

Eficiência Energética dos Processos Térmicos Industriais Através de Sistemas de Recuperação de Calor Residual

Rui Jorge Ferreira de Castro

Dissertação de Mestrado

Orientador na FEUP: Professor Doutor Armando C. Figueiredo Coelho de Oliveira

Orientador na empresa: Dr.^a Helena Monteiro



Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Setembro de 2019

*Aos meus filhos
Teresa e,
Rui Pedro*

Resumo

A crescente necessidade de energia como um bem essencial por parte das sociedades modernas, tanto para sustentar o seu nível de desenvolvimento e crescimento industrial, quanto para melhorar os seus índices de conforto e de qualidade de vida, confrontada com a necessária e fundamental estabilidade económica e ambiental, levanta um conjunto de questões de relevo que é de todo o interesse analisar, discutir e estudar, no sentido da procura de comportamentos e de soluções técnicas sensatas e razoáveis que visem otimizar a eficiência energética dos processos térmicos industriais.

De um modo particular e com significativa relevância, este problema da ecoeficiência energética assume uma notória importância e um maior destaque no domínio industrial e nos seus sistemas produtivos, uma vez que é neste setor da economia que os consumos de energia são de facto muito elevados, e onde o impacto ambiental, climático e económico, é por consequência deveras importante.

Neste contexto, mantendo o foco no setor industrial, e tendo como plano de fundo a eficiência energética associada aos processos térmicos, assumem grande importância as tecnologias fundamentadas nos seguintes conceitos:

- O aproveitamento do calor residual;
- A implementação de energias renováveis;
- O armazenamento da energia entretanto produzida.

Refira-se no entanto que para a otimização e o uso racional de energia térmica, fundamentais para o alcance do objetivo maior da eficiência energética, é necessário que todas as tecnologias e boas práticas referidas sejam interpretadas de forma sistémica e funcionem conjuntamente numa configuração concertada, conjugada e complementarizada.

Esta Dissertação, porém, incide o seu foco no primeiro ponto, ou seja, no estudo e análise da recuperação de calor residual nos processos térmicos industriais.

Com este propósito, é contemplado neste trabalho um caso de estudo concreto, aplicado no edifício EcoTermLab do ISQ, que abrange dois grandes domínios ligados à recuperação e aproveitamento do calor residual nos processos industriais. Assim, por um lado, é estudado e dimensionado um recuperador de calor para ser aplicado na saída dos gases de combustão da uma caldeira industrial de produção de água quente, com a finalidade de aproveitar o calor rejeitado por esses gases. Por outro, é feito um dimensionamento das necessidades de aquecimento de um espaço que se pretende aquecer a partir da energia disponível na água quente entretanto aquecida no permutador pelo aproveitamento do calor residual dos gases de exaustão da caldeira. A instalação projetada neste caso de estudo funcionará de futuro como uma instalação protótipo para demonstrações de sistemas que eventualmente possam vir a ser adaptados e aplicados a casos reais na indústria portuguesa.

São ainda estudadas nesta dissertação tecnologias associadas à recuperação de calor residual, nomeadamente no estudo e na aplicação de recuperadores de calor nos sistemas produtivos normalmente usados na indústria.

Por fim é importante referir que esta Dissertação se desenvolve no âmbito do projeto “EcoTermIP- *Promoção da Utilização Racional de Energia Térmica e Integração de Tecnologias com Base em Energias Renováveis na Indústria Portuguesa*”.

Energy Efficiency of Industrial Thermal Processes through Residual Heat Recovery System>

Abstract

The increasing need for energy as an essential good by modern societies, both to sustain their level of industrial development and growth, and to improve their comfort and quality of life indices, faced with the necessary and fundamental economic and environmental stability, raise a number of key issues that are of interest to analyze, discuss and study in order to seek sensible and reasonable behaviors and technical solutions aimed at optimizing the energy efficiency of industrial thermal processes.

In a particularly significant way, this problem of energy eco-efficiency is of major importance and prominence in the industrial domain and in its production systems, since it is in this sector of the economy that energy consumption is very high indeed, and where the environmental, climatic and economic impact is therefore very important.

In this context, keeping the focus on the industrial sector and having as a background the energy efficiency associated with thermal processes, technologies based on the following concepts are of great importance:

- The use of waste heat;
- The implementation of renewable energy;
- The storage of energy produced in the meantime.

However, it should be noted that for the optimization and rational use of thermal energy, which are fundamental to the achievement of the main scope of energy efficiency, it is necessary that all the technologies and best practices referred to be interpreted systemically and work together in a concerted configuration, conjugated and complemented.

However, this dissertation focuses on the first point: the study and analysis of waste heat recovery in industrial thermal processes.

To this end, a concrete case study is contemplated in this work, applied in the ISQ EcoTermLab building, which covers two major domains related to the heat recovery and utilization of waste heat in industrial processes. Thus, on the one hand, a heat recover is studied and dimensioned to be applied to the flue gas outlet of an industrial hot water boiler, in order to take advantage of the heat rejected by these gases. On the other hand, the heating needs of a space that is intended to be heated from the available energy in the hot water meanwhile heated in the heat exchanger by the utilization of the residual heat of the boiler exhaust gases are made. The installation designed in this case study will work in the future as a prototype installation for systems demonstrations that may eventually be adapted and applied to real cases in the Portuguese industry.

Technologies related to waste heat recovery are also studied in this dissertation, namely in the study and application of heat recovery in the production systems usually used in the industrial sector.

In conclusion, it is important to refer that this dissertation is developed based on the project *"EcoTermIP- Promotion of Rational Use of Thermal Energy and Integration of Renewable Energy Based Technologies in Portuguese Industry"*

Agradecimentos

Com sentimento:

Agradeço à minha esposa, o apoio, o companheirismo, e a capacidade de ter compreendido a importância deste objetivo;

Agradeço aos meus filhos, o incentivo emocional;

Agradeço aos meus pais, o seu carinho de sempre;

Agradeço à minha irmã, a sua presença constante.

Com reconhecimento:

Agradeço a todos os Professores da Faculdade de Engenharia que contribuíram para a minha formação académica e pessoal;

Agradeço de forma especial ao meu orientador, Sr. Professor Armando Oliveira, que também foi meu professor, a sua disponibilidade, a sua compreensão, e acima de tudo a partilha do seu conhecimento.

Com sinceridade:

Agradeço ao ISQ-Instituto de Soldadura e Qualidade, e em particular ao departamento de eficiência energética do setor de energia, o acolhimento desta Dissertação;

Agradeço aos colaboradores do departamento de eficiência energética, na pessoa da minha orientadora, Dr.^a Helena Monteiro, a sua colaboração.

Muito obrigado a todos!

Índice de Conteúdos

1	Introdução	1
1.1	Apresentação e motivação para o tema	1
1.2	O projeto EcoTermIP	2
1.2.1	Fundamentos gerais e objetivos	3
1.2.2	Tecnologias principais envolvidas	4
1.2.3	Atividades contempladas para materialização do projeto	5
1.3	O projeto de recuperação de calor residual aplicado no EcoTermoLab-ISQ e os seus objetivos	6
1.3.1	Objetivos	6
1.3.2	Definição e caracterização do projeto de recuperação de calor residual	7
1.3.3	Breve apresentação do ISQ	8
1.4	Estrutura da Dissertação	8
2	Revisão ao estado da arte	10
2.1	Energia	10
2.1.1	O panorama da energia em Portugal e na Europa	12
2.1.2	Importância das fontes renováveis na produção de energia	14
2.2	Legislação do sistema de certificação energética	15
3	Fundamentação teórica	17
3.1	Mecanismos de transferência de calor	17
3.1.1	Transferência de calor por condução	18
3.1.2	Transferência de calor por convecção	21
3.1.3	Transferência de calor por radiação	24
3.2	Permutadores de calor	27
3.2.1	Classificação	27
3.2.2	Permutador de calor tipo carcaça-tubos	30
3.2.2.1	Sistema de normalização TEMA- Tubular Exchangers Manufacturers Association	30
3.2.2.2	Características gerais	32
3.2.2.3	Constituição	33
3.2.3	Cálculo e análise térmica de permutadores	34
3.2.3.1	Formulação teórica	35
3.2.3.2	Método DTML-Diferença de Temperatura Média Logarítmica	38
4	Necessidades nominais anuais de energia útil para aquecimento do laboratório 4 do edifício EcoTermLab-ISQ	42
4.1	Caracterização do edifício	42
4.1.1	Localização	42
4.1.2	Função	42
4.1.3	Estrutura	43
4.1.4	Propriedades dos materiais e técnicas construtivas da envolvente do laboratório 4	45
4.1.5	Sistemas de climatização e de ventilação	51
4.2	Caracterização da freguesia de Grijó - V. N. de Gaia em termos dos parâmetros e zonas climáticas	52
4.2.1	Identificação da freguesia de Grijó - V. N. de Gaia com NUTS III	53
4.2.2	Número de Graus Dia	54
4.2.3	Duração da estação de aquecimento	55
4.2.4	Temperatura exterior média do mês mais frio da estação de aquecimento	55
4.2.5	Energia solar média mensal durante a estação de aquecimento, recebida numa superfície vertical orientada a Sul	56
4.2.6	Duração da estação de arrefecimento	57
4.2.7	Temperatura exterior média na estação de arrefecimento	57
4.2.8	Energia solar acumulada durante a estação de arrefecimento	58
4.2.9	Identificação da freguesia de Grijó - V. N. de Gaia com a Zona Climática de Inverno	58
4.2.10	Identificação da freguesia de Grijó - V. N. de Gaia com a Zona Climática de Verão	58
4.3	Metodologia e Cálculo das necessidades nominais anuais de energia útil para aquecimento	59
4.3.1	Coeficientes de transmissão térmica superficial	61
4.3.1.1	Elementos da envolvente opaca	61
4.3.1.2	Elementos em contacto com o solo	65

4.3.1.3	Elementos envidraçados	68
4.3.2	Coeficientes de transmissão térmica linear	69
4.3.3	Coeficiente global de transferência de calor por transmissão pela envolvente na estação de aquecimento.....	70
4.3.4	Transferência de calor por transmissão através da envolvente.....	73
4.3.5	Coeficiente global de transferência de calor por ventilação devido à renovação de ar	73
4.3.6	Perdas de calor pela renovação de ar	74
4.3.7	Ganhos térmicos associados a fontes internas	75
4.3.8	Ganhos solares brutos através do vão envidraçado na estação de aquecimento.....	75
4.3.9	Ganhos térmicos brutos.....	78
4.3.10	Inércia térmica	79
4.3.11	Fator de utilização dos ganhos térmicos na estação de aquecimento.....	82
4.3.12	Ganhos térmicos úteis	83
4.3.13	Necessidades nominais anuais de energia útil para aquecimento	83
5	Permutador de calor Carcaça-tubos seleção e dimensionamento	85
5.1	Especificações de funcionamento do projeto	86
5.1.1	Determinação dos parâmetros da combustão do gás natural na caldeira	87
5.1.1.1	Propriedades do gás natural	87
5.1.1.2	Relação Ar-Combustível	88
5.1.2	Determinação do caudal dos gases de exaustão	89
5.1.2.1	Caudal mássico de Gás Natural - Reagente na reação de combustão.....	89
5.1.2.2	Caudal mássico de ar - Reagente na reação de combustão estequiométrica	89
5.1.2.3	Caudal mássico de Ar em excesso - Reagente na combustão com 10% de excesso de ar	90
5.1.2.4	Caudal mássico dos gases de exaustão da caldeira ($m_{gás, ext}$) - Produtos da reação de combustão.....	91
5.1.3	Cálculo da potência térmica dos gases de exaustão.....	92
5.1.3.1	Temperatura dos gases de exaustão	92
5.1.3.2	Potência térmica associada aos gases de exaustão da caldeira	94
5.1.4	Cálculo do caudal de água na caldeira.....	101
5.1.5	Cálculo do caudal de água no permutador.....	102
5.2	Seleção dos componentes e localização dos fluidos no permutador	103
5.2.1	Seleção dos componentes.....	104
5.2.2	Distribuição dos fluidos	106
5.3	Dimensionamento do permutador	107
5.3.1	Metodologia	107
5.3.2	Dimensionamento de um modelo preliminar.....	109
5.3.2.1	Segunda iteração (determinação do modelo preliminar).....	112
5.3.2.2	Terceira iteração (determinação do modelo preliminar).....	113
5.3.2.3	Características do modelo preliminar do permutador.....	114
5.3.3	Dimensionamento do modelo definitivo	117
5.3.3.1	Cálculo térmico do escoamento do lado da carcaça	117
5.3.3.2	Cálculo térmico do escoamento do lado dos tubos	129
5.3.3.3	Características geométricas e térmicas do modelo definitivo.....	131
5.3.3.4	Segunda iteração – Dimensionamento do modelo definitivo.....	134
5.3.3.5	Terceira iteração – Dimensionamento do modelo definitivo	135
5.3.3.6	Caracterização do modelo definitivo	136
6	Conclusões.....	137
6.1	Observações complementares ao cálculo das necessidades de energia útil para aquecimento do laboratório 4 do EcoTermLab	138
6.2	Observações relativas à seleção e dimensionamento do permutador	138
	Referências	140
ANEXO A:	Elementos de cálculo das necessidades de aquecimento.....	144
ANEXO B:	Características do tipo de caldeira a instalar.....	146

Índice de Figuras

Figura 2.1 - Energias renováveis na União Europeia	12
Figura 2.2 – Evolução da energia elétrica em Portugal continental.....	13
Figura 2.3 - Evolução da produção de eletricidade por fonte em Portugal Continental, ...	13
Figura 2.4 - Influência dos recursos renováveis na produção de energia, ...	15
Figura 2.5 - Evolução da influência das energias renováveis na produção da energia elétrica,.....	15
Figura 3.1 – Ilustração dos mecanismos de transferência de calor.....	17
Figura 3.2 – Transferência de calor através de uma parede plana	18
Figura 3.3 – Transferência de calor num cilindro.....	20
Figura 3.4 – Desenvolvimento da camada limite fluidodinâmica laminar num tubo circular	22
Figura 3.5 – Desenvolvimento da camada limite térmica num tubo circular aquecido.....	23
Figura 3.6 – Comportamento dos materiais à radiação solar	26
Figura 3.7 – Espectro da radiação solar	26
Figura 3.8 – Transmissividade do vidro à radiação solar	27
Figura 3.9 – Permutador de calor de tubos concêntricos	29
Figura 3.10 – Permutador de calor de escoamentos cruzados	29
Figura 3.11 – Permutador carcaça e tubos com uma passagem na carcaça e uma nos tubos.....	30
Figura 3.12 – Núcleos de permutadores de calor compactos	30
Figura 3.13 - Classificação dos permutadores tipo carcaça-tubos, segundo TEMA.....	31
Figura 3.14 – Exemplo de permutador carcaça e tubos	32
Figura 3.15 – Número de passagens dos fluidos num permutador de calor de casco e tubos.....	32
Figura 3.16 - Tipos de separadores	34
Figura 3.17 - Nomenclatura das variáveis a considerar num permutador.....	35
Figura 3.18 – Distribuição de temperaturas no permutador com escoamento em contracorrente	38
Figura 3.19 – Distribuição das temperaturas dos fluidos num permutador em casos especiais.....	39
Figura 3.20 - Fator de correção F para o método DTML, em função de P e R, para um permutador 1-2, com fluido da carcaça misturado.....	40
Figura 3.21 – Fator de correção F para um permutador de fluxos cruzados, com ambos os fluidos não misturados	41
Figura 4.1 - Fachada do edifício EcoTermLab.....	42
Figura 4.2 - Planta piso 1 do edifício EcoTermLab.....	43
Figura 4.3 - Planta piso 0 do edifício EcoTermLab.....	44
Figura 4.4 - Planta piso -1 do edifício EcoTermLab.....	44
Figura 4.5 - Identificação dos elementos construtivos da envolvente do laboratório nº4.....	46
Figura 4.6 - Elemento 1 características construtivas	47
Figura 4.7 - Elemento 2 características construtivas	47
Figura 4.8 - Elemento 3 características construtivas	48
Figura 4.9 - Elemento 4 características construtivas	48
Figura 4.10 - Elemento 5 características construtivas	49
Figura 4.11 - Elemento 6 características construtivas	49

Figura 4.12 - Elemento 7 características construtivas	50
Figura 4.13 - Elemento 9 características construtivas	50
Figura 4.14 – Elemento 200, características construtivas	51
Figura 4.15 - Zonas climáticas de inverno (esq.) e de verão (dir.) no continente.....	53
Figura 4.16 - Obtenção do valor da altitude (a) referente a Grijó V. N. de Gaia	54
Figura 4.17 - Energia solar média mensal recebida numa superfície vertical orientada a Sul em V.N. Gaia	57
Figura 4.18 - Esquema de balanço térmico	60
$As_{inj}=Aw \times F_g \times g_i$ [m ²] (4.19)	78
$Q_{g,i}=Q_{int,i}+Q_{sol,i}$ [kWh] (4.20).....	78
Figura 4.21 – Identificação dos elementos construtivos para cálculo da inércia térmica interior	80
Figura 5.1 - Esquema simplificado do sistema de funcionamento.....	86
Figura 5.2 – Constituição e propriedades do gás natural	87
Figura 5.3 – Efeito do excesso de ar e combustível na combustão	91
Figura 5.4 - Temperatura do ponto de orvalho dos gases de combustão	93
Figura 5.5 – Efeito da temperatura da água de entrada na eficiência das caldeiras de condensação	94
Figura 5.6 – Arrefecimento dos gases de exaustão e respetivas potências térmicas associadas.....	95
Figura 5.7 - Parâmetros relativos ao arranjo dos tubos no permutador	105
Figura 5.8 – Algoritmo do processo de dimensionamento térmico.....	107
Figura 5.9 – Algoritmo para alteração das variáveis geométricas do permutador para uma nova iteração	108
Figura 5.10 - Coeficientes de transferência de calor [W/m ² ·K] e diâmetro da carcaça [m], para permutadores ar/água, em função dos caudais [kg/s] – arranjo de 1" a 90°	115
Figura 5.11 – Fatores de correção para diferentes arranjos de tubos	116
Figura 5.12 - Número de tubos e diâmetro da carcaça	116
Figura 5.13 – Correntes de fluxo que se podem verificar no escoamento do lado da carcaça.....	117
Figura 5.14 – Geometria dos separadores	119
Figura 5.15 – Distância entre separadores	120
Figura 5.16 – Valores máximos para a folga entre carcaça e separador	125
Figura 5.17 – Cálculo do fator de correção para as fugas nos separadores	126
Figura 5.18 – Fator de correção de fugas no feixe	128
Figura 5.19 – Resultado da segunda iteração para cálculo das características do permutador.....	134
Figura 5.20 - Resultado da terceira iteração para cálculo das características do permutador.....	135
Figura 6.1 – Esquema de funcionamento alternativo.....	138

Índice de Tabelas

Tabela 4.1 - Caracterização dos espaços do piso 1 do edifício EcoTermLab.....	43
Tabela 4.2 - Caracterização dos espaços do piso 0 do edifício EcoTermLab.....	44
Tabela 4.3 - Caracterização dos espaços do piso -1 do edifício EcoTermLab	45
Tabela 4.4 – Zona e parâmetros climáticos para a estação arrefecimento	59
Tabela 4.5 - Zona e Parâmetros climáticos para a estação de aquecimento.....	59
Tabela 4.6 - Valores da condutibilidade térmica dos constituintes do elemento 1 da envolvente	62
Tabela 4.7 - Valores da resistência térmica dos constituintes do elemento 1 da envolvente	62
Tabela 4.8 - Valores da condutibilidade térmica dos constituintes do elemento 2 da envolvente	63
Tabela 4.9 - Valores da resistência térmica dos constituintes do elemento 2 da envolvente	63
Tabela 4.10 - Valor da condutibilidade térmica do elemento 3 da envolvente	63
Tabela 4.11 - Valores da condutibilidade térmica dos constituintes do elemento 4 da envolvente	64
Tabela 4.12 - Valores da resistência térmica dos constituintes do elemento 4 da envolvente	64
Tabela 4.13 - Valores da condutibilidade térmica dos constituintes do elemento 8 da envolvente	66
Tabela 4.14 - Valores da resistência térmica dos constituintes do elemento 8 da envolvente	66
Tabela 4.15 - Valores da condutibilidade térmica dos constituintes do elemento 9 da envolvente	67
Tabela 4.16 - Valores da resistência térmica dos constituintes do elemento 9 da envolvente	68
Tabela 4.17 – Quadro resumo dos valores dos coeficientes de transmissão térmica superficial	69
Tabela 4.18 - Quadro resumo dos valores dos coeficientes de transmissão térmica linear	70
Tabela 4.19 - Valores relativos aos elementos da envolvente para cálculo da inércia térmica do laboratório 4.....	81
Tabela 5.1 - Propriedades do Gás Natural (resumo da tabela da Figura 5.2).....	88
Tabela 5.2 - Relação massa de Ar, massa de Gás Natural numa combustão estequiométrica	88
Tabela 5.3 – Valores dos caudais em jogo na combustão da caldeira a gás natural.....	92
Tabela 5.4 – Valores do calor sensível ₁	96
Tabela 5.5 – Valores dos caudais e do calor sensível ₂ devido ao arrefecimento dos gases de exaustão	99
Tabela 5.6 – Valores do calor latente no permutador derivado da condensação da água	100
Tabela 5.7 - Potências térmicas dos gases de exaustão da caldeira.....	101
Tabela 5.8 - Caudais mássicos de água que atravessam a caldeira	102
Tabela 5.9 – Valores do caudal mássico de água que circula no permutador	103
Tabela 5.10 – Características geométricas e térmicas do modelo preliminar do permutador	114
Tabela 5.11 – Resistência de incrustação dos gases de exaustão e da água.....	132
Tabela 5.12 – Características geométricas e térmicas do permutador definitivo	136
Tabela 6.1 – Comparação das características do permutador modelo preliminar e definitivo	139

Nomenclatura

Letras Romanas

a	Influência da classe de inércia térmica $[W/^{\circ}C]$ - (Cap.4)
a	Declive para ajuste em altitude dos parâmetros climáticos $[Mês\ ou\ ^{\circ}C/km]$ - (Cap.4)
A	Área de transferência de calor $[m^2]$ - (Cap.3), (Cap.4) e (Cap.5)
A_a	Área das alhetas $[m^2]$ - (Cap.3)
A_c	Área de escoamento cruzado no feixe entre separadores $[m^2]$ - (Cap.5)
A_{cs}	Área de fugas entre a carcaça e o separador $[m^2]$ - (Cap.5)
A_e	Área estimada de transferência de calor no permutador $[m^2]$ - (Cap.5)
$A_{e,t}$	Área estimada de transferência por tubo no permutador $[m^2]$ - (Cap.5)
A_f	Área de transferência de calor do lado do fluido frio do permutador $[m^2]$ - (Cap.3)
A_{fc}	Área de fugas feixe-carcaça $[m^2]$ - (Cap.5)
A_p	Área interior útil do pavimento em contacto com o solo $[m^2]$ - (Cap.4)
A_q	Área de transferência de calor do lado do fluido quente do permutador $[m^2]$ - (Cap.3)
$A_{s,i}$	Área efetiva coletora de radiação solar do vão envidraçado $[m^2]$ - (Cap.4)
A_t	Área de transferência por tubo no permutador $[m^2]$ - (Cap.5)
A_{ts}	Área de fugas entre os tubos e o separador $[m^2]$ - (Cap.5)
A_w	Área total do vão envidraçado, incluindo o vidro e caixilho $[m^2]$ - (Cap.4)
B	Desenvolvimento linear da ponte térmica linear $[m]$ - (Cap.4)
B'	Dimensão característica do pavimento em contacto com o solo $[m]$ - (Cap.4)
b_{tr}	Coeficiente de redução de perdas de espaço não útil ou de edifício adjacente (Cap.4)
C_p	Calor específico a pressão constante $[KJ/kg \cdot K]$ - (Cap.3), (Cap.5)
C_q	Taxa de capacidade calorífica do fluido quente do permutador $[W/K]$ - (Cap.3)
C_f	Taxa de capacidade calorífica do fluido frio do permutador $[W/K]$ - (Cap.3)
D	Profundidade do isolamento do pavimento em contacto com o solo $[m]$ - (Cap.4)
D_c	Diâmetro da carcaça $[m]$ - (Cap.5)
$D_{c,e}$	Diâmetro da carcaça estimado $[m]$ - (Cap.5)
D_{ctl}	Diâmetro da linha que une os eixos dos tubos periféricos $[m]$ - (Cap.5)
D_{fe}	Diâmetro exterior de feixe $[m]$ - (Cap.5)
d	Diâmetro externo do tubo $[m]$ - (Cap.5)
d_i	Diâmetro interno do tubo $[m]$ - (Cap.3), (Cap.5)
d_e	Diâmetro externo do tubo $[m]$ - (Cap.3)
$d_{t,e}$	Diâmetro dos tubos do permutador estimado $[m]$ - (Cap.5)
E_b	Energia radiante por unidade de tempo e de área por um corpo negro, radiador ideal $[W/m^2]$ - (Cap.3)
F	Fator de correção para fluxos no permutador que não o fluxo de contra corrente - (Cap.3), (Cap.5)
F_c	Fração de tubos na zona central da carcaça do permutador - (Cap.5)
F_f	Fator de sombreamento por elementos verticais adjacentes ao envidraçado (- Cap.4)
F_g	Fração envidraçada do vão envidraçado - (Cap.4)

F_h	Fator de sombreamento do horizonte - (Cap.4)
F_j	Fração de tubos na zona da janela do permutador - (Cap.5)
F_o	Fator de sombreamento por elementos horizontais sobrejacentes ao envidraçado - (Cap.4)
F_w	Fator de correção de seletividade angular - (Cap.4)
$F_{s,i}$	Fator de obstrução do vão envidraçado na estação de aquecimento - (Cap.4)
$g_{\perp,vi}$	Fator solar do vidro para uma incidência solar normal - (Cap.4)
g_i	Fator solar de Inverno - (Cap.4)
G_{Sul}	Energia solar média mensal incidente numa superfície vertical orientada a Sul durante a estação de aquecimento [kWh/m ² ·mês] - (Cap.4)
GD	Número de graus-dia [°C·dia] - (Cap.4)
GD_{REF}	Número de graus-dia de referência para ajustes em altitude na estação de aquecimento [°C] - (Cap.4)
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção [kW/m ² ·K] - (Cap.3)
H_{adj}	Coefficiente de transferência de calor através de elementos da envolvente em contacto com edifícios adjacentes [W/°C] - (Cap.4)
H_{ecs}	Coefficiente de transferência de calor por transmissão através de elementos em contacto com o solo [W/°C] - (Cap.4)
H_{enu}	Coefficiente de transferência de calor através de elementos da envolvente em contacto com espaços não úteis [W/°C] - (Cap.4)
H_{ext}	Coefficiente de transferência de calor através de elementos da envolvente em contacto com o exterior [W/°C] [W/°C] - (Cap.4)
$H_{tr,i}$	Coefficiente global de transferência de calor por transmissão pela envolvente na estação de aquecimento [W/°C] - (Cap.4)
h_{vap}	Calor latente de vaporização [kJ/kg] - (Cap.5)
$H_{ve,i}$	Coefficiente global de transferência de calor por ventilação [W/°C] - (Cap.4)
I_{sol}	Energia solar acumulada durante a estação de arrefecimento, recebida na horizontal e em superfícies verticais [kWh/m ²] - (Cap.4)
I_t	Inércia térmica [kg/m ²] - (Cap.4)
j	Fator de Colburn - (Cap.5)
J_b	Fator de correção que contabiliza o “bypass” ao feixe - (Cap.5)
J_c	Fator de correção para o corte dos separadores - (Cap.5)
J_f	Fator de correção devido às fugas nos separadores - (Cap.5)
J_l	Fator de correção no caso de o escoamento ser laminar - (Cap.5)
J_s	Fator de correção do efeito do espaçamento diferenciado entre separadores - (Cap.5)
K	Coefficiente global de transferência de calor [W/m ² ·K] - (Cap.3) (Cap.5)
K_e	Coefficiente global de transferência de calor estimado do permutador [W/m ² ·K] - (Cap.5)
$K_{e,c}$	Coefficiente global de transferência de calor estimado do permutador corrigido [W/m ² ·K] - (Cap.5)
K_f	Coefficiente global de transferência de calor do fluido frio do permutador [W/m ² ·K] - (Cap.3)
K_q	Coefficiente global de transferência de calor do fluido quente do permutador [W/m ² ·K] - (Cap.3)

L	Comprimento do tubo cilíndrico [m] - (Cap.3)
L_{cs}	Comprimento do corte do separador [m] - (Cap.5)
$L_{e,t}$	Comprimento estimado dos tubos no permutador [m] - (Cap.5)
L_p	Largura do bypass no permutador [m] - (Cap.5)
L_{pn}	Passo normal do arranjo triangular dos tubos no permutador [pol] - (Cap.5)
L_{pp}	Passo paralelo do arranjo triangular dos tubos no permutador [pol] - (Cap.5)
L_s	Distância entre separadores [m] - (Cap.5)
$L_{s,min}$	Distância mínima entre separadores [m] - (Cap.5)
L_t	Comprimento dos tubos permutador [m] - (Cap.5)
L_{te}	Distância do separador na entrada [m] - (Cap.5)
L_{tp}	Passo transversal do arranjo triangular dos tubos no permutador [m] - (Cap.5)
L_{ts}	Distância do separador na saída [m] - (Cap.5)
L_v	Duração da estação de arrefecimento [Meses] - (Cap.4)
M	Duração média da estação de aquecimento [Meses] - (Cap.4)
$\dot{m}$	Caudal mássico (cálculo do $N^o Re_d$) - (Cap.3)
$\dot{m}_{\text{água},ar}$	Caudal mássico de vapor de água no ar atmosférico comburente [kg/h] - (Cap.5)
$\dot{m}_{\text{água},cald}$	Caudal mássico de água na caldeira [kg/h] - (Cap.5)
$\dot{m}_{\text{água},cond}$	Caudal mássico de água que condensa no permutador [kg/h] - (Cap.5)
$\dot{m}_{\text{água},gás,ext}$	Caudal mássico de água presente nos gases de exaustão [kg/h] - (Cap.5)
$\dot{m}_{\text{água},gás,ext,s}$	Caudal mássico de água no gás de exaustão à saída do permutador [kg/h] - (Cap.5)
$\dot{m}_{\text{água},perm}$	Caudal mássico de água que circula no permutador [kg/h] - (Cap.5)
$\dot{m}_{\text{água},perm,t}$	Caudal mássico de água em cada tubo do permutador [kg/h] - (Cap.5)
$\dot{m}_{\text{água},r,comb}$	Caudal mássico de água formada na reação de combustão [kg/h] - (Cap.5)
m_{ar}	Massa de ar [kg] - (Cap.5)
$\dot{m}_{ar}$	Caudal mássico de ar [kg/h] - (Cap.5)
$\dot{m}_{ar,exc}$	Caudal mássico de ar em excesso [kg/h] - (Cap.5)
$\dot{M}_c$	Caudal mássico de gás de exaustão na carcaça do permutador [kg/s] - (Cap.5)
$\dot{m}_{gás,ext}$	Caudal mássico dos gases de exaustão [kg/h] - (Cap.5)
m_{GN}	Massa de gás natural [kg] - (Cap.5)
$\dot{m}_{GN}$	Caudal mássico do gás natural [kg/h] - (Cap.5)
M_{REF}	Duração da estação de aquecimento de referência para ajustes em altitude [Meses] - (Cap.4)
M_s	Massa superficial útil do elemento construtivo [kg/m ²] - (Cap.4)
$\dot{M}_t$	Caudal mássico de água nos tubos do permutador [kg/s] - (Cap.5)
N_{fs}	Número de faixas selantes - (Cap.5)
N_{ic}	Necessidades nominais anuais de energia útil para aquecimento [kWh/m ² ·ano] - (Cap.4)
N_s	Número de separadores - (Cap.5)
N_t	Número de tubos no permutador - (Cap.3) (Cap.5)
N_{tcc}	Número de linhas de tubos com escoamento cruzado na zona central do permutador - (Cap.5)

