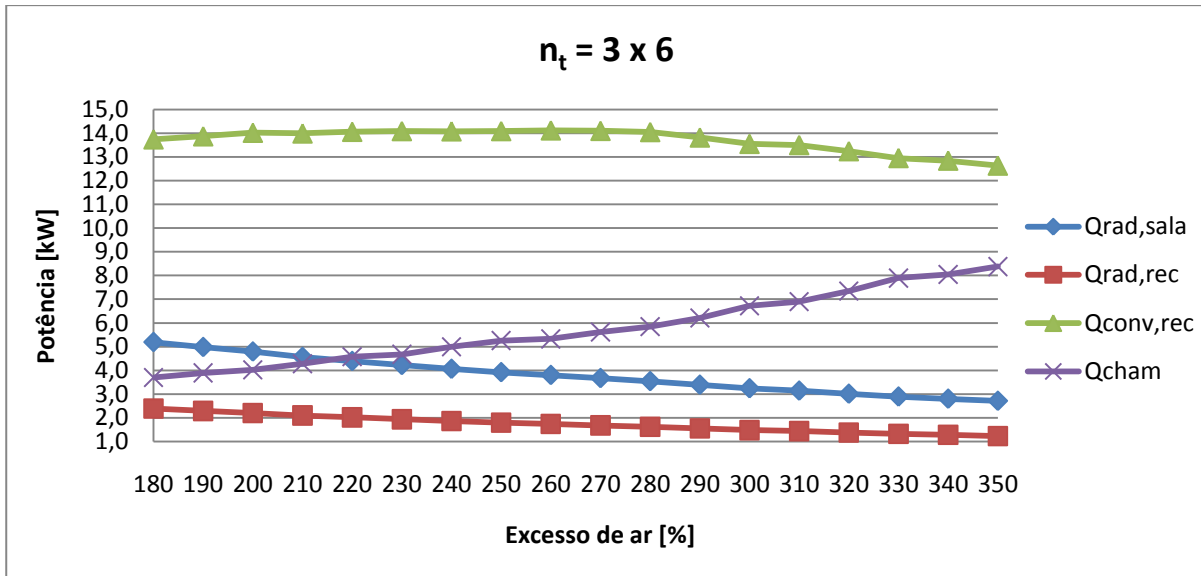


Figura 47 - Diferentes potências que contribuem para a potência térmica global da lareira em função do excesso de ar ($n_t = 3 \times 6$)

A potência transferida por radiação para a sala e para o recuperador de calor é exactamente igual nos dois casos, pois a área de transferência do recuperador de calor não influencia esta potência.

Quanto à potência transferida por convecção no recuperador de calor, também permanece praticamente constante sendo, neste caso, de valor superior.

No que diz respeito à potência térmica perdida pela chaminé, esta aumenta à medida que o excesso de ar aumenta.

- *Rendimento da lareira:*

A Figura 48 traduz a variação do rendimento global da lareira em função do excesso de ar, bem como a variação do rendimento radiante para a sala e a variação do rendimento do recuperador, para uma área de transferência correspondente a 5 tubos por camada do recuperador de calor.

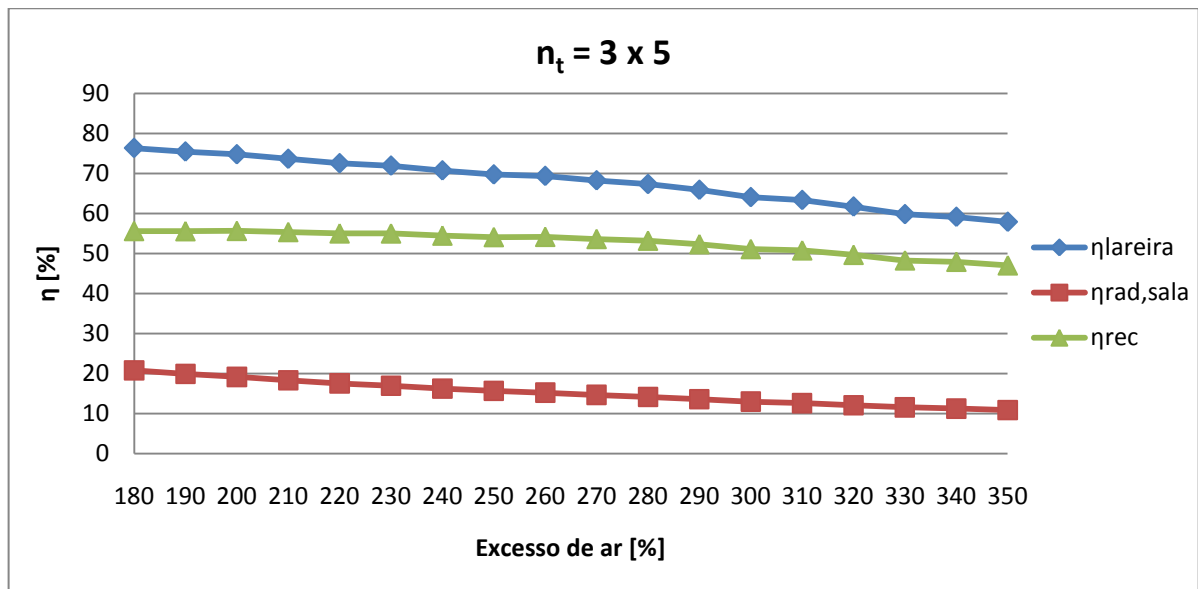


Figura 48 – Rendimento global da lareira, rendimento radiante para a sala e rendimento do recuperador, em função do excesso de ar ($n_t = 3 \times 5$)

No caso de serem 6 tubos por camada no recuperador de calor, o rendimento global da lareira, o rendimento radiante para a sala e o rendimento do recuperador, em função do excesso de ar, variam de forma semelhante à situação anterior, como se verifica na Figura 49.

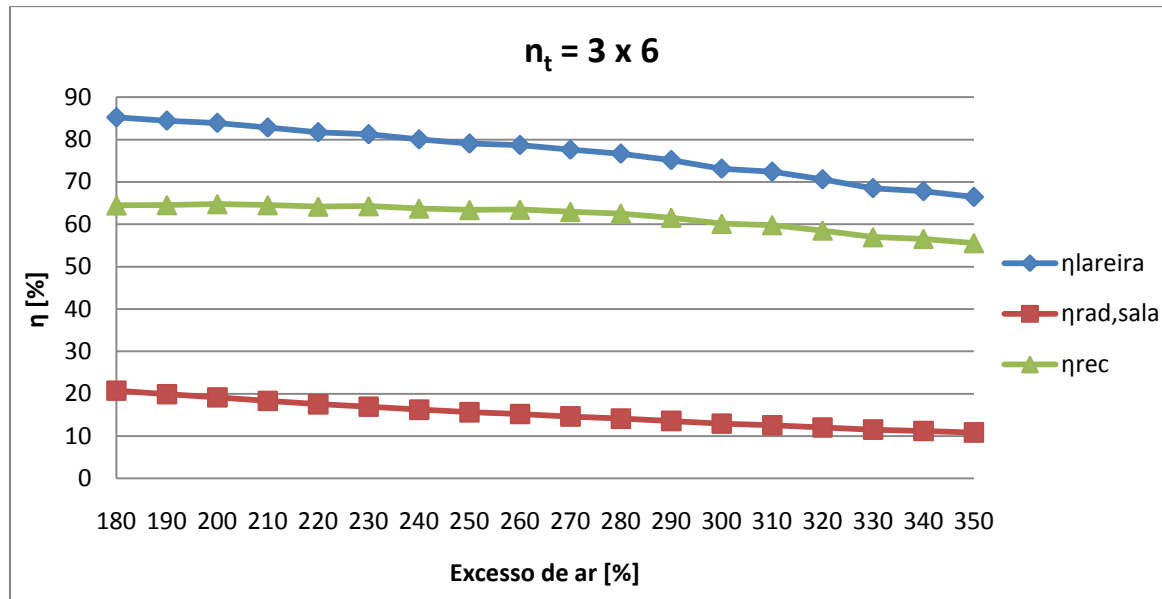


Figura 49 - Rendimento global da lareira, rendimento radiante para a sala e rendimento do recuperador, em função do excesso de ar ($n_t = 3 \times 6$)

Os rendimentos em questão diminuem à medida que o excesso de ar aumenta, e para qualquer valor de excesso de ar, o valor do rendimento radiante para a sala é sempre inferior ao rendimento do recuperador, para qualquer uma das configurações, como acontece no modelo padrão. Contudo, para a área de transferência maior, o valor do rendimento global da lareira é superior, em virtude do rendimento do recuperador ser também maior, uma vez que o rendimento radiante para a sala é o mesmo.

- *Carga de lenha a admitir na lareira e respectivo tempo de queima*

A Figura 50 mostra a relação existente entre o tempo de queima e a carga de lenha a admitir pela lareira.

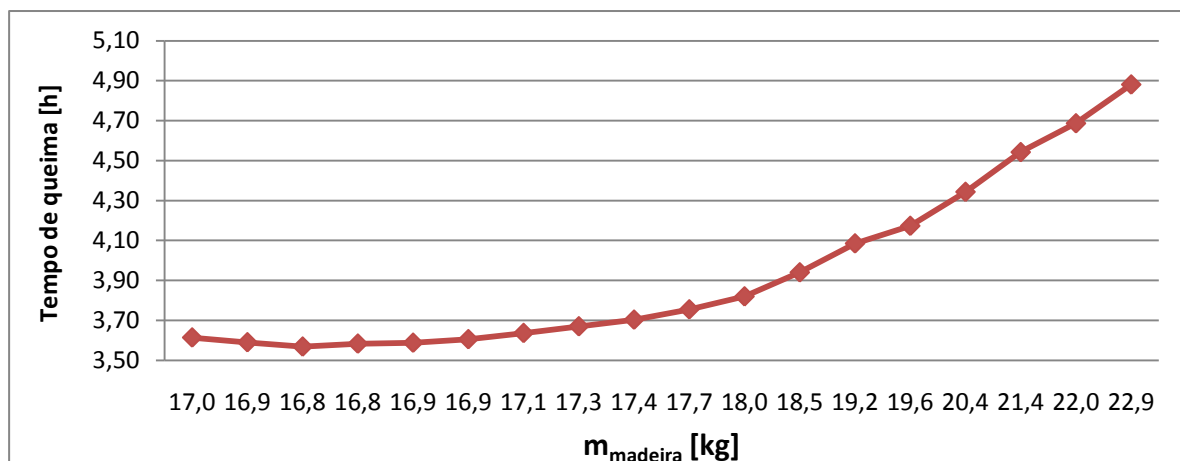


Figura 50 – Relação entre o tempo de queima e a carga de lenha a admitir na lareira

À medida que o excesso de ar aumenta, o tempo de queima também aumenta, verificando-se um decréscimo pouco significativo, no intervalo compreendido entre 190 % e 210 % de excesso de ar, Anexo J – Tabela J.1.

- *Resistência instantânea global à queima*

Analisando a Figura 51, conclui-se que até 300 % de excesso de ar, a resistência instantânea global à queima é essencialmente influenciada pela resistência devida à transferência de massa. A partir desse valor, a resistência devida à cinética da reacção química, passa a ter um papel mais importante. A resistência instantânea global à queima aumenta, à medida que o excesso de ar aumenta. Este aumento deve-se à diminuição da temperatura de combustão, com o aumento de excesso de ar, verificando-se ainda um crescimento acentuado da resistência devida à cinética da reacção em fase heterogénea, isto é, da reacção de carbono a CO que tem lugar à superfície das partículas.