Nu_d	Número de Nusselt do escoamento no interior de tubos (Cap.3) - (Cap.5)
P	Eficiência de temperatura no permutador - (Cap.3) (Cap.5)
P	Perímetro total de parede que delimita o espaço aquecido [m] - (Cap.4)
P_d	Pé direito médio da fração [m] - (Cap.4)
PCI_{GN}	Poder Calorífico Inferior gás natural [kWh/kg] - (Cap.5)
P_{cald}	Potência térmica nominal da caldeira [kW] - (Cap.5)
Pr	Número de Prandtl - (Cap.3) (Cap.5)
q_{int}	Ganhos térmicos internos médios por unidade de superfície [W/m ²] - (Cap.4)
q_x	Fluxo de calor que atravessa uma superfície [W] - (Cap.3)
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor no permutador [kW] - (Cap.3) (Cap.5)
$\dot{Q}_{\text{água,perm}}$	Potência térmica que a água recebe no permutador [kW] - (Cap.5)
$\dot{Q}_{\text{gás,ext}}$	Potência térmica dos gases de exaustão da caldeira [kW] - (Cap.5)
$Q_{g,i}$	Ganhos térmicos brutos na estação de aquecimento [kWh] - (Cap.4)
$Q_{gu,i}$	Ganhos térmicos úteis na estação de aquecimento [kWh] - (Cap.4)
$Q_{int,i}$	Ganhos térmicos provenientes das fontes internas [kWh] - (Cap.4)
$\dot{Q}_{lat}$	Calor latente [kW] - (Cap.5)
$\dot{Q}_{sens}$	Calor sensível [kW] - (Cap.5)
$Q_{sol,i}$	Ganhos solares brutos através dos vãos envidraçados na estação de aquecimento [kWh] - (Cap.4)
$Q_{tr,i}$	Transferência de calor por transmissão na estação de aquecimento através da envolvente [kWh] - (Cap.4)
$Q_{ve,i}$	Transferência de calor por ventilação na estação de aquecimento [kWh] - (Cap.4)
r	Fator de redução da massa superficial útil dos elementos construtivos - (Cap.4)
r_e	Raio exterior do tubo cilíndrico [m] - (Cap.3)
r_i	Raio interior do tubo cilíndrico [m] - (Cap.3)
R	Razão de capacidade térmica no permutador - (Cap.3) (Cap.5)
R	Resistência térmica [°C/W] - (Cap.3) (Cap.4)
R_{df}	Resistência de depósitos do fluido frio no permutador [°C/W] - (Cap.3)
R_{dq}	Resistência de depósitos do fluido quente no permutador [°C/W] - (Cap.3)
R_f	Resistência de convecção do fluido frio no permutador [°C/W] - (Cap.3)
R_f	Resistência térmica do pavimento em contacto com o solo, excluindo as resistências térmicas superficiais [m ² ·°C/W] - (Cap.4)
Re_d	Número de Reynolds do escoamento no interior dos tubos - (Cap.3) (Cap.5)
Re_c	Número de Reynolds do escoamento do gás de exaustão do lado da carcaça - (Cap.5)
R_f	Resistências térmicas de incrustação dos depósitos dos fluidos no permutador [m ² ·K/W] - (Cap.5)
R_q	Resistência de convecção do fluido quente no permutador [°C/W] - (Cap.3)
R_p	Resistência de condução da parede no permutador [°C/W] - (Cap.3)
$R_{ph,i}$	Taxa nominal de renovação do ar interior na estação de aquecimento [h ⁻¹] - (Cap.4)
R_{si}	Resistência Térmica superficial interior [m ² ·°C/W] - (Cap.4)

R_{se}	Resistência Térmica superficial exterior [$m^2 \cdot ^\circ C/W$] - (Cap.4)
R_t	Resistência térmica da parede [$^\circ C/W$] - (C ap.3) (Cap.4)
R_w	Resistência térmica da parede em contacto com o solo sem resistências térmicas superficiais [$m^2 \cdot ^\circ C/W$] - (Cap.4)
S	Área da superfície interior do elemento construtivo [m^2] - (Cap.4)
T	Temperatura absoluta do corpo [K] - (Cap.3) Eq.(3.18), (3.19) e (3.20)
$T_{\acute{a}gua,ent,cald}$	Temperatura da água que entra na caldeira [$^\circ C$] - (Cap.5)
$T_{\acute{a}gua,ent,perm}$	Temperatura da água que entra no permutador [$^\circ C$] - (Cap.5)
$T_{\acute{a}gua,sai,cald}$	Temperatura da água que sai da caldeira [$^\circ C$] - (Cap.5)
$T_{\acute{a}gua,sai,perm}$	Temperatura da água que sai do permutador [$^\circ C$] - (Cap.5)
T_{ce}	Temperatura de entrada do fluido na carcaça do permutador [$^\circ C$] - (Cap.3)
T_{cs}	Temperatura de saída do fluido da carcaça do permutador [$^\circ C$] - (Cap.3)
T_{fe}	Temperatura do fluido frio que entra no permutador [$^\circ C$] - (Cap.3) (Cap.5)
T_{fs}	Temperatura do fluido frio que sai do permutador [$^\circ C$] - (Cap.3) (Cap.5)
$T_{g\acute{a}s,ext,ent}$	Temperatura do gás de exaustão que entra no permutador [$^\circ C$] - (Cap.5)
$T_{g\acute{a}s,ext,sai}$	Temperatura do gás de exaustão que sai do permutador [$^\circ C$] - (Cap.5)
T_p	Temperatura da parede [m] - (Cap.3)
T_{qe}	Temperatura do fluido quente que entra no permutador [$^\circ C$] - (Cap.3) (Cap.5)
T_{qs}	Temperatura do fluido quente que sai do permutador [$^\circ C$] - (Cap.3) (Cap.5)
T_{te}	Temperatura de entrada do fluido dos tubos do permutador [$^\circ C$] - (Cap.3)
T_{ts}	Temperatura de saída do fluido dos tubos do permutador [$^\circ C$] - (Cap.3)
T_s	Temperatura da superfície [$^\circ C$] - (Cap.3)
T_{sat}	Temperatura de saturação dos gases de exaustão [$^\circ C$] - (Cap.5)
T_∞	Temperatura ambiente [$^\circ C$] - (Cap.3)
U	Coeficiente global de transferência de calor [$W/m^2 \cdot ^\circ C$] - (Cap.3)
U	Coeficiente de transmissão térmica superficial dos elementos da envolvente [$W/m^2 \cdot ^\circ C$] - (Cap.4)
U_{bf}	Coeficiente de transmissão térmica superficial do pavimento enterrado [$W/m^2 \cdot ^\circ C$] - (Cap.4)
U_{bw}	Coeficiente de transmissão térmica superficial da parede em contacto com o solo [$W/m^2 \cdot ^\circ C$] - (Cap.4)
U_w	Coeficiente de transmissão térmica de elementos envidraçados [$W/m^2 \cdot ^\circ C$] - (Cap.4)
V	Velocidade dos gases de exaustão na carcaça [m/s] - (Cap.5)
V_{ar}	Volume de ar [m^3] - (Cap.5)
V_{GN}	Volume de gás natural [m^3] - (Cap.5)
X	Fator de orientação para as diferentes exposições solares - (Cap.4)
X	Parâmetro climático genérico para a localidade em causa - (Cap.4)
X_{REF}	Parâmetro climático genérico de referência para a localidade em causa - (Cap.4)
Z	Profundidade média enterrada da parede em contacto com o solo [m] - (Cap.4)
z	Altitude da localidade em causa (Grijó, V N Gaia) [m] - (Cap.4)
z_{REF}	Altitude de referência para ajustes em altitude na estação respetiva, para a localidade em causa [m] - (Cap.4)

Letras Gregas

α	Coeficiente de transferência de calor por convecção [$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$] - (Cap.3)
α_e	Coeficiente de transferência de calor por convecção exterior [$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$] - (Cap.3)
α_i	Coeficiente de transferência de calor por convecção interior [$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$] - (Cap.3)
α	Difusibilidade térmica ($\text{N}^\circ \text{Pr}$) [m^2/s] - (Cap.3)
α_c	Coeficiente de transferência de calor do lado da carcaça do permutador [$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$] - (Cap.5)
α_{de}	Coeficientes do depósito do fluido exterior do permutador [$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$] - (Cap.3)
α_{di}	Coeficientes do depósito do fluido interior do permutador [$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$] - (Cap.3)
$\alpha_{d,gás,ext}$	Coeficientes do depósito do gás de exaustão no permutador [$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$] - (Cap.5)
$\alpha_{d,água}$	Coeficientes do depósito da água no permutador [$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$] - (Cap.5)
α_i	Coeficiente de transferência de calor por convecção interior (nos tubos do permutador) [$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$] - (Cap.3)
α_{id}	Coeficiente de transferência de calor ideal para escoamento cruzado do lado da carcaça [$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$] - (Cap.5)
α_e	Coeficiente de transferência de calor por convecção exterior (aos tubos do permutador) [$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$] - (Cap.3)
α_t	Coeficiente de transferência de calor por convecção nos tubos do permutador [$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$] - (Cap.5)
γ	Relação entre ganhos e perdas térmicas - (Cap.4)
δ_{ts}	Folga entre diâmetro interior da carcaça e o separador [m] - (Cap.5)
ε	Emissividade de um corpo real - (Cap.3)
η	Eficiência térmica total da superfície - (Cap.3)
η_{cald}	Rendimento da caldeira - (Cap.5)
η_a	Eficiência térmica das alhetas - (Cap.3)
η_i	Fator de utilização dos ganhos térmicos - (Cap.4)
Θ_{cs}	Ângulo de corte do separador [rad] - (Cap.5)
Θ_{ctl}	Ângulo de interceção com a linha que une os eixos dos tubos periféricos nos separadores transversais do permutador [rad] - (Cap.5)
$\Theta_{ext,i}$	Temperatura exterior média do mês mais frio da estação de aquecimento para a localidade em causa [$^\circ\text{C}$] - (Cap.4)
$(\Theta_{ext,i})_{REF}$	Temperatura exterior média de referência do mês mais frio na estação de aquecimento [$^\circ\text{C}$] - (Cap.4)
$\Theta_{ext,v}$	Temperatura exterior média na estação de arrefecimento [$^\circ\text{C}$] - (Cap.4)
$(\Theta_{ext,v})_{REF}$	Temperatura exterior média de referência na estação de arrefecimento [$^\circ\text{C}$] - (Cap.4)
Θ_{tp}	Ângulo relativo ao arranjo triangular dos tubos no permutador [$^\circ$] - (Cap.5)
Δx	Espessura de um material [m] - (Cap.3)
$\Delta T_{gás,ext}$	Diferença de temperaturas do gás de exaustão no processo de cálculo do calor sensível no permutador [$^\circ\text{C}$] - (Cap.5)
ΔT_m	Diferença média de temperatura no processo de transferência de calor no permutador [$^\circ\text{C}$] - (Cap.3) (Cap.5)
ΔT_{ml}	Diferença de temperatura média logarítmica [$^\circ\text{C}$] - (Cap.3) (Cap.5)
λ	Condutibilidade térmica do material [$\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$] - (Cap.3) (Cap.4) (Cap.5)

μ_m	Velocidade média do fluido [m/s] - (Cap.3)
μ	Viscosidade dinâmica [kg/s·m] - (Cap.3)
μ_c	Viscosidade dinâmica dos gases de exaustão na carcaça [kg/s·m] - (Cap.5)
ν	Viscosidade cinemática [m ² /s] - (Cap.3) (Cap.5)
ρ	Massa específica [kg/m ³] - (Cap.3) (Cap.5)
σ	Constante Stefan-Boltzmann [W/m ² ·K ⁴] - (Cap.3)
$\varnothing_c$	Fator de correção para a viscosidade variável com a temperatura - (Cap.5)
ψ	Coeficiente de transmissão térmica linear da ponte térmica linear [W/m·°C] - (Cap.4)

Siglas

AQS	Aquecimento de Águas sanitárias – (Cap.2)
CERN	Organização Europeia para a Pesquisa Nuclear - (Cap.1)
DTML	Diferença de Temperatura Média Logarítmica - (Cap.3)
EL1, EL2, EL3	Tipos de elementos construtivos para o cálculo da inércia térmica interior - (Cap.4)
ESA	Agência Espacial Europeia - (Cap.1)
EU	União Europeia - (Cap.2)
EUROSTAT	Gabinete de Estatísticas da União Europeia - (Cap.2)
I1, I2, I3	Zonas climáticas de Inverno - (Cap.4)
INEGI	Instituto de Ciência e Inovação em Engenharia Mecânica e Engenharia Industrial - (Cap.1)
ISQ	Instituto de Soldadura e Qualidade - (Cap.1)
NUTS III	Nomenclatura das Unidades Territoriais para Fins Estatísticos de Nível III - (Cap.4)
OCDE	Organização para a Cooperação e Desenvolvimento Económico - (Cap.1)
RECS	Regulamento de Desempenho Energético dos Edifícios de Comércio e Serviços - (Cap.2)
RCCTE	Regulamento das Características de Comportamento Térmico dos Edifícios - (Cap.2)
RSECE	Regulamento dos Sistemas Energéticos e de Climatização em Edifícios - (Cap.2)
SCE	Sistema de Certificação Energética de Edifícios - (Cap.2)
REH	Regulamento de Desempenho Energético dos Edifícios de Habitação - (Cap.2)
V1, V2, V3	Zonas climáticas de Verão - (Cap.4)
XPS	Poliestireno Expandido Extrudido - (Cap.4)

1 Introdução

1.1 Apresentação e motivação para o tema

Este trabalho, *Eficiência Energética dos Processos Térmicos Industriais Através de Sistemas de Recuperação de Calor Residual*, desenvolve-se num espaço concetual onde existe uma consciência crescente, por parte da comunidade científica e das civilizações em geral, acerca da importância da estabilidade climática e da sustentabilidade ambiental, o que pressupõe a procura de alternativas energéticas não agressivas para o ambiente. Por outro lado, é também verdade que se continuam a verificar taxas crescentes nos consumos de energia por parte das populações e da economia em geral, o que de resto é compreensível, uma vez que quer a melhoria da qualidade de vida das pessoas quer o aumento do consumo, pressupõem um crescimento económico, que por sua vez está de algum modo indexado aos consumos energéticos registados. Por fim, podemos ainda dizer que é clara uma tendência crescente relativamente ao aumento dos custos da energia a pagar pelos utilizadores finais, o que se compreende, não só porque os consumos de energia crescem, mas também porque cada vez são maiores os custos associados à exploração e produção de energia a partir de combustíveis fósseis.

Sendo assim, e atendendo a que os fatores enunciados no parágrafo anterior são realidades simultâneas, torna-se por demais evidente o interesse e a importância em aceitar um novo paradigma sustentado nas boas práticas e no uso de tecnologias inovadoras e mais ecológicas relacionadas com a produção, gestão e utilização racional da energia, conjugadas com as vantagens económicas, climáticas, ecológicas e ambientais daí resultantes.

Neste contexto desafiante para Portugal, para a Europa e para o mundo, no que ao plano energético diz respeito, torna-se fácil de compreender um interesse e uma atenção redobrada neste novo paradigma que concorre para a melhoria da ecoeficiência energética na sua generalidade, e em particular na recuperação de calor residual nos processos térmicos industriais, que de resto é o objeto deste trabalho. Deve no entanto referir-se que a análise da eficiência energética de um determinado processo, assim como a otimização dos processos e o uso racional da energia térmica não se esgotam na área da recuperação de calor, mas antes abrangem outros domínios, como sejam o da aplicação de sistemas de produção de energias renováveis, e também o estudo de sistemas de armazenamento da energia produzida. Tais áreas de estudo foram no entanto consideradas fora das fronteiras desta Dissertação, que centra a sua atenção e se desenvolve essencialmente em torno das tecnologias de recuperação e de aproveitamento do calor residual nos processos térmicos industriais.

Na materialização deste propósito, é feito nesta Dissertação um estudo acerca das tecnologias normalmente associadas à recuperação de calor residual na indústria. É também desenvolvido um caso de estudo concreto, aplicado no edifício *EcoTermLab* do *ISQ*, onde é feita a seleção e o dimensionamento de um recuperador para aproveitamento do calor dos gases quentes na saída de uma caldeira industrial de produção de água quente. Neste mesmo caso de estudo é ainda tratada a aplicação às necessidades de aquecimento de um espaço do edifício que se pretende aquecer a partir da energia disponível na água quente entretanto aquecida no

permutador de calor. Esta instalação funcionará como estrutura piloto demonstrativa em futuras ações de promoção relativamente a sistemas idênticos que se pretende venham a ser instalados no setor produtivo.

A problemática que é objeto deste trabalho está então centrada num setor da atividade económica onde se registam grandes consumos de energia, assim como elevados índices de poluição associados ao processo produtivo. A razão para uma particular atenção no domínio da produção, da racionalização e uso da energia sob a forma de calor no setor empresarial está no facto de este setor apresentar índices de consumo deveras importantes. De facto podemos constatar que nos países da *OCDE* cerca de 22 % do consumo de energia está associado à indústria, sendo que em Portugal esse valor cresce para 31%, dos quais 2/3 é feito sob a forma de calor [1].

É claro portanto o interesse e a urgência em racionalizar os consumos de energia associados ao setor produtivo, adotando medidas que permitam aproveitar estes desperdícios resultantes dos processos industriais. É assim importante a implementação de soluções técnicas que possam recuperar uma parte ou a totalidade deste calor residual, aproveitando-o como fonte de calor útil para aplicações a jusante dos processos que lhe deram origem.

De facto parece demasiado evidente a importância e os benefícios que resultam de uma estratégia empresarial que contemple a recuperação de calor residual, enquanto componente fundamental na melhoria da eficiência energética industrial. Quanto às vantagens associadas a este conceito, de entre outras, podemos falar nas seguintes:

- Uma redução da fatura energética por parte do tecido industrial e produtivo;
- Uma maior competitividade das empresas. E, mesmo em termos futuros é de acreditar que com o aumento esperado do preço da energia este fator se torne cada vez mais preponderante;
- Uma ação positiva por efeito de contágio sobre os outros setores da economia;
- Uma menor taxa de poluição ambiental derivada da queima de combustíveis fósseis, contribuindo assim de forma positiva para objetivos mais amplos das metas energéticas e de emissões nacionais. Este fator pode de resto ser ampliado no caso de serem contemplados sistemas de produção de energia baseados em energias renováveis, nomeadamente sistemas solares térmicos;
- Uma menor dependência dos combustíveis fósseis;
- Uma menor dependência energética do exterior;
- Uma maior independência em relação às oscilações económicas e estratégias políticas internacionais, o que permite uma gestão empresarial mais objetiva, porquanto é baseada numa maior previsibilidade dos custos da energia;
- Uma garantia do fornecimento contínuo de energia;

Pelo exposto, pode dizer-se com segurança que a importância da implementação de processos de recuperação de calor residual na indústria para melhoria da eficiência energética nos processos industriais, não só é importante e necessária, como é mesmo imprescindível. Para tal, porém, será necessário ultrapassar alguns obstáculos, como sejam o baixo nível de consciencialização e de sensibilização para o problema e para os benefícios que estas tecnologias podem trazer, a resistência à adoção de tecnologias inovadoras, e o elevado investimento inicial que estes projetos acarretam.

1.2 O projeto EcoTermIP

O projeto *EcoTermIP* assume uma particular relevância na realização deste trabalho, na medida em que é a partir dele que se delimitam as fronteiras e que se estabelece o campo de

ação que emana a atmosfera onde este trabalho se terá que desenvolver. Pode assim dizer-se que este trabalho traça a suas diretrizes e define os seus próprios conteúdos em concordância e em alinhamento com as orientações e com os objetivos deste referido projeto. Neste contexto, e até para que se perceba melhor o enquadramento desta Dissertação, importa dedicar alguns parágrafos à apresentação e caracterização das principais diretrizes do *EcoTermIP*.

1.2.1 Fundamentos gerais e objetivos

Este é um projeto de investigação financiado pela união europeia e englobado no quadro do Portugal 2020. Por outro lado, ele é desenvolvido e concretizado através de uma parceria entre duas entidades copromotoras, concretamente o *INEGI - Instituto de Ciência e Inovação em Engenharia Mecânica e Engenharia Industrial*; e o *ISQ – Instituto de Soldadura e Qualidade*, que de resto é a empresa acolhedora da realização desta Dissertação.

O projeto “*EcoTermIP- Promoção da Utilização Racional de Energia Térmica e Integração de Tecnologias com Base em Energias Renováveis na Indústria Portuguesa*”, assenta numa perspetiva que “*visa a promoção da Ecoeficiência dos Processos Térmicos para a Competitividade e Sustentabilidade da Indústria Portuguesa nos setores da metalomecânica, cerâmica, agroalimentar de laticínios e de fabricação de produtos à base de carne*” [1].

O seu objetivo temático é o de “*Reforçar a investigação, o desenvolvimento tecnológico e a inovação*” [1].

No entanto o seu “*objetivo principal é o de efetivar a transferência do conhecimento científico e tecnológico detido pelos membros do consórcio, de boas práticas, metodologias e tecnologias para promoção da ecoeficiência dos processos produtivos, através da racionalização do consumo de energia térmica, da utilização de fontes de energia renovável para fornecimento direto de energia térmica a processos industriais, da recuperação de calor residual e otimização da gestão da energia*” [1].

Quanto à importância para a Europa de uma investigação tal como a que é contemplada pelo projeto *EcoTermIP*, pode dizer-se que ela é sustentada na intenção de estudar, promover e aplicar tecnologias e sistemas que de algum modo racionalizem a produção e o consumo de energia térmica, e desta forma contribuir para a melhoria da eficiência energética, como condição fundamental para a competitividade das empresas. Por outro lado, acredita-se que através destas boas práticas é possível fazer face a um vasto conjunto de questões com que atualmente as empresas e as civilizações se debatem, como sejam por exemplo, os problemas de natureza ambiental, climática, económica, política e geoestratégica.

Por sua vez, no que diz respeito a Portugal, este projeto assume um carácter de particular interesse e importância, uma vez que, através da materialização dos seus objetivos permite diminuir a dependência externa no que toca ao fornecimento de energia. Para além disso, a base científica e de investigação ao saírem reforçadas deste projeto, acabam por promover o uso de tecnologias mais sustentáveis e de maior eficiência, o que leva a uma valorização da indústria portuguesa ao mesmo tempo que lhe confere uma maior competitividade. Por outro lado torna possível alavancar novas áreas de conhecimento e de emprego, ajudando as populações a integrarem-se perante um novo paradigma.

Por fim, refira-se que toda esta problemática da melhoria da ecoeficiência se põe com particular relevância nos processos térmicos do setor industrial, nomeadamente nas áreas estratégicas já referidas como sejam os setores da metalomecânica, cerâmica, agroalimentar de laticínios e de fabricação de produtos à base de carne. Espera-se entretanto que se verifique um fenómeno de contágio, e que esta novo paradigma influencie progressivamente outros setores da indústria nacional, com consequências positivas na nossa economia.

É de facto no setor industrial que os consumos de energia são mais significativos e os índices de poluição ambiental mais elevados, justificando-se por isso que exista neste domínio da atividade económica uma preocupação acrescida e uma intervenção prioritária. Tanto assim que, conforme já referido anteriormente, nos países da *OCDE* os consumos de energia por parte das indústrias representam 22% do total, e em Portugal esse valor sobe para 31%, 2/3 dos quais é feito sob a forma de calor [1]. Por outro lado, é necessário contrariar a tendência de considerar a energia apenas pelo lado da eletricidade, pois esta representa apenas menos de 25% do consumo final de energia na Europa [1]. Fica assim justificada a necessidade e obrigatoriedade de valorizar os consumos de energia térmica, olhando para os consumos deste tipo de energia com a atenção que eles merecem.

1.2.2 Tecnologias principais envolvidas

No que concerne às tecnologias fundamentais, e relativamente às quais é importante intervir, de forma a garantir os objetivos da melhoria da eficiência energética nos processos térmicos industriais, e do uso e da gestão racional de energia térmica, o projeto EcoTermIP incide principalmente nas seguintes:

- Implementação de sistemas de produção de energia renováveis, nomeadamente a térmica solar;
- Implementação de sistemas que permitam o armazenamento da energia produzida;
- Implementação de sistemas que permitam a recuperação de calor residual.

Deve neste ponto deixar-se uma nota acerca da importância da integração de tecnologias que monitorizem os fluxos de energia, otimizando o equilíbrio entre as necessidades de energia da produção industrial e a capacidade de fornecimento de energia produzida.

Naturalmente que a estas tecnologias anteriormente descritas devem funcionar em conjunto de forma integrada e complementar, formando um sistema com os processos devidamente monitorizados, tornando deste modo possível uma gestão e utilização racional da energia térmica, e contribuindo decisivamente para o aumento da eficiência energética dos processos térmicos industriais.

No que concerne ao primeiro ponto, implementação de sistemas de produção de energia térmica solar, apesar de esta solução ter sofrido um maior incremento e de estar muito mais enraizada no setor doméstico do que no setor industrial (segundo dados estatísticos do Eurostat apenas 0.19% dos 44.1 GWth da energia térmica solar produzida na Europa é que é aplicada no setor industrial) [1], a verdade é que esta tecnologia tem-se desenvolvido bastante, apresentando atualmente soluções que podem de todo ser aplicadas na indústria, com a garantia de plena adequação ao setor, e com grande relevância no concurso para o objetivo pretendido. Por outro lado é também verdade que fatores como a instabilidade nos preços da energia e a dificuldade daí recorrente numa gestão pragmática, aliado a uma maior consciência ecológica e a equipamentos mais eficientes produzidos a preços mais baixos, irá contribuir decisivamente para uma mudança de mentalidade no setor produtivo. Atualmente existem disponíveis no mercado diferentes tecnologias de produção de energia solar térmica adaptada a diferentes exigências em termos das temperaturas de trabalho requeridas. Existem tecnologias de painéis solares para baixas temperaturas (< 100 °C), médias (entre 100 °C e 250 °C) e altas (>250 °C) temperaturas [1]. Quanto a exemplos típicos onde o uso de tecnologia solar para produção de energia térmica pode ser mais adequado, podem-se citar as aplicações na lavagem, na secagem, na destilação, na evaporação, entre outras [1].

Quanto ao segundo ponto, implementação de sistemas que permitam o armazenamento da energia produzida, deve desde logo realçar-se a sua importância e contributo tanto para aumentar o rendimento das tecnologias usadas na produção de energia renovável, quanto para

a melhoria da eficiência energética dos sistemas. Efetivamente, atendendo a que os timings de produção de energia solar térmica nem sempre coincidem com os momentos em que essa energia é necessária para a utilização, torna-se absolutamente fundamental criar condições para o armazenamento da energia produzida durante as horas de maior radiação solar, para posteriormente ter a capacidade de a disponibilizar em alturas de ausência de sol e assim evitar o desperdício de uma parte significativa da energia produzida. O armazenamento térmico revela-se assim fundamental para a gestão e o uso racional de energia, pois disponibiliza tecnologias monitorizadas que permitem que os sistemas tenham uma menor dependência das horas de sol. De todas as tecnologias aquela que aparentemente apresenta maior interesse na atualidade é a tecnologia de armazenamento de energia térmica por mudança de fase de certos materiais.

Por fim, quanto ao terceiro ponto, implementação de sistemas que permitam a recuperação de calor residual, que de resto é o tema abordado nesta dissertação, será oportuno referir que, tal como os anteriores, a recuperação de calor residual é igualmente muito importante para o objetivo da gestão, otimização e racionalização do uso da energia térmica, e em último caso para a contribuição da melhoria da eficiência energética dos processos aumentando a competitividade das empresas. Acresce ainda a vantagem de contribuir de forma direta para menores consumos e consequentemente para uma menor poluição ambiental. É portanto muito importante conseguir aproveitar os desperdícios energéticos térmicos industriais, provenientes, por exemplo, do calor perdido no arrefecimento de água ou de produtos diversos, ou do arrefecimento dos gases quentes das exaustões, convertendo-os em energia útil. Neste contexto cada indústria requer um estudo individualizado no sentido de se apurar a forma e os métodos mais adaptados a cada situação, e que melhor respondam ao aproveitamento dos níveis térmicos residuais em causa. Entretanto o calor aproveitado pode ter vários destinos úteis, como por exemplo um reaproveitamento no próprio setor produtivo, um aproveitamento em aplicações de aquecimento ambiente, ou até mesmo uma aplicação numa cogeração que permita a venda da energia térmica aproveitada e reconvertida.

1.2.3 Atividades contempladas para materialização do projeto

Este projeto, através dos copromotores anteriormente identificados, pretende então levar a cabo toda uma investigação em torno de tecnologias que concorram para a eficiência energética dos processos térmicos industriais, e para o uso e a gestão racional de energia. Tal investigação deverá ter como consequência a obtenção de saberes, de práticas e de tecnologias que permitam materializar os seus objetivos. Tais saberes, práticas e tecnologias devem ser implementados em protótipos que de algum modo possam servir de exemplos de demonstração, de divulgação e de difusão junto das indústrias contempladas no projeto, transportando, deste modo, para este setor de atividade os conhecimentos adquiridos no desenvolvimento do EcoTermIP. Para tal desiderato o projeto *EcoTermIP* contempla uma estratégia concertada composta por cinco atividades, que de forma resumida passam a ser apresentadas. Assim, conforme [1]:

“Ação 1: Diagnóstico do referencial de partida nas empresas de cada setor.

Ação 2: Demonstração, em contexto empresarial, de conhecimento produzido na área da temática do projeto.

Ação 3: Transferência de conhecimento para os setores Cerâmica, Metalomecânica, Alimentar.

Ação 4: Comunicação e disseminação do projeto.

Ação 5: Gestão, acompanhamento e avaliação do projeto”

A ação 1 contempla um levantamento, junto dos setores industriais contemplados no projeto, que identifica os sistemas e componentes tecnológicos com maior impacto sobre os consumos de energia térmica. Esta ação caracteriza assim o referencial de partida dentro dos objetivos do projeto acabando por ser de primordial importância para a ação 2 que se lhe segue.

A ação 2 contempla a transposição do conhecimento obtido na investigação a partir dos copromotores do projeto para as empresas, por meio de demonstrações em instalações de referência convenientemente selecionadas, e em ambiente empresarial. Pretende-se deste modo causar o máximo impacto junto das empresas selecionadas em conformidade com os critérios do projeto, no que concerne às grandes linhas de orientação temáticas visadas no mesmo.

A ação 3 contempla a divulgação, difusão e transferência do conhecimento obtido em todo o trabalho de investigação. Desta forma pretende-se levar a cabo um conjunto de atividades que visam promover uma troca de experiências e de saberes, assim como captar a atenção do setor industrial, empresas e respetivas associações contempladas no projeto, para a importância de adotar na produção procedimentos e tecnologias que protejam o clima, que promovam a sustentabilidade ambiental, que garantam a eficiência energética, através do uso e da gestão racional da energia. Deve também ser realçado e demonstrado, a partir de instalações de referência que tais desideratos têm um real impacto sob o ponto de vista económico, porquanto contribuem de forma efetiva para uma maior competitividade das empresas.

A ação 4 contempla a divulgação e promoção externa do projeto e dos seus resultados. Sendo esta uma etapa transversal, devem ser contempladas iniciativas concertadas que simultaneamente divulguem e facilitem a implementação das restantes ações do projeto, no sentido da obtenção dos seus objetivos gerais. Deste modo pretende-se dar visibilidade ao projeto e captar a atenção dos diferentes agentes empresariais no sentido da sua inclusão e do seu comprometimento para com ele.

A ação 5 contempla o acompanhamento, o controlo e a avaliação do projeto, de modo a garantir a execução concertada das ações contempladas e assegurando os objetivos previstos.

1.3 O projeto de recuperação de calor residual aplicado no EcoTermoLab-ISQ e os seus objetivos

1.3.1 Objetivos

O tema central desta Dissertação desenvolve-se em torno de um caso de estudo, no qual se pretende promover a recuperação e o aproveitamento de calor residual nos processos térmicos industriais.

Neste sentido podem-se identificar os dois seguintes objetivos principais:

- Fazer a seleção e o dimensionado de um permutador de calor, para ser aplicado na saída dos gases de combustão da uma caldeira industrial de produção de água quente. Aproveitando deste modo o calor contido nesses gases.
- Fazer o dimensionamento das necessidades nominais anuais de energia útil para aquecimento do laboratório nº4 do edifício EcoTermLab, que deverá ser aquecido a partir da energia disponível na água quente acumulada, entretanto aquecida no permutador.

Deste modo, o projeto aqui desenvolvido, segue as principais linhas de orientação e respeita os objetivos do projeto *EcoTermIP*. Sendo assim, ele deve estar o mais identificado possível com a realidade industrial, e ter a valência de demonstrar claramente e de forma persuasiva os benefícios ambientais, climáticos e ecológicos, assim como as vantagens económicas e até

sociais, resultantes da adoção de tecnologias de recuperação e aproveitamento de calor residual.

Em certa medida o parágrafo anterior aponta para a importância deste projeto. Ele deve assim constituir uma estrutura piloto de elevado índice tecnológico, e deve essencialmente servir como modelo demonstrativo junto do tecido industrial, causando um impacto substantivo e determinante com vista à promoção e difusão das tecnologias referidas enquanto soluções tecnologicamente evoluídas, inovadoras e reveladoras de um novo paradigma. Estabelece-se assim uma orientação no sentido do cumprimento dos objetivos do projeto EcoTermIP, que de resto já foram devidamente dissecados ao longo da secção 1.2.1.

Deve referir-se, como nota de rodapé, que, sem pretender de todo subestimar as vantagens decorrentes do uso das tecnologias renováveis utilizadas na produção de energia térmica, ou as associadas aos sistemas de acumulação da energia produzida ou até aqueles provenientes do sistema de monitorização, a verdade é que se pretende enfatizar as vantagens recorrentes da recuperação de calor residual, apenas e somente por ser este o tema desta dissertação.

1.3.2 Definição e caracterização do projeto de recuperação de calor residual

Pode dizer-se que este projeto de recuperação e aproveitamento de calor residual aplicado no edifício de formação *EcoTermLab*, propriedade do *Instituto de Soldadura e Qualidade – ISQ*, deve ser encarado como sendo apenas uma parte de um todo, que contempla também um sistema de produção de energia térmica a partir de painéis solares térmicos, um sistema para armazenar a energia entretanto produzida, e ainda um sistema que permita a monitorização e a otimização entre os fluxos de energia térmica produzida e necessária para a produção de água quente. Tais sistemas deverão ser complementares entre si e funcionar em modo sistémico, tornando deste modo possível o uso e a gestão racional da energia térmica nos processos industriais.

Falando do projeto de recuperação de calor residual propriamente dito, que é o foco principal deste trabalho, pode dizer-se que ele é um projeto que abrange duas grandes áreas de referência. Cada uma delas com a sua própria tecnologia, o seu próprio conceito e a sua própria metodologia de análise. Contudo, ambas muito representativas no domínio da eficiência energética dos processos térmicos industriais.

Temos assim por um lado, um bloco relacionado com o cálculo das necessidades de aquecimento do laboratório 4, considerando o aproveitamento do potencial térmico contido na água aquecida no permutador através do aproveitamento do calor residual dos gases de exaustão. E por outro, um bloco relacionado com a seleção e o dimensionamento de um permutador de calor, para aproveitar o calor residual contido nos gases de exaustão provenientes do escape de uma caldeira industrial de produção de água quente.

Estes dois grandes sistemas, que podem funcionar de forma independente entre si, acabam por estar relacionados, na medida em que, ambos concorrem para o objetivo comum da recuperação e aproveitamento do calor residual resultante do processo industrial. Sendo assim, ambos os sistemas contribuem, cada um a seu modo, para o uso racional da energia térmica, e para uma maior ecoeficiência do processo produtivo industrial. Efetivamente, a partir destas boas práticas assentes no uso de tecnologias adaptadas e inovadoras, resultam claras vantagens ecológicas, ambientais, climáticas, e económicas. No caso particular deste projeto, tais benefícios podem ser perceptíveis, quer através da redução das emissões de gases nocivos lançados para a atmosfera, quer através da redução dos consumos de gás natural por parte da caldeira, quer ainda na poupança de energia necessária para aquecimento ambiente.

Por fim, a título de conclusão, refira-se que a instalação dos dois sistemas considerados neste projeto associados ao edifício EcoTermLab contemplam todo um conjunto de equipamentos, cuja seleção, dimensionamento e caracterização estão fora do âmbito deste trabalho. Assim, caldeira, depósitos de acumulação de água, ventiloconvectores (ou outro sistema de climatização), tubagens e respetivos acessórios; isolamentos; válvulas várias (fecho, controlo, caudal, retenção, pressão, etc.); medidores de caudal, válvulas motorizadas; manómetros; termómetros; transdutores de temperatura e de pressão; microprocessadores; separadores e purgadores de ar; vasos de expansão; bombas de circulação; entre outros não são objeto de atenção nesta Dissertação.

1.3.3 Breve apresentação do ISQ

Chegados a este ponto importa fazer uma breve apresentação do *Instituto de Soldadura e Qualidade - ISQ*, dada a sua importância estratégica em todo o processo, não só para esta dissertação, enquanto entidade acolhedora, mas também para o projeto *EcoTermIp*, enquanto entidade copromotora. Acresce o facto de que é o seu edifício *EcoTermLab* que receberá a instalação protótipo demonstradora das tecnologias e do conhecimento que se pretende passar para o setor produtivo industrial.

Assim, o *Instituto de Soldadura e Qualidade - ISQ* “é uma entidade privada e independente com cerca de 50 anos de atividade, que presta serviços de inspeção, ensaio, formação e consultoria técnica” [2]. Através destes serviços de reconhecido valor tecnológico prestados aos seus clientes, o ISQ garante a conformidade regulamentar de diversos processos, produtos e serviços, em múltiplas áreas industriais, através de laboratórios acreditados e de profissionais qualificados. Na sua internacionalização o ISQ conta com “o envolvimento em centenas de projetos internacionais de I&D e os trabalhos realizados para entidades como o CERN e a ESA” [2].

Dos diferentes setores que fazem parte do universo do ISQ, destaca-se o setor de energia, e em particular o departamento de eficiência energética, pois é este o departamento responsável pela copromoção do projeto *EcoTermIp*, assim como foi este o departamento onde esta dissertação se realizou. No domínio da energia “o ISQ dispõe de um conjunto de serviços de inspeção, ensaio, consultoria técnica e de formação de recursos humanos dirigido ao mercado da energia, que visa a melhoria da eficiência e segurança de instalações e equipamentos” [2].

Por sua vez o edifício *EcoTermLab* é uma infraestrutura de formação e investigação tecnológica na área das energias alternativas. É propriedade do ISQ e está situado em Grijó - V.N. Gaia. Este é um laboratório de grande relevância na evolução, desenvolvimento e aprendizagem de saberes no domínio da energia, uma vez que tem uma “Atividade de investigação e desenvolvimento de produto, processos e serviços nas áreas da Climatização, Energias Renováveis e Eficiência Energética” [2]. É um laboratório de importância central nesta dissertação, na medida em que será ele a receber a instalação piloto demonstrativa de recuperação e aproveitamento de calor residual desenvolvida neste trabalho.

1.4 Estrutura da Dissertação

A presente dissertação desenvolve-se ao longo de seis capítulos em torno da análise de tecnologias de recuperação e de aproveitamento de calor residual. Faz-se de seguida um breve resumo acerca dos conteúdos abordados em cada um dos capítulos constituintes da tese.

No **primeiro capítulo** é feita uma introdução, onde se pretende transmitir uma ideia abrangente e global sobre todo o trabalho. Sendo assim, foram contemplados nesta secção os seguintes temas:

- Apresentação e motivação para o tema da dissertação;

- Apresentação do Projeto EcoTermIP;
- Enquadramento do projeto de recuperação de calor aplicado no EcoTermLab – ISQ, e os seus objetivos;
- Estrutura da Dissertação.

No **segundo capítulo** é feita uma revisão ao estado da arte, sendo objeto desta análise os dois seguintes conteúdos:

- Políticas nacionais e europeias para a energia / eficiência energética;
- Legislação base de fundamentação para a determinação das necessidades de energia útil para aquecimento.

No **terceiro capítulo** é feita uma análise teórica sobre a tecnologia dos recuperadores de calor na indústria em geral, sendo também feita uma análise mais detalhada sobre a tecnologia escolhida para ser aplicada no projeto do EcoTermLab. Neste capítulo é ainda trabalhada a fundamentação teórica para o dimensionamento do permutador.

No **quarto capítulo** são feitos os cálculos das necessidades energéticas para aquecimento de um espaço previamente destinado a ser aquecido. Para o efeito foi seguida a metodologia regulamentar com base nos seguintes documentos:

- Decreto-Lei n.º 118/2013 de 20 de agosto,
- Despacho n.º 15793-F/2013
- Despacho n.º 15793-I/2013
- Despacho (extrato) n.º 15793-K/2013

No **quinto capítulo** é realizado um estudo em torno de um permutador de calor tipo casco e tubos, que se pretende aplicar na instalação piloto (a instalar no ISQ – EcoTermLab). A finalidade deste permutador é a de recuperar o calor residual dos gases de escape de uma caldeira industrial para aquecimento de água.

Deste modo, é feita a seleção do referido permutador, assim como são feitos todos os cálculos relativos ao seu dimensionamento.

No **sexto e último capítulo** foram abordadas as principais conclusões do projeto, assim como foram levantadas algumas perspetivas e sugestões em relação ao desenvolvimento de futuros estudos.

2 Revisão ao estado da arte

A temática que está subjacente a esta Dissertação contempla três domínios adjacentes e complementares. São eles:

- A energia e a importância do recurso às fontes renováveis para a sua produção.
- A legislação vigente para uma abordagem às necessidades de aquecimento, enquadrada no sistema de certificação energética,
- A recuperação de calor residual.

Nesta secção será feita uma abordagem aos dois primeiros temas, sendo que o último tema será abordado no terceiro capítulo.

A razão pela qual é importante referir o tema da energia, e da sua produção a partir de fontes renováveis, assim como das suas metas e objetivos, deve-se ao facto de que o projeto que aqui se pretende desenvolver está umbilicalmente ligado à gestão e ao uso racional da energia térmica. Por outro lado, o recurso às fontes renováveis, associado à aplicação de tecnologias e sistemas de recuperação e aproveitamento de calor residual, são determinante para a melhoria da eficiência energética dos processos térmicos industriais.

A razão pela qual é importante referir os aspetos legislativos, deve-se ao facto de que é com base na legislação europeia, entretanto devidamente enquadrada na legislação nacional através dos respetivos Decretos-lei e Despachos, que este projeto desenvolve uma análise detalhada em torno do cálculo das necessidades nominais de aquecimento de um determinado espaço.

A razão pela qual é importante referir a tecnologia e a fundamentação de cálculo em torno dos permutadores de calor, deve-se ao facto de que este projeto contempla a seleção e dimensionamento de um permutador, cuja aplicação tem como objetivo recuperar o calor residual contido nos gases de escape de uma caldeira industrial de aquecimento de água.

2.1 Energia

A definição de energia é difícil, na medida em que ela está associada a um conceito de certa forma abstrato e muito vasto. Por outro lado a sua interpretação depende do enquadramento em que o assunto em questão se desenvolve. Contudo, e de um certo ponto de vista, a energia pode ser entendida como sendo “*a capacidade para produzir trabalho ou provocar mudanças*”.

Porém, o termo energia é de uso muito recorrente, sendo utilizado no dia-a-dia em diferentes contextos e em diversas realidades. Assim, é muito frequente o uso do termo energia associado às diferentes formas em que ela se apresenta, aparecendo, entre outros, os seguintes tipos de energia:

- Energia térmica, energia associada à temperatura de um determinado meio, estando assim relacionada com o movimento microscópico aleatório das suas partículas,

- Energia elétrica, energia associada a uma diferença de potencial elétrico entre dois pontos, capaz de gerar uma corrente elétrica,
- Energia mecânica, energia armazenada nos sistemas físicos, que corresponde à soma da energia cinética com a energia potencial elástica e gravítica.
- Energia solar, energia proveniente da luz e do calor do sol,
- Energia hídrica, energia associada a uma massa de água acumulada, cujo potencial é aproveitado para produzir eletricidade através de centrais hidroelétricas.
- Energia eólica, energia associada ao vento e transformada em energia útil através de aerogeradores.

De um outro ponto de vista, e no que toca a situações onde se estuda a transferência de energia, também é comum surgirem referências à energia cinética, que é a energia associada à velocidade de um corpo, e à energia potencial, gravítica ou elástica, que é a capacidade que um corpo tem de realizar trabalho.

Por outro lado, é hoje muito comum estabelecer-se a fronteira entre as fontes de energia renováveis e não renováveis. Sendo que as fontes renováveis são aquelas em que a sua utilização não leva a um esgotamento do recurso, uma vez que a natureza a substitui em pouco tempo. São exemplos de energias renováveis a energia eólica, solar, hídrica, entre outras. Por sua vez as fontes de energias não renováveis são aquelas cujos recursos naturais são limitados e não substituídos pela natureza em tempo útil à dimensão humana. São exemplos deste tipo de fontes os combustíveis fósseis (carvão, petróleo, gás natural).

Também está bem estabelecida a diferença entre fontes de energia primárias, que são aquelas que estão associadas aos recursos disponíveis na natureza (como por exemplo a energia solar e a eólica), e secundárias que derivam das primárias (como por exemplo os combustíveis). Existe ainda o conceito de energia final, como sendo a energia à disposição do consumidor.

Numa perspetiva mais próxima da termodinâmica, pode ainda dizer-se:

“A energia de uma qualquer substância pode ser analisada de duas maneiras distintas: sob o ponto de vista microscópico e sob o ponto de vista macroscópico. Enquanto que no primeiro caso a energia está relacionada com a estrutura e o grau de atividade molecular da matéria, sendo por isso independente de qualquer sistema referencial de eixos, no segundo caso relaciona-se com a energia que o sistema possui como um todo relativamente a um dado sistema referencial” [3].

Em qualquer circunstância, e em qualquer modo, nos processos que ocorrem à nossa volta, a energia não se perde. A energia mantém-se.

Noutra perspetiva, a energia é um bem essencial e um elemento vital para a vida. As sociedades modernas estabeleceram um paradigma de crescimento e de progresso que se tornam difíceis de manter sem os enormíssimos consumos energéticos. De tal modo que é comumente aceite que os níveis de desenvolvimento das civilizações estão indexados aos seus consumos de energia.

O tema da energia tem assumido nas últimas décadas uma posição de destaque, sendo assunto para os mais variados tipos de conferências, motivo de constantes acordos geopolíticos e razão para as mais variadas estratégias. É assim reconhecida a sua importância por parte de todos os setores da sociedade, tanto no plano industrial como no setor doméstico.

A importância da energia também pode ser vista desta forma:

“A atividade metabólica do homem necessita cerca de 100W/pessoa e que o ser humano necessita adicionalmente para as suas atividades (média mundial), cerca de 2400W/pessoa:

300W sob a forma de eletricidade obtidos à custa de aproximadamente 900W de energia primária, e de 1500W de combustíveis” [4].

2.1.1 O panorama da energia em Portugal e na Europa

É notório que se tem feito um grande esforço no sentido de implementar as fontes renováveis na produção de energia. As metas europeias para a década 2020/2030 são ambiciosas neste domínio, e apontam para a continuidade do investimento nas energias renováveis.

Segundo dados publicados pelo EUROSTAT, Figura 2.1, na União Europeia a percentagem de energia proveniente de fontes renováveis no consumo final bruto de energia, atingiu os 17,5%. Um valor superior ao de 2016 que registou 17,0%, e mais que o dobro da percentagem de 2004, que foi de 8,5% [5].

Este dado é revelador da estratégia da Europa 2020 em relação a este assunto. O objetivo da União Europeia é conseguir que a energia proveniente de fontes renováveis represente 20% da energia final bruta. Para 2030 a EU espera atingir pelo menos 32% [5].

No setor de edifícios de habitação e de serviços, por exemplo, é de realçar a tendência para a construção de edifícios nZEB, enquanto edificações onde o balanço anual entre o que consome e o que produz deve ser zero. Para tal será obrigatório a partir de 2021 que estes edifícios contemplem instalações de energia renovável.

A Figura 2.1 mostra também que onze países da União Europeia já atingiram as suas metas para 2020.

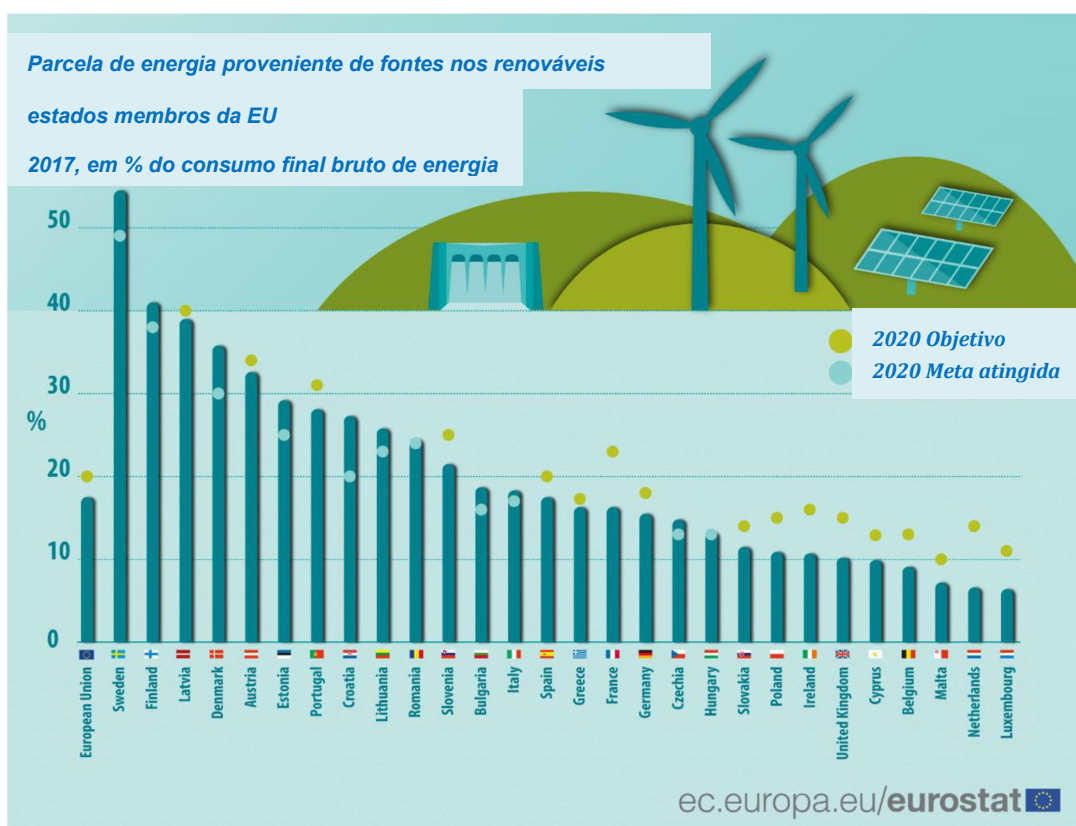


Figura 2.1 - Energias renováveis na União Europeia

Importado de [6]

Em Portugal a implementação das energias renováveis também tem seguido uma estratégia de crescimento, embora ainda haja muito a fazer. Aliás recorrendo ainda à Figura 2.1, verifica-se que Portugal corre o risco de não conseguir atingir os objetivos propostos.

A análise do gráfico da Figura 2.2 mostra uma crescente comparticipação das energias renováveis na produção de eletricidade. Com particular destaque para a hídrica, que tem uma importância histórica em Portugal, e da eólica, que aumentou bastante a sua comparticipação na última década e meia. A energia solar, apesar de todo o seu potencial ainda apresenta resultados muito tímidos.

“A maior utilização dos recursos endógenos e renováveis portugueses para a produção de eletricidade tem alterado a composição do mix de produção de eletricidade em Portugal e tem, consecutivamente, desempenhado um papel cada vez mais determinante na satisfação do consumo” [7].

A Figura 2.3 entretanto mostra uma ainda forte dependência das fontes de energia fósseis, o que não deixa de ser preocupante.

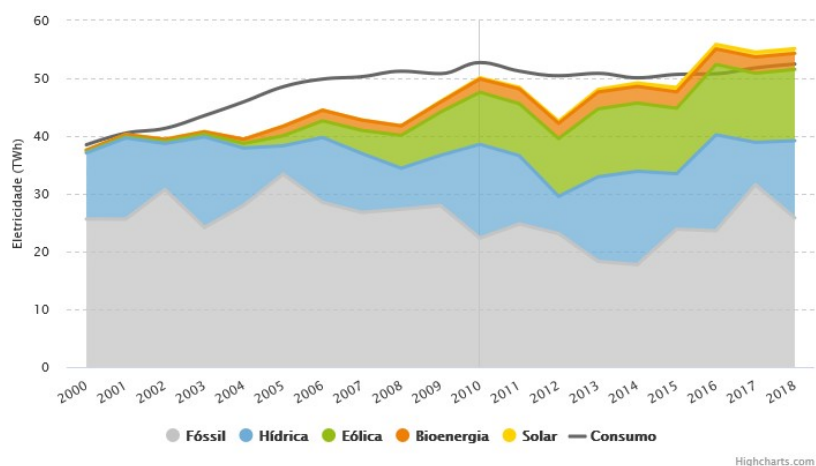


Figura 2.2 – Evolução da energia elétrica em Portugal continental

Importado de [8]

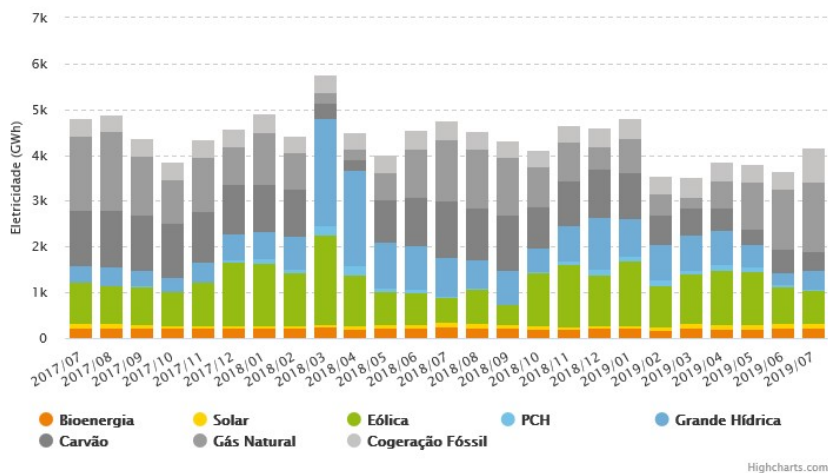


Figura 2.3 - Evolução da produção de eletricidade por fonte em Portugal Continental,

Importado de [8]

2.1.2 Importância das fontes renováveis na produção de energia

A importância de produzir energia a partir de fontes renováveis é por demais evidente e pode ser sentida sob diferentes pontos de vista. As civilizações e as organizações mundiais acordaram definitivamente para uma realidade na qual já não é possível pensar em construir o futuro sem o recurso a este tipo de energias.

O uso massivo de energias de natureza fóssil para responder às necessidades da procura não é mais solução. Pois, se pensarmos que a taxa de crescimento dos consumos de energia, não é proporcional ao crescimento da população, percebemos que este défice conduzirá inevitavelmente ao fim dos recursos de natureza fóssil, que como sabemos são limitados.

Mas o problema é mais abrangente ainda. Efetivamente também sob o ponto de vista climático e ambiental é impensável prolongar o uso irracional de energias de natureza fóssil. Por outro lado ainda esta incessante procura acaba por estar na origem do constante aumento dos preços da energia, tendo um grande impacto na economia global.

É por isso necessário desenvolver alternativas e criar soluções para este problema.

A questão que se coloca no seguimento da tomada de consciência de tal problema, é o de saber como ultrapassar os desafios postos por uma sociedade insaciável no consumo, indisponível para abrandar o seu crescimento e renitente para investir num novo paradigma, marcado pela substituição das fontes fósseis tradicionais por energias mais verdes e limpas.

Por outras palavras, importa saber o que deve ser feito para que, garantindo os mesmos consumos, necessários para o desenvolvimento e conforto das civilizações, se possa usar a energia de um modo mais racional e equilibrado. E desta forma manter a sustentabilidade económica e ambiental do planeta.

É pois importante realçar e promover o uso de tecnologias que permitam o uso crescente racional e equilibrado das energias renováveis. Sem a ilusão, contudo, que elas podem de uma forma imediata resolver todos os problemas. Porém, com a consciência que a sua aplicação tem que ser implementada de forma a complementarem as energias convencionais, nalgumas situações, e a serem uma alternativa noutras.

Até porque, é consensual que, por um lado, este tipo de energias “verdes” e limpas contribuem no combate às alterações climáticas, pois ao não emitirem gases com efeito de estufa, ajudam a travar o preocupante aquecimento global. Por outro, contribuem também para uma diminuição da degradação das condições ambientais, onde as chuvas ácidas, e sobretudo a destruição da camada de ozono, põem em risco a sustentabilidade e a vida no planeta.

O facto de estas formas de energia serem inesgotáveis é também, por si só, um aspeto de relevo. Efetivamente pensar-se que no futuro não existe o risco de haver escassez de recursos energéticos, ajuda a estratégias económicas e políticas mais estáveis no tempo, assim como afasta os receios de um colapso tecnológico, que essa situação traria.

Em termos económicos a implementação de energias renováveis revela-se também importante, funcionando como um motor de desenvolvimento, na medida em que promove o aparecimento de novas tecnologias, e de mais emprego.

A sua implementação e uso crescente é mesmo já uma prioridade, e o reconhecimento das suas vantagens é na atualidade quase transversal. Apesar disso, no nosso país, a implementação deste tipo de soluções energéticas tem sido lenta, e nos últimos anos não só estagnou, como até sofreu um ligeiro abrandamento, Figuras 2.4 e 2.5.

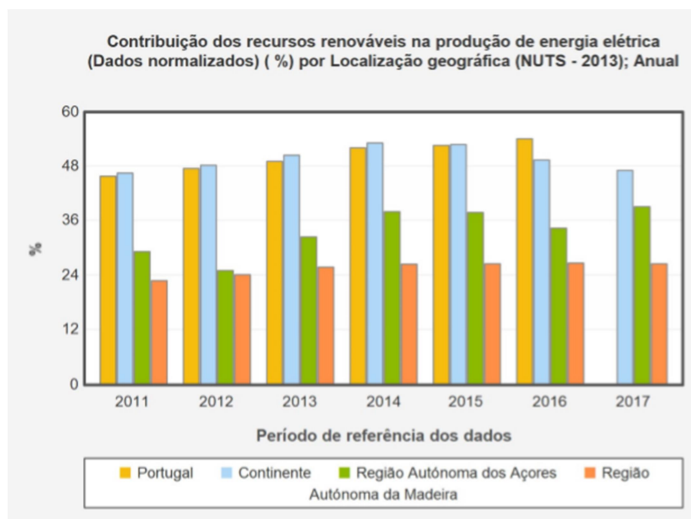


Figura 2.4 - Influência dos recursos renováveis na produção de energia,
Importado de [9]

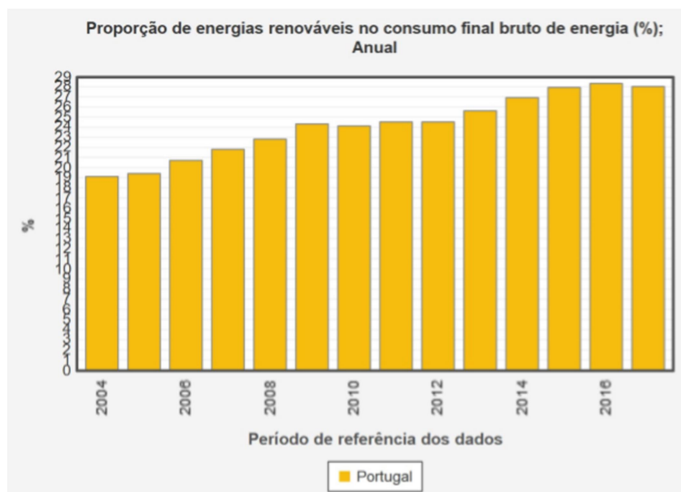


Figura 2.5 - Evolução da influência das energias renováveis na produção da energia elétrica,
Importado de [10]

2.2 Legislação do sistema de certificação energética

Com este ponto pretende-se fazer um enquadramento, em termos de perspetiva legal, da abordagem que será feita no cálculo das necessidades anuais de energia útil para aquecimento, do laboratório 4, do edifício *EcoTermLab*.

Neste sentido, é feita uma breve apresentação da legislação nacional, Decretos-lei e respetivos Despachos, que estão na base de todo esse processo de cálculo, que se desenvolve ao longo de todo o Capítulo 4.

Os documentos normativos que estão em causa são então os seguintes:

- Dec. Lei nº118/2013, de 20 de agosto. Concentra num único diploma o *Sistema de Certificação Energética dos Edifícios (SCE)*, o *Regulamento de Desempenho Energético dos Edifícios de Habitação (REH)* e o *Regulamento de Desempenho Energético dos Edifícios de Comércio e Serviços (RECS)*;

- *Despacho n.º 15793-F/2013*. Publica os parâmetros para o zonamento climático e respetivos dados, dentro do enquadramento regulamentar do *Decreto-Lei n.º 118/2013, de 20 de agosto*;
- *Despacho n.º 15793-I/2013*. Publica as metodologias de cálculo para determinar as necessidades nominais anuais de energia útil para aquecimento e arrefecimento ambiente, para produção de águas quentes sanitárias (AQS), e ainda as necessidades nominais anuais globais de energia primária, dentro do enquadramento regulamentar do *Decreto-Lei n.º 118/2013, de 20 de agosto*;
- *Despacho n.º 15793-K/2013*. Publica os seguintes parâmetros térmicos para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor: Coeficiente de Transmissão Térmica Superficial, Coeficiente de Transmissão Térmica Linear, Coeficiente de Absorção da Radiação Solar, Fator de Utilização de Ganhos, Quantificação da Inércia Térmica, Fator Solar de Vãos Envidraçados, Fator de Obstrução da Radiação Solar, Fração Envidraçada, Fator de Correção da Seletividade Angular dos Envidraçados, Coeficiente de Redução de Perdas e Taxa de Renovação do Ar. Dentro do enquadramento regulamentar do *Decreto-Lei n.º 118/2013, de 20 de agosto*.