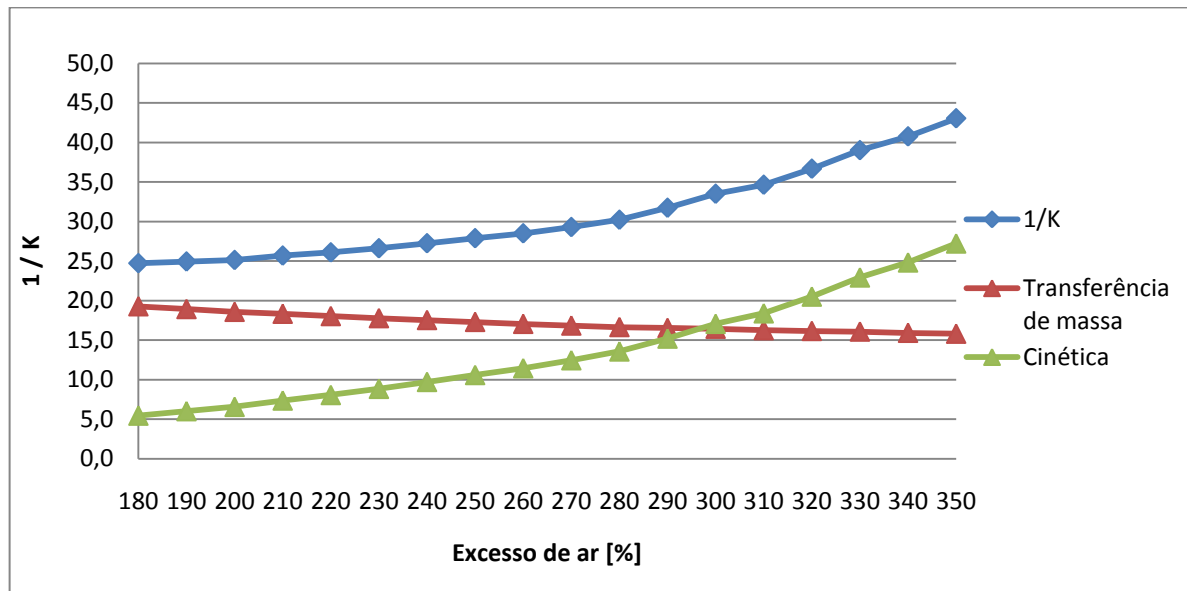


Figura 51 – Resistência instantânea global à queima em função do excesso de ar

5.2. Outras situações para diferentes temperaturas ambiente com 250% excesso de ar

No Capítulo 4, foram apresentados os resultados obtidos para uma percentagem de 250 % de excesso de ar, à temperatura ambiente de 20 °C. No entanto, esta pode variar, e por isso fez-se a análise para temperaturas ambiente de 15 °C e 25 °C.

No Anexo K estão tabelados os resultados para este estudo. Contudo, apresentam-se seguidamente os resultados mais significativos.

- *Rendimento da lareira*

Pela Figura 52, conclui-se que o rendimento da lareira aumenta à medida que a temperatura ambiente aumenta, embora de forma pouca significativa, qualquer que seja a área de transferência.

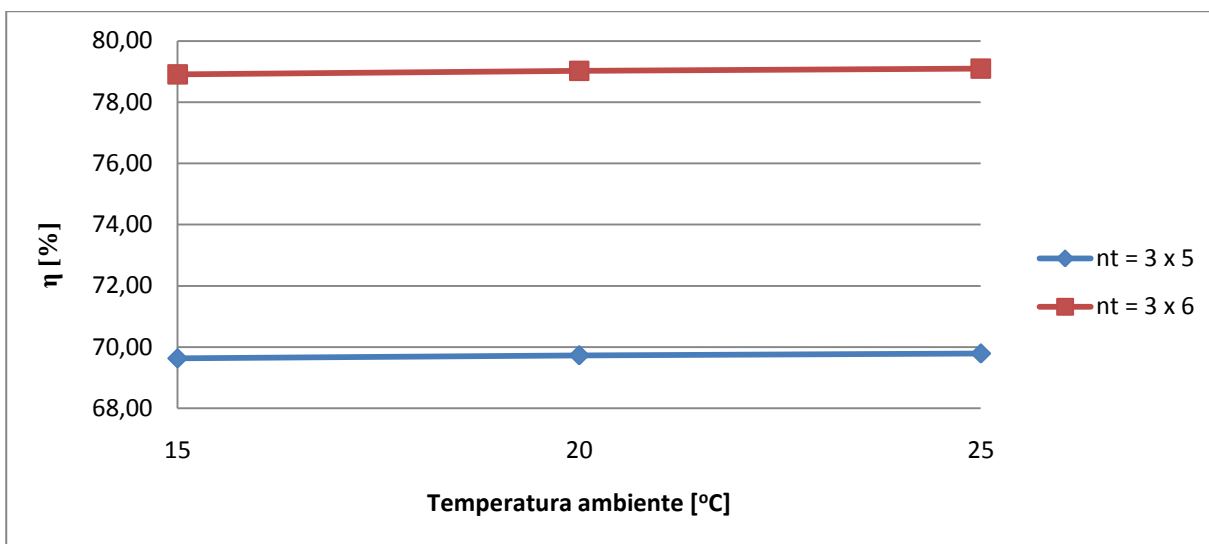


Figura 52 – Rendimento da lareira em função da temperatura ambiente

- *Potência térmica global da lareira*

Pela análise da Figura 53, verifica-se que a potência térmica global da lareira diminui, à medida que a temperatura ambiente aumenta.

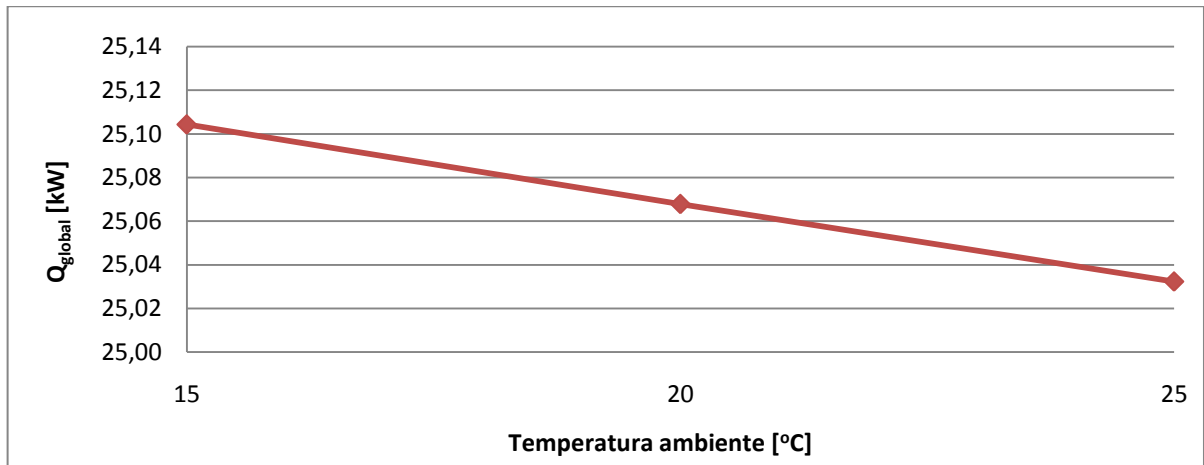


Figura 53 – Potência térmica global da lareira em função da temperatura ambiente

De qualquer modo esta variação é desprezável, podendo ser explicada pela diminuição do peso das perdas pela chaminé, que no entanto é maior que a diminuição da transferência de calor por radiação para a sala. Conclui-se, contudo, que o desempenho da lareira praticamente não varia para uma temperatura ambiente compreendida entre os 15 °C e os 25 °C.

- *Temperatura global da parede*

A Figura 54 representa a variação da temperatura da parede lateral da lareira em função da temperatura ambiente. Conclui-se que a temperatura da parede lateral da lareira praticamente não varia com o aumento da temperatura ambiente.

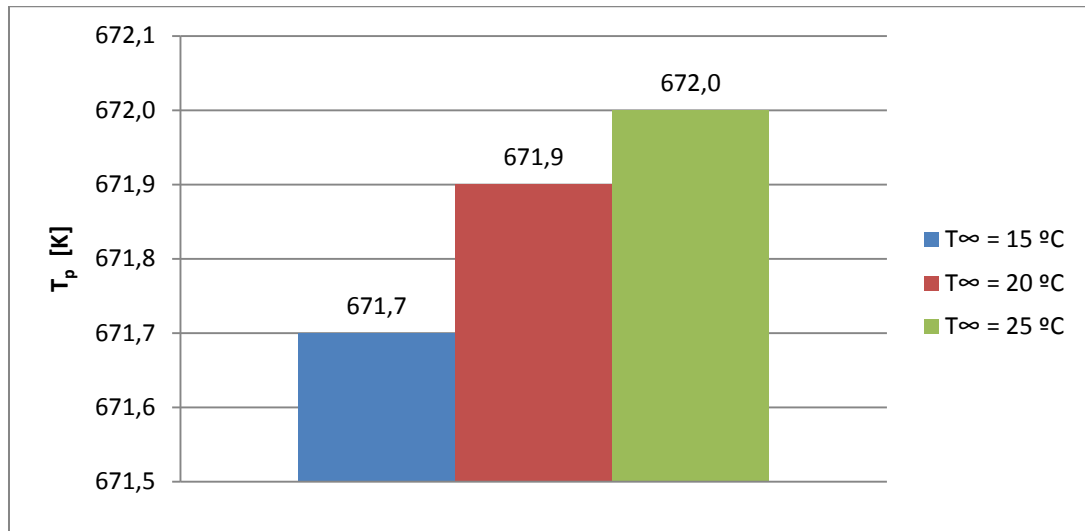


Figura 54 - Temperatura da parede lateral da lareira em função da temperatura ambiente

6. Conclusões e sugestões para trabalhos futuros

6.1. Conclusões

Os objectivos propostos para este trabalho foram atingidos, visto que os modelos matemáticos para a combustão e transferência de calor geraram resultados coerentes do ponto de vista físico, apesar das simplificações consideradas ao longo do modelo.

De acordo com as referências bibliográficas, as lareiras funcionam com um excesso de ar compreendido entre 100 % e 400 %.

A aplicação do modelo matemático apresentado, permitiu concluir que as situações mais viáveis em termos de funcionamento, para uma potência global nominal de 25 kW, correspondem aos valores compreendidos entre 180 % e 350 % de excesso de ar.

O estudo feito para um excesso de ar de 250 %, à temperatura ambiente de 20 °C, foi o modelo padrão para uma análise posterior da evolução dos diferentes parâmetros em função da variação da percentagem de excesso de ar e da temperatura ambiente.

Considerando a situação de referência, para 250 % de excesso de ar, e temperatura ambiente de 20 °C, chegou-se a um valor do caudal de combustível muito próximo do nominal, ao alimentar a fornalha com 17,30 kg de achas de lenha, a cada 3 horas e 40 minutos. O tempo de queima da carga de partículas é influenciado principalmente pela transferência de massa, o que seria previsível, devido à elevada carga de lenha que a lareira admite. Neste caso, a transferência de massa corresponde a 67 % do tempo total de queima.

No que diz respeito à combustão da madeira, verificou-se que a queima global se dá a uma temperatura de cerca de 1011 K. Relativamente à resistência instantânea global à queima, o mecanismo controlador da reacção é a resistência por transferência de massa que representa 62 % da resistência global, enquanto a resistência devida à cinética da reacção corresponde a 38 %.