Na continuidade deste enquadramento legal, é importante referir que, conforme se constata pela análise do ponto 1º do 54º artigo, do Decreto-Lei nº 118/2013, são revogados os anteriores Decretos-Lei seguintes:

- Dec. Lei nº 78/2006, de 4 de abril, que aprovou o *Sistema Nacional de Certificação Energética e da Qualidade do Ar Interior nos Edifícios (SCE)*;
- Dec. Lei nº 79/2006, de 4 de abril, *Decreto-Lei n.º 79/2006, de 4 de abril*, que aprovou o *Regulamento dos Sistemas Energéticos e de Climatização em Edifícios (RSECE)*;
- Dec. Lei nº 80/2006, de 4 de abril, que aprovou o *Regulamento das Características de Comportamento Térmico dos Edifícios (RCCTE)*.

No sentido ainda de uma clarificação quanto ao enquadramento legislativo da metodologia seguida nesta parte do projeto, é conveniente apresentar a transcrição de pequenos trechos inscritos no Decreto-Lei nº118/2013 de 20de agosto, e elucidativos das orientações legais sobre estas matérias. Assim:

“A Diretiva n.º 2002/91/CE, do Parlamento Europeu e do Conselho, de 16 de dezembro de 2002, relativa ao desempenho energético dos edifícios, foi transposta para o ordenamento jurídico nacional através do Decreto-Lei n.º 78/2006, de 4 de abril, que aprovou o Sistema Nacional de Certificação Energética e da Qualidade do Ar Interior nos Edifícios, do Decreto-Lei n.º 79/2006, de 4 de abril, que aprovou o Regulamento dos Sistemas Energéticos de Climatização em Edifícios, e do Decreto-Lei n.º 80/2006, de 4 de abril, que aprovou o Regulamento das Características de Comportamento Térmico dos Edifícios” [11],

“Com a publicação da Diretiva n.º 2010/31/UE, do Parlamento Europeu e do Conselho, de 19 de maio de 2010, relativa ao desempenho energético dos edifícios, foi reformulado o regime estabelecido pela Diretiva n.º 2002/91/CE, do Parlamento Europeu e do Conselho, de 16 de dezembro de 2002” [11],

“Assim, o presente diploma assegura não só a transposição da diretiva em referência, mas também uma revisão da legislação nacional, que se consubstancia em melhorias ao nível da sistematização e âmbito de aplicação ao incluir, num único diploma, o Sistema de Certificação Energética dos Edifícios (SCE), o Regulamento de Desempenho Energético dos Edifícios de Habitação (REH) e o Regulamento de Desempenho Energético dos Edifícios de Comércio e Serviços (RECS)” [11].

3 Fundamentação teórica

Neste capítulo procura-se fazer uma breve alusão, em jeito de preâmbulo, cuja intenção é a de elencar alguns conceitos teóricos que estão subjacentes à abordagem dos temas tratados nos Capítulos número 4 e número 5, que são secções centrais desta Dissertação.

3.1 Mecanismos de transferência de calor

A transferência de calor é um fenómeno de transporte de energia, sob a forma de calor, que ocorre, sempre que existem dois sistemas com diferentes temperaturas em equação. Sem esse gradiente térmico, entre os sistemas, a transferência de calor é nula.

Assim, Sob o ponto de vista termodinâmico, o calor é visto como um fenómeno de fronteira, e é interpretado como sendo energia em trânsito, dependendo por isso do trajeto [3].

Para a troca de calor entre os corpos, existem três mecanismos básicos de transferência de calor:

- Condução;
- Convecção;
- Radiação.

Estes mecanismos podem acontecer de forma independente, embora o mais comum é que a transferência de calor ocorra através de forma combinada.

A Figura 3.1 mostra simbolicamente os três modos de transferência de calor.

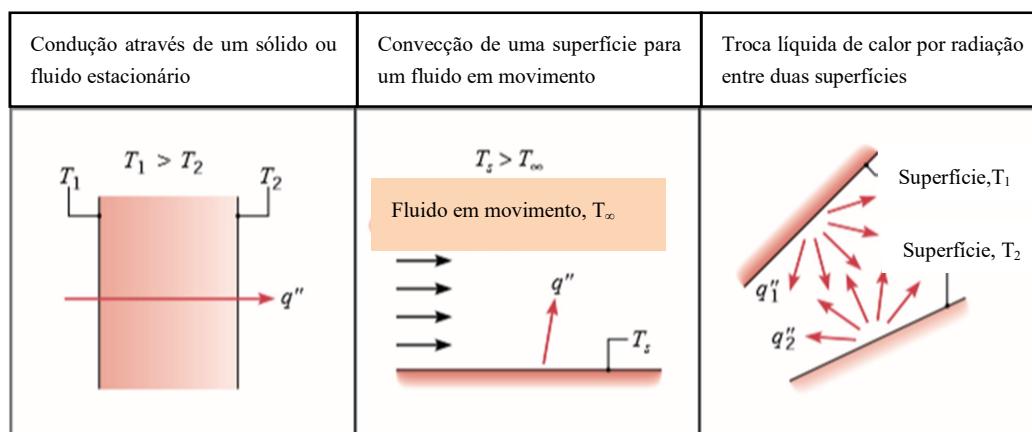


Figura 3.1 – Ilustração dos mecanismos de transferência de calor

Importado de [12]

Nos subcapítulos que se seguem é feita uma pequena intromissão sobre cada uma destas matérias. Sobretudo, nos pontos que irão ser necessários para o tratamento das necessidades nominais anuais de energia térmica útil para aquecimento de um espaço (Capítulo 4), e para o dimensionamento do permutador de calor tipo carcaça e tubos (Capítulo 5).

3.1.1 Transferência de calor por condução

Sempre que ao longo de um corpo existe uma diferença de temperatura, verifica-se experimentalmente, que acontece uma transferência de energia, sob a forma de calor, no sentido do lado mais quente para o lado mais frio. É portanto uma situação onde o calor é transferido por condução.

Neste mecanismo de transferência de energia, o calor é transmitido através de um meio físico por ação atômica ou molecular. A agitação das partículas ao variar com a temperatura acaba por estar na base da transferência de calor. Assim, a transferência de calor por condução pressupõe um contacto molecular.

A Figura 3.2 (a) mostra o caso da transferência de calor através de uma parede plana, onde se percebe o sentido do fluxo térmico (q_x) e o gradiente térmico entre as duas superfícies da parede (T_{s1} e T_{s2}). A Figura 3.2 (b) mostra o circuito de resistências térmicas de convecção e de condução que estão relacionadas com a transferência térmica ao longo da parede.

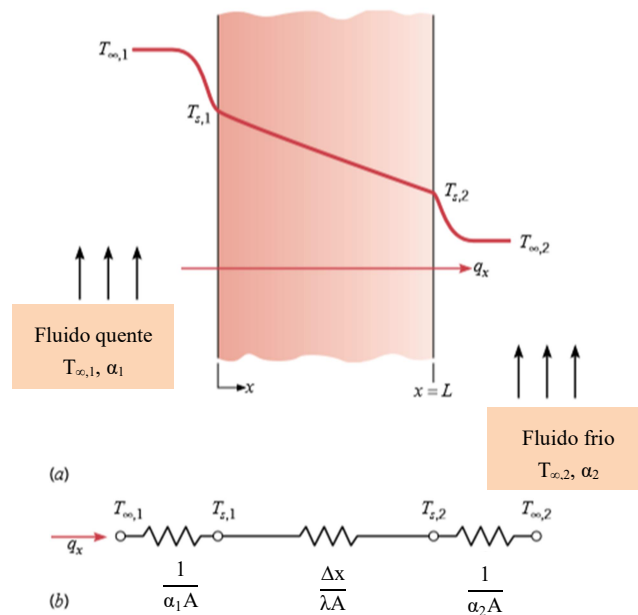


Figura 3.2 – Transferência de calor através de uma parede plana
(a) Distribuição das temperaturas; (b) Circuito térmico equivalente

Importado de [12]

Assim, para paredes planas pode ser aplicada diretamente a lei de Fourier, transcrita na equação (3.1).

$$q_x = -\frac{\lambda A}{\Delta x} \times (T_{s,2} - T_{s,1}) \quad [\text{W}] \quad (3.1)$$

Onde:

q_x é o fluxo de calor que atravessa a parede [W];

λ é a condutibilidade térmica [W/m·°C];

Δx é a espessura do material [m]; e

$(T_{s,2}-T_{s,1})$ são as temperaturas das faces das paredes [°C]

Por outro lado, interpretando:

- A combinação entre a condutibilidade térmica do material, a sua área e a sua espessura, como uma resistência térmica;

- A diferença de temperaturas como um potencial térmico,

Pode-se ter, segundo [13]:

$$\text{fluxo de calor} = \frac{\text{diferença de potencial térmico}}{\text{resistência térmica}} \quad (3.2)$$

$$q_x = \frac{T_{s,2}-T_{s,1}}{\frac{\Delta x}{\lambda A}} \quad [\text{W}] \quad (3.3)$$

$$R_t = \frac{\Delta x}{\lambda A} \quad [^{\circ}\text{C/W}] \quad (3.4)$$

É assim possível calcular a resistência térmica (R_t) de uma parede com espessura (Δx) e condutibilidade térmica (λ), por aplicação da Equação (3.4).

No caso de a parede ser composta por várias camadas, o fluxo de calor que as atravessa é o mesmo para todas elas. Quanto à resistência térmica total da parede composta, ela calculada como sendo a soma de todas as resistências térmicas parciais de cada uma das paredes.

$$q_x = \frac{\Delta T}{\sum R_i} \quad [\text{W}]$$

Assim, considerando, por exemplo, uma parede composta por 4 camadas, (camada 1,2,3,4), e seguindo um raciocínio idêntico ao demonstrado acima, o fluxo de calor será calculado pela Equação (3.5).

$$q_x = \frac{T_{s,1}-T_{s,4}}{\frac{\Delta x_1}{\lambda_1 A} + \frac{\Delta x_2}{\lambda_2 A} + \frac{\Delta x_3}{\lambda_3 A} + \frac{\Delta x_4}{\lambda_4 A}} \quad [\text{W}] \quad (3.5)$$

Este é o conceito teórico que está subjacente ao cálculo das resistências térmicas das paredes, no capítulo 4.

Num raciocínio idêntico ao exposto acima, o fluxo de calor pode ser expresso em função das resistências térmicas representado na Figura 3.2 (b), resultando a Equação (3.6). Onde se considera, não só a resistência de condução na parede $\Delta x/\lambda A$, mas também as resistências de convecção relativas aos fluidos, quente e frio, $1/\alpha_1 A$, e $1/\alpha_2 A$, respetivamente.

$$q_x = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{\frac{1}{\alpha_1 A} + \frac{\Delta x}{\lambda A} + \frac{1}{\alpha_2 A}} \quad [\text{W}] \quad (3.6)$$

Numa outra perspetiva, segundo [13], é também possível expressar o fluxo térmico em termos do coeficiente global de transferência de calor (U), conforme Equação (3.7)

$$q_x = U \times A \times \Delta T \quad [\text{W}] \quad (3.7)$$

Substituindo a Equação (3.6), resulta a Equação (3.8).

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\Delta x}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad [\text{W/m}^2\text{°C}] \quad (3.8)$$

Este é o conceito teórico que está subjacente quer ao cálculo do coeficiente global de transferência de calor das paredes, no Capítulo 4, quer ao cálculo do coeficiente global de transferência de calor do permutador, no Capítulo 5.

Porém, neste último caso não está em causa uma parede plana, mas antes uma superfície tubular. Apesar disso, continua a ser muito prático a analogia com os circuitos elétricos, Figura 3.3, assim como se deve continuar a usar o mesmo tipo de raciocínio para a determinação do fluxo de calor (q_x) e do coeficiente de transferência de calor (U).

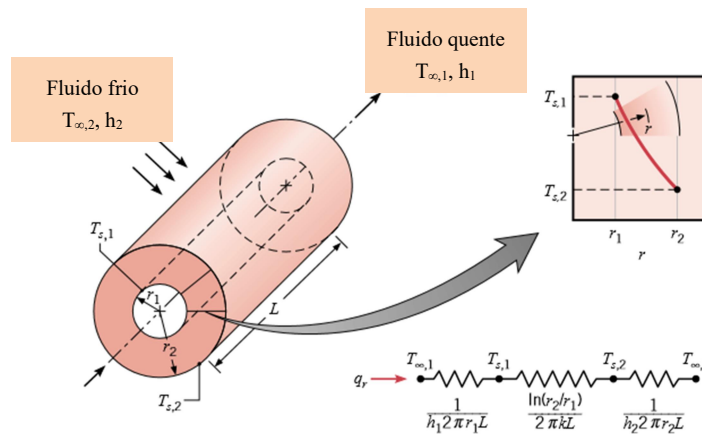


Figura 3.3 – Transferência de calor num cilindro
Fluxo de calor no cilindro (a); Circuito resistências térmicas (b)
Importado de [12]

Assim, o fluxo de calor (q_x) e o coeficiente de transferência de calor (U) podem ser calculados pelas expressões (3.9) e (3.10) respetivamente.

Deve apenas referir-se que para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor, a análise tanto pode ser feita considerando o lado interior como o lado exterior dos tubos. No caso considerou-se o lado interno. Assim:

$$q_x = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{\frac{1}{\alpha_1 A_1} + \frac{\log(r_e/r_i)}{2\pi\lambda L} + \frac{1}{\alpha_2 A_2}} \quad [\text{W}] \quad (3.9)$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{A_1 \log(r_e^2/r_i)}{2\pi\lambda L} + \frac{A_1}{A_2 \alpha_2}} \quad [\text{W/m}^2\text{°C}] \quad (3.10)$$

3.1.2 Transferência de calor por convecção

Sempre que um fluido se desloca sobre uma superfície sólida ou dentro de um tubo, e se as temperaturas do fluido e da parede do tubo forem diferentes, existirá transferência de calor por convecção entre o fluido e o sólido [14].

Existem dois tipos de convecção relativamente à forma como o fluido se desloca. Assim:

- No caso do fluido se deslocar por ação de uma bomba ou de um motor, por exemplo, a convecção é forçada;
- No caso de o fluido se deslocar por efeito de diferenças de temperatura, que causa uma diferença de densidade, a convecção é natural.

O fluxo de calor que é transmitido por convecção pode ser calculado pela Equação (3.11), conhecida como lei de Newton de arrefecimento.

$$q = \alpha \times A \times (T_p - T_\infty) \quad [\text{W}] \quad (3.11)$$

Nesta Equação o parâmetro ($T_p - T_\infty$) representa a diferença de temperaturas entre a parede e o fluido. Por sua vez o parâmetro (α) representa o coeficiente de transferência de calor por convecção.

O coeficiente de transferência de calor por convecção é um item decisivo nos problemas de convecção. É um parâmetro complexo que depende das várias condições em que o escoamento se desenvolve. Assim este coeficiente depende da geometria do escoamento, da velocidade e da sua área. Depende também das características do fluido, como sejam a densidade, a viscosidade e a condutibilidade térmica. Depende ainda do tipo de convecção, se é forçada ou natural.

Posto isto importa agora analisar as questões que estão mais relacionadas com a problemática desenvolvida no capítulo 5. Concretamente com a determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção do escoamento no interior dos tubos do permutador, abordada na secção 5.3.3.2.

Para o efeito, dada a importância que têm na caracterização dos escoamentos, começa-se por interpretar os conceitos dos números adimensionais de Reynolds, de Nusselt e de Prandtl. Estes grupos adimensionais, ao definirem os escoamentos em termos de todas as suas propriedades físicas e geométricas, tornam-se absolutamente fundamentais na determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção, de qualquer tipo de escoamento.

- **Número de Reynolds**

Este agrupamento adimensional assume grande importância na análise dos escoamentos. Ao conjugar, através de um modelo matemático, algumas características do escoamento e do fluido, ele determina a zona de transição de um escoamento laminar para um escoamento turbulento.

O escoamento na sua fase inicial apresentam condições de escoamento laminar. Seguidamente surge uma zona de transição e por fim o escoamento surge desenvolvido e turbulento, com as suas partículas em movimentos aleatórios.

Estas zonas do escoamento dependem das características do fluido e das propriedades do escoamento. Nomeadamente se é sobre uma placa plana ou no interior de um tubo.

Considerando o escoamento no interior de tubos, caso identificado com a problemática desenvolvida na secção 5.3.3.2, o número de Reynolds conjuga as seguintes propriedades [13]:

- A Viscosidade cinemática do fluido,
- O diâmetro interior dos tubos.
- A velocidade média do fluido

Neste tipo de escoamento na entrada do tubo existe na entrada do tubo um perfil de velocidade uniforme, igual à velocidade do fluido não perturbado. À medida que o escoamento evolui, a camada limite aumenta, pela ação da parede, até ao ponto onde o escoamento se encontra plenamente desenvolvido. A partir deste ponto o perfil de velocidades mantém-se inalterado [13]. A Figura 3.4 mostra o tipo de perfil de velocidade para o escoamento laminar e turbulento.

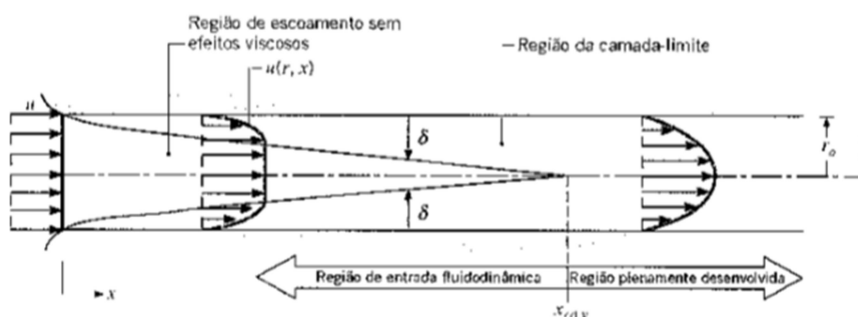


Figura 3.4 – Desenvolvimento da camada limite fluidodinâmica laminar num tubo circular

Importado de [15]

Nestes escoamentos a transição da zona laminar para a zona turbulenta ocorre para valores $2000 < Re_d < 4000$.

Assim, admitindo um escoamento plenamente desenvolvido no interior de um tubo, segundo [13], o número de Reynolds é usado como critério para definir a transição entre escoamento laminar e turbulento e pode ser calculado pela Equação (3.12).

$$Re_d = \frac{\mu_m \times d_i}{\nu} \quad (3.12)$$

A Equação acima pode ser reescrita em função do caudal e da área da secção transversal do tubo, dando origem à Equação (3.13).

$$Re_d = \frac{4 \times \dot{m}}{\rho \times \pi \times d_i \times \nu} \quad (3.13)$$

Onde:

- $\dot{m}$ representa o caudal,
- μ_m representa a velocidade média do fluido,
- d_i representa o diâmetro interno do tubo,
- ν representa a viscosidade cinemática da água, e
- ρ representa a massa específica da água.

- **Número de Prandtl**

Para que se perceba o significado deste grupo adimensional, é importante referir primeiro o conceito de camada limite térmica.

A camada limite térmica pode ser entendida como sendo a zona do escoamento onde existem gradientes de temperatura, Figura 3.5, devidos à transferência de calor entre o fluido e a parede.

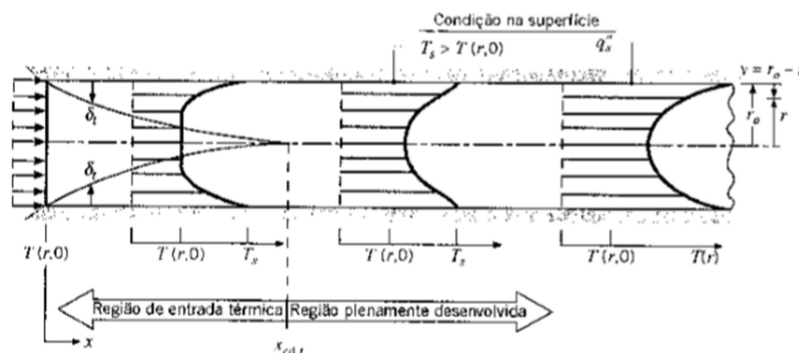


Figura 3.5 – Desenvolvimento da camada limite térmica num tubo circular aquecido

Importado de [15]

“O número de Prandtl é um parâmetro que relaciona as espessuras relativas das camadas limite hidrodinâmica e térmica” [13].

Por outras palavras relaciona a viscosidade cinemática (ν) e a difusibilidade térmica de um fluido (α). Assim temos uma relação entre a difusão no fluido da quantidade de movimento, e a difusão no fluido do calor, Equação (3.14).

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{C_p \mu}{\lambda} \quad (3.14)$$

O número de Prandtl é também um valor adimensional, podendo o seu valor ser encontrado em tabelas termodinâmicas, em função da temperatura média (da mistura) do fluido.

- **Número de Nusselt**

O número de Nusselt representa a razão entre o coeficiente de transferência de calor por convecção e o coeficiente de transferência de calor por condução de um fluido. Ele pode ser traduzido pela Equação (3.15). Ou seja, a razão entre a transferência de calor do fluido em movimento e a transferência de calor do fluido “parado”.

$$Nu_d = \frac{\alpha \times d_i}{\lambda} \quad (3.15)$$

O número de Nusselt é também uma correlação adimensional, que, consoante o tipo de escoamento considerado, relaciona os números de Reynolds, Prandtl, e de outras características desse referido escoamento.

Considerando um escoamento no interior de um tubo, desenvolvido e turbulento, o Número de Nusselt pode ser calculado pela Equação (3.16).

$$Nu_d = 0.023 \times Re_d^{0.8} \times Pr^n \quad (3.16)$$

Onde o parâmetro (n) terá o valor de 0.4 para aquecimento e 0.3 para arrefecimento.

A determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção do lado dos tubos no permutador, considerado no contexto da secção 5.3.3.2, pode ser feita com o recurso a estas considerações. Podendo escrever-se a Equação (3.17).

$$\alpha = \frac{Nu_d \times \lambda}{d_i} \quad (3.17)$$

3.1.3 Transferência de calor por radiação

A radiação térmica, enquanto mecanismo de transferência de calor, não necessita de um meio físico para que seja possível a troca de energia. A transferência de calor por radiação é de natureza eletromagnética, pelo que se pode transmitir no vácuo.

Todos os corpos emitem energia por radiação de forma contínua e em função da sua temperatura. Porém, são os radiadores ideais, designados corpos negros, aqueles que emitem

o valor máximo de energia por radiação. Essa energia pode ser quantificada pela lei de Stefan-Boltzmann, Equação (3.18). Nesta equação (T) representa a temperatura absoluta do corpo (em graus K) e $\sigma=5.669 \times 10^{-8} \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K}^4]$, a constante Stefan-Boltzmann.

$$E_b = \sigma T^4 \quad [\text{W/m}^2] \quad (3.18)$$

Os corpos reais, no entanto, emitem apenas uma parte desta energia emitida pelos corpos negros. O fluxo de radiação emitido por um corpo real é dado pela Equação (3.19), onde o fator (ε) representa a emissividade do corpo e é necessariamente inferior à unidade para corpos reais.

$$q = \varepsilon E_b = \varepsilon \sigma T^4 \quad (3.19)$$

De modo idêntico, os corpos negros também se considera que absorvem toda a radiação que neles incide (q_{inc}). Quanto aos corpos reais também se considera que absorvem sempre uma menor radiação que neles incide do que os corpos negros.

A exemplo do que acontece com os outros mecanismos de transferência, condução e convecção, também na radiação podem existir trocas térmicas por radiação desde que os corpos estejam a temperaturas diferentes e se vejam. Assim a troca líquida de calor entre os corpos é dada pela Equação (3.20) [13].

$$q = \sigma A (T_1^4 - T_2^4) \quad [\text{W}] \quad (3.20)$$

Por fim, é conveniente fazer, neste ponto, uma breve referência a duas temáticas muito relacionadas com o objeto de estudo do desenvolvido no Capítulo 4. São eles, comportamento dos materiais à radiação solar, e o efeito de estufa.

Quanto ao primeiro aspeto, sabe-se que a radiação total que incide numa superfície é dividida em três frações. Sendo que a sua soma tem que ser igual à unidade. Deste modo, da totalidade da radiação incidente, uma parte é transmitida, outra é absorvida e outra é refletida Figura 3.6.

Esta divisão, porém, não é igual para todos os materiais. A parte que cada um deles absorve, transmite ou reflete é função das suas propriedades físicas, e justificam o seu domínio de aplicação. Assim, por exemplo, um material que essencialmente reflita, pode ser usado como escudo de radiação térmica; um material que essencialmente absorva, pode ser usado em placas de painéis solares; um material que essencialmente transmita, pode ser usado como vidro.

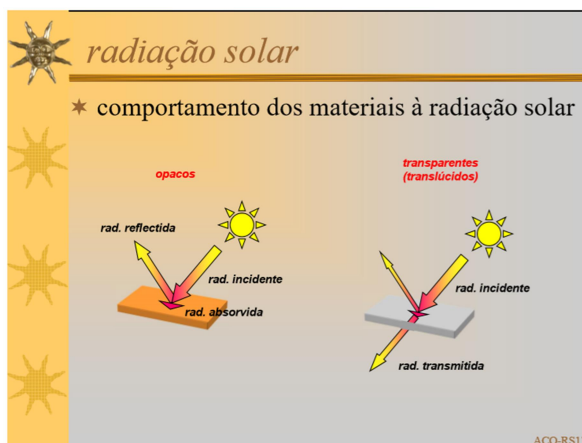


Figura 3.6 – Comportamento dos materiais à radiação solar

Importado de [16]

Relativamente ao efeito de estufa, deve atentar-se nos seguintes pontos:

- Pela análise da Figura 3.7, constata-se que a maior parte da radiação Solar é emitida em baixos comprimentos de onda;
- Pela análise da Figura 3.8, constata-se que o vidro tem uma grande transmissividade precisamente para baixos comprimentos de onda. Sendo que para comprimento de onda grandes a transmissividade do vidro cai para valores muito baixos.

A estes aspetos deve-se somar o facto de os corpos em geral, à temperatura ambiente, emitem radiação em comprimentos de onda elevados.

Sendo assim, tem-se que para baixos comprimentos de onda uma área envidraçada recebe energia por radiação solar, porque o vidro é transparente para baixos comprimentos de onda. Porém, para comprimentos de onda maiores, aos quais corresponde a emissão dos corpos em geral, o vidro é opaco a essa radiação, pelo que não perde energia. Deste modo a energia entra e não sai. O espaço tem que aquecer.

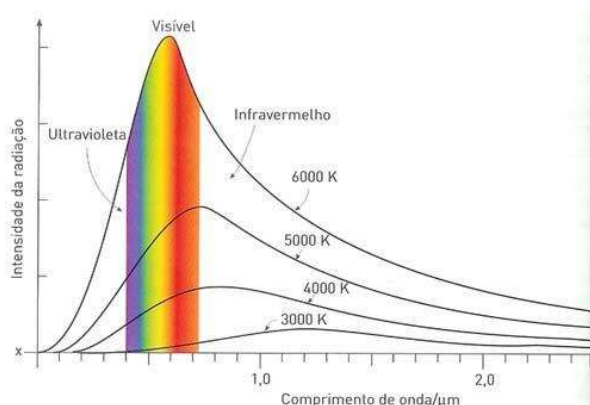


Figura 3.7 – Espectro da radiação solar

Importado de [17]

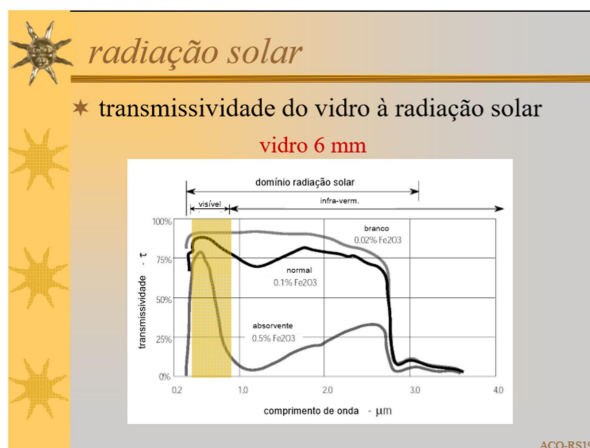


Figura 3.8 –Transmissividade do vidro à radiação solar

Importado de [16]

3.2 Permutadores de calor

A necessidade de promover trocas de calor entre dois ou mais fluidos através de permutadores de calor é uma prática comum em projetos de engenharia. Assim, no setor da climatização, no setor das máquinas frigoríficas, no arrefecimento de motores, no aproveitamento de calor residual, são, entre muitas outras, situações onde os permutadores de calor podem ser aplicados.

Os permutadores de calor são assim equipamentos baseados na aplicação de uma tecnologia, na qual o que está em causa é essencialmente a possibilidade de realizar uma troca de calor entre dois fluidos que registam uma diferença finita de temperaturas. Deste modo o fluido mais quente cede calor ao fluido mais frio. Este princípio que está subjacente aos permutadores de calor está na base de uma tecnologia relativamente simples, contudo muito eficaz.

“O processo de troca de calor entre dois fluidos que estão a diferentes temperaturas e separados por uma parede sólida ocorre em muitas aplicações de engenharia. O dispositivo usado para implementar esta troca é denominado um trocador de calor, e as aplicações específicas podem ser encontradas no aquecimento de espaços e ar condicionado, produção de energia, recuperação de calor residual e processamento químico” [15].

3.2.1 Classificação

Atendendo a que existe uma enorme variedade de tipos de permutadores de calor, de acordo com as mais variadas aplicações, é pertinente fazer-se uma classificação deste tipo de equipamentos. Desta forma, fica facilitada a sua análise e comparação. Assim, seguindo o critério de [14], os permutadores de calor podem ser classificados e caracterizados do seguinte modo:

- **Classificação quanto ao processo de transferência**

Relativamente a este item, os permutadores são agrupados como sendo de contacto direto ou de contacto indireto.

No primeiro caso, os fluidos imiscíveis entram em contacto direto um com o outro, dando-se a troca de calor. As torres de arrefecimento são exemplos típicos de permutadores de contacto direto.

No segundo caso, os fluidos estão separados por uma barreira física, normalmente de metal, através da qual se dá a transferência de calor. São exemplos deste tipo os permutadores utilizados em caldeiras de aquecimento de água.

- **Classificação conforme a compactidade**

Este conceito de compactidade está relacionado com a razão entre a área de superfície de transferência de calor, e o volume. Os permutadores são considerados compactos para razões área transferência/volume, superiores $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Como exemplo pode-se referir os radiadores de automóvel.

- **Classificação quanto ao tipo de construção**

Este é um dos critérios mais comumente utilizado e de mais fácil entendimento. Neste domínio os Permutadores de calor podem ser classificados consoante as suas características construtivas. Os principais tipos são os seguintes:

i. Permutadores de calor tubulares. São construídos em diversos tamanhos e tipos. São de fabricação fácil e muito versáteis em termos de pressões e temperaturas em que podem trabalhar. Estes fatores aliados ao seu relativo baixo custo, fazem deste tipo de permutadores dos mais usados em engenharia.

ii. Permutadores do tipo carcaça tubos. São um tipo específico de permutadores tubulares. Estes permutadores serão alvo de uma atenção um pouco mais alargada no próximo capítulo, uma vez que são os escolhidos para aplicar no projeto de recuperação de calor residual aplicado no EcoTermoLab.

iii. Permutadores de tubos com alhetas. Esta é uma solução que difere das anteriores pelo facto de os tubos do permutador terem alhetas. Estes permutadores são utilizados sobretudo em situações para as quais sejam necessárias grandes áreas de transferência de um dos lados.

iv. Permutadores de placas. São permutadores constituídos por placas finas sobrepostas, que podem ser lisas ou terem algum tipo de pequenas relevâncias. Este tipo de equipamento aplica-se sobretudo em situações de pressão e temperatura médias, e normalmente inferiores às suportadas pelos permutadores de tubos.

v. Permutador de placa com alhetas. São permutadores de placas que diferem dos anteriores pelo facto de terem alhetas o que os torna mais compactos.

vi. Permutadores de calor regenerativo. Estes permutadores podem ser estáticos ou dinâmicos. A sua principal diferença reside na forma como os fluidos trocam calor no miolo do permutador para trocarem calor.

Assim, nos modelos estáticos existe uma válvula que faz com que os fluidos passem alternadamente por uma massa porosa, que é o miolo regenerativo do permutador. Deste modo, o primeiro a passar pelo miolo é o fluido quente, que ao arrefecer transmite calor para o miolo do permutador. De seguida, o fluxo quente é interrompido, e é o fluido frio a passar pelo miolo do permutador para receber o calor deixado pelo fluido quente.

Nos modelos dinâmicos o miolo tem a forma de tambor que ao girar faz com que uma superfície passe alternadamente pela corrente quente e fria, possibilitando assim a permuta térmica.

- **Classificação quanto às correntes de fluxo dos fluidos**

Os fluidos que percorrem o permutador para trocarem calor entre si podem fazê-lo de diferentes formas. Os resultados em termos propriedades térmicas e geométricas do permutador, assim como a sua eficiência, ou até as temperaturas obtidas pelos fluidos, são muito influenciados por este fator.

As principais formas de escoamento relativo entre os fluidos são as seguintes:

- Fluxos paralelos. Neste arranjo ambos os fluidos entram pela mesma extremidade do permutador, e do mesmo modo ambos saem pela extremidade oposta.
- Fluxos em contracorrente. Nesta situação os fluidos entram e saem por extremidades opostas do permutador. O escoamento dos fluidos é feito em sentidos opostos.
- Fluxos cruzados. Este tipo de escoamento é caracterizado pelo facto de os fluidos escoarem perpendicularmente um ao outro. Nos permutadores de fluxos cruzados ainda é possível diferenciar os escoamentos misturados e não misturados.

Nos casos em que um fluido possa evoluir de forma transversal em relação à direção do seu próprio escoamento, diz-se que o escoamento é misturado. Caso contrário o escoamento é não misturado, sendo cada corrente de fluido independente.

- Fluxos com múltiplos passes. Este é um tipo de escoamento característico dos permutadores tipo carcaça tubos. Existem várias combinações possíveis entre o número de passagem dos fluidos no casco e nos tubos. Por exemplo, uma passagem no casco e duas nos tubos (1-2), A sua principal vantagem tem que ver com o aumento da eficiência global.

As Figuras 3.9 a 3.12, mostram alguns dos tipos de permutadores classificados nos parágrafos acima.

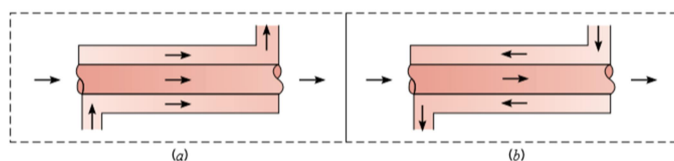


Figura 3.9 – Permutador de calor de tubos concêntricos
(a) Escoamento paralelo; (b) Escoamento contracorrente

Importado de [12]

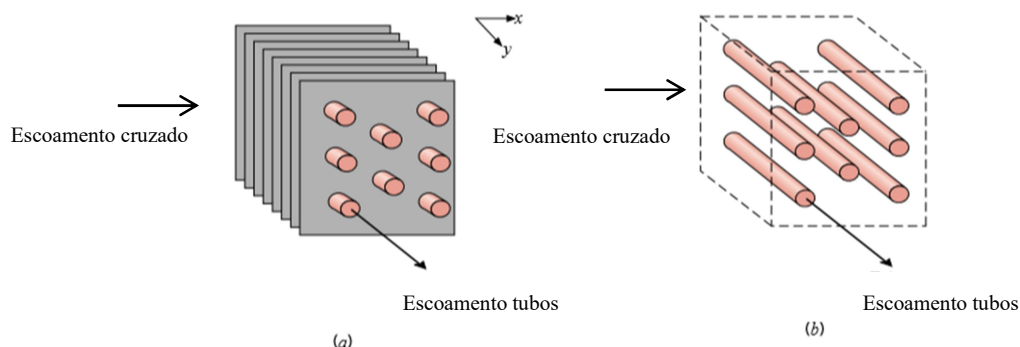


Figura 3.10 – Permutador de calor de escoamentos cruzados

- Com alhetas e com ambos os fluidos não misturados;
- Sem alhetas e com um fluido misturado (exterior aos tubos) e outro não misturado (tubos)

Importado de [12]

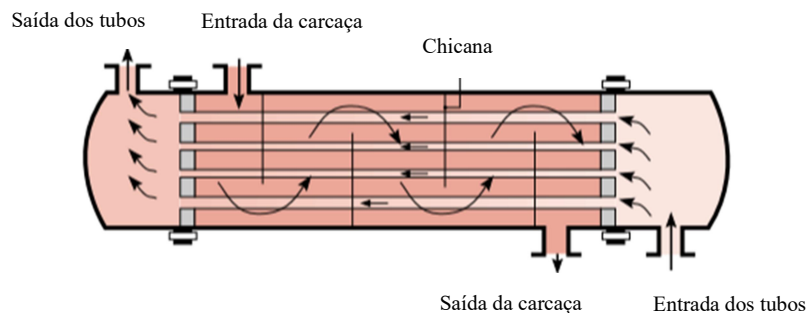


Figura 3.11 – Permutador carcaça e tubos com uma passagem na carcaça e uma nos tubos

Importado de [12]

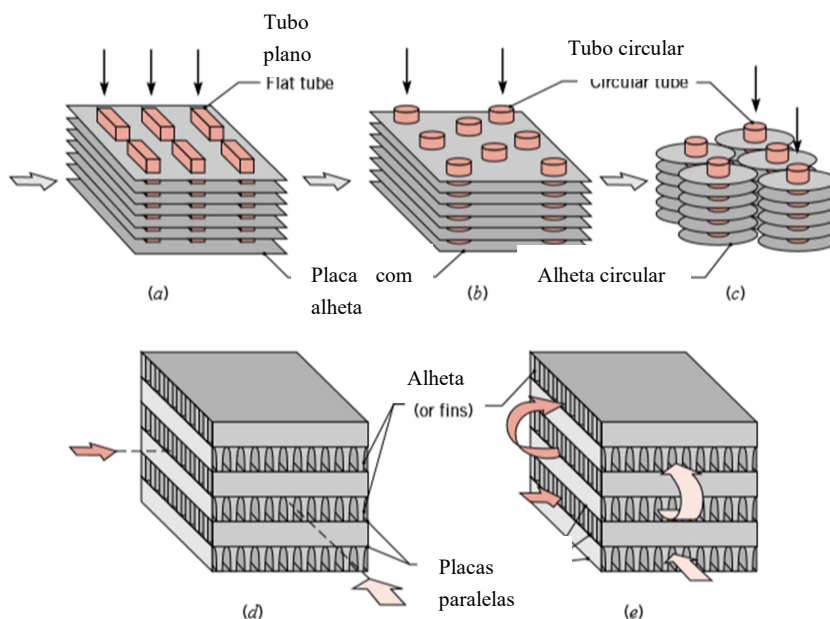


Figura 3.12 – Núcleos de permutadores de calor compactos

- (a) Tubos com alhetas (tubos planos, placas contínuas como alhetas); (b) Tubos com alhetas (Tubos circulares, placas contínuas como alhetas); (c) Tubos com alhetas (tubos circulares, alhetas circulares); (d) Placas com alhetas (com uma única passagem); (e) Placa com alhetas (passagem múltipla)

Importado de [12]

3.2.2 Permutador de calor tipo carcaça-tubos

Nesta secção será feita uma apresentação um pouco mais detalhada deste tipo de permutadores, que conforme referido anteriormente, é o tipo de permutador escolhido para ser aplicado na instalação protótipo a instalar no edifício EcoTermLab. O estudo sobre este permutador será retomado na secção 5.2, onde será feita a seleção dos seus componentes.

3.2.2.1 Sistema de normalização TEMA- Tubular Exchangers Manufacturers Association

Antes de qualquer consideração que se possa fazer sobre este tipo de permutadores, e dada a sua importância, é oportuno fazer uma breve referência ao sistema de normalização que lhe está associado.

A TEMA é um sistema de normalização desenvolvido nos Estados Unidos da América, cujo objetivo é o de uniformizar o fabrico dos permutadores carcaça-tubos. Para o efeito estabelece

orientações em vários domínios da sua fabricação e do seu projeto, como por exemplo, no seu dimensionamento, nas tolerâncias a usar na sua fabricação, e nos materiais a utilizar em certos componentes.

Segundo os padrões definidos pela TEMA a classificação e respetiva caracterização deste tipo de permutadores é feita de acordo com o esquema da Figura 3.13.

Conforme resulta da análise da referida figura, as cabeças frontal e terminal, assim como a carcaça do permutador são designados por letras. Por sua vez, as dimensões do diâmetro nominal (interno) da carcaça, e o comprimento nominal dos tubos (comprimento reto, desprezando a curvatura), são identificados por números.

Um outro aspeto muito importante deste sistema de normalização tem que ver com a classificação das classes de construção destes permutadores. Deste ponto de vista, existem normas associadas a três classes construtivas, que são definidas em termos da aplicação a que se destina o equipamento. Assim:

- A classe “R” destinam-se a aplicações mais exigentes da indústria petrolífera,
- A classe “C” destina-se a aplicações industriais mais comuns,
- A classe “B” destina-se a aplicações de natureza química.

TIPOS DE CABEÇAS FRONTAIS (ESTACIONÁRIAS)	TIPOS DE CARCAÇAS	TIPOS DE CABEÇAS TERMINAIS
A canal e cobertura amovível	E uma passagem	L chapa de suporte das hélas fixa (como A)
B cobertura integral	F duas passagens c/ separador longitudinal	M chapa de suporte das hélas fixa (como B)
C p/ tubos amovíveis canal integral c/ suporte p/ tubos e cobertura amovível	G escoamento separado	N chapa de suporte das hélas fixa
N canal integral c/ suporte p/ tubos e cobertura amovível	H escoamento separado duplo	P cabeça flutuante
D especial p/ alta pressão	J escoamento dividido	S cabeça flutuante c/ protecção posterior
	K reboilidor tipo chaleira	T cabeça flutuante
	X escoamento cruzado	U feixe de tubos em U
		W chapa de suporte flutuante selada externamente

Figura 3.13 - Classificação dos permutadores tipo carcaça-tubos, segundo TEMA

Importado de [18]

3.2.2.2 Características gerais

Nos permutadores deste tipo os fluidos escoam, um pelo interior dos tubos, e o outro pelo seu exterior, entre os tubos e a carcaça. Conforme se pode perceber, pela análise das Figuras 3.11 e 3.14 a colocação dos separadores faz com que o escoamento entre eles, do lado da carcaça, se aproxime bastante de um escoamento cruzado.

Estas correntes cruzadas, garantem um maior coeficiente de transferência de calor do que um escoamento paralelo aos tubos [19].

Quanto ao número de passagens nos tubos e na carcaça, elas podem ser múltiplas, dependendo das necessidades do projeto. A Figura 3.15, através de alguns exemplos, mostra a forma como se conseguem as várias passagens, tanto nos tubos como na carcaça.

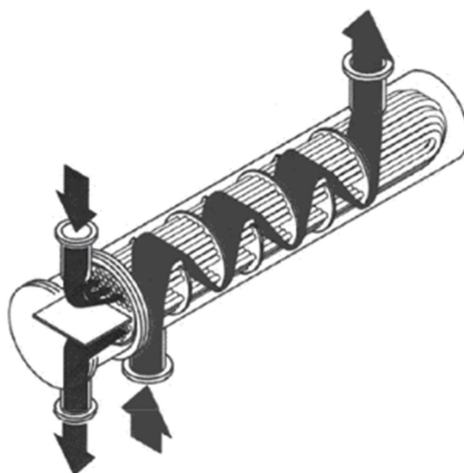


Figura 3.14 – Exemplo de permutador carcaça e tubos

Importado de [20]

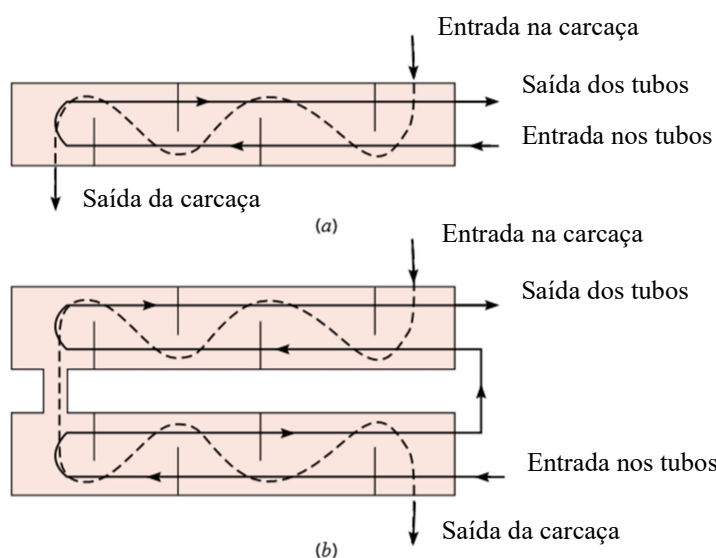


Figura 3.15 – Número de passagens dos fluidos num permutador de calor de casco e tubos

(a) Uma passagem na carcaça e duas nos tubos; (b) Duas passagens na carcaça e quatro nos tubos

Importado de [12]

3.2.2.3 Constituição

No que concerne à sua constituição, os principais componentes deste tipo de permutadores são os seguintes:

- **Cabeça frontal**

Situa-se numa das extremidades do permutador, funcionando como uma tampa da carcaça. Tem também a função coletora, ao receber e distribuir os fluidos, assim como de garantir as ligações com o sistema de tubagem da instalação.

- **Cabeça terminal**

De uma forma geral tem as mesmas funções que a cabeça frontal.

- **Carcaça**

A carcaça tem forma circular e é o corpo central do permutador. O seu diâmetro é função das condições de projeto do permutador, assim como a sua espessura que depende da pressão do fluido do escoamento do lado da carcaça.

- **Tubos**

Os tubos são uma das partes mais importantes do permutador. Não só pelo facto de ser a sua área de superfície que define a área de permuta térmica do equipamento, mas também porque estão sujeitos às condições dos dois escoamentos de características diferentes, em termos de caudais, pressões, temperaturas, velocidades e características dos fluidos.

A determinação das dimensões dos tubos, entre outros fatores, está de certa forma ligada, à necessidade de limpeza, às vibrações resultantes do escoamento, aos custos do material dos tubos, e à perda de carga. O seu diâmetro exterior deve estar compreendido entre 0.5" e 2". Sendo que as mais comuns são ¾" e 1".

Quanto ao material de que são feitos os tubos, podem considerar-se os metais e ligas comuns. No caso de situações especiais corrosivas, podem usar-se os materiais plásticos.

Em termos da sua superfície, normalmente são lisos, mas em casos especiais, perante a necessidade de maiores áreas de superfície, por exemplo, podem ter alhetas.

- **Espelhos**

Os espelhos são chapas de metal, que ficam nas extremidades do permutador, nas quais é fixo o feixe de tubos. Os espelhos são furados para permitirem a fixação dos tubos, ou por mandrilagem ou por soldadura.

- **Separadores**

Os separadores transversais, Figura 3.16, apesar de introduzirem perdas de carga no escoamento, devem ser usados dado assumirem uma função importante no desempenho do permutador. Assim, entre outras, eles são importantes pelas seguintes razões: Para orientar o escoamento, para contribuir no suporte dos tubos, para diminuir as vibrações provocadas pelo escoamento, para aumentar a transferência de calor (dado provocarem o aumento da velocidade do fluido).

Convém no entanto dizer que a existência destes componentes leva ao aparecimento de fugas relativamente à corrente principal do escoamento do lado da carcaça. Nomeadamente fugas entre os separadores e os tubos, entre a carcaça e o limite exterior do feixe de tubos, e ainda entre os separadores e carcaça. Estas fugas, correntes de fluido, representam fatores de perda no coeficiente de transferência de calor do permutador, na medida em que são desvios em relação à corrente principal do escoamento do lado da carcaça.

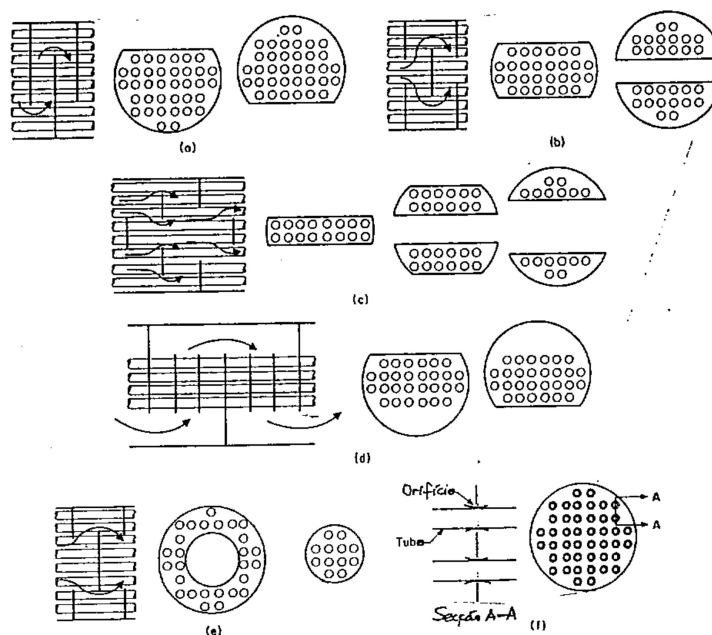


Figura 3.16 - Tipos de separadores

(a) Segmentos simples, (b) Segmentos duplos, (c) Segmento triplo, (d) Sem tubos na janela, (e) em disco, (f) de orifícios

Importado de [18]

- **Placa de choque e bocas na entrada da carcaça**

Estes equipamentos são utilizados com o objetivo de diminuir o impacto da entrada do fluido na boca da carcaça. As suas dimensões estão relacionadas (pelo sistema de normalização TEMA) com o valor de ρV^2 . De tal modo que, é necessário uma placa de choque nos casos em que $\rho V^2 > 2250 \text{ [kg/ms}^2\text{]}$ para líquidos não corrosivos, ou $\rho V^2 > 750 \text{ [kg/ms}^2\text{]}$ nos casos dos outros fluidos, misturas de vapor/líquido e vapor saturado. Sendo que o valor máximo de entrada do fluido na carcaça deve ser inferior a $6000 \text{ [kg/ms}^2\text{]}$ [18].

3.2.3 Cálculo e análise térmica de permutadores

O dimensionamento térmico de um permutador de calor tem na sua génese os princípios teóricos da transferência de calor, entretanto já de algum modo tratados na secção 3.1. Por outro lado, ele é feito com base em balanços térmicos e nos pressupostos da conservação de energia.

Porém, sem retirar a importância às transferências de calor por radiação, deve referir-se que a análise que aqui é feita considera que as transferências de energia térmica que ocorrem no permutador de calor são essencialmente garantidas por mecanismos de condução e de convecção. A consideração do mecanismo de transferência de calor por radiação nos projetos

de permutadores só é feita para situações especiais, como por exemplo, nos casos das aplicações espaciais, onde este é o único modo possível de transferência de energia [13].

3.2.3.1 Formulação teórica

A formulação teórica que aqui se pretende fazer tem por base a análise do escoamento que ocorre num permutador com os fluidos em contracorrente, conforme se esquematiza na Figura 3.1. A partir desta é possível identificar as seguintes variáveis em jogo num processo de transferência de calor que ocorre num permutador:

- Taxa de transferência de calor ($\dot{Q}$),
- Área superficial (A),
- Temperaturas de ambos os fluidos (T_{qe} , T_{qs} , T_{fe} , T_{fs}), na entrada e saída do permutador
- Caudais mássicos ($\dot{M}$).

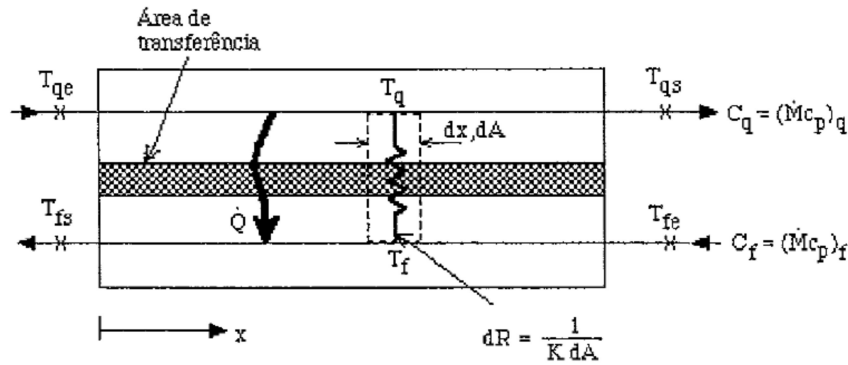


Figura 3.17 - Nomenclatura das variáveis a considerar num permutador

Importado de [18]

Uma vez identificadas as variáveis, podem-se estabelecer os modelos matemáticos de correlação entre elas, a partir das equações de conservação de energia e de balanço energético, donde resultam as Equações (3.21) e (3.22) respetivamente. Assim, seguindo a dedução demonstrada em [18], para o caso ilustrado na Figura 3.17, pode considerar-se a seguinte metodologia e respetiva formulação para o dimensionamento de permutadores:

$$\dot{Q} = C_q \times (T_{qe} - T_{qs}) = C_f \times (T_{fs} - T_{fe}) \quad (3.21)$$

$$\dot{Q} = KA \times \Delta T_m = \frac{\Delta T_m}{R} \quad (3.22)$$

Onde:

ΔT_m representa a diferença média de temperatura no processo de transferência de calor no permutador,

KA representa a condutância térmica, e

R representa a resistência térmica.

É importante fazer notar que a resistência térmica associada à transferência de calor no permutador pode ser calculada a partir da Equação (3.23).

$$R=R_q+R_{dq}+R_p+R_{df}+R_f \quad (3.23)$$

Onde:

R representa a resistência térmica no permutador,
 R_q representa a resistência de convecção do fluido quente,
 R_{dq} representa a resistência de depósitos do fluido quente,
 R_p representa a resistência de condução da parede,
 R_{df} representa a resistência de depósitos do fluido frio, e
 R_f representa a resistência de convecção do fluido frio

As diferentes resistências térmicas referidas na Equação (3.23) podem ser calculadas pelas Equações (3.24) a (3.28) No caso da resistência da parede (R_p) foi considerado o caso de um permutador tubular, por ser este o tipo selecionado para a aplicação em causa.

$$R_q = \frac{l}{(\eta \times \alpha \times A)_q} \quad (3.24)$$

$$R_{dq} = \frac{l}{(\eta \times \alpha_d \times A)_q} \quad (3.25)$$

$$R_p = \frac{\ln(d_e/d_i)}{2 \times \pi \times \lambda_p \times L \times N_t} \quad (3.26)$$

$$R_{df} = \frac{l}{(\eta \times \alpha_d \times A)_f} \quad (3.27)$$

$$R_f = \frac{l}{(\eta \times \alpha \times A)_f} \quad (3.28)$$

Onde:

η é a eficiência térmica total da superfície,
 α é o coeficiente de convecção,
 α_d é o coeficiente do depósito,
 A é a área superficial total incluindo uma eventual área das alhetas,
 d_e é o diâmetro externo dos tubos,
 d_i é o diâmetro internos dos tubos,
 λ_p é a condutibilidade térmica da parede,
 L é o comprimentos dos tubos, e
 N_t é o número de tubos do permutador

Por sua vez a eficiência térmica total da superfície (η) pode ser calculada com recurso à Equação (3.29).

$$\eta = 1 - \frac{A_a}{A} \times (1 - \eta_a) \quad (3.29)$$

Onde:

η é a eficiência térmica total da superfície

A_a é a área das alhetas,

A é a área superficial total incluindo área das alhetas,

η_a é a eficiência das alhetas

Na Equação (3.29), a eficiência das alhetas pode ser calculada com recursos a gráficos ou equações matemáticas adequadas.

No que diz respeito ao coeficiente global de transferência de calor (K) do permutador, ele pode ser indexado à área de transferência da superfície quente ou fria, área interior ou exterior dos tubos, através da Equação (3.30).

$$KA = K_q \times A_q = K_f \times A_f \quad (3.30)$$

No caso dos permutadores tubulares, opção escolhida para este caso de estudo, a área de referência é a área exterior dos tubos. Por outro lado, considerando a ausência de alhetas, o coeficiente de transferência de calor (K) pode ser calculado com recurso à Equação (3.31), ou sob outra forma de representação, à Equação (3.32).

$$\frac{1}{K_e} = \frac{1}{\alpha_e} + \frac{1}{\alpha_{de}} + \frac{d_e \times \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2 \times \lambda_p} + \frac{d_e}{d_i \times \alpha_i} + \frac{d_e}{d_i \times \alpha_{di}} \quad (3.31)$$

$$K_e = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_e} + \frac{1}{\alpha_{de}} + \frac{d_e \times \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2 \times \lambda_p} + \frac{d_e}{d_i \times \alpha_i} + \frac{d_e}{d_i \times \alpha_{di}}} \quad (3.32)$$

Onde:

d_e representa o diâmetro exterior dos tubos,

d_i representa o diâmetro interior dos tubos,

r_e representa o raio exterior dos tubos,

r_i representa o raio interior dos tubos,

α_{de} representa o coeficiente de depósito do fluido exterior,

α_{di} representa o coeficiente de depósito do fluido interior,

α_e representa o coeficiente de convecção exterior,

α_i representa o coeficiente de convecção interior, e

λ representa a condutibilidade térmica do material da parede do permutador

3.2.3.2 Método DTML-Diferença de Temperatura Média Logarítmica

Para o cálculo térmico de um permutador, pode recorrer-se a um dos seguintes métodos: DTML, ε -NTU; P-NTU e ψ -P. Todos eles são equivalentes entre si, na medida em que perante o mesmo permutador e as mesmas condições, conduzem ao mesmo resultado [18].

Perante a problemática do dimensionamento do permutador, o método DTML (Diferença de Temperatura Média Logarítmica), revela-se particularmente apropriado, pelo que é o escolhido para ser aplicado neste caso de estudo.

Porém, antes de qualquer análise acerca do método da Diferença de Temperatura Média Logarítmica, é importante referir que foram considerados várias hipóteses simplificativas, relativas ao regime de funcionamento do permutador, na abordagem do método em causa. Tais simplificações podem ser consultadas na bibliografia [18].

Acrescente-se ainda que, atendendo a que o caso de estudo desenvolvido no Capítulo 5 contempla um permutador com escoamento em contra corrente, será este o tipo de escoamento que será analisado nesta secção.

Assim, considerando um permutador de calor com escoamento em contra corrente, verifica-se que, numa das suas extremidades, cada um dos fluidos apresenta a sua temperatura mais elevada, enquanto na extremidade oposta se verifica que, cada um dos fluidos apresenta a sua temperatura mais baixa, conforme se pode constatar pela análise da Figura 3.18. Resulta deste facto que neste tipo de escoamentos existe uma transferência de calor na zona onde a temperatura de cada um dos fluidos é mais elevada, assim como existe uma troca de calor na zona onde a temperatura de cada um dos fluidos é mais baixa.

Fazendo uma comparação com os permutadores de escoamento paralelo, constata-se que a diferença de temperaturas registadas ao longo do permutador em contracorrente, nunca é tão elevada como aquela que se verifica na entrada dos fluidos dos permutadores com escoamento paralelo.

É curioso notar também, que o fluido frio pode ter na saída uma temperatura superior à temperatura de saída do fluido quente [15].

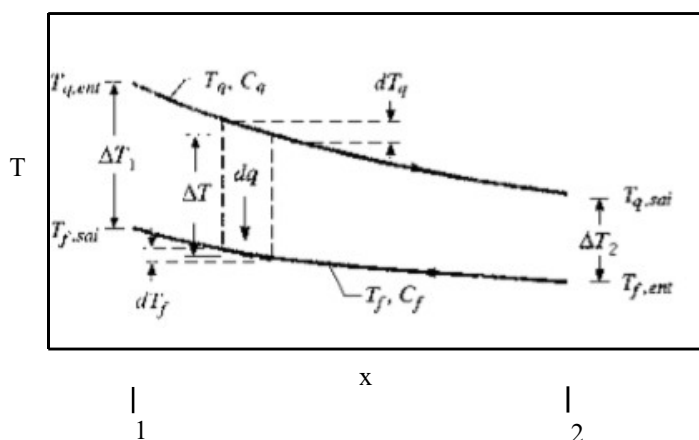


Figura 3.18 – Distribuição de temperaturas no permutador com escoamento em contracorrente

Importado de [15]

Existem ainda situações um pouco particulares, mas que importam referir [15]. Assim:

- Em situações nas quais o fluido quente tenha uma taxa de capacidade calorífica muito maior que a do fluido frio, ou, se o fluido quente for um vapor a condensar, a distribuição de temperaturas será conforme a Figura 3.19 (a). Neste caso o vapor ao ser condensado transfere o calor latente de vaporização ao fluido mais frio, que entretanto aquece.
- Em situações nas quais o fluido quente tenha uma taxa de capacidade calorífica muito menor que a do fluido frio, ou, se o fluido frio estiver a evaporar, a distribuição de temperaturas será conforme Figura (3.19) (b). Neste caso o fluido frio para mudar de fase absorve calor do fluido quente.
- Em situações nas quais os fluidos, quente e frio, tenham a mesma taxa de capacidade calorífica, a distribuição de temperaturas será conforme a Figura (3.19) (c). Nesta situação o aumento da temperatura do fluido frio é igual à descida de temperatura do fluido quente, o que faz com que a diferença de temperatura no permutador seja constante em todas as secções do permutador.

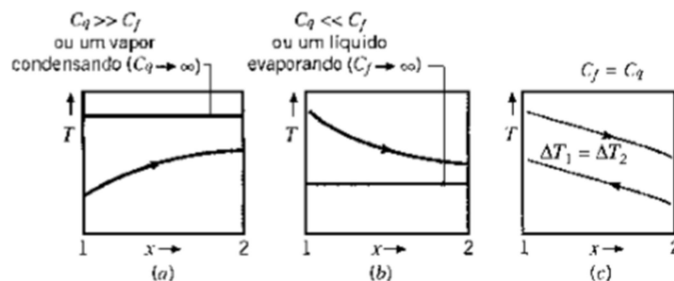


Figura 3.19 – Distribuição das temperaturas dos fluidos num permutador em casos especiais

Importado de [15]

Nota:

Neste texto não é referido o escoamento de correntes paralelas, visto que esse tipo de escoamento não corresponde de todo ao permutador escolhido para o caso de estudo em questão.