Para o estudo da transferência de calor, determinaram-se as áreas de transferência necessárias na fornalha e no recuperador de calor, para que a água aumentasse a sua temperatura de forma gradual.

Para a sala onde está incorporada a lareira, é transferida, por radiação, uma percentagem de 15,6 % da potência térmica global da lareira, e para o recuperador, uma percentagem de 7,2 % da mesma potência térmica global.

O dimensionamento da área de transferência do recuperador de escoamentos cruzados foi feito, considerando que a restante potência transmitida à água, por convecção, eleva a sua temperatura até 65 °C. Este valor é aceitável, uma vez que a esta temperatura são minimizados os problemas de corrosão e de deposição de calcário.

O estudo realizado refere-se a duas configurações diferentes para o recuperador de calor. Uma, constituída por 3 camadas de 5 tubos, com uma área de transferência de 0,76 m², e outra, constituída por 3 camadas de 6 tubos, com uma área de transferência de 0,91 m². No primeiro caso, a potência transferida por convecção no recuperador corresponde a 46,9 % da potência térmica global transferida da lareira, enquanto no segundo caso, corresponde a 56,2%. Em qualquer dos casos, a temperatura de saída dos gases de combustão é de 831 K.

Como era de esperar, de acordo com os dados bibliográficos, a percentagem da potência transferida por convecção no recuperador é superior à potência transferida por radiação no recuperador.

Nas lareiras com recuperador de calor, a potência térmica perdida pelos gases de combustão para a chaminé, representa também uma percentagem da potência térmica global da lareira. No caso da menor área de transferência do recuperador, o valor desta percentagem é de 30,3 %, e no de maior área, é de 21,0 %.

Para 250 % de excesso de ar, e a menor área de transferência, o rendimento obtido tem o valor de 69,7 %, e para o caso de maior área de transferência, obteve-se o valor de 79,0 %. Este último valor é demasiado elevado quando comparado com os valores do rendimento das lareiras com recuperador de calor, referidos na bibliografia. Por isso, o primeiro valor será uma hipótese mais viável.

O rendimento global da lareira é o resultado da soma do rendimento radiante para a sala e do rendimento do recuperador. Como o rendimento do recuperador é sempre superior ao rendimento radiante para a sala, para qualquer das configurações do recuperador e para qualquer excesso de ar, conclui-se que este componente faz com que a lareira tenha um rendimento maior, sendo por isso um elemento essencial na sua constituição.

Posteriormente, estudou-se a evolução da percentagem de calor irradiado em função de outras percentagens de excesso de ar, concluindo-se que o calor irradiado diminui, à medida que o excesso de ar aumenta. Este facto traduz-se numa diminuição do rendimento da lareira, pois o aumento de excesso de ar faz com que a potência transferida por convecção no recuperador e a potência transferida por radiação para a sala e para o recuperador também diminuam. Outro factor que influencia a potência global da lareira é a diminuição da temperatura de entrada dos gases no recuperador de calor.

No que diz respeito ao rendimento, pode-se dizer que as lareiras com maior viabilidade são aquelas que possuem uma maior percentagem de excesso de ar.

Com objectivo de conhecer a influência da temperatura ambiente na potência global da lareira e por consequência no seu rendimento, fez-se o estudo para as temperaturas de 15 °C e 25 °C. Concluiu-se que potência global da lareira diminui, à medida que a temperatura ambiente aumenta, fazendo com que o valor do rendimento da lareira aumente também. Porém, estas variações são muito pequenas e por isso não têm grande significado prático.

As diferenças encontradas relativamente ao modelo padrão, não são significativas, podendo por isso afirmar-se que a temperatura ambiente influencia muito pouco o valor do rendimento de uma lareira com recuperador de calor, quando comparada com a influência de outros parâmetros.

Uma razão pela qual se obtiveram rendimentos, quicá um pouco mais elevados do que os referidos na literatura, deve-se ao facto de se assumirem como adiabáticas as paredes laterais e de fundo da lareira. Na vida real são sempre de esperar perdas de calor para o exterior do edifício, quando principalmente a parede do fundo está em contacto directo com o exterior do edifício onde está instalada a lareira.

6.2. Sugestão para trabalhos futuros

É do máximo interesse a continuação do trabalho iniciado nesta dissertação, atendendo à falta de informação sobre lareiras com recuperador de calor.

O projecto de uma lareira é um processo que envolve muitas áreas de engenharia, necessitando, por isso, de projectistas de cada área, principalmente quando se avança para o processo de escolha de materiais e subsequente construção.

No estudo realizado nesta dissertação, o dimensionamento da lareira foi feito de um modo simplista, tendo por base as teorias da combustão e da transferência de calor em regime permanente, tendo sido aplicado o modelo matemático no software Excel.

Aconselha-se que seja feito um estudo mais detalhado sobre o escoamento dos gases de combustão no interior da fornalha recorrendo por exemplo a modelos de simulação de dinâmica de fluidos computacional (Computational Fluid Dynamics - CFD), que permitiriam otimizar a geometria da fornalha. Além disso, sugere-se o dimensionamento da chaminé por onde são expelidos os gases de combustão, de forma a minimizar as perdas por radiação e convecção.

A fim de se poder analisar o comportamento da lareira noutras condições, o estudo deve ser realizado para diferentes potências globais, e/ou para diferentes tipos de recuperador de calor. Num estudo ainda mais aprofundado, os gases de combustão devem ser considerados como participantes na radiação, e deve ser construído um modelo matemático dedicado à combustão, para partículas cilíndricas e de cargas constituídas por este tipo de partículas.

Em último caso, seria de muito interesse a elaboração de um programa genérico computacional, para dimensionamento de lareiras com recuperador de calor.

7. Bibliografia

- Annaratone, D., 2008, “Steam Generators: Description and Design”, Springer, Milano.
- Araújo, D.S.S., 2008, “Co-Combustão de Biomassa e Carvão em Leito Fluidizado: Impactes nas emissões atmosféricas de NO_x, SO₂, CO, Dioxinas e Furanos e Material Particulado”, Dissertação para obtenção de grau de Mestre em Bioenergia, pela Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa.
- Aresta, M. e Tomassi, I., 1997, “Carbon Dioxide Utilisation in the Chemical Industry”, Vol, 38, Energy Convers. Mgml.
- Baldwin, S.F., 1952, “Biomass Stoves: Engineering Design, Development and Dissemination, Center For Energy and Environmental Studies, Princeton University.
- Bird, R.B., Stewart, W.E., Lightfoot, E.N., 1960, Transport Phenomena, John Wiley and Sons, New York.
- Bridgwater, A.V. e Peacocke, G.V.C., 2000, “Fast pyrolysis processes of biomass”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 4 : 1 -73.
- Coelho, P. e Costa, M., 2007, “Combustão”, 1ª edição, Edições Orion.
- Demirbas, A., 2004, “Combustion Characteristics of Different Biomass Fuels”, Progress in energy and combustion science, 62: 608 – 618.
- E.E.A. – European Environment Agency, 2006, “EEA environmental statement 2006”
- Fernandes, E.O. e Castro, M.D., 2008, “Textos de Apoio às Aulas Práticas de Transferência de Calor”, Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
- Ferreira, S., Moreira, N.A. e Monteiro, E., 2009, “Bioenergy overview for Portugal”, Biomass and Bioenergy, 33: 1567 – 1576
- Guo, Z.Y., Liu, X.B., Tao, W.Q. e Shah, R.K., 2010, “Effectiveness-thermal resistance method for heat exchanger design and analysis”, International Journal of Heat and Mass Transfer, 53: 2877 – 2884
- Harris, C., Despa, M. e Kelly, K., 2000, “Design and Fabrication of a Cross Flow Micro Heat Exchanger”, Journal of Microelectromechanical Systems, Vol. 9, No. 4
- I.E.A. – International Energy Agency, 2004, “Renewable Energy, Market and Policy Trends In IEA Countries”.
- Incropera, F.P., DeWitt, D.P., Bergman, T.L. e Lavine, A.S., 2008., “Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa”, 6ª Edição, LTC editora.

- INETI – Instituto Nacional de Engenharia, Tecnologia e Inovação, I.P., 2008, “Boletim de Ensaio nº 145/2008: Carvão de Eucalipto”, Laboratório de Caracterização de Combustíveis, Departamento de Engenharia Energética e Controlo Ambiental.
- Jenkins, B.M., Baxter, L.L., Miles Jr., T.R e Miles, T.R., 1998, “Combustion properties of biomass”, *Fuel Processing Technology*, 54: 17 – 46
- Kang, S. e Tseng, S., 2007, “Analysis of effectiveness and pressure drop in micro cross-flow heat exchanger”, *Applied Thermal Engineering*, 27: 877 – 885
- Kanury, A. M., 1975, “Introduction to Combustion Phenomena”, Gordon and Breach Science Publishers, New York
- Khan, A.A., Jong, W. de, Jansens, P.J. e Spliethoff, H., 2009, “Biomass combustion in fluidized bed boilers: Potential problems and remedies”, *Fuel Processing Technology*, 90: 21 – 50.
- Klinzin, G.E., 1981, “Gas-Solid Transport”, McGraw-Hill Book Company, New York
- Klock, U., Muñiz, G.I.B., Hernandez, J.A. e Andrade, A.S., 2005, “Química da Madeira”, 3ª edição, Sector de Ciências Agrárias, Departamento de Engenharia e Tecnologia Florestal, Universidade Federal do Panamá.
- Larsen, H., Kossmann, J. e Petersen, L., 2003, “New and emerging bioenergy technologies”, *Riso Energy Report 2*, National Laboratory for Sustainable Energy, Denmark.
- Lee, S., Speight, J. e Loyalka, S., 2007, “Handbook of Alternative Fuel Technologies”, CRC Press, Boca Raton.
- Marques, M.A.A., 2007, “Estudo Preliminar das Taxas de Reacção de Carvão de Pinheiro Manso em Leito Fluidizado”, Dissertação submetida para satisfação parcial dos requisitos do grau mestre em Fundamentos e Aplicações de Mecânica dos Flúidos, pela Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
- Matos, L.C., 2008, “Ensaio para determinação da massa volúmica do carvão vegetal”, Relatório do Departamento de Engenharia Química, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
- McKendry, P., 2002 a, “Energy production from biomass (part 1): overview of biomass”, *Bioresource Technology*, 83: 37 – 46.
- McKendry, P., 2002 b, “Energy production from biomass (part 2): overview of biomass”, *Bioresource Technology*, 83: 47 – 54.
- Mesa, J.M., Rocha, J.D., Olivares, E., Barboza, L.A., Brossard, L.E. e Brossard Junior, L.E., 2003, “Pirólise rápida em leito fluidizado: Uma opção para transformar biomassa em energia limpa”, Nº 4, *Revista Analytica*.