Conforme se constata, de uma forma geral a temperatura dos fluidos ao longo de um escoamento num permutador de calor não é constante. Pelo contrário, ela varia consoante a secção considerada. Quer isto dizer que a potência térmica transferida entre os fluidos varia ao longo do permutador [21].

Deste modo, é necessário encontrar um valor médio para a diferença de temperatura que ocorre durante o processo de transferência de calor no permutador. Esse valor é encontrado aplicando o método da Diferença de Temperatura Média Logarítmica DTML.

Assim, a partir do esquema representado na Figura 3.17, e considerando as Equações (3.21) e (3.22) apresentadas acima como equações de balanço e de conservação de energia, é possível deduzir a Equação (3.33). Esta Equação traduz a diferença de temperatura média relativa ao processo de transferência de calor que ocorre no permutador, em situação de fluxos em contra corrente [18].

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{qs} - T_{fe}) - (T_{qe} - T_{fs})}{\ln((T_{qs} - T_{fe}) / (T_{qe} - T_{fs}))} \quad (3.33)$$

Nos casos em que $(T_{qs}-T_{fe})$ e $(T_{qe}-T_{fs})$ sejam iguais, ΔT_m deve ser igual a $(T_{qs}-T_{fe})$ e $(T_{qe}-T_{fs})$.

Conforme se pode constatar pela análise feita, o método DTML foi desenvolvido considerando um permutador de fluxos em contra corrente. Contudo, este mesmo método também pode ser aplicado a permutadores com fluxos paralelos, sendo que neste caso a diferença de temperaturas $(T_{qs}-T_{fe})$ tem que ser a maior diferença de temperaturas e $(T_{qe}-T_{fs})$ a menor.

Para outras combinações de fluxos, o método é semelhante, usando um fator de correção (F). Neste caso a Equação (3.22) dá origem à Equação (3.34).

$$\dot{Q}=KA \times F \times \Delta T_{ml} \quad (3.34)$$

O cálculo deste fator de correção (F) é feito considerando a eficiência de temperatura do permutador (P), a razão de capacidade térmica (R), definidas conforme a seguir se indica.

$$P=\frac{T_{ts}-T_{te}}{T_{ce}-T_{te}} \quad (3.35)$$

$$R=\frac{T_{ce}-T_{cs}}{T_{ts}-T_{te}} \quad (3.36)$$

Onde:

T_{ts} é a temperatura de saída do fluido dos tubos,

T_{te} é a temperatura de entrada do fluido dos tubos,

T_{ce} é a temperatura de entrada do fluido da carcaça, e

T_{cs} é a temperatura de saída do fluido da carcaça

A, Figura 3.20 e a Figura 3.21, permitem determinar o fator de correção (F).

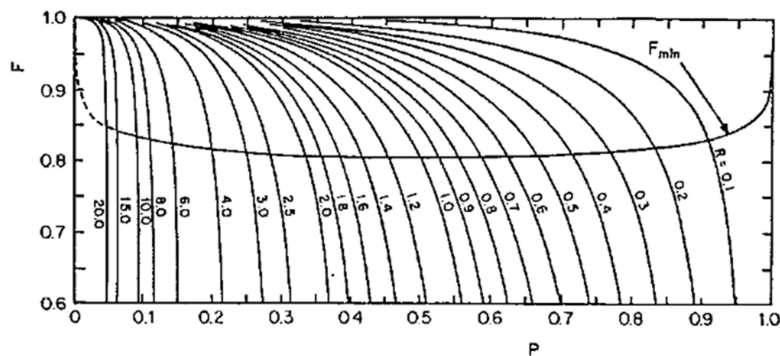


Figura 3.20 - Fator de correção F para o método DTML, em função de P e R , para um permutador 1-2, com fluido da carcaça misturado

Importado de [18]

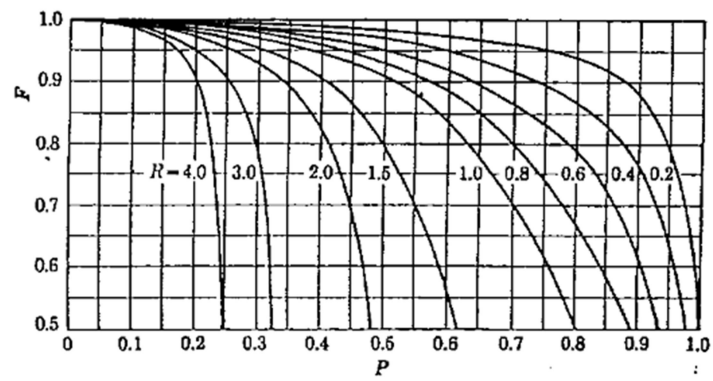


Figura 3.21 – Fator de correção F para um permutador de fluxos cruzados, com ambos os fluidos não misturados

Importado de [18]

4 Necessidades nominais anuais de energia útil para aquecimento do laboratório 4 do edifício EcoTermLab-ISQ

Antes de qualquer referência à metodologia usada no cálculo das necessidades de energia útil para aquecimento, importa fazer uma breve apresentação do próprio edifício, assim como caracterizar em termos de zona e parâmetros climáticos, a freguesia de Grijó-V. N. de Gaia, local onde ele se encontra sediado.

Tal abordagem é feita nas duas secções seguintes.

4.1 Caracterização do edifício

Atendendo ao tipo de estudo que se pretende fazer, é fundamental caracterizar o edifício em termos do reconhecimento das propriedades dos materiais e das técnicas construtivas utilizadas na envolvente do laboratório 4. Contudo, é também importante fazer uma análise desta infraestrutura, Figura 4.1, em torno de alguns outros pontos, como sejam a sua localização, a sua função, a sua estrutura arquitetónica e a referência ao seu sistema de climatização e de ventilação com a respetiva identificação dos espaços climatizados e ventilados.

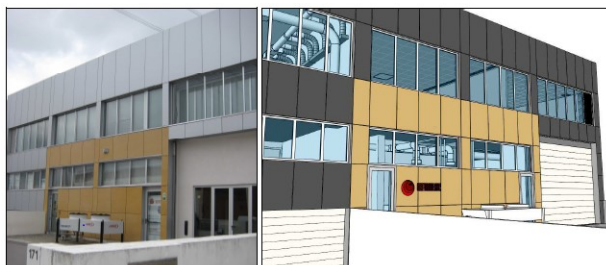


Figura 4.1 - Fachada do edifício EcoTermLab

Importado de [22]

4.1.1 Localização

No que concerne à sua localização, esta infraestrutura está situada na freguesia de Grijó, concelho de V.N. de Gaia, distrito do Porto. Em termos de coordenadas geográficas este endereço traduz-se numa Latitude de 41.043117° e numa Longitude de -8.566384° , ou $41^\circ 2' 35.221'' \text{N}$; $8^\circ 33' 58.982'' \text{W}$.

4.1.2 Função

Quanto à sua função, este edifício está essencialmente vocacionado para o apoio às “atividades de investigação e desenvolvimento de produto, processos e serviços nas áreas da

Climatização, Energias Renováveis e Eficiência Energética. Transferência de know-how e suporte técnico através da atividade de formação e consultoria formativa” [2].

4.1.3 Estrutura

Em relação à sua estrutura, o EcoTermLab é um edifício constituído por 3 pisos, sendo que dois deles têm cotas acima do solo e um outro está construído em formato de cave. Com esta configuração o edifício apresenta 1237 m² de área útil de pavimento, 3.87 m de pé direito médio, 6.417 m de altura da fachada ao solo e 96 m² de área de envidraçado [22].

A distribuição dos seus espaços por estes três pisos, assim como o seu tipo de utilização e áreas correspondentes estão resumidos nas Tabelas 4.1, 4.2 e 4.3, devidamente complementadas com as figuras representativas das plantas dos respetivos pisos, Figuras 4.2, 4.3 e 4.4.

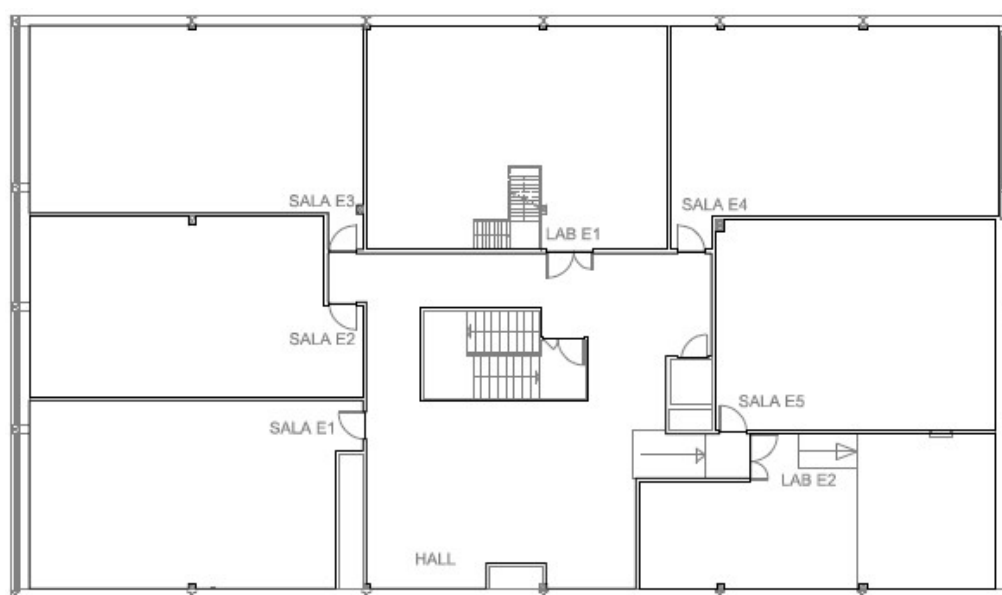


Figura 4.2 - Planta piso 1 do edifício EcoTermLab

Importado de [22]

Tabela 4.1 - Caracterização dos espaços do piso 1 do edifício EcoTermLab

Conforme [22]

<i>Espaço</i>	<i>Função</i>	<i>Área [m²]</i>	<i>Climatizada</i>	<i>Extração ar</i>
Sala de formação E1	Desenho	68.4	Sim	Não
Sala de formação E2	Teórica	66.2	Sim	Não
Sala de formação E3	Teórica	74.7	Sim	Não
Sala de formação E4	Eletrónica	75	Sim	Não
Sala de formação E5	Informática	69.4	Sim	Não
Área de circulação/estar	Circulação e convívio	108	Sim	Não
Laboratório E1	UTAN 1	79.6	Não	Não
Laboratório E2	UTAN 3	58.4	Não	Não

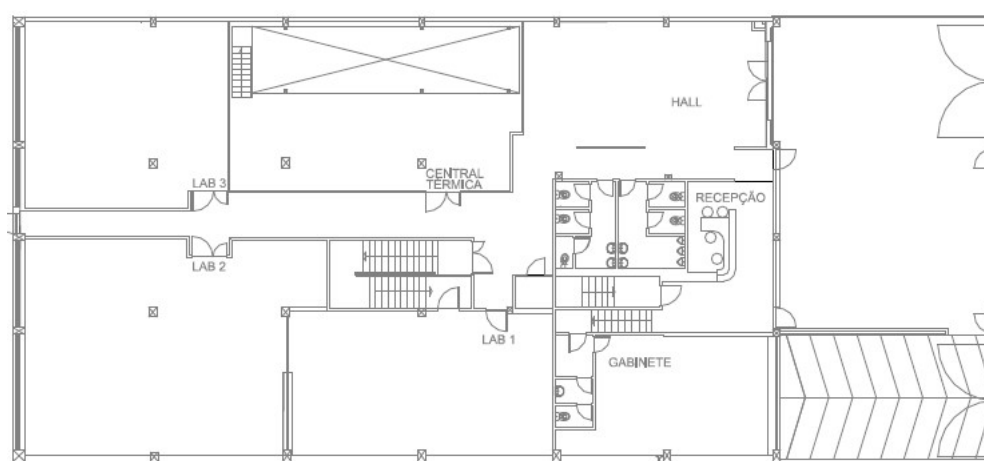


Figura 4.3 - Planta piso 0 do edifício EcoTermLab

Importado de [22]

Tabela 4.2 - Caracterização dos espaços do piso 0 do edifício EcoTermLab

Conforme [22]

<i>Espaço</i>	<i>Função</i>	<i>Área [m²]</i>	<i>Climatizada</i>	<i>Extração ar</i>
Laboratório 1	Formação	75.5	Sim	Não
Laboratório 2	Formação	116.6	Sim	Não
Laboratório 3	Formação	75.1	Sim	Não
Central térmica	Formação	97.8	Sim	Não
Gabinete e Wc	Administração	50.2	Sim (gabinete)	Não
Zona vestibular/recepção	Vestíbulo e recepção	32.9	Sim	Não
Área Circulação/estar	Circulação e convívio	131.3	Sim	Não
WC masculino	Wc	11.3	Não	Sim
WC feminino	Wc	10.1	Não	Sim

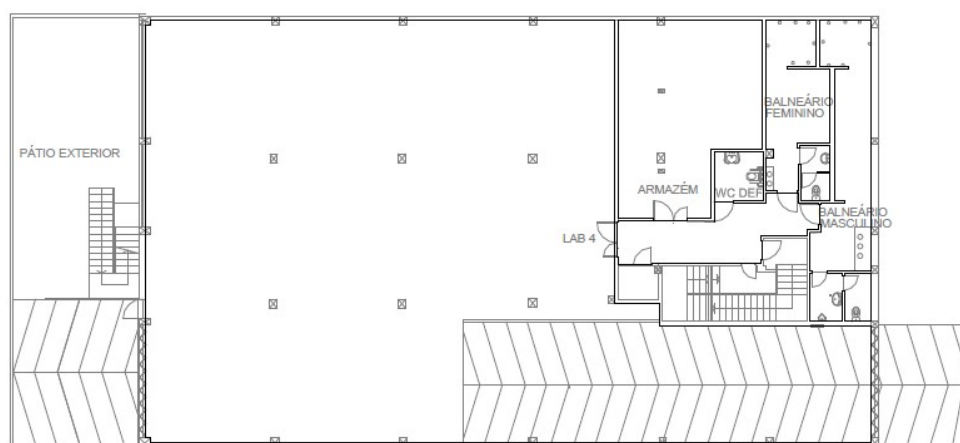


Figura 4.4 - Planta piso -1 do edifício EcoTermLab

Importado de [22]

Tabela 4.3 - Caracterização dos espaços do piso -1 do edifício EcoTermLab
Conforme [22]

<i>Espaço</i>	<i>Função</i>	<i>Área [m²]</i>	<i>Climatizada</i>	<i>Extração ar</i>
Laboratório 4	Formação	489.7	Não	Não (fortemente ventilado)
Armazém	Armazenar produtos	53.8	Sim	Não
Área de circulação	Circulação	19.8	Sim	Não
Balneários masculinos	Balneários	30	Não	Sim
Balneários femininos	Balneários	21.7	Não	Sim
Wc masculino	Wc	7	Não	Sim
Wc feminino	Wc	4	Não	Sim
Wc deficientes	Wc	5.1	Não	Sim

Em termos de informação adicional, refira-se que a Figura A1 do Anexo A mostra a composição construtiva da parede orientada a Este de contacto com o exterior, assim como o levantamento das dimensões dos componentes que são importantes para este trabalho. As restantes imagens do projeto de arquitetura e o respetivo levantamento das demais dimensões não são mostrados por não apresentarem informação adicional de relevo.

4.1.4 Propriedades dos materiais e técnicas construtivas da envolvente do laboratório 4

A identificação e caracterização dos elementos construtivos da envolvente representam um aspeto muito importante neste estudo, na medida em que é um conhecimento fundamental para o cálculo dos valores dos coeficientes de transmissão térmica Superficial (U), que será feito mais adiante. Assim, é a partir da planta da cave do edifício, representada na Figura 4.5 que se identificam os diferentes elementos da envolvente.

Acrescente-se apenas que o pé direito deste espaço é de 4.5 m. Entretanto, para uma informação mais abrangente, são integralmente apresentadas, no Anexo A, as telas do projeto de arquitetura do edifício.

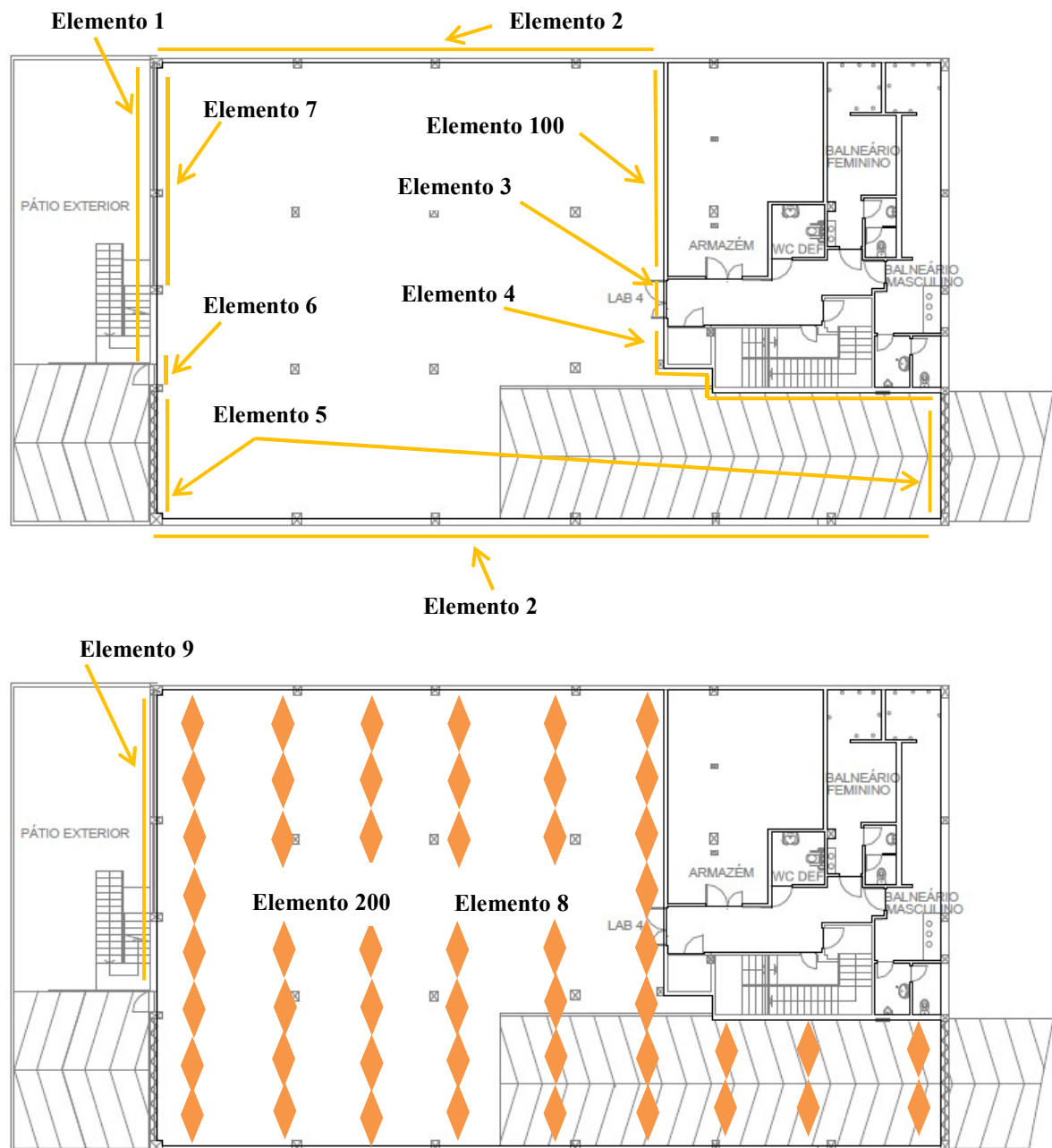


Figura 4.5 - Identificação dos elementos construtivos da envolvente do laboratório nº4

- **Elemento 1**

Este elemento da envolvente opaca é uma parede exterior que está orientada para o ponto cardinal Este, e que tem uma área de contacto com o exterior de 36.7 m^2 .

Quanto à sua composição em termos construtivos, ela está ilustrada na Figura 4.6, e é a seguinte:

- Reboco exterior, com uma espessura de $0,015 \text{ m}$;
- Bloco de betão, com uma espessura de $0,25 \text{ m}$;
- Reboco, com uma espessura de $0,02 \text{ m}$;
- Poliestireno expandido extrudido (XPS), com uma espessura de $0,06 \text{ m}$;
- Bloco de betão, com uma espessura de $0,25 \text{ m}$;
- Reboco interior, com uma espessura de $0,02 \text{ m}$.



Figura 4.6 - Elemento 1 características construtivas

Importado de [22]

- **Elemento 2**

Este elemento da envolvente opaca refere-se às duas paredes laterais do edifício em contacto com os edifícios adjacentes, orientadas a Norte e a Sul, e que tem uma área de 238 m^2 .

Quanto à sua composição em termos construtivos, ela está ilustrada na Figura 4.7, e é a seguinte:

- Reboco exterior, com uma espessura de $0,025 \text{ m}$;
- Bloco de betão, com uma espessura de $0,2 \text{ m}$;
- Reboco, com uma espessura de $0,025 \text{ m}$;



Figura 4.7 - Elemento 2 características construtivas

Importado de [22]

- **Elemento 3**

Este elemento da envolvente refere-se à porta interior de acesso ao laboratório 4, e que tem uma área de 3.5 m^2 .

Quanto à sua composição em termos construtivos, ela está ilustrada na Figura 4.8, e é a seguinte:

- Madeira maciça, com uma espessura de 0.04 m



Figura 4.8 - Elemento 3 características construtivas

Importado de [22]

- **Elemento 4**

Este elemento da envolvente opaca refere-se à parede interior que separa o laboratório 4 de um espaço não útil, e que tem uma área de 58.7 m^2 .

Quanto à sua composição em termos construtivos, ela está ilustrada na Figura 4.9, e é a seguinte:

- Reboco exterior, com uma espessura de $0,025 \text{ m}$;
- Tijolo, com uma espessura de 0.20 m ;
- Reboco, com uma espessura de $0,025 \text{ m}$;



Figura 4.9 - Elemento 4 características construtivas

Importado de [22]

- **Elemento 5**

Este elemento da envolvente opaca refere-se aos dois portões de acesso do laboratório 4 ao exterior, orientados para os pontos cardeais Este e Oeste, e que tem uma área de 35.6 m^2 .

Quanto à sua composição em termos construtivos, ela está ilustrada na Figura 4.10, e é a seguinte:

- Pannel simples em aço sem isolamento térmico



Figura 4.10 - Elemento 5 características construtivas

Importado de [23]

- **Elemento 6**

Este elemento da envolvente refere-se à porta de segurança de acesso do laboratório ao exterior, com uma área de 4 m^2 , e orientada para o ponto cardinal Este.

Quanto à sua composição em termos construtivos, ela está ilustrada na Figura 4.11, e é a seguinte:

- Porta corta-fogo



Figura 4.11 - Elemento 6 características construtivas

Importado de [22]

- **Elemento 7**

Este elemento da envolvente refere-se ao vão envidraçado existente na parede do fundo do edifício, com 7.70 m^2 de área de envidraçado e 9.2 m^2 de área total (envidraçado e caixilharia), estando orientado para ao ponto cardinal Este.

Quanto à sua composição em termos construtivos, ela está ilustrada na Figura 4.12, e é a seguinte:

- Caixilharia metálica;
- Vidro simples do tipo incolor, com uma espessura de 4 mm;
- Janela dupla;
- Sem corte térmico;
- Sem Proteção interior.



Figura 4.12 - Elemento 7 características construtivas
Importado de [22]

- **Elemento 8**

Este elemento da envolvente refere-se ao pavimento em contacto com o solo, que tem uma área e um perímetro de 489.7 m^2 , e de 106.3 respetivamente.

Quanto à composição do pavimento em termos construtivos, ela é a seguinte:

- Betão, com uma espessura de 0.26 m ;
- Betonilha, com uma espessura de 0.04 m ;
- Isolamento perimetral horizontal em XPS, com uma espessura de 0.04 m ;
- Reboco, com uma espessura de 0.02 m

- **Elemento 9**

Este elemento da envolvente refere-se à parede do fundo do edifício, que se encontra enterrada, em contacto com o solo, com uma área de 12 m^2 , estando orientado para ao ponto cardeal Este.

Quanto à sua composição em termos construtivos, ela está ilustrada na Figura 4.13, e é a seguinte:

- Reboco exterior, com uma espessura de 0.025 m ;
- Bloco de betão, com uma espessura de 0.25 m ;
- Reboco, com uma espessura de 0.025 m ;



Figura 4.13 - Elemento 9 características construtivas
Importado de [22]

- **Elemento 100**

Este elemento da envolvente opaca interior refere-se à parede que separa o laboratório 4 do armazém, e que tem uma área de 13.6 m².

Quanto à sua composição em termos construtivos, ela é a seguinte:

- Reboco exterior, com uma espessura de 0,025 m;
- Tijolo, com uma espessura de 0.20 m;
- Reboco, com uma espessura de 0,025 m;

- **Elemento 200**

Este elemento da envolvente do laboratório 4, representado na Figura 4.14, refere-se à laje divisória do piso -1/piso 0, com as seguintes características:

- Espessura de 0.35 m.
- Isolamento no teto em XPS com 0.08 m de espessura
- Isolamento sobre o pavimento do piso superior (pavimento do piso 1) em XPS de 0.03 m



Figura 4.14 – Elemento 200, características construtivas

Importado de [22]

4.1.5 Sistemas de climatização e de ventilação

O edifício está equipado com um sistema de climatização centralizado, sendo que o arrefecimento é assegurado por um Chiller e o aquecimento por uma caldeira de condensação. Quanto às potências térmicas instaladas, elas são de 75 kW para o aquecimento e de 60.1 kW para o arrefecimento.

Por outro lado o sistema é complementado com unidades de tratamento de ar, unidades de tratamento de ar novo e ventiloconvectores instalados nos espaços a climatizar, onde se verificam as permutas da energia térmica produzida. Deste modo, todos os espaços climatizados também recebem ar novo tratado e climatizado por uma unidade de tratamento de ar novo com recuperador de calor

Pode assim dizer-se que o sistema de climatização em causa é híbrido, porquanto usa um sistema de tubagem para tratamento de ar novo e ventiloconvectores individuais nas áreas que se pretendem climatizar.

Dada a sua relevância deve referir-se que o edifício possui um sistema de Gestão Técnica Centralizada sobre o sistema de controlo. Nomeadamente gerindo e contabilizando os seus consumos de energia.

Quanto às águas sanitárias, o seu aquecimento é feito através de painéis solares térmicos, sendo que a potência de apoio do aquecimento das águas quentes sanitárias está englobada na potência considerada para o aquecimento ambiente [22].

O EcoTermLab é assim uma estrutura que, no que concerne ao desempenho energético dos edifícios, respeita as exigências estabelecidas na legislação em vigor à data da sua construção, estando em conformidade com os Decretos-Lei 78,79 e 80 de 2006, já anteriormente referidos.

4.2 Caracterização da freguesia de Grijó - V. N. de Gaia em termos dos parâmetros e zonas climáticas

Os valores dos parâmetros climáticos representam uma informação de grande importância para o conhecimento e caracterização dos climas e até das condições meteorológicas das diferentes zonas territoriais. Eles são obtidos a partir dos valores de referência relativos a cada região conforme a Nomenclatura das Unidades Territoriais para Fins Estatísticos (NUTS) de nível III, sendo seguidamente ajustados em função da altura de cada localidade.

A correção dos parâmetros climáticos acima referida deve ser feita conforme a Equação (4.1).

$$X = X_{REF} + a(z - z_{REF}) \quad (4.1)$$

Onde

X é o parâmetro climático em causa;

X_{REF} é o parâmetro climático de referência para a localidade em causa conforme NUTS III;

a é o declive para a correção linear da altitude da localidade em causa conforme NUTS III;

z é a altitude da localidade em causa conforme NUTS III, e

z_{REF} é a altitude de referência para a localidade em causa conforme NUTS III

Em termos de estação de aquecimento, os parâmetros climáticos mais relevantes e que se devem conhecer, são os seguintes:

- O número de graus-dias, na base de 18 °C, correspondente à estação convencional de aquecimento (GD) [°C],
- A duração da estação de aquecimento (M) [meses],
- A temperatura exterior média do mês mais frio da estação de aquecimento ($\theta_{ext,i}$) [°C],
- A energia solar média mensal durante a estação, recebida numa superfície vertical orientada a Sul (G_{Sul}), [kWh/m²·mês].

Por sua vez para a estação de arrefecimento, importa considerar os seguintes parâmetros climáticos:

- Duração da estação (L_v) [meses],
- Temperatura exterior média ($\theta_{ext,v}$), [°C],
- Energia solar acumulada durante a estação, recebida na horizontal (inclinação 0°) e em superfícies verticais (inclinação 90°) para os quatro pontos cardeais e os quatro colaterais (I_{sol}), [kWh/m²].

No que respeita às zonas climáticas de um território, pode dizer-se que a sua definição é baseada nos parâmetros meteorológicos e climáticos das respetivas localidades e que se revela muito importante para a aplicação dos requisitos de qualidade térmica da envolvente dos edifícios. Neste contexto, e dada a relevância destas matérias para o estudo em questão, convém referir que a divisão climática do nosso país contempla três zonas de Verão, normalmente designadas por *V1*, *V2* e *V3*, e três zonas de Inverno com idêntica designação *I1*, *I2* e *I3*.

Estas zonas climáticas têm, por um lado, os seus limites adaptados à divisão geográfica e concelhia do país, por outro, estão relacionados com o número de graus-dias (*GD*) no caso da estação de aquecimento, e com as temperaturas médias exteriores ($\theta_{ext,v}$) no caso da estação convencional de arrefecimento [24]. Assim, mais concretamente:

- No que concerne à divisão climática de Portugal, ela fundamenta-se na Nomenclatura das Unidades Territoriais para Fins Estatísticos (NUTS) de nível III, composta pelos municípios do país [24],
- No que diz respeito à zona climática de Inverno, estação de aquecimento, ela reporta-se ao número de graus-dias com base em 18 [°C], sendo classificada como *I1*, *I2* ou *I3* consoante o número de graus-dias que lhe corresponde [24].
- No que toca à zona climática de Verão, estação de arrefecimento, ela é definida a partir da temperatura média exterior que lhe é correspondente ($\theta_{ext,v}$) [24].

A Figura 4.15 apresenta a identificação das localidades com as respetivas zonas climáticas de Verão e de Inverno.

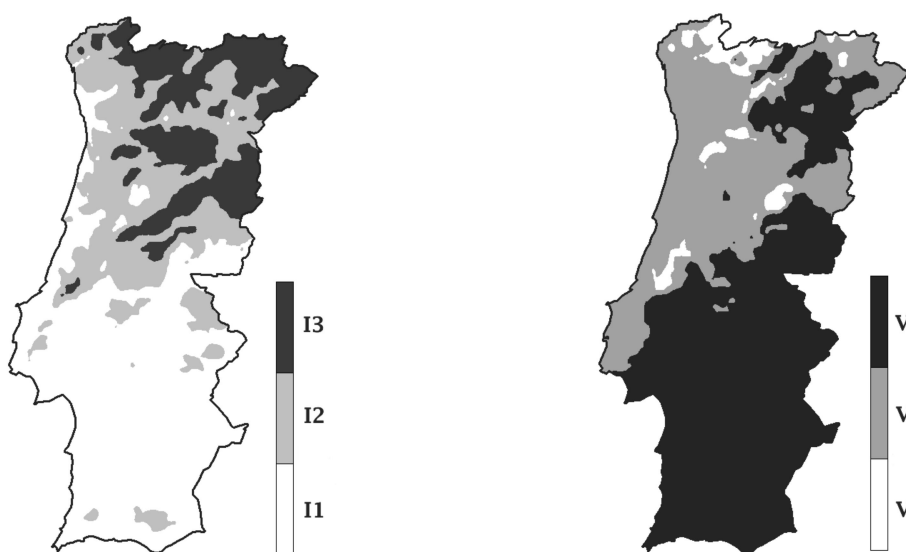


Figura 4.15 - Zonas climáticas de inverno (esq.) e de verão (dir.) no continente

Importado de [24]

4.2.1 Identificação da freguesia de Grijó - V. N. de Gaia com NUTS III

Centrando a análise no caso concreto da freguesia de Grijó em Vila Nova de Gaia, local onde está sediado o edifício EcoTermLab, constata-se que, conforme a Nomenclatura das Unidades Territoriais para Fins Estatísticos (NUTS) de nível III, referida na Tabela 01 do Despacho n.º 15793-F/2013, este município pertence à zona do Grande Porto.

4.2.2 Número de Graus Dia

O número de graus-dias (GD) correspondentes à estação de aquecimento relativos à freguesia de Grijó - V. N. Gaia, é calculado na base de 18 [°C], considerando os parâmetros de referência para o Grande Porto, e o declive para a correção linear da altitude de Grijó - V. N. Gaia, conforme a Equação (4.2).

$$GD = GD_{REF} + a(z - z_{REF}) \quad (4.2)$$

Onde

- GD é o número de graus-dia para Grijó - V. N. de Gaia [°C];
- GD_{REF} é o número de graus-dias de referência para o Grande Porto [°C];
- a é o declive para a correção linear da altitude de Grijó - V. N. Gaia [°C/km];
- z é a altitude de Grijó - V. N. de Gaia [km], e
- z_{REF} é a altitude de referência para o Grande Porto [km].

Os valores de referência relativos ao número de graus-dias (GD_{REF}), e da altitude (Z_{REF}), para o Grande Porto, assim como o declive (a), necessários para o ajuste em altitude do número de graus-dia para V. N. de Gaia (GD), são valores que constam no Despacho normativo acima referido, e são os seguintes:

- $GD_{REF} = 1250$ [°C],
- $Z_{REF} = 94$ [m],
- $a = 1600$ [°C/Km]

Por sua vez, o valor da altitude (z) da freguesia de Grijó, V. N. de Gaia foi obtido por consulta digital de um mapa topográfico interativo. O valor encontrado para a altitude deste local foi de 134 m, conforme se pode constatar a partir da Figura 4.16.

Vila Nova de Gaia



Figura 4.16 - Obtenção do valor da altitude (a) referente a Grijó V. N. de Gaia

Importado de [25]

Fazendo a introdução dos valores das variáveis acima encontradas na Equação (4.2) obtém-se o valor de GD para a localidade da freguesia de Grijó V. N. de Gaia.

$$GD = 1250 + 1600 \times (134 \times 10^{-3} - 94 \times 10^{-3})$$

$$GD = 1314 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

4.2.3 Duração da estação de aquecimento

Quanto à duração da estação de aquecimento (M), ela é calculada de modo idêntico, através da Equação (4.3).

$$M = M_{REF} + a(z - z_{REF}) \quad (4.3)$$

Onde

M é a duração da estação de aquecimento de Grijó - V. N. Gaia [meses];

M_{REF} é a duração da estação de aquecimento de referência para o Grande Porto [meses];

a é o declive para a correção linear da altitude de Grijó - V. N. Gaia [mês/km];

z é a altitude de Grijó - V. N. de Gaia [km];

z_{REF} é a altitude de referência para o Grande Porto [km]

Os valores de referência relativos à duração da estação de aquecimento (M_{REF}), e da altitude (z_{REF}), para o Grande Porto, assim como o declive (a), necessários para o ajuste em altitude da duração da estação de aquecimento para V. N. de Gaia (M), são valores que constam no Despacho normativo acima referido, e são os seguintes:

- $M_{REF} = 6.2$ [meses],

- $z_{REF} = 94$ [m],

- $a = 2$ [mês/Km]

Fazendo a introdução dos valores das variáveis na Equação (4.3), obtém-se o valor da duração da estação de aquecimento desta localidade.

$$M = 6.2 + 2 \times (134 \times 10^{-3} - 94 \times 10^{-3})$$

$$M = 6.3 \quad [\text{meses}]$$

4.2.4 Temperatura exterior média do mês mais frio da estação de aquecimento

A determinação da temperatura exterior média do mês mais frio da estação de aquecimento ($\theta_{ext,i}$), para a freguesia de Grijó V. N. Gaia, deve seguir uma metodologia idêntica à que foi seguida nos casos anteriores. Assim, a partir da Equação (4.4).

$$\theta_{ext,i} = (\theta_{ext,i})_{REF} + a(z - z_{REF}) \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (4.4)$$

Onde

$\theta_{ext,i}$ é a temperatura média do mês mais frio da estação de aquecimento de Grijó - V. N. Gaia [$^{\circ}\text{C}$],

$(\theta_{ext,i})_{REF}$ é a temperatura média do mês mais frio da estação de aquecimento de referência para o Grande Porto [$^{\circ}\text{C}$]

a é o declive para a correção linear da altitude de Grijó - V. N. Gaia [$^{\circ}\text{C}/\text{km}$];

z é a altitude de Grijó - V. N. de Gaia [km], e

z_{REF} é a altitude de referência para o Grande Porto [km]

Os valores de referência relativos à temperatura média do mês mais frio da estação de aquecimento $(\theta_{ext,i})_{REF}$, e da altitude (z_{REF}) , para o Grande Porto, assim como o declive (a) , necessários para o ajuste em altitude da temperatura média do mês mais frio da estação de aquecimento $(\theta_{ext,i})$, são valores que constam no Despacho normativo acima referido, e são os seguintes:

- $(\theta_{ext,i})_{REF} = 9.9$ [$^{\circ}\text{C}$],

- $z_{REF} = 94$ [m],

- $a = -7$ [$^{\circ}\text{C}/\text{Km}$]

Fazendo a introdução dos valores das variáveis na Equação (4.4) obtém-se o valor da duração da estação de aquecimento desta localidade.

$$\theta_{ext,i} = 9.9 - 7 \times (134 \times 10^{-3} - 94 \times 10^{-3})$$

$$\theta_{ext,i} = 9.6 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

4.2.5 Energia solar média mensal durante a estação de aquecimento, recebida numa superfície vertical orientada a Sul

Para o Grande Porto, segundo NUTS III, a energia solar média mensal durante a estação de aquecimento, recebida numa superfície vertical orientada a Sul (G_{Sul}), tem um valor de referência de 130 [$\text{kWh}/\text{m}^2 \cdot \text{mês}$], conforme consta na Tabela 04 ilustrada no Despacho n.º 15793-F/2013.

Refira-se a título complementar que para o caso específico do concelho de V.N. Gaia o valor deste parâmetro climático pode ser encontrado recorrendo ao programa SolTerm, donde resulta um valor para G_{Sul} igual a 121 [$\text{kWh}/\text{m}^2 \cdot \text{mês}$], conforme se pode constatar a partir da Figura 4.17.

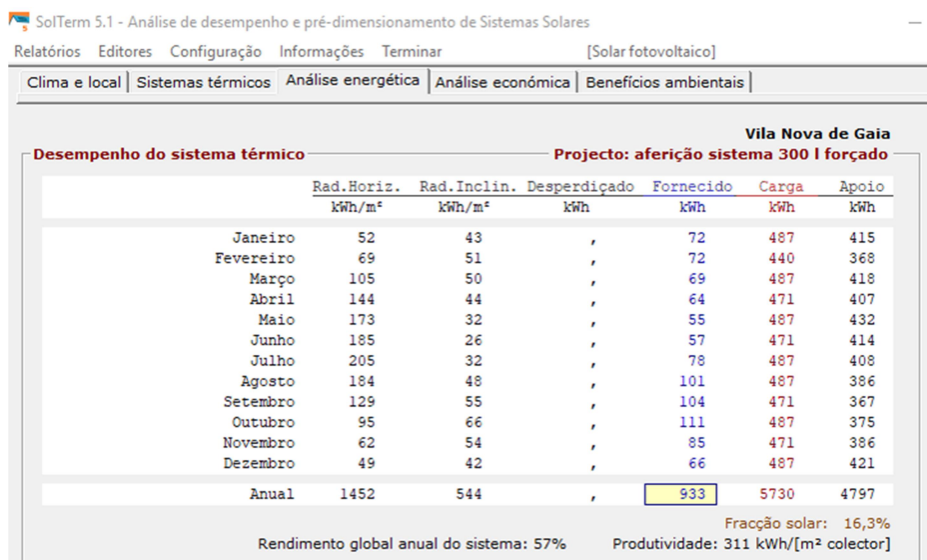


Figura 4.17 - Energia solar média mensal recebida numa superfície vertical orientada a Sul em V.N. Gaia

4.2.6 Duração da estação de arrefecimento

A estação de arrefecimento tem uma duração (L_v) de 4 meses ou 2928 horas, consoante indicação referida no ponto 1 do capítulo 2.2 do Despacho n.º 15793-F/2013.

4.2.7 Temperatura exterior média na estação de arrefecimento

A determinação da temperatura média exterior correspondente à estação convencional de arrefecimento ($\theta_{ext,v}$), para a freguesia de Grijó – V. N. Gaia, deve seguir uma metodologia idêntica à que foi seguida nos casos anteriores. Assim, a partir da Equação (4.5).

$$\theta_{ext,v} = (\theta_{ext,v})_{REF} + a(z - z_{REF}) \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (4.5)$$

Onde

$\theta_{ext,v}$ é a temperatura exterior média correspondente à estação de arrefecimento relativa a Grijó - V. N. Gaia [$^{\circ}\text{C}$],

$(\theta_{ext,v})_{REF}$, a temperatura exterior média de referência correspondente à estação de arrefecimento para o Grande Porto [$^{\circ}\text{C}$]

a é o declive para a correção linear da altitude de Grijó - V. N. Gaia [$^{\circ}\text{C}/\text{km}$];

z é a altitude de Grijó - V. N. de Gaia [km], e

z_{REF} é a altitude de referência para o Grande Porto [km]

Os valores de referência relativos à temperatura média exterior da estação de arrefecimento $(\theta_{ext,v})_{REF}$, e da altitude (z_{REF}), para o Grande Porto, assim como o declive (a), necessários para o ajuste em altitude da temperatura média do mês mais frio da estação de aquecimento ($\theta_{ext,v}$), são valores que constam no Despacho normativo acima referido, e são os seguintes:

- $(\theta_{ext,v})_{REF} = 20.9 [^{\circ}\text{C}]$,

- $z_{REF} = 94 [\text{m}]$,

- $a = 0 [^{\circ}\text{C}/\text{Km}]$

Introduzindo os valores respetivos na Equação (4.5), obtém-se o valor deste parâmetro.

$$\theta_{ext,v}=20.9+0\times(134\times10^{-3}-94\times10^{-3})$$

$$\theta_{ext,v}=20.9 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

4.2.8 Energia solar acumulada durante a estação de arrefecimento

A energia solar recebida e acumulada nos meses compreendidos entre junho e setembro por uma superfície dependem da sua inclinação e orientação solar. Estes valores encontram-se registados na Tabela 05 do Despacho n.º 15793-F/2013.

Para superfícies horizontais, cuja inclinação é 0° , a energia recebida pela superfície tem um valor de $800 \text{ [kWh/m}^2\text{]}$.

Em superfícies verticais, cuja inclinação é 90° , a energia recebida pela superfície depende da sua orientação solar, sendo registados os valores seguintes:

- Orientação Norte, $220 \text{ [kWh/m}^2\text{]}$.
- Orientação Este, $490 \text{ [kWh/m}^2\text{]}$.
- Orientação Sul, $425 \text{ [kWh/m}^2\text{]}$.
- Orientação Oeste, $490 \text{ [kWh/m}^2\text{]}$.

4.2.9 Identificação da freguesia de Grijó - V. N. de Gaia com a Zona Climática de Inverno

Para associar a freguesia de Grijó com a respetiva zona climática de Inverno, deve levar-se em linha de conta o número de graus-dias (GD) na base de $18 [^{\circ}\text{C}]$, entretanto já calculado na secção 4.2.2, tendo-se chegado ao valor de $1314 [^{\circ}\text{C}]$.

Analisando este resultado, constata-se que o número de graus-dias está compreendido entre $1300 [^{\circ}\text{C}] < 1314 [^{\circ}\text{C}] \leq 1800 [^{\circ}\text{C}]$. Assim, segundo o critério referido na Tabela 02 do Despacho n.º 15793-F/2013 para a determinação das zonas climáticas de inverno, pode-se concluir que a freguesia de Grijó em V. N. de Gaia pertence à zona climática de Inverno, I2.

4.2.10 Identificação da freguesia de Grijó - V. N. de Gaia com a Zona Climática de Verão

De modo idêntico ao ponto anterior para associar a freguesia de Grijó com a respetiva zona climática de verão, deve considerar-se a temperatura média exterior ($\theta_{ext,v}$), que conforme calculado em 4.2.7 tem um valor de $20.9 [^{\circ}\text{C}]$.

Pela análise deste resultado, e conforme a metodologia indicada em [24], conclui-se que a freguesia de Grijó em V. N. de Gaia se enquadra na zona climática de verão V2, pois ($\theta_{ext,v}$) está compreendido entre $20 [^{\circ}\text{C}] < 20.9 [^{\circ}\text{C}] \leq 22 [^{\circ}\text{C}]$.

A Tabela 4.4 e a Tabela 4.5 apresentam respetivamente os parâmetros climáticos para a estação de arrefecimento e de aquecimento, calculados anteriormente e referentes à freguesia de Grijó, V. N. de Gaia.

Tabela 4.4 – Zona e parâmetros climáticos para a estação arrefecimento

Zona climática de verão	V2
Duração da estação de arrefecimento (L_v)	4 Meses
Temperatura média exterior da estação convencional de arrefecimento $\theta_{ext,v}$	20.9 [°C]
	Superfície posicionada na Horizontal 800 [kWh/m ²]
	Superfície Vertical orientada a Norte 220 [kWh/m ²]
Energia solar acumulada na estação de arrefecimento (I_{sol})	Superfície Vertical orientada a Este 490 [kWh/m ²]
	Superfície Vertical orientada a Sul 425 [kWh/m ²]
	Superfície Vertical orientada a Oeste 490 [kWh/m ²]

Tabela 4.5 - Zona e Parâmetros climáticos para a estação de aquecimento

Zona climática de Inverno	I2
Número de graus-dias (GD)	1314 [°C]
Duração da estação de aquecimento (M)	6.3 Meses
Temperatura exterior média do mês mais frio da estação de aquecimento ($\theta_{ext,i}$)	9.6 [°C]
Energia solar média mensal durante a estação de aquecimento, recebida numa superfície vertical orientada a Sul (G_{Sul})	130 [kWh/m ² ·mês]

4.3 Metodologia e Cálculo das necessidades nominais anuais de energia útil para aquecimento

A metodologia de análise que está associada ao cálculo das necessidades de energia útil para aquecimento do laboratório 4 do edifício, baseia-se num balanço térmico em torno do espaço a aquecer, de modo a considerar que tais necessidades correspondem à diferença entre as perdas e os ganhos registados no referido espaço, conforme se esquematiza na Figura 4.18.

Assim, por um lado são consideradas as perdas devidas à transferência de calor por transmissão através da envolvente exterior e interior, e as devidas à transferência de calor pela ventilação e renovação de ar; por outro são considerados os ganhos térmicos úteis devidos à radiação solar e às fontes internas.

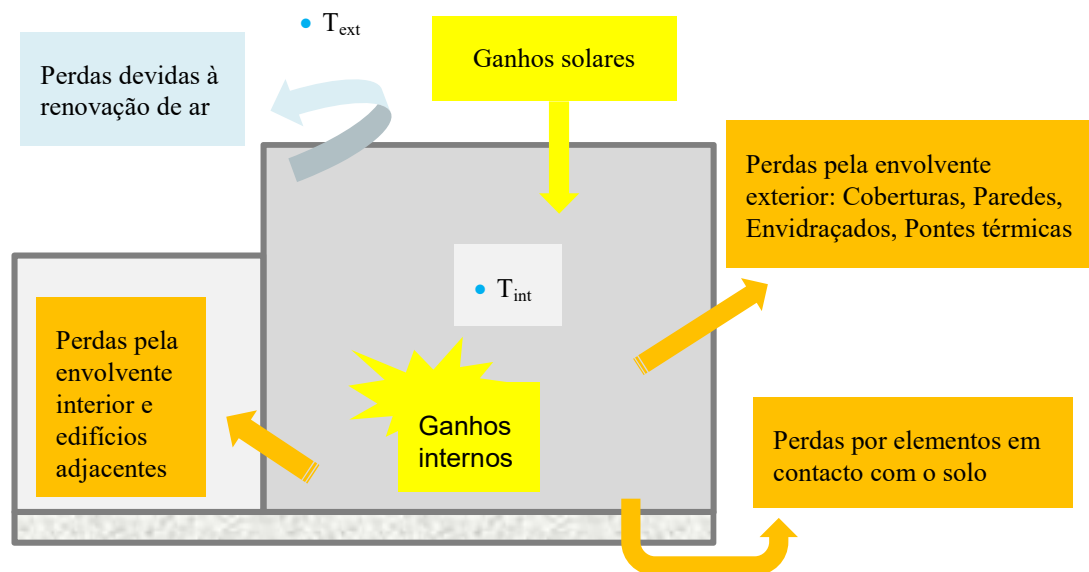


Figura 4.18 - Esquema de balanço térmico

A resolução desta equação de balanço exige entretanto a determinação de vários parâmetros, que serão calculados por forma a garantir a concordância com as diretivas europeias respetivas. Diretivas, essas, entretanto devidamente enquadradas na legislação nacional, através do Dec. Lei nº118/2013, de 20 de agosto, e nos respetivos despachos que lhe estão agregados, nomeadamente, Despacho n.º 15793-I/2013 e o Despacho n.º 15793-K/2013.

Assim, o desenvolvimento do método de cálculo que permite obter o valor das necessidades anuais de energia útil para aquecimento do laboratório 4 do edifício EcoTermLab, segue e aplica a metodologia de cálculo fundamentada nos referidos documentos legais.

De uma forma resumida a sequência de cálculo é a seguinte:

- Determinação dos coeficientes de transmissão térmica superficial (U) associados aos elementos da envolvente opaca exterior e interior, assim como os associados aos elementos em contacto com o solo (U_{bf}), e (U_{bw}), e os associados aos elementos envidraçados (U_w);
- Determinação dos coeficientes de transmissão térmica linear (Ψ) associados às pontes térmicas lineares;
- Determinação do coeficiente global de transferência de calor por transmissão pela envolvente na estação de aquecimento ($H_{tr,i}$), seguido do cálculo da transferência de calor por transmissão através da envolvente ($Q_{tr,i}$);
- Determinação do coeficiente global de transferência de calor por ventilação ($H_{ve,i}$) para de seguida ser feito o cálculo das perdas de calor por renovação de ar ($Q_{ve,i}$);
- Determinação dos ganhos térmicos úteis ($Q_{gu,i}$) do espaço em causa, considerando os ganhos brutos associados aos ganhos térmicos provenientes de fontes internas ($Q_{int,i}$), e aos ganhos térmicos provenientes da radiação solar na estação de aquecimento ($Q_{sol,i}$);
- Determinação das necessidades nominais anuais de energia útil para aquecimento (N_{ic}), com base num balanço térmico, a partir do conhecimento do valor da transferência de calor por transmissão através a envolvente ($Q_{tr,i}$), do valor da transferência de calor por ventilação ($Q_{ve,i}$), e do valor dos ganhos térmicos úteis ($Q_{gu,i}$), previamente determinados.

4.3.1 Coeficientes de transmissão térmica superficial

O coeficiente de transmissão térmica superficial (U) de um elemento construtivo é um parâmetro fundamental para caracterizar a transferência de calor que se verifica entre dois ambientes que estão a diferentes temperaturas e que são por ele separados. O seu valor está assim associado às propriedades dos materiais que o constituem e às técnicas e características construtivas que o identificam.

Pode dizer-se que “o coeficiente de transmissão térmica superficial em zona corrente, U , é a quantidade de calor por unidade de tempo que atravessa uma superfície de área unitária desse elemento da envolvente por unidade de diferença de temperatura entre os ambientes que ele separa” [26].

4.3.1.1 Elementos da envolvente opaca

O cálculo do coeficiente de transmissão térmica superficial (U), considerando os elementos opacos constituídos por um ou vários materiais em camadas de espessura constante deve ser efetuado com base na Equação (4.6).

Refira-se entretanto que não são considerados neste critério os elementos que envolvem transferência de calor para o solo, elementos de preenchimento de fachadas-cortina e vãos envidraçados e não envidraçados, compreendendo janelas e portas, e elementos permeáveis ao ar.

$$U = \frac{1}{R_{si} + \sum_j R_j + R_{se}} \quad [\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}] \quad (4.6)$$

Onde:

R_j é a resistência térmica da camada “j” [$\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W}$];

R_{si} é a resistência térmica interior [$\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W}$], e

R_{se} é a resistência térmica exterior [$\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W}$].

Quanto aos valores das resistências superficiais, (R_{si}) e (R_{se}) eles são obtidos por consulta da Tabela 1 do Despacho 15793 K/2013 [24].

Por sua vez os valores das resistências térmicas (R_j) respeitantes aos constituintes dos elementos da envolvente opaca, eles são conhecidos por consulta direta das tabelas anexas da publicação do LNEC-ITE50 [27].

Nos casos em que estes valores não estejam tabelados, eles terão que ser calculados com base em modelos matemáticos indicados na bibliografia, conforme descrito na secção 3.1.1.

Posto isto, pode então agora, proceder-se à determinação dos coeficientes de transmissão térmica superficial (U) dos elementos da envolvente opaca do laboratório 4.

- **Elemento 1 (U_1) - Parede exterior orientada para Este**

Considerando fluxo horizontal, temos:

- A resistência térmica exterior (R_{se}) com um valor de $0.04 [\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W}]$
- A resistência térmica interior (R_{si}) com um valor de $0.13 [\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W}]$

Por sua vez os valores da condutibilidade e da resistência térmica dos materiais constituintes do elemento 1 da envolvente opaca estão ilustrados na Tabela 4.6 e na Tabela 4.7 respetivamente. Tabela estas que indicam também o modo como estes valores foram obtidos.

Tabela 4.6 - Valores da condutibilidade térmica dos constituintes do elemento 1 da envolvente

<i>Material</i>	<i>Condutibilidade térmica λ [W/m·°C]</i>	<i>Modo de Determinação</i>
Reboco Exterior	1.3	Quadro I.2, [27]
Bloco de betão	-	-
Reboco	1.3	Quadro I.2, [27]
Poliestireno expandido extrudido (XPS)	0.037	Quadro I.1, [27]
Bloco de betão	-	-
Reboco interior	1.3	Quadro I.2, [27]

Tabela 4.7 - Valores da resistência térmica dos constituintes do elemento 1 da envolvente

<i>Material</i>	<i>Resistência térmica R_i [m²·°C/W]</i>	<i>Modo de Determinação</i>
Reboco Exterior	0.0115	$R_t=0.015/1.3$
Bloco de betão	0.3300	Quadro I.5, [27]
Reboco	0.0154	$R_t=0.020/1.3$
Poliestireno expandido extrudido (XPS)	1.6216	$R_t=0.060/0.037$
Bloco de betão	0.3300	Quadro I.5, [27]
Reboco interior	0.0154	$R_t=0.020/1.3$

Depois de todos os valores das resistências térmicas das camadas conhecidas, pode determinar-se o valor do coeficiente de transmissão térmica superficial (U_1) deste elemento da envolvente. Para isso basta substituir os valores obtidos na Equação (4.6), donde resulta

$$U_1 = \frac{1}{0.13 + (0.0115 + 0.33 + 0.0154 + 1.6216 + 0.33 + 0.0154) + 0.04}$$

$$U_1 = 0.40 \quad [\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}]$$

- **Elemento 2 (U_2) - Paredes laterais em contacto com as frações autónomas adjacentes**

Atendendo a que neste caso se está perante uma situação em que o elemento em causa separa o espaço interior da fração considerada de um outro de um edifício adjacente, devem ser consideradas duas resistências térmicas superficiais interiores (R_{si}), correspondentes ao espaço

interior considerado e a um espaço não útil respetivamente. Considerando ainda que o fluxo é horizontal, temos:

- A resistência térmica interior (R_{si}) com um valor de $0.13 \text{ [m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W]}$

Por sua vez os valores da condutibilidade e da resistência térmica dos materiais constituintes do elemento 2 da envolvente opaca estão ilustrados na Tabela 4.8 e na Tabela 4.9, respetivamente. Tabela estas que indicam também o modo como estes valores foram obtidos.

Tabela 4.8 - Valores da condutibilidade térmica dos constituintes do elemento 2 da envolvente

<i>Material</i>	<i>Condutibilidade térmica λ [W/m·°C]</i>	<i>Modo de Determinação</i>
Reboco Exterior	1.3	Quadro I.2, [27]
Bloco de betão	-	-
Reboco	1.3	Quadro I.2, [27]

Tabela 4.9 - Valores da resistência térmica dos constituintes do elemento 2 da envolvente

<i>Material</i>	<i>Resistência térmica R_j [m²·°C/W]</i>	<i>Modo de Determinação</i>
Reboco Exterior	0.0192	$R_t=0.025/1.3$
Bloco de betão	0.3300	Quadro I.5, [27]
Reboco	0.0192	$R_t=0.025/1.3$

Depois de todos os valores das resistências térmicas das camadas conhecidas, pode determinar-se o valor do coeficiente de transmissão térmica superficial (U_2) deste elemento da envolvente. Para isso basta substituir os valores obtidos na Equação (4.6), donde resulta

$$U_2 = \frac{1}{0.13 + (0.0192 + 0.33 + 0.0192) + 0.13}$$

$$U_2 = 1.59 \quad [\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}]$$

- **Elemento 3 (U_3) - Porta interior de acesso ao laboratório 4**

Relativamente ao elemento 3 da envolvente, os valores da sua condutibilidade e da sua resistência térmica têm os valores e foram determinados conforme se indica na Tabela 4.10.

Tabela 4.10 - Valor da condutibilidade térmica do elemento 3 da envolvente

<i>Material</i>	<i>Condutibilidade térmica λ [W/m·°C]</i>	<i>Modo de Determinação</i>
Madeira densa	0.23	Quadro I.2, [27]

Uma vez conhecido o valor da condutibilidade térmica, pode-se calcular o valor da resistência térmica deste elemento da envolvente opaca através da Equação (3.4).

$$R_t = \frac{0.04}{0.23}$$

$$R_t = 0.1739 \quad [\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}]$$

Relativamente ao valor do coeficiente de transmissão térmica superficial (U_3) deste elemento da envolvente, ele pode então ser calculado através da Equação (4.6), desprezando os valores das resistências térmicas interior e exterior (R_{si}) e (R_{se}).

$$U_3 = \frac{1}{0.1739}$$

$$U_3 = 5.75 \quad [\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}]$$

- **Elemento 4 (U_4) - Parede interior que separa o laboratório 4 de um espaço não útil**

Atendendo a que neste caso se está perante uma situação em que o elemento em causa separa dois espaços interiores, devem ser consideradas duas resistências térmicas superficiais interiores (R_{si}). Considerando ainda que o fluxo é horizontal.

Temos assim, uma resistência térmica interior (R_{si}) com o valor de $0.13 \text{ [m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}]$.

Por sua vez os valores da condutibilidade e da resistência térmica dos materiais constituintes do elemento 4 da envolvente opaca estão ilustrados na Tabela 4.11 e na Tabela 4.12 respetivamente. Tabela estas que indicam também o modo como estes valores foram obtidos.

Tabela 4.11 - Valores da condutibilidade térmica dos constituintes do elemento 4 da envolvente

<i>Material</i>	<i>Condutibilidade térmica λ [W/m·°C]</i>	<i>Modo de Determinação</i>
Reboco Exterior	1.3	Quadro I.2, [27]
Tijolo	-	-
Reboco	1.3	Quadro I.2, [27]

Tabela 4.12 - Valores da resistência térmica dos constituintes do elemento 4 da envolvente

<i>Material</i>	<i>Resistência térmica R_j [m²·°C/W]</i>	<i>Modo de Determinação</i>
Reboco Exterior	0.0192	$R_t = 0.025/1.3$
Tijolo	0.5200	Quadro I.5, [27]
Reboco	0.0192	$R_t = 0.025/1.3$

Depois de todos os valores das resistências térmicas das camadas conhecidas, pode determinar-se o valor do coeficiente de transmissão térmica superficial (U_4) deste elemento da envolvente. Para isso basta substituir os valores obtidos na Equação (4.6), donde resulta

$$U_4 = \frac{1}{0.13 + (0.0192 + 0.52 + 0.0192) + 0.13}$$

$$U_4 = 1.22 \quad [\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}]$$

- **Elemento 5 (U_5) - portões de acesso do laboratório 4 ao exterior**

Atendendo a que este elemento da envolvente tem as suas propriedades indicadas pelo fabricante, o valor do coeficiente de transmissão térmica superficial foi conhecido a partir da consulta do catálogo de produto [23], sendo o seu valor:

$$U_5 = 6.40 \quad [\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}]$$

- **Elemento 6 (U_6) - porta de segurança de acesso ao exterior e orientada para Este**

Atendendo a que este elemento da envolvente tem as suas propriedades indicadas pelo fabricante, o valor do coeficiente de transmissão térmica superficial foi conhecido a partir da consulta do documento [22]. Sendo o seu valor

$$U_6 = 3.00 \quad [\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}]$$

4.3.1.2 Elementos em contacto com o solo

Os elementos em contacto com o solo que temos a considerar no espaço em causa, são o pavimento e a parte da parede situada no fundo do edifício orientada para o ponto cardinal Este que se encontra enterrada. Neste sentido, e com o objetivo de ser calculado mais adiante o coeficiente de transferência de calor através de elementos em contacto com o solo (H_{ecs}), é necessário proceder-se à determinação prévia do coeficiente de transmissão térmica do pavimento enterrado em contacto com o solo (U_{bf}), e do coeficiente de transmissão térmica da parede em contacto com o solo (U_{bw}).

- **Elemento 8 (U_8 ou U_{bf}) - pavimento em contacto com o solo**

Para a determinação deste coeficiente é necessário conhecer previamente a dimensão característica do pavimento (B'), a resistência térmica de todas as camadas do pavimento (R_f), excetuando as resistências térmicas superficiais, e a largura ou profundidade do isolamento (D).

No que respeita à largura do isolamento (D), enquanto característica construtiva do pavimento, ela tem o valor de 1 m, conforme indicado na secção 4.1.4, aquando da caracterização dos elementos construtivos.

Quanto à dimensão característica do pavimento (B'), ela é calculada a partir da Equação (4.7).

$$B' = \frac{A_p}{0.5 \times P} \quad [\text{m}] \quad (4.7)$$

Onde

A_p é a área interior útil de pavimento, medida pelo interior [m^2];

P é o perímetro exposto, caracterizados pelo desenvolvimento total de parede que separa o espaço aquecido do exterior, de um espaço não aquecido ou de um edifício adjacente, ou do solo, medido pelo interior [m];

Assim, substituindo os valores respetivos na equação referida acima, obtemos o valor deste parâmetro.

$$B' = \frac{489.7}{0.5 \times 106.3}$$

$$B' = 9.2 \quad [\text{m}]$$

Relativamente à resistência térmica do pavimento (R_f), o seu cálculo deve ser feito através do conhecimento das resistências térmicas dos seus componentes, de forma idêntica ao efetuado anteriormente. As Tabelas 4.13 e 4.14 mostram o processo seguido na determinação do valor deste item.