- Moreira, N.A.R., 2007, “Caracterização da Combustão de Carvões Vegetais em Leito Fluidizado”, Tese de Doutoramento em Engenharia Mecânica, FEUP, Porto, Junho de 2007
- Navarro, H.A. e Cabezas-Gómez, L., 2005, “A new approach for thermal performance calculation of cross-flow heat exchangers”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48: 3880 - 3888
- Nogueira, L. A. H., 2000, “Dendroenergia: Fundamentos e Aplicações, ANEEL, Brasília.
- Núñez – Regueira, L., Rodríguez-Añón, J.A., Proupín-Castiñeiras, J. e Núñez-Fernández, O., 2001, “Calculation of forest biomass indices as a tool to fight forest fires”, *Thermochimica Acta*, 378: 9 – 25
- Nussbaumer, T., 2003, “Combustion and Co-Combustion of Biomass: Fundamentals, Technologies, and Primary Measures for Emission Reduction”, *Energy and Fuels*, 17: 1510 – 1521
- Patzek, T. W. e Pimentel, D., 2006, “Thermodynamics of Energy Production from Biomass”, *Critical Reviews in Plant Sciences*, 24: 327 – 364.
- Petroff, M.D., 2009, “La cheminée: Plus de 120 réalisations”, Éditions Massin
- Pimentel, D., 2008, “Biofuels, Solar and Wind as Renewable Energy Systems: Benefits and Risks”, Springer
- Pinho, C., 2009, “Sebenta de Combustão”, Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
- Porteiro, J., Míguez, J.L., Granada, E. e Moran, J.C., 2006, “Mathematical modelling of the combustion of a singles wood particle, *Fuel Processing Technology*, 87: 169 – 175
- Quakk, P., Knoef, H. e Stassen, H., 1999, “Energy from Biomass: A Review of Combustion and Gasification Technologies”, Paper no. 42, World Bank Technical, Energy Series.
- Ragland, K.W., Aerts, D.J. e Baker, A.J., 1991, “Properties of Wood for Combustion Analysis”, *Bioresource Technology*, 37: 161 – 168
- Raznjevic, K., 1970, “Tables et Diagrammes Thermodynamiques”, Edition Eyrolles
- Smil, V., 1991, “Population Growth and Nitrogen: An Exploration of a Critical Existencial Link”, *Population and Development Rewiew*, 17: 569 – 601.
- Taborek, J., 1987, “Strategy of Heat Exchanger Design”, Balcones Research Center – CES, University of Texas.
- Trainer, T., 2007, “Renewable Energy Cannot Sustain A Consumer Society”, Springer

Trinks, W., Mawhinney, M.H., Shannon, R.A., Reed, R.J. e Garvey, J.R., 2004, “Industrial Furnaces”, Sixth Edition, John Wiley & Sons, Inc, Canada.

Van Loo, S., Koppejan, J., 2008, “The Handbook of Biomass Combustion and Co-firing”, 2ª Edição, Earthscan, United Kingdom.

Os seguintes endereços foram consultados entre Março e Julho de 2011:

< www.dgge.pt >

< www.vaillant.com >

< www.fogocalor.pt >

< www.fireplaces-fireplaces.com >

< www.cbs.grundfos.com >

< www.jotul.com >

Anexo A – Características da madeira de Eucalipto

Para os cálculos de combustão, foi considerada a composição mássica da madeira de Eucalipto (*Eucaliptus globulus*) para o Outono [Núñez-Regueira *et al.*, 2001]:

Tabela A. 1 – Composição mássica da madeira de Eucalipto

Y_C [%]	44,64
Y_{H_2} [%]	5,71
Y_{O_2} [%]	47,46
Y_{N_2} [%]	1,90
Cinzas	0,29

A massa volúmica da madeira e o seu poder calorífico inferior considerados foram [Núñez-Regueira *et al.*, 2001]:

Tabela A. 2 – Massa volúmica e PCI da madeira de Eucalipto

$\rho_{madeira}$ [kg/m ³]	650,0
$PCI_{madeira}$ [kJ/kg]	19142,75

Relativamente ao carvão da madeira de eucalipto, considerou-se a percentagem de carbono fixo em base seca do Laboratório de Caracterização de Combustíveis [INETI, 2008]:

Tabela A. 3 – Percentagem de carbono fixo do carvão de eucalipto

$Y_{C_{carvão}}$ [%]	92,6
----------------------	------

A massa volúmica do carvão da madeira de eucalipto considerado foi [Matos, 2008]:

Tabela A. 4 – Massa volúmica do carvão de eucalipto

$\rho_{carvão}$ [kJ/kg]	678,5
-------------------------	-------

Anexo B – Cálculos intermédios na determinação do tempo de queima de uma carga de partículas de carbono

A seguinte tabela contém os valores dos parâmetros necessários à determinação do tempo de queima de uma carga de partículas de carbono.

Tabela B. 1 – Valores dos parâmetros necessários à determinação do tempo de queima

ρ_c [kg/m ³]	628,3
D_g [m ² /s]	0,000162
C_{oe} [kmol/m ³]	0,002531
p [Pa]	101325
X_{O_2}	0,21
k_c [m/s]	0,0944
Sh	28,69
Re	2525,63
Sc	0,878
η	1
f	1
φ	0,70
U_e [m/s]	1,496
U_i [m/s]	2,992

Anexo C – Tabela de coeficientes de difusão

Tabela C. 1 – Tabela de coeficientes de difusão [Pinho, 2009]

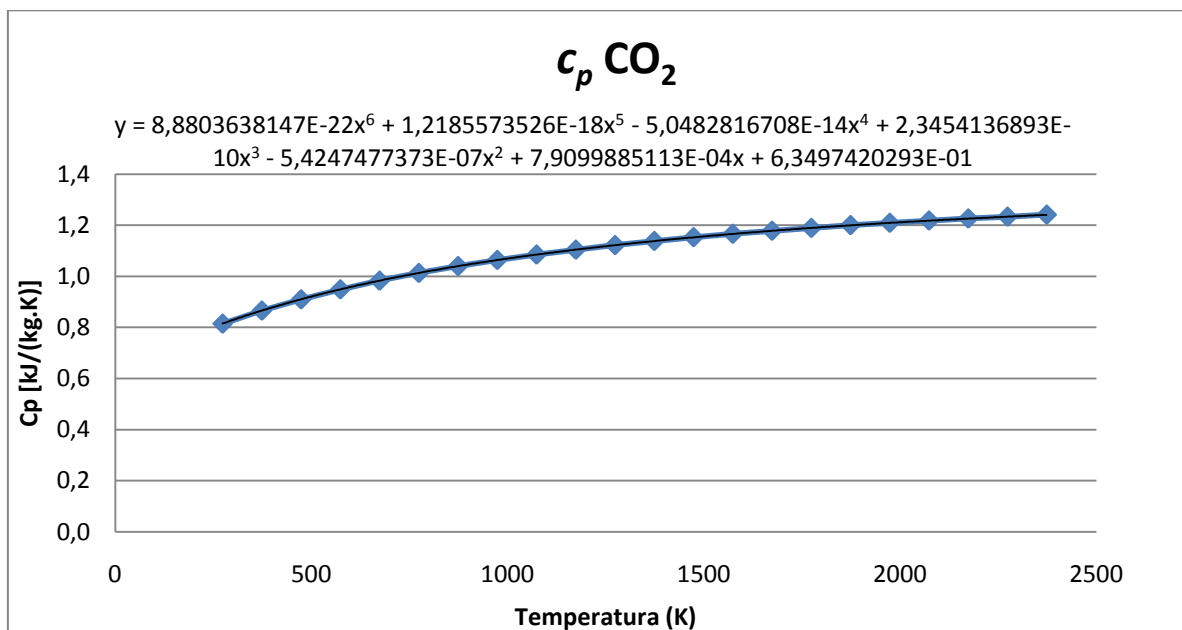
Coeficientes de difusão para misturas gasosas binárias a 1 atm.

	D_0 [cm ² /s]	T [K]		D_0 [cm ² /s]	T [K]
AR – H ₂	0,41	298	CO ₂ – O ₂	0,18	298
AR – O ₂	0,21	298	CO ₂ – CO	0,14	298
AR – CO ₂	0,16	298	CO ₂ – C ₂ H ₄	0,15	298
AR – H ₂ O	0,26	298	CO ₂ – CH ₄	0,15	298
AR – CS ₂	0,0883	273	CO ₂ – H ₂ O	0,19	298
AR – C ₂ H ₆ O	0,08	298	CO ₂ – C ₃ H ₈	0,09	298
AR – CH ₃ OH	0,1	298	CO ₂ – CH ₃ OH	0,09	298
AR – C ₆ H ₆	0,0962	298	CO ₂ – C ₆ H ₆	0,0715	318
AR – NH ₃	0,28	273	CO ₂ – CS ₂	0,0715	318
AR – C ₆ H ₇ N	0,0726	298	CO ₂ – C ₂ H ₅ OH	0,0693	273
AR – Cl ₂	0,124	273	O ₂ – C ₆ H ₆	0,039	298
AR – C ₂ H ₅ OH	0,132	298	O ₂ – CO	0,21	298
AR – I ₂	0,0843	298	O ₂ – NH ₃	0,253	293
AR – Hg	0,473	614	H ₂ – nC ₄ H ₁₀	0,38	298
AR – C ₁₀ H ₈	0,0611	298	H ₂ – O ₂	0,81	298
AR – C ₇ H ₈	0,260	298	H ₂ – CO	0,75	298
N ₂ – He	0,71	298	H ₂ – CO ₂	0,65	298
N ₂ – Ar	0,20	298	H ₂ – CH ₄	0,73	298
N ₂ – H ₂	0,78	298	H ₂ – C ₂ H ₄	0,60	298
N ₂ – O ₂	0,18	298	H ₂ – C ₂ H ₆	0,54	298
N ₂ – CO	0,22	298	H ₂ – H ₂ O	0,99	298
N ₂ – CO ₂	0,158	298	H ₂ – Br ₂	0,58	298
N ₂ – H ₂ O	0,24	298	H ₂ – C ₆ H ₆	0,34	298
N ₂ – C ₂ H ₄	0,16	298	H ₂ O – CH ₄	0,28	298
N ₂ – C ₂ H ₆	0,15	298	H ₂ O – C ₂ H ₄	0,20	298
N ₂ – nC ₄ H ₁₀	0,10	298	H ₂ O – O ₂	0,27	298
CO – C ₂ H ₄	0,13	298			

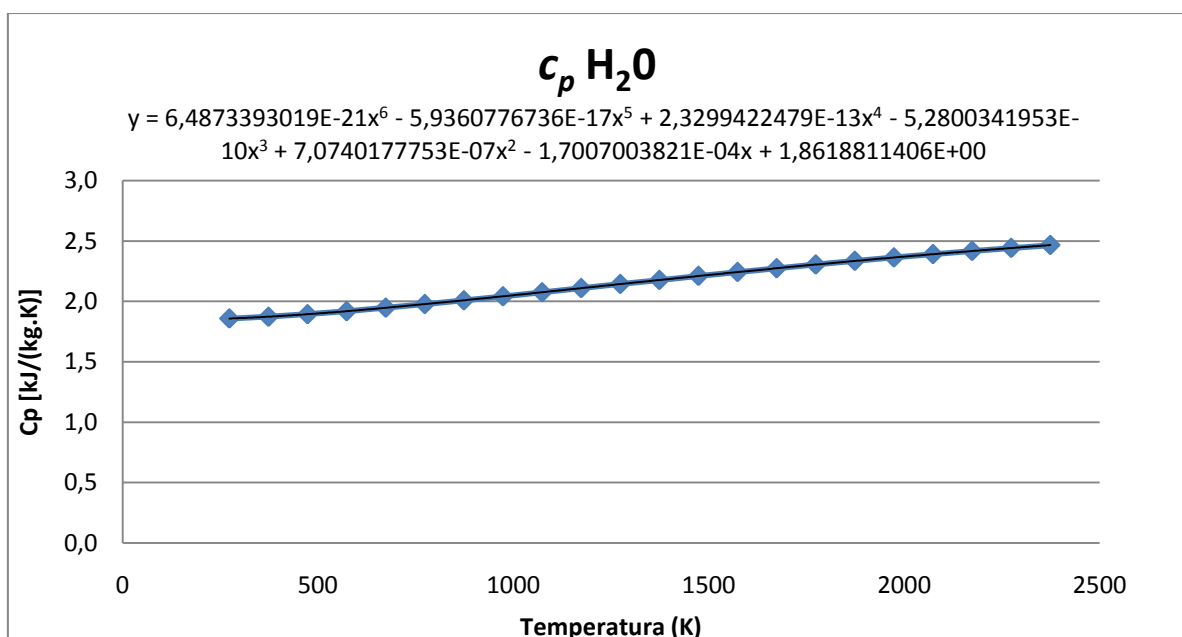
Anexo D – Calor específico dos produtos de combustão

O calor específico de cada produto de combustão para uma dada temperatura foi determinado por meio do Microsoft Excel. Para se poder introduzir o valor do calor específico no modelo utilizou-se a equação polinomial de sexto grau, de modo a minimizar o erro, da linha de tendência dada pelos pontos obtidos de [Raznjevic, 1970].

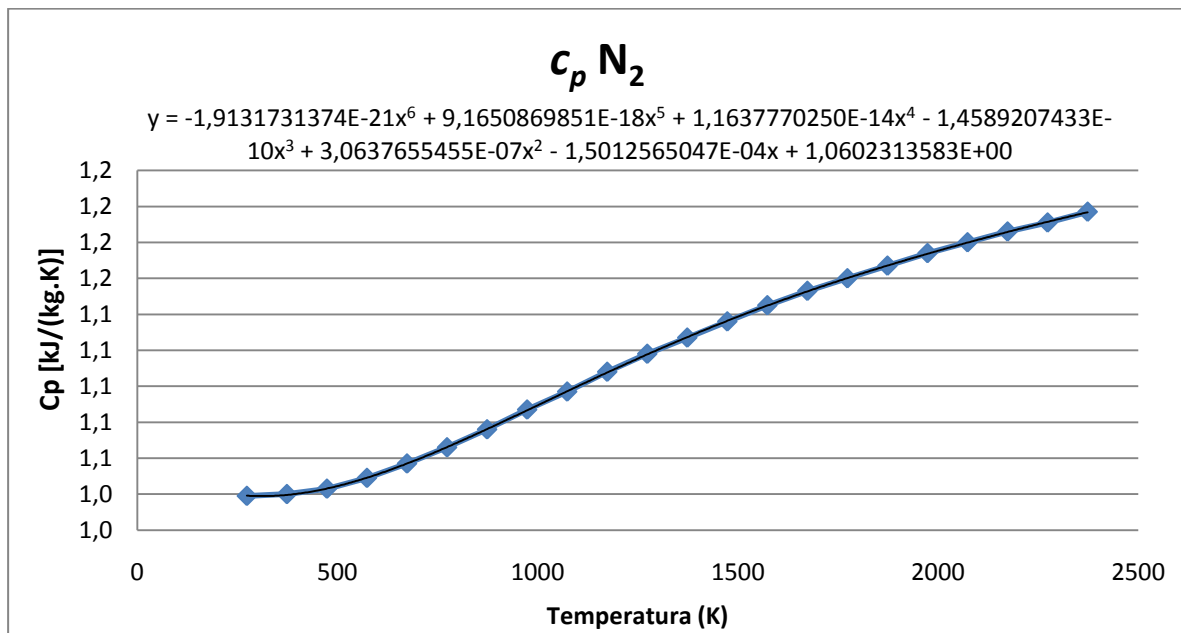
Dióxido de Carbono:



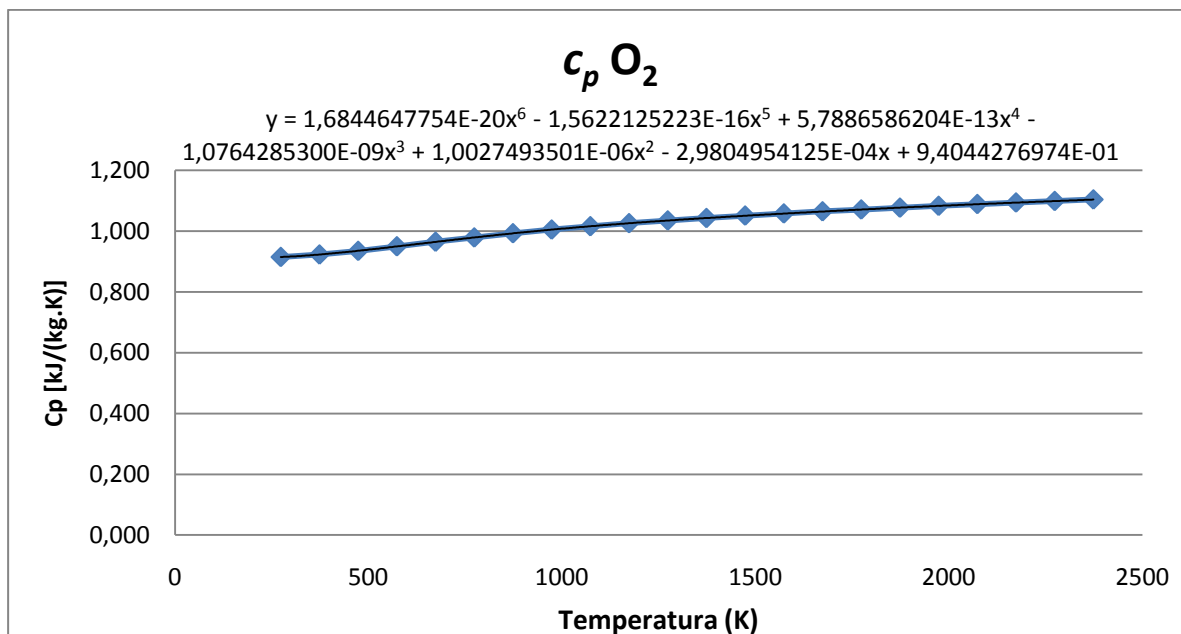
Água:



Azoto:



Oxigénio:



Anexo E – Factores de forma

Os factores de forma calculados foram os seguintes:

Tabela E. 1 - Resultado dos factores de forma

F_{1-2}	0,16
F_{1-3}	0,69
F_{1-4}	0,16
Σ	1,01
F_{2-1}	0,27
F_{2-3}	0,55
F_{2-4}	0,15
Σ	0,97
F_{3-1}	0,35
F_{3-2}	0,17
F_{3-4}	0,46
Σ	0,98
F_{4-1}	0,27
F_{4-2}	0,15
F_{4-3}	0,55
Σ	0,97

Os gráficos de cálculo dos factores de forma foram os seguintes [Fernandes e Castro, 2008]:

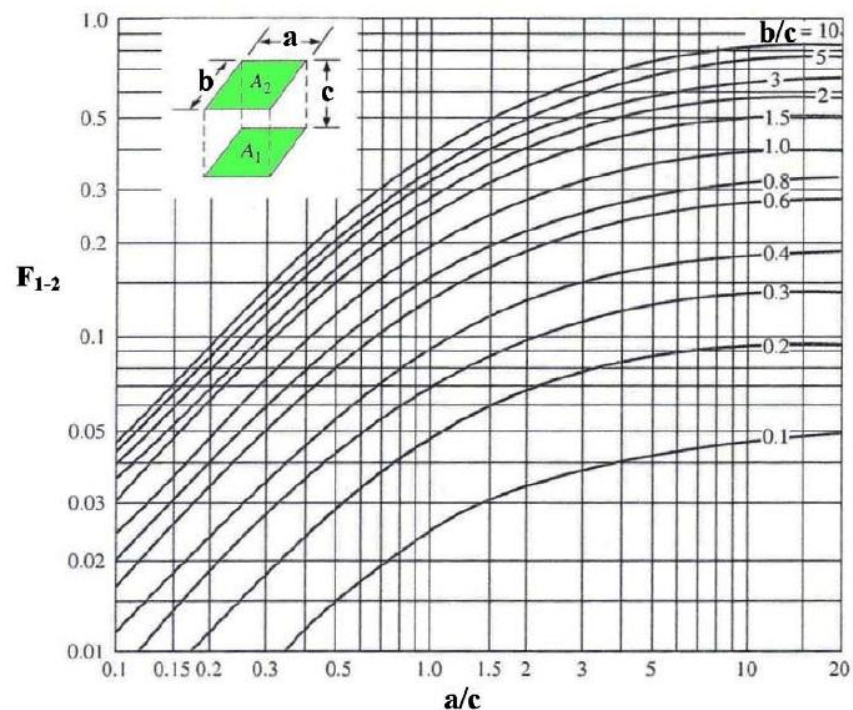


Figura E. 1 - Factores de forma para rectângulos paralelos e alinhados

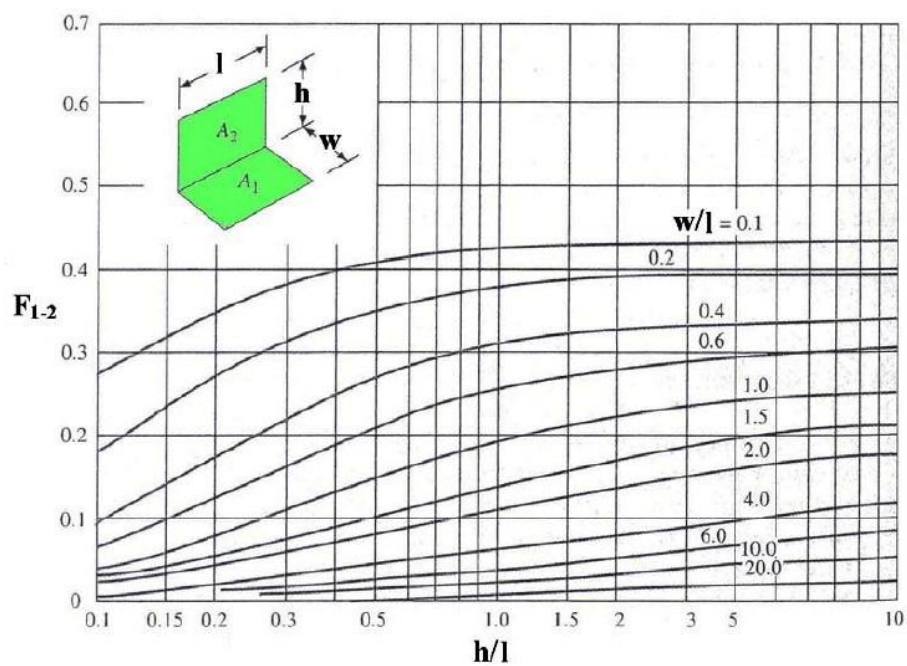


Figura E. 2 - Factores de forma para rectângulos perpendiculares com uma aresta comum

Anexo F – Factor de correcção para RC de escoamentos cruzados

Para recuperadores de calor de escoamentos cruzados de passagens simples e ambos os fluidos não misturados [Fernandes e Castro, 2008]:

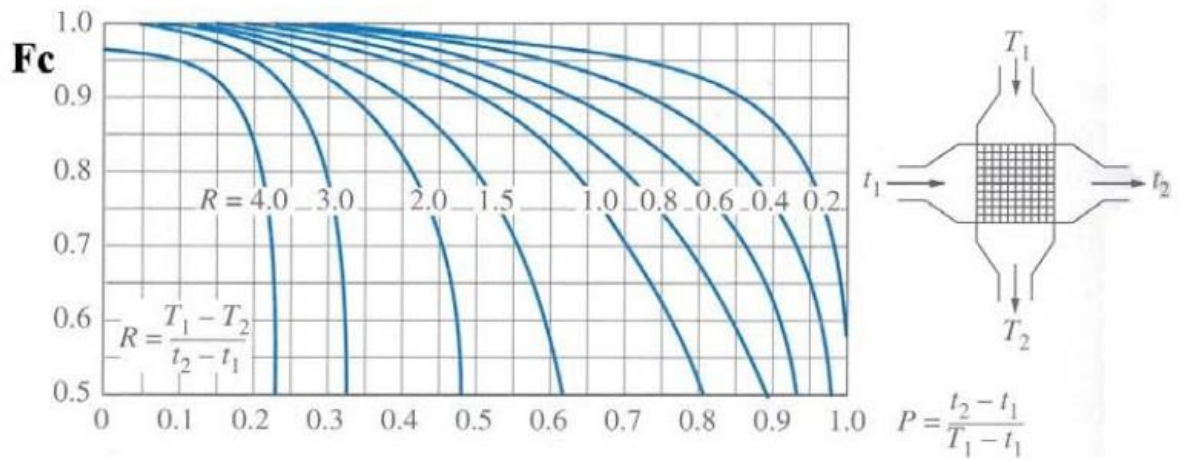
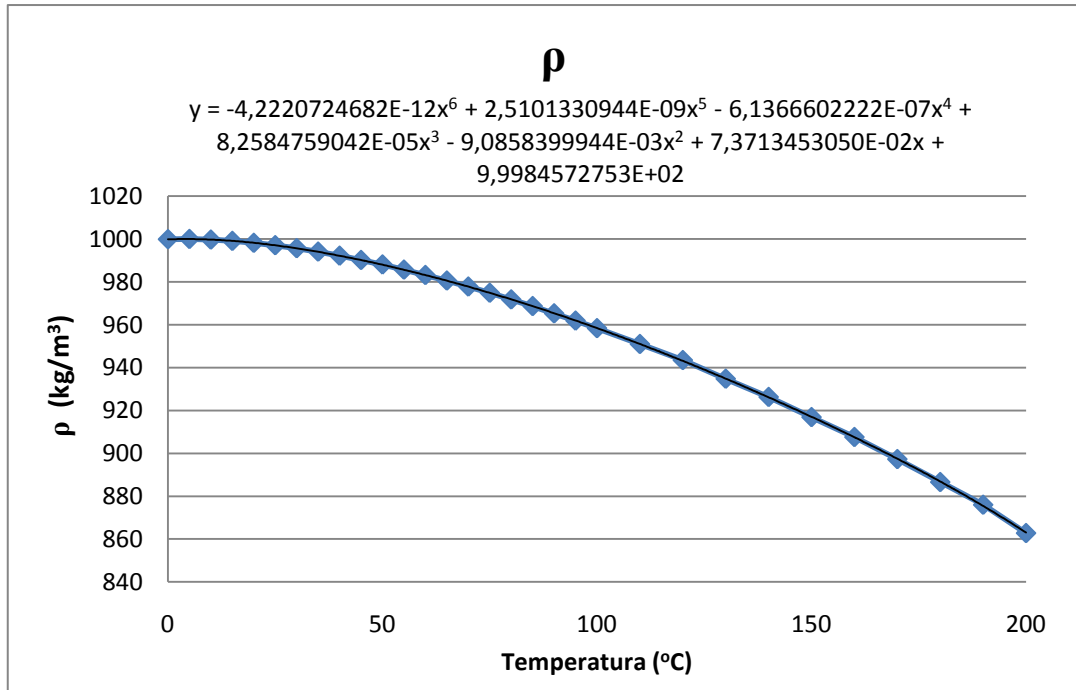


Figura F. 1 - Factor de correcção para RC de escoamentos cruzados

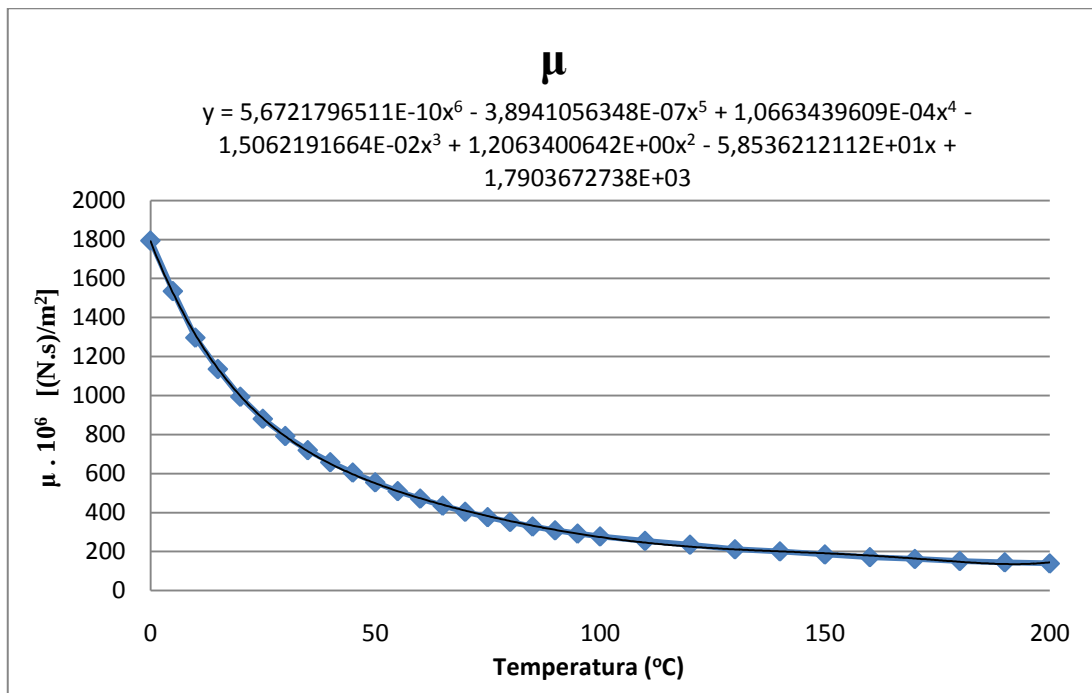
Anexo G – Propriedades da água

Na obtenção das propriedades da água, utilizou-se o mesmo método referido no Anexo D para o calor específico da água [Raznjevic, 1970]:

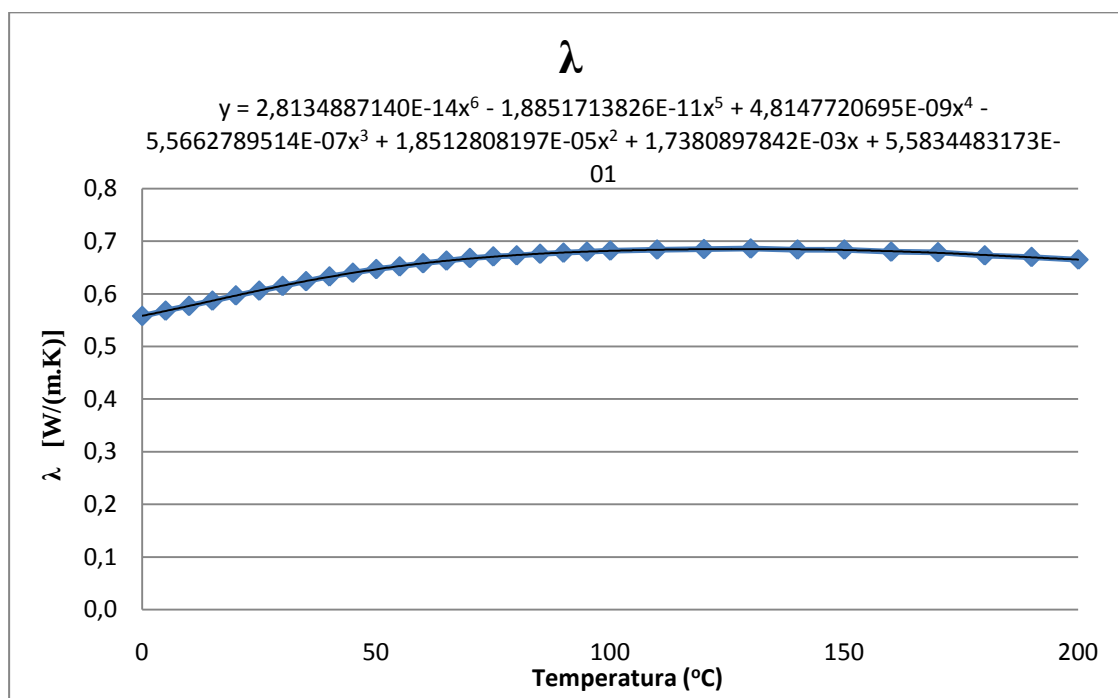
Massa volúmica:



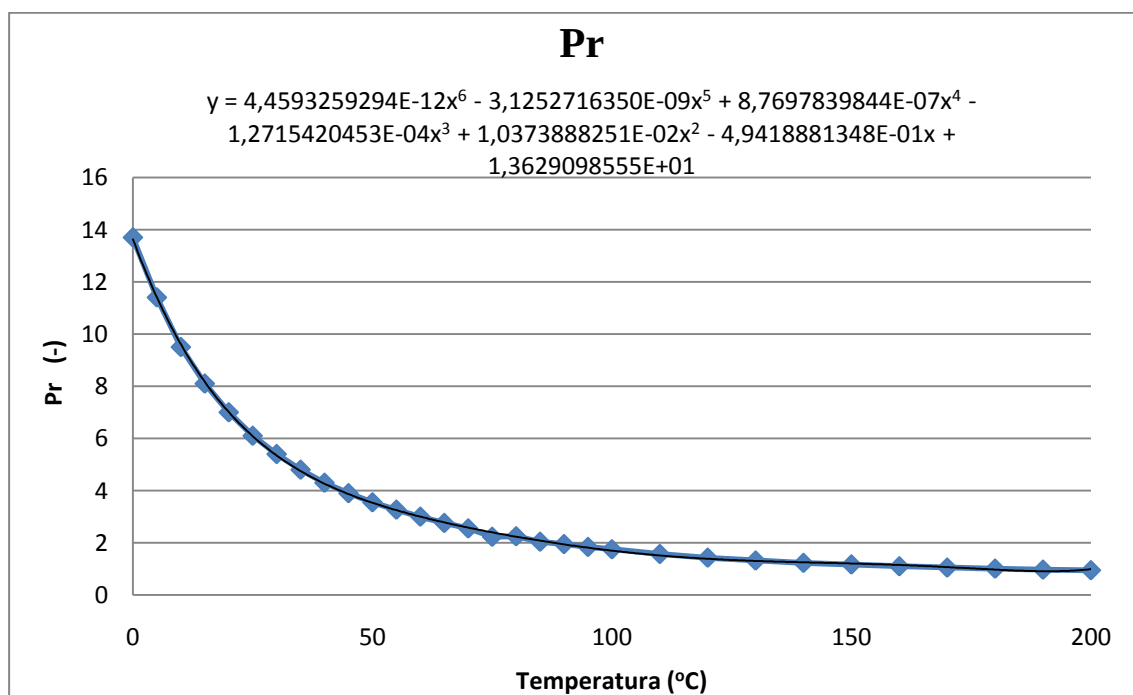
Viscosidade dinâmica:



Condutibilidade térmica:



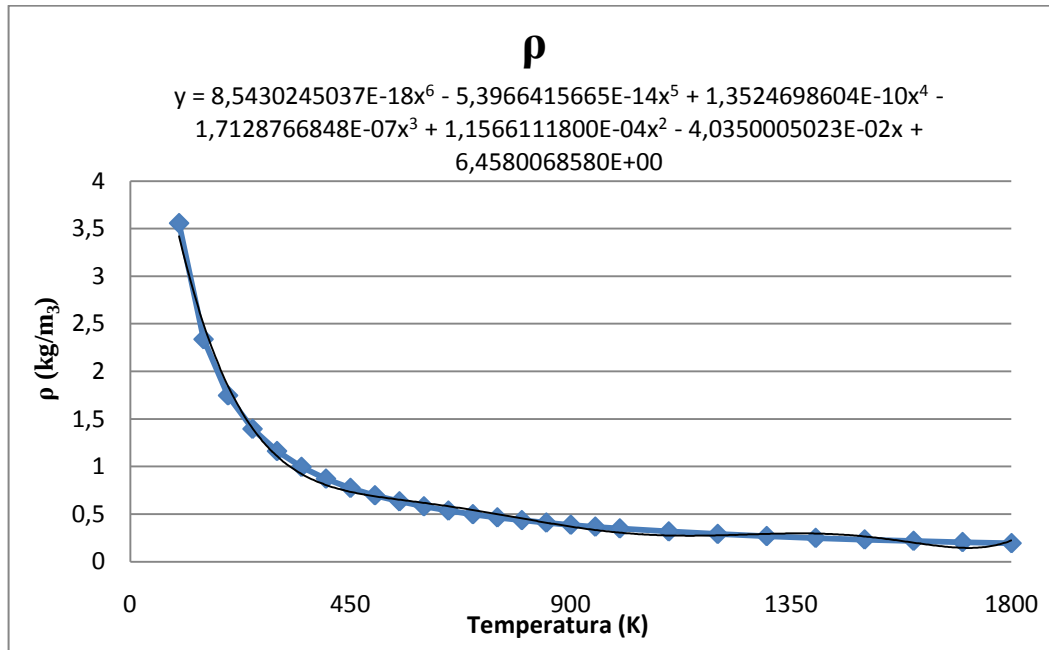
Número de Prandtl:



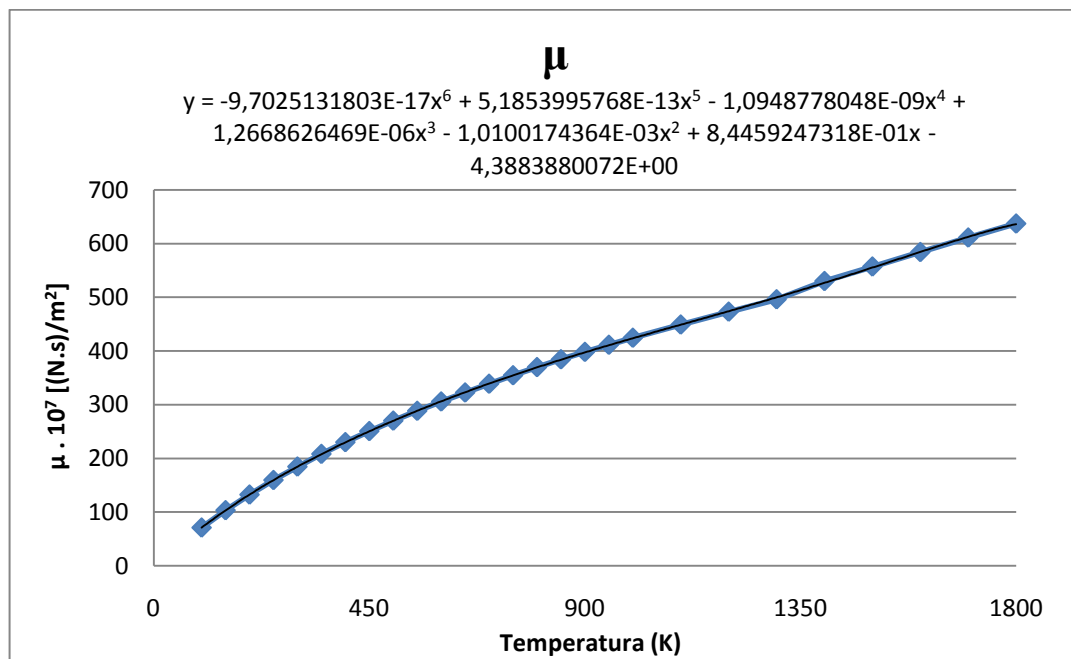
Anexo H – Propriedades do ar

Na obtenção das propriedades do ar, utilizou-se o mesmo método referido no Anexo D para o calor específico da água [Incropera *et al.*, 2008]:

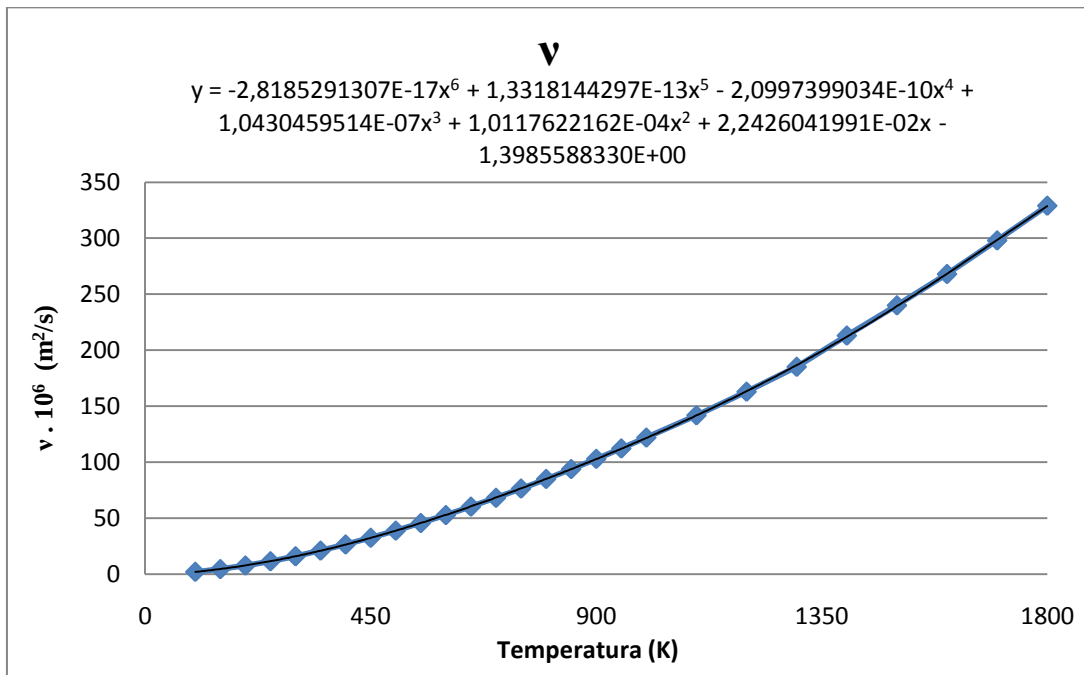
Massa volúmica:



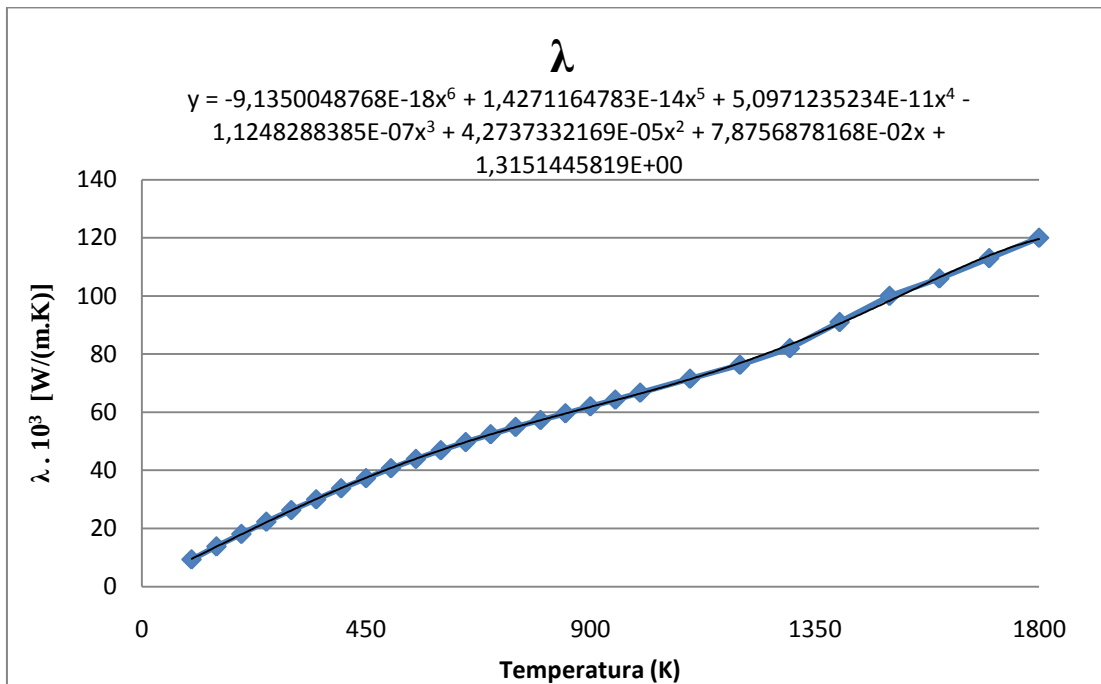
Viscosidade dinâmica:



Viscosidade cinemática:



Condutibilidade térmica:



Anexo I – Factores de correcção para cálculo do coeficiente de convecção exterior

Tabela I. 1- Constantes para o escoamento de ar numa matriz tubular de 10 ou mais colunas [Incropera *et al.*, 2008]

S_L/D	S_T/D							
	1,25		1,5		2,0		3,0	
	C_1	m	C_1	m	C_1	m	C_1	m
Alinhada								
1,25	0,348	0,592	0,275	0,608	0,100	0,704	0,0633	0,752
1,50	0,367	0,586	0,250	0,620	0,101	0,702	0,0678	0,744
2,00	0,418	0,570	0,299	0,602	0,229	0,632	0,198	0,648
3,00	0,290	0,601	0,357	0,584	0,374	0,581	0,286	0,608
Alternada								
0,600	—	—	—	—	—	—	0,213	0,636
0,900	—	—	—	—	0,446	0,571	0,401	0,581
1,000	—	—	0,497	0,558	—	—	—	—
1,125	—	—	—	—	0,478	0,565	0,518	0,560
1,250	0,518	0,556	0,505	0,554	0,519	0,556	0,522	0,562
1,500	0,451	0,568	0,460	0,562	0,452	0,568	0,488	0,568
2,000	0,404	0,572	0,416	0,568	0,482	0,556	0,449	0,570
3,000	0,310	0,592	0,356	0,580	0,440	0,562	0,428	0,574

Tabela I. 2 - Factor de correcção C_2 para $N_L < 10$ [Incropera *et al.*, 2008]

N_L	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Alinhada	0,64	0,80	0,87	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98	0,99
Alternada	0,68	0,75	0,83	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99

Anexo J – Tabelas de resultados de outras soluções possíveis de dimensionamento da lareira

Tabela J. 1 – Resultados para excessos de ar compreendidos entre 180 % e 350 %

e	ζ	T_g	t_ϕ	$m_{madeira}$	U_e	$\dot{Q}_{rad,sala}$	$\dot{Q}_{rad,rec}$	$\dot{Q}_{rad}$	$\dot{Q}_{rad}$ (PCI madeira)	Razão
%	%	K	s	kg	m/s	kW	kW	kW	kW	-
180	30	1084,5	13009,1	17,0	1,035	5,19	2,39	7,58	7,50	1,0
190	29	1073,0	12923,2	16,9	1,101	4,98	2,29	7,27	7,26	1,0
200	28	1063,0	12845,0	16,8	1,169	4,79	2,20	6,99	7,01	1,0
210	27	1050,0	12898,6	16,8	1,232	4,56	2,10	6,66	6,73	1,0
220	26	1040,0	12914,8	16,9	1,299	4,39	2,02	6,41	6,51	1,0
230	25	1030,0	12978,3	16,9	1,365	4,22	1,94	6,16	6,23	1,0
240	24	1020,0	13090,4	17,1	1,430	4,06	1,86	5,93	6,00	1,0
250	23	1011,0	13210,9	17,3	1,496	3,92	1,80	5,72	5,77	1,0
260	22	1003,0	13330,7	17,4	1,564	3,80	1,74	5,54	5,50	1,0
270	21	994,5	13516,5	17,7	1,630	3,67	1,68	5,35	5,26	1,0
280	20	986,0	13750,0	18,0	1,695	3,54	1,62	5,16	5,01	1,0
290	19,5	975,0	14183,7	18,5	1,752	3,39	1,55	4,94	4,87	1,0
300	19	964,0	14705,7	19,2	1,807	3,24	1,48	4,72	4,75	1,0
310	18	957,0	15022,8	19,6	1,874	3,14	1,44	4,58	4,50	1,0
320	17,5	947,0	15635,7	20,4	1,929	3,01	1,38	4,39	4,37	1,0
330	17	937,0	16352,4	21,4	1,982	2,89	1,32	4,21	4,26	1,0
340	16	930,0	16872,2	22,0	2,047	2,80	1,28	4,08	3,99	1,0
350	15,5	922,0	17572,1	22,9	2,106	2,71	1,23	3,94	3,87	1,0

Tabela J. 2 - Resultados das potências para excessos de ar compreendidos entre 180 % e 350 %

<i>e</i>	<i>n_t</i>	$\dot{Q}_{rad_{sala}}$	$\dot{Q}_{rad_{rec}}$	$\dot{Q}_{conv_{rec}}$	$\dot{Q}_{H_2O}$	$\dot{Q}_{cham}$	$\dot{Q}_{global}$
%	-	kW	kW	kW	kW	kW	kW
180	3 × 5	5,19	2,39	11,52	13,91	5,92	25,02
	3 × 6			13,74	16,13	3,70	25,02
190	3 × 5	4,98	2,29	11,62	13,91	6,14	25,03
	3 × 6			13,87	16,16	3,89	25,03
200	3 × 5	4,79	2,20	11,73	13,93	6,32	25,04
	3 × 6			14,02	16,22	4,03	25,04
210	3 × 5	4,56	2,10	11,70	13,80	6,57	24,93
	3 × 6			13,99	16,09	4,28	24,93
220	3 × 5	4,39	2,02	11,76	13,78	6,88	25,05
	3 × 6			14,06	16,08	4,58	25,05
230	3 × 5	4,22	1,94	11,77	13,71	7,00	24,93
	3 × 6			14,09	16,03	4,68	24,93
240	3 × 5	4,06	1,86	11,76	13,62	7,32	25,01
	3 × 6			14,08	15,94	5,00	25,01
250	3 × 5	3,92	1,80	11,76	13,56	7,59	25,07
	3 × 6			14,09	15,89	5,26	25,07
260	3 × 5	3,80	1,74	11,79	13,53	7,66	24,99
	3 × 6			14,12	15,86	5,33	24,99
270	3 × 5	3,67	1,68	11,76	13,44	7,96	25,07
	3 × 6			14,10	15,78	5,62	25,07
280	3 × 5	3,54	1,62	11,71	13,33	8,19	25,06
	3 × 6			14,05	15,67	5,85	25,06
290	3 × 5	3,39	1,55	11,51	13,06	8,52	24,97
	3 × 6			13,82	15,37	6,21	24,97
300	3 × 5	3,24	1,48	11,29	12,77	8,98	24,99
	3 × 6			13,55	15,03	6,72	24,99
310	3 × 5	3,14	1,44	11,24	12,68	9,16	24,98
	3 × 6			13,50	14,94	6,90	24,98
320	3 × 5	3,01	1,38	11,02	12,40	9,57	24,98
	3 × 6			13,24	14,62	7,35	24,98
330	3 × 5	2,89	1,32	10,77	12,09	10,07	25,05
	3 × 6			12,95	14,27	7,89	25,05
340	3 × 5	2,80	1,28	10,68	11,96	10,20	24,96
	3 × 6			12,84	14,12	8,04	24,96
350	3 × 5	2,71	1,23	10,50	11,73	10,51	24,95
	3 × 6			12,63	13,86	8,38	24,95

Tabela J. 3 – Resultados dos rendimentos para excessos de ar compreendidos entre 180 % e 350 %

<i>e</i>	<i>n_t</i>	<i>η_{rad_sala}</i>	<i>η_{rec}</i>	<i>η_{lareira}</i>
%	-	%	%	%
180	3 × 5	20,75	55,61	76,35
	3 × 6		64,48	85,23
190	3 × 5	19,89	55,57	75,46
	3 × 6		64,55	84,45
200	3 × 5	19,13	55,64	74,77
	3 × 6		64,78	83,92
210	3 × 5	18,29	55,35	73,64
	3 × 6		64,53	82,82
220	3 × 5	17,53	55,01	72,54
	3 × 6		64,19	81,72
230	3 × 5	16,93	55,00	71,93
	3 × 6		64,31	81,24
240	3 × 5	16,24	54,47	70,74
	3 × 6		63,74	80,02
250	3 × 5	15,64	54,09	69,73
	3 × 6		63,39	79,03
260	3 × 5	15,21	54,15	69,36
	3 × 6		63,47	78,68
270	3 × 5	14,64	53,61	68,26
	3 × 6		62,95	77,59
280	3 × 5	14,13	53,19	67,32
	3 × 6		62,53	76,66
290	3 × 5	13,58	52,31	65,88
	3 × 6		61,56	75,14
300	3 × 5	12,96	51,09	64,06
	3 × 6		60,14	73,10
310	3 × 5	12,57	50,77	63,34
	3 × 6		59,82	72,39
320	3 × 5	12,05	49,65	61,70
	3 × 6		58,54	70,59
330	3 × 5	11,54	48,26	59,80
	3 × 6		56,96	68,50
340	3 × 5	11,22	47,92	59,13
	3 × 6		56,57	67,79
350	3 × 5	10,86	47,02	57,88
	3 × 6		55,56	66,42

Tabela J. 4 - Resultados das temperaturas para excessos de ar compreendidos entre 180 % e 350 %

<i>e</i>	T_p	$T_{gases,ent}$	$T_{gases,sai}$	$T_{ág,ent}$	$T_{ág,sai}$
%	K	K	K	°C	°C
180	719,3	1084,5	904,5	20,0	65,0
190	711,8	1073,0	893,0	20,0	65,0
200	705,6	1063,0	883,0	20,0	65,0
210	697,0	1050,0	870,0	20,0	65,0
220	690,5	1040,0	860,0	20,0	65,0
230	684,1	1030,0	850,0	20,0	65,0
240	677,6	1020,0	840,0	20,0	65,0
250	671,8	1011,0	831,0	20,0	65,0
260	666,7	1003,0	823,0	20,0	65,0
270	661,3	994,5	814,5	20,0	65,0
280	655,8	986,0	806,0	20,0	65,0
290	648,8	975,0	795,0	20,0	65,0
300	641,7	964,0	784,0	20,0	65,0
310	637,3	957,0	777,0	20,0	65,0
320	630,9	947,0	767,0	20,0	65,0
330	624,5	937,0	757,0	20,0	65,0
340	620,0	930,0	750,0	20,0	65,0
350	614,9	922,0	742,0	20,0	65,0

Tabela J. 5 – Resultados da resistência global instantânea de queima para para excessos de ar compreendidos entre 180 % e 350 %

<i>e</i>	Transferência de massa	Cinética da reacção	1/K
%	s/m	s/m	s/m
180	19,27	5,46	24,73
190	18,92	6,02	24,94
200	18,57	6,57	25,13
210	18,32	7,37	25,69
220	18,03	8,07	26,10
230	17,77	8,85	26,61
240	17,53	9,72	27,25
250	17,29	10,59	27,88
260	17,04	11,45	28,50
270	16,83	12,46	29,29
280	16,64	13,58	30,22
290	16,53	15,20	31,73
300	16,43	17,07	33,50
310	16,24	18,40	34,64
320	16,15	20,52	36,67
330	16,07	22,94	39,00
340	15,91	24,83	40,75
350	15,80	27,23	43,03

Anexo K – Tabelas de resultados de outras situações variando a temperatura ambiente para 250 % excesso de ar

Tabela K.1 – Resultados para 250 % de excesso de ar (diferentes temperaturas ambiente)

<i>e</i>	T_{∞}	ζ	T_g	t_{ϕ}	$m_{madeira}$	U_e	$\dot{Q}_{rad,sala}$	$\dot{Q}_{rad,rec}$	$\dot{Q}_{rad}$	$\dot{Q}_{rad}$ ($PCI_{madeira}$)	Razão
%	°C	%	K	s	g	m/s	kW	kW	kW	kW	-
250	15	22,5	1011,0	13039,2	17,1	1,496	3,92	1,80	5,72	5,65	1,0
	20	23	1011,0	13210,9	17,3	1,496	3,92	1,80	5,72	5,77	1,0
	25	23,5	1011,0	13382,6	17,5	1,496	3,91	1,80	5,71	5,88	1,0

Tabela K.2 – Resultados das potências e rendimentos para 250 % de excesso de ar (diferentes temperaturas ambiente)

<i>e</i>	n_t	T_{∞}	$\dot{Q}_{rad,sala}$	$\dot{Q}_{rad,rec}$	$\dot{Q}_{conv,rec}$	$\dot{Q}_{H_2O}$	$\dot{Q}_{cham}$	$\dot{Q}_{global}$	$\eta_{rad,sala}$	η_{rec}	$\eta_{lareira}$
%	-	°C	kW	kW	kW	kW	kW	kW	%	%	%
250	3 × 5	15	3,92	1,80	11,76	13,56	7,62	25,10	15,61	54,01	69,63
	3 × 6				14,09	15,89	5,29			63,30	78,91
	3 × 5	20	3,92	1,80	11,76	13,56	7,59	25,07	15,64	54,09	69,73
	3 × 6				14,09	15,89	5,26			63,39	79,03
	3 × 5	25	3,91	1,80	11,76	13,56	7,56	25,03	15,62	54,17	69,79
	3 × 6				14,09	15,89	5,23			63,48	79,10

**Tabela K.3 – Resultados das temperaturas para 250 % de excesso de ar
(diferentes temperaturas ambiente)**

<i>e</i>	T_{∞}	T_p	$T_{gases,ent}$	$T_{gases,sai}$	$T_{ág,ent}$	$T_{ág,sai}$
%	°C	K	K	K	°C	°C
250	15	671,7	1011,0	831,0	20,0	65,0
	20	671,9	1011,0	831,0	20,0	65,0
	25	672,0	1011,0	831,0	20,0	65,0

• *Potência transferida por radiação*

RADIÇÃO		Temperaturas		Emissividade		Áreas		σ	
		°C	K	ε1	ε2	A1	A2	W/(m2K4)	
$\dot{Q} = \dot{Q}_{sala} + \dot{Q}_{recuperador}$		T1	20	293,15	0,8	0,3			
		T4	42,5	315,65	0,8	0,18			
		T2	737,9	1011,0	0,7	0,6			
Factores de Forma								PQ	19142,8 KJ/Kg

- **Potência transferida por convecção no recuperador**

[illegible]

Figura L. 3 – Folha de cálculo referente à potência transferida no permutador de calor