Tabela 4.13 - Valores da condutibilidade térmica dos constituintes do elemento 8 da envolvente

<i>Material</i>	<i>Condutibilidade térmica λ [W/m·°C]</i>	<i>Modo de Determinação</i>
Betão armado de inertes correntes	2	Quadro I.2, [27]
Betonilha (Argamassa)	1.3	Quadro I.2, [27]
Poliestireno expandido extrudido (XPS)	0.037	Quadro I.1, [27]
Reboco	1.3	Quadro I.2, [27]

Tabela 4.14 - Valores da resistência térmica dos constituintes do elemento 8 da envolvente

<i>Material</i>	<i>Resistência térmica R_t [m²·°C/W]</i>	<i>Modo de Determinação</i>
Betão	0.13	$R_t = 0.026/2$
Betonilha (Argamassa)	0.031	$R_t = 0.04/1.3$
Poliestireno expandido extrudido (XPS)	1.081	$R_t = 0.040/0.037$
Reboco	0.0154	$R_t = 0.02/1.3$

O valor da resistência térmica total do pavimento (R_f) pode agora ser calculado

$$R_f = 0.13 + 0.038 + 1.081 + 0.0154$$

$$R_f = 1.257 \quad [\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}]$$

Por fim, uma vez encontrados os valores de $D=1\text{m}$, $B'=9.2\text{ m}$ e $R_f = 1.257 [\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}]$, e recorrendo à tabela 04 ilustrada no Despacho n.º 15793-K/2013, pode-se determinar através de uma múltipla interpolação linear o valor do Coeficiente de Transmissão Térmica Superficial do pavimento em contacto com o solo (U_g ou U_{bf}).

$$U_g = 0.28 \quad [\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}]$$

- **Elemento 9 (U_g ou U_{bw}) - parede em contacto com o solo**

A determinação deste coeficiente é feita levando em consideração a profundidade média enterrada da respetiva parede (Z), e a sua resistência térmica (R_w), sem que sejam consideradas as resistências térmicas superficiais. Com estes parâmetros conhecidos, e com base na Tabela 06, também ela mencionada no Despacho n.º 15793-K/2013, pode determinar-se o valor de U_{bw} .

Quanto à profundidade da parede enterrada (Z), verifica-se que ela mede 0.9 metros.

No que concerne à resistência térmica deste elemento da envolvente (R_w), o seu cálculo deve ser feito de forma idêntica ao efetuado anteriormente, através do conhecimento das resistências térmicas das camadas de materiais que compõem a referida parede. As Tabelas 4.15 e 4.16 mostram o processo seguido na determinação deste parâmetro.

Tabela 4.15 - Valores da condutibilidade térmica dos constituintes do elemento 9 da envolvente

<i>Material</i>	<i>Condutibilidade térmica λ [W/m·°C]</i>	<i>Modo de Determinação</i>
Reboco Exterior	1.3	Quadro I.2, [27]
Bloco de betão	-	-
Reboco	1.3	Quadro I.2, [27]
Poliestireno expandido extrudido (XPS)	0.037	Quadro I.1, [27]
Bloco de betão	-	-
Reboco interior	1.3	Quadro I.2, [27]

Tabela 4.16 - Valores da resistência térmica dos constituintes do elemento 9 da envolvente

<i>Material</i>	<i>Resistência térmica R_t [m²·°C/W]</i>	<i>Modo de Determinação</i>
Reboco Exterior	0.0115	$R_t=0.015/1.3$
Bloco de betão	0.3300	Quadro I.5, [27]
Reboco	0.0154	$R_t=0.020/1.3$
Poliestireno expandido extrudido (XPS)	1.6216	$R_t=0.060/0.037$
Bloco de betão	0.3300	Quadro I.5, [27]
Reboco interior	0.0154	$R_t=0.020/1.3$

O valor da resistência térmica total do pavimento (R_w) pode agora ser calculado.

$$R_w=0.0115+0.33+0.0154+1.6216+0.33+0.0154$$

$$R_w=2.324 \quad [\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W}]$$

Por fim, uma vez encontrado o valor $R_w=2.324 \text{ [m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W]}$ e com o 0.9 m de parede enterrada, basta consultar a Tabela 06, ilustrada no Despacho n.º 15793-K/2013, para se determinar através de uma múltipla interpolação linear o valor do Coeficiente de Transmissão Térmica Superficial da parede em contacto com o solo (U_9 ou U_{bw}).

$$U_9=0.33 \quad [\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}]$$

4.3.1.3 Elementos envidraçados

O elemento envidraçado a considerar afeto ao espaço em análise, refere-se ao vão existente na parede situada no fundo do edifício orientada para o ponto cardeal Este. Neste sentido é necessário determinar o valor do seu coeficiente de transmissão térmica (U_w).

- **Elemento 7 (U_7 ou U_w) - Vão envidraçado existente na parede orientada a este**

Para o cálculo deste parâmetro (U_w) é necessário conhecer as características construtivas e propriedades térmicas do vidro e do caixilho, a forma como estes estão ligados, assim como a sua geometria, dimensões e tipo de vão, entretanto enunciadas na secção 4.1.4.

Assim, por consulta do quadro III.2, ilustrado na publicação do LNEC-ITE50 [27], e considerando as propriedades deste elemento construtivo, chegou-se ao valor a seguir indicado.

$$U_7=3.10 \quad [\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}]$$

A Tabela 4.17 mostra um resumo dos coeficientes de transmissão térmica superficial dos elementos da envolvente, acima calculados.

Tabela 4.17 – Quadro resumo dos valores dos coeficientes de transmissão térmica superficial

<i>Elemento</i>	<i>Designação</i>	<i>Valor de U [W/m².°C]</i>
1	Parede exterior orientada para Este	0.40
2	Paredes laterais em contacto com as frações autónomas dos edifícios adjacentes	1.59
3	Porta interior de acesso ao laboratório 4	5.75
4	Parede interior que separa o laboratório 4 de um espaço não útil	1.22
5	Portões de acesso do Laboratório 4 ao exterior orientados a Este e a Oeste	6.40
6	Porta de segurança de acesso do Laboratório 4 ao exterior, orientada para Este	3.00
7	Vão envidraçado existente na parede exterior orientada a Este	3.10
8	Pavimento contacto com o solo	0.28
9	Parede orientada a Este em contacto com o solo	0.33

4.3.2 Coeficientes de transmissão térmica linear

Os coeficientes de transmissão térmica linear são parâmetros associados às pontes térmicas lineares que surgem em locais específicos e focalizados da construção, onde o isolamento térmico da fachada exterior é interrompido. Normalmente o aparecimento destas pontes térmicas fica a dever-se aos seguintes motivos:

- Às alterações de forma ou descontinuidades que ocorrem na geometria da construção;
- Às mudanças dos materiais utilizados, que apresentam propriedades térmicas diferentes, relativamente aos usados nas zonas correntes.

Verifica-se assim, que estas zonas muito localizadas de uma construção apresentam resistências térmicas significativamente alteradas relativamente às zonas comuns da envolvente. Como consequência, o fluxo térmico sofre alterações na sua trajetória, que deixa de ser tendencialmente retilínea e monodimensional, para passar a seguir trajetórias bidimensionais ou até tridimensionais, às quais corresponde uma menor resistência térmica do elemento construtivo.

No caso de estudo em questão, são três as situações relativamente às quais é necessário determinar o valor dos coeficientes de transmissão térmica linear (Ψ). Concretamente deve considerar-se a ponte térmica relacionada com a ligação entre duas paredes verticais em ângulo saliente (parede orientada a Este e as paredes laterais do edifício em contacto com os edifícios adjacentes); a ponte térmica relacionada com a ligação entre a fachada e a caixilharia (parede orientada a Este e a caixilharia do vão envidraçado dessa mesma parede), e a ponte térmica relacionada com a ligação entre a fachada e o pavimento de nível intermédio (parede orientada a Este e pavimento piso 0/1).

A determinação destes valores foi feita com base na Tabela 07 do Despacho n.º 15793-K/2013 [28], tendo-se chegado aos seguintes valores para os coeficientes de transmissão térmica linear:

- Para o caso da ligação entre duas paredes verticais em ângulo saliente, $\Psi = 0.1 \text{ [W/(m}\cdot\text{°C)]}$,
- Para a ligação entre a fachada e a caixilharia, $\Psi = 0.1 \text{ [W/(m}\cdot\text{°C)]}$, e
- Para a ligação entre a fachada e o pavimento de nível intermédio, $\Psi = 0.6 \text{ [W/(m}\cdot\text{°C)]}$.

A Tabela 4.18 mostra os valores dos coeficientes de transmissão térmica linear relativos às pontes térmicas respetivas.

Tabela 4.18 - Quadro resumo dos valores dos coeficientes de transmissão térmica linear

<i>Ocorrência</i>	<i>Designação</i>	<i>Valor de Ψ [W/m·°C]</i>
1	Ligação entre duas paredes verticais em ângulo saliente	0.1
2	Ligação entre a fachada e a caixilharia	0.1
3	Ligação entre a fachada e o pavimento de nível intermédio	0.6

4.3.3 Coeficiente global de transferência de calor por transmissão pela envolvente na estação de aquecimento

A determinação do valor deste parâmetro térmico é fundamental para que seja possível efetuar o cálculo da transferência de calor por transmissão através a envolvente ($Q_{tr,i}$), que por sua vez é necessário conhecer para atingir o grande objetivo deste capítulo que é o de saber as necessidades nominais anuais de energia útil para aquecimento (N_{ic}).

O coeficiente global de transferência de calor por transmissão pela envolvente ($H_{tr,i}$), “*traduz a condutância através da toda a superfície dos elementos da envolvente, compreendendo paredes, envidraçados, coberturas, pavimentos e pontes térmicas planas*” [28].

Este parâmetro, na estação de aquecimento, é assim calculado pela Equação (4.8).

$$H_{tr,i} = H_{ext} + H_{enu} + H_{adj} + H_{ecs} \quad [\text{W/°C}] \quad (4.8)$$

Onde:

H_{ext} é o coeficiente de transferência de calor através de elementos da envolvente em contacto com o exterior, $[\text{W/°C}]$;

H_{enu} é o coeficiente de transferência de calor através de elementos da envolvente em contacto com espaços não úteis, $[\text{W/°C}]$;

H_{adj} é o coeficiente de transferência de calor através de elementos da envolvente em contacto com edifícios adjacentes, $[\text{W/°C}]$, e

H_{ecs} é o coeficiente de transferência de calor através de elementos em contacto com o solo, $[\text{W/°C}]$.

Assim, é necessário calcular cada um dos coeficientes de transferência de calor referidos na equação acima referida, conforme indicado nos parágrafos que se seguem.

- **Coeficiente de transferência de calor através de elementos da envolvente em contacto com o exterior (H_{ext})**

Este coeficiente pode ser calculado com recurso à Equação (4.9).

$$H_{ext} = \sum_i (U_i \times A_i) + \sum_j (\psi_j \times B_j) \quad [\text{W}/^\circ\text{C}] \quad (4.9)$$

Onde:

U_i é o coeficiente de transmissão térmica do elemento “i” da envolvente, $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})]$;

A_i é a área do elemento “i” da envolvente, medida pelo interior do edifício, $[\text{m}^2]$

ψ_j é o coeficiente de transmissão térmica linear da ponte térmica linear “j”, $[\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})]$, e

B_j é o desenvolvimento linear da ponte térmica linear “j”, medido pelo interior do edifício, $[\text{m}]$

Substituindo na Equação (4.9) os valores correspondentes aos elementos da envolvente opaca exterior e ao vão envidraçado, obtém-se:

$$H_{ext} = U_1 \times A_1 + U_5 \times A_5 + U_6 \times A_6 + U_7 \times A_7 + \psi_1 \times B_1 + \psi_2 \times B_2 + \psi_3 \times B_3$$

$$H_{ext} = 0.40 \times 36.7 + 6.40 \times 35.6 + 3 \times 4 + 3.10 \times 7.7 + 0.6 \times 19.5 + 0.1 \times 22.5 + 0.1 \times 0.6$$

$$H_{ext} = 292.4 \quad [\text{W}/^\circ\text{C}]$$

- **Coeficientes de transferência de calor através de elementos da envolvente em contacto com espaços não úteis (H_{enu}), e em contacto com edifícios adjacentes (H_{adj})**

Estes coeficientes podem ser calculados através da Equação (4.10).

$$H_{enu,adj} = b_{tr} \times \left(\sum_i [U_i \times A_i] + \sum_j [\psi_j \times B_j] \right) [\text{W}/^\circ\text{C}] \quad (4.10)$$

Onde:

b_{tr} é o coeficiente de redução de perdas de determinado espaço não útil ou de um edifício adjacente, determinado de acordo com o descrito na Tabela 22 do Despacho n.º 15793-K/2013

Começando por determina o valor do coeficiente de redução de perdas de espaços não úteis, por consulta da Tabela 22 ilustrada no Despacho normativo referido ao longo deste texto, obtém-se os seguintes valores:

- Para os elementos em contacto com espaços não úteis, $b_{tr}=1$, (o Laboratório 4 é considerado um espaço fortemente ventilado),
- Para os elementos em contacto com edifícios adjacentes, $b_{tr}=0.6$.

Substituindo agora na Equação (4.10) os valores respetivos aos elementos da envolvente em contacto com os espaços não úteis, obtém-se:

$$H_{enu} = b_{tr} \times ([U_3 \times A_3 + U_4 \times A_4] + [\Psi_4 \times B_4 + \Psi_5 \times B_5 + \Psi_5 \times B_5])$$

$$H_{enu} = 1 \times ([5.75 \times 3.5 + 1.22 \times 58.7] + [0])$$

$$H_{enu} = 91.74 \quad [\text{W}/^\circ\text{C}]$$

A substituição dos valores calculados na Equação (4.10), correspondentes aos elementos em contacto com edifícios adjacentes, permite determinar o valor do coeficiente de transferência de calor respetivo. Assim:

$$H_{adj} = b_{tr} \times ([U_2 \times A_2] + [\Psi_7 \times B_7 + \Psi_8 \times B_8 + \Psi_9 \times B_9])$$

$$H_{adj} = 0.6 \times ([1.59 \times 238] + [0])$$

$$H_{adj} = 227.05 \quad [\text{W}/^\circ\text{C}]$$

- **Coeficiente de transferência de calor através de elementos em contacto com o solo (H_{ecs})**

Este coeficiente pode ser calculado com recurso à Equação (4.11)

$$H_{ecs} = \sum_i [U_{bf_i} \times A_i] + \sum_j [z_j \times P_j \times U_{bw_j}] \quad [\text{W}/^\circ\text{C}] \quad (4.11)$$

Onde:

U_{bf_i} é o coeficiente de transmissão térmica do pavimento enterrado “i”, $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})]$;

A_i é a Área do pavimento em contacto com o solo i, medida pelo interior do edifício, $[\text{m}^2]$;

Z_j é a profundidade média enterrada da parede em contacto com o solo “j”, $[\text{m}]$;

P_j é o desenvolvimento total da parede em contacto com o solo “j”, medido pelo interior, $[\text{m}]$, e

U_{bw_j} é o coeficiente de transmissão térmica da parede em contacto com o solo “j”, $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})]$

Com todos os parâmetros conhecidos, é possível calcular o valor deste coeficiente, pela substituição respetiva na Equação (4.11). Assim:

$$H_{ecs} = U_{bf_8} \times A_8 + Z_9 \times P_9 \times U_{bw_9}$$

$$H_{ecs} = 0.28 \times 489.7 + 1 \times 27.6 \times 0.33$$

$$H_{ecs}=146.2 \quad [\text{W}/^{\circ}\text{C}]$$

- O coeficiente global de transferência de calor por transmissão pela envolvente ($H_{tr,i}$)

Nesta fase, com todos os coeficientes de transferência de calor parcelares calculados pode, por substituição na Equação (4.8), determinar-se o valor do coeficiente global de transferência de calor por transmissão pela envolvente na estação de aquecimento. Assim:

$$H_{tr,i}=H_{ext}+H_{enu}+H_{adj}+H_{ecs} \quad [\text{W}/^{\circ}\text{C}]$$

$$H_{tr,i}=292.4+91.74+227.05+146.2 \quad [\text{W}/^{\circ}\text{C}]$$

$$H_{tr,i}=757.39 \quad [\text{W}/^{\circ}\text{C}]$$

4.3.4 Transferência de calor por transmissão através da envolvente

A transferência de calor por transmissão através a envolvente ($Q_{tr,i}$) pode ser determinada com recurso à Equação (4.12) [29].

$$Q_{tr,i}=0.024 \times GD \times H_{tr,i} \quad [\text{kWh}] \quad (4.12)$$

Onde:

GD é o número de graus-dias de aquecimento para o a freguesia de Grijó, V. N. de Gaia [$^{\circ}\text{C} \cdot \text{dia}$], e

$H_{tr,i}$ é coeficiente global de transferência de calor por transmissão na estação de aquecimento [$\text{W}/^{\circ}\text{C}$]

Atendendo a que tanto o número de graus-dias para a freguesia de grijó V. N. de Gaia, como o valor do coeficiente global de transferência de calor por transmissão ($H_{tr,i}$) já foram calculados anteriormente, basta agora substituir os valores encontrados na Equação (4.12). Assim:

$$Q_{tr,i}=0.024 \times 1314 \times 757.39$$

$$Q_{tr,i}=23885.05 \quad [\text{kWh}]$$

4.3.5 Coeficiente global de transferência de calor por ventilação devido à renovação de ar

O coeficiente global de transferência de calor por ventilação é um parâmetro fundamental para o cálculo das perdas de calor por renovação de ar ($Q_{ve,i}$), que por sua vez é necessário para determinar as necessidades nominais anuais de energia útil para aquecimento (N_{ic}). Este parâmetro é representado por $H_{ve,i}$ e é determinado a partir da Equação (4.13).

$$H_{ve,i} = 0.34 \times R_{ph,i} \times A_p \times P_d \quad [\text{W}/^\circ\text{C}] \quad (4.13)$$

Onde:

$R_{ph,i}$ é a taxa nominal de renovação do ar interior na estação de aquecimento [h^{-1}],

A_p é a área interior útil de pavimento, medida pelo interior [m^2], e

P_d é o pé direito médio da fração [m]

Relativamente aos parâmetros desta equação, são conhecidos a área interior útil de pavimento e o pé direito médio, que têm valores de 489.7 m^2 , e 4.5 m respetivamente.

Deste modo, é apenas necessário determinar a taxa nominal de renovação de ar interior na estação de aquecimento $R_{ph,i}$. Para o efeito, foi utilizada, uma ferramenta de cálculo disponibilizada pelo LNEC [30], devidamente enquadrada no despacho normativo seguido ao longo desta parte do trabalho, Figura 2 do Anexo A.

Com a ajuda desta ferramenta chegou-se então ao seguinte valor para a taxa de renovação de ar do espaço em estudo:

$$R_{ph,i} = 0.7 \quad [\text{h}^{-1}]$$

Regressando à Equação (4.13), e substituindo os valores entretanto calculados, obtemos o valor do coeficiente de transferência de calor por ventilação. Assim:

$$H_{ve,i} = 0.34 \times 0.7 \times 489.7 \times 4.5$$

$$H_{ve,i} = 524.5 \quad [\text{W}/^\circ\text{C}]$$

4.3.6 Perdas de calor pela renovação de ar

Tendo sido calculados nas secções anteriores todos os parâmetros necessários, é possível agora determinar as perdas de calor devidas à renovação de ar ($Q_{ve,i}$) por aplicação da Equação (4.14).

$$Q_{ve,i} = 0.024 \times GD \times H_{ve,i} \quad [\text{kWh}] \quad (4.14)$$

Assim, substituindo os valores respetivos na equação, temos:

$$Q_{ve,i} = 0.024 \times 1314 \times 524.5$$

$$Q_{ve,i} = 16540.6 \quad [\text{kWh}]$$

4.3.7 Ganhos térmicos associados a fontes internas

Por sua vez os ganhos térmicos associados a fontes internas ($Q_{int,i}$), são aqueles que estão relacionados com o calor dissipado pela iluminação do espaço a aquecer, pelos equipamentos existentes, ou ainda pelo metabolismo dos ocupantes. É importante referir que nesta quantificação não são considerados quaisquer sistemas de aquecimento. Assim durante a estação de aquecimento estes ganhos internos podem ser calculados pela Equação (4.15).

$$Q_{int,i} = 0.72 \times q_{int} \times M \times A_p \quad [\text{kWh}] \quad (4.15)$$

Onde:

q_{int} são os ganhos térmicos internos médios por unidade de superfície, iguais a 4 [W/m²],

M é a duração média da estação convencional de aquecimento [mês], e

A_p é Área interior útil de pavimento do edifício, medida pelo interior [m²].

Por substituição dos valores indicados na respetiva equação, obtém-se o seguinte valor para este parâmetro:

$$Q_{int,i} = 0.72 \times 4 \times 6.3 \times 489.7$$

$$Q_{int,i} = 8885.1 \quad [\text{kWh}]$$

4.3.8 Ganhos solares brutos através do vão envidraçado na estação de aquecimento

Este parâmetro que representa os ganhos térmicos brutos, associados à radiação solar ($Q_{sol,i}$), do vão envidraçado durante a estação de aquecimento, pode ser calculado pela aplicação da Equação (4.16).

$$Q_{sol,i} = G_{Sul} \times \sum_j [X_j \times \sum_n F_{s,i_{nj}} \times A_{s,i_{nj}}] \times M \quad [\text{kWh}] \quad (4.16)$$

Onde:

$G_{Sul,i}$ é o valor médio mensal de energia solar média incidente numa superfície vertical orientada a Sul, durante a estação de aquecimento, por unidade de superfície [kWh/m².mês];

X_j é o fator de orientação para as diferentes exposições solares (de acordo com a Tabela 01.01);

$F_{s,i(nj)}$ é o fator de obstrução do vão envidraçado n com orientação j na estação de aquecimento;

$A_{s,i(nj)}$ é a área efetiva coletora de radiação solar do vão envidraçado na superfície “ n ” com a orientação “ j ” [m²];

j é o Índice que corresponde a cada uma das orientações;

n é o Índice que corresponde a cada uma das superfícies com a orientação “ j ”, e

M é a duração média da estação convencional de aquecimento [mês].

Porém, antes de se aplicar a referida equação é necessário proceder à determinação de alguns parâmetros relacionados quer com os aspetos construtivos, quer com as características do

próprio vidro, quer ainda com a orientação solar do vão envidraçado. Estes parâmetros serão então calculados nos parágrafos seguintes.

- **Parâmetros climáticos (M) e (G_{sul})**

Relativamente aos parâmetros climáticos (M) e (G_{sul}), fatores da Equação (4.16), eles já foram determinados respetivamente nas secções 4.2.3 e 4.2.5 deste trabalho, tendo-se chegado aos valores seguintes:

- A duração média da estação convencional de aquecimento (M), tem um valor de 6.3 meses,
- Para valor médio mensal de energia solar média incidente numa superfície vertical orientada a Sul, durante a estação de aquecimento, por unidade de superfície (G_{sul}), optou-se pelo valor de 130 [kWh/m²·mês].

- **Fator de orientação para a exposição solar (X_j)**

No que diz respeito ao fator de orientação para a exposição solar para o ponto cardinal Este, depois de consultada a tabela 01-01 referida no Despacho n.º 15793-I/2013, ele tem um valor de 0.56.

- **Fator de obstrução do vão envidraçado orientação Este na estação de aquecimento ($F_{s,i_{nj}}$)**

Este parâmetro permite corrigir a radiação solar incidente no vidro, traduzindo uma redução dessa mesma radiação, devida ao sombreamento permanente provocado por obstáculos exteriores ou do próprio edifício, tais como vegetação, varandas, ou similares. Ele pode ser calculado por meio da Equação (4.17).

$$F_{s,i} = F_h \times F_o \times F_f \quad (4.17)$$

Onde:

F_h é o fator de sombreamento do horizonte por obstruções exteriores ao edifício ou por outros elementos do edifício

F_o é o fator de sombreamento por elementos horizontais sobrejacentes ao envidraçado, compreendendo palas e varandas

F_f é o fator de sombreamento por elementos verticais adjacentes ao envidraçado, compreendendo palas verticais, outros corpos ou partes de um edifício

O fator de sombreamento do horizonte (f_h), traduz o efeito do sombreamento devido às obstruções longínquas exteriores ao edifício. Este item depende de vários fatores, tais como o clima, a latitude, a duração da estação de aquecimento, e o ângulo do horizonte e da orientação [28].

Assim, atendendo a que não existe informação suficiente, e considerando um ambiente urbano, foi adotado por defeito um valor de 45° para o ângulo de horizonte. Com este valor e consultando a tabela 15 do Despacho acima mencionado chega-se a um valor de $F_h = 0.58$.

Por sua vez o fator de sombreamento por elementos horizontais (F_o), e o fator de sombreamento por elementos verticais (F_f), assumem um valor igual à unidade por não

existirem elementos horizontais sobrejacentes aos vãos envidraçados, nem elementos verticais que produzam sombreamento sobre o vão envidraçado. Assim: $F_o = F_f = 1$.

Substituindo então estes valores encontrados na Equação (4.17), temos:

$$F_{s,i} = 0.58 \times 1 \times 1$$

$$F_{s,i} = 0.58$$

Tal como é imposto confirma-se que o produto $X_j.F_h.F_o.F_f$ é maior ou igual a 0.27 ($0.56 \times 0.58 \geq 0.27$).

- **Fração envidraçada do vão envidraçado (F_g)**

- A Fração envidraçada do vão envidraçado tem um valor de 0.7, conforme consulta da tabela 20 ilustrada no despacho 15793_K_2013.

- **Fator solar (g_i)**

Quanto ao fator solar de inverno, atendendo a que não existem dispositivos de sombreamento, pode ser calculado através do produto traduzido na Equação (4.18). Na qual o fator de correção ($F_{w,i}$) reduz os ganhos solares ao não considerar uma incidência da radiação normal mas antes adapta o ângulo de incidência da radiação para a orientação real do vão envidraçado “ W ”.

$$g_i = F_{w,i} \times g_{\perp,vi} \quad (4.18)$$

Onde:

$F_{w,i}$ é o fator de correção de seletividade angular, e

$g_{\perp,vi}$ é o fator solar do vidro para uma incidência solar normal

O valor do fator solar do vidro considerando um incidência solar normal à superfície, é uma característica do vidro em concreto que deve ser fornecido pelo fabricante, no entanto na ausência deste dado, ele pode ser conhecido por consulta da tabela 12 do referido despacho. Assim, foi obtido para $g_{\perp,vi}$ um valor de 0.88.

Por sua vez, e conforme o ponto 2 do capítulo 10 do despacho 15793_K_2013, o fator de correção de seletividade angular ($F_{w,i}$), assume, para o caso das necessidades nominais de aquecimento, um valor de 0.9.

Substituindo então estes dois valores na Equação (4.18), temos para o fator solar de inverno o seguinte valor:

$$g_i = 0.9 \times 0.88$$

$$g_i = 0.79$$

- **Área efetiva coletora de radiação solar do vão envidraçado com a orientação Este**

Relativamente à determinação do valor de $(A_{s,i})$, área efetiva coletora de radiação solar do vão envidraçado, ela segue a Equação (4.19).

$$A_{s,i_{nj}} = A_w \times F_g \times g_i \quad [\text{m}^2] \quad (4.19)$$

Onde:

A_w é a área total do vão envidraçado, incluindo o vidro e caixilho $[\text{m}^2]$;

F_g é a Fração envidraçada do vão envidraçado, obtida de acordo com o despacho que procede à publicação dos parâmetros térmicos, e

g_i é o fator solar de Inverno

Quanto ao primeiro fator da referida equação, sabe-se que a área total do vão envidraçado (A_w) tem um valor de 9.2 m^2 , conforme referido em 4.1.4.

De modo idêntico aos procedimento anteriores, substituindo os valores respetivos já calculados na Equação (4.19), podemos calcular o valor da Área efetiva coletora de radiação solar do vão envidraçado com a orientação Este. Assim:

$$A_{s,i_{nj}} = 9.2 \times 0.7 \times 0.79$$

$$A_{s,i_{nj}} = 5.09 \quad [\text{m}^2]$$

Finalmente, uma vez calculados todos os fatores da Equação (4.16), é possível determinar os ganhos devidos à radiação solar através dos vãos envidraçados ($Q_{sol,i}$). Para tal basta fazer a substituição respetiva dos valores anteriormente encontrados.

$$Q_{sol,i} = 130 \times 0.56 \times 0.58 \times 5.09 \times 6.3$$

$$Q_{sol,i} = 1354 \quad [\text{kWh}]$$

4.3.9 Ganhos térmicos brutos

Os ganhos térmicos brutos ($Q_{g,i}$) durante a estação de aquecimento são determinados considerando os ganhos provenientes da radiação solar e os associados às fontes internas, conforme Equação (20) [29].

$$Q_{g,i} = Q_{int,i} + Q_{sol,i} \quad [\text{kWh}] \quad (4.20)$$

Onde:

$Q_{int,i}$ são os ganhos térmicos associados a fontes internas de calor, na estação de aquecimento [kWh], e

$Q_{sol,i}$ são os ganhos térmicos associados ao aproveitamento da radiação solar pelos vãos envidraçados, na estação de aquecimento [kWh]

Os valores de $Q_{int,i}$ e $Q_{sol,i}$, já foram determinados em secções anteriores, 4.3.7 e 4.3.8 respetivamente. Por substituição destes valores respetivos na Equação (4.20), obtém-se o valor dos ganhos térmicos brutos.

$$Q_{g,i} = 8885.1 + 1354 \quad [\text{kWh}]$$

$$Q_{g,i} = 10239.4 \quad [\text{kWh}]$$

4.3.10 Inércia térmica

A inércia térmica (I_t) interior de um edifício depende da massa superficial útil dos seus elementos de construção por metro quadrado de área útil de pavimento, e está relacionada com a maior ou menor capacidade que cada estrutura tem para se opor às variações de temperatura, e de conservar o calor absorvido.

Resulta deste conceito que, por um lado, os edifícios de inércia térmica forte estão pouco sujeitos a grandes variações térmicas, dada a sua facilidade em armazenar o calor recebido, por outro, os edifícios com inércia térmica fraca estão bastante mais expostos a grandes amplitudes térmicas.

Em termos de metodologia e sequência de cálculo, é necessário determinar a classe de inércia térmica interior do laboratório 4 (fraca, média ou forte), para que a partir desse dado, seja possível quantificar a sua influência no fator de utilização dos ganhos térmicos (η_i), que de resto é o objeto de análise do capítulo seguinte.

O cálculo deste parâmetro (I_t), segundo [28] pode ser feito a partir da Equação (4.21).

$$I_t = \frac{\sum_i M_{s,i} \times r \times S_i}{A_p} \quad [\text{kg/m}^2] \quad (4.19)$$

Onde:

$M_{s,i}$ é a Massa superficial útil do elemento i, [kg/m²],

r é o fator de redução da massa superficial útil,

S_i é a área da superfície interior do elemento i, [m²], e

A_p é a área interior útil de pavimento, [m²]

- **Massa superficial útil dos elementos da envolvente ($M_{s,i}$)**

“A massa superficial útil de cada elemento de construção ($M_{s,i}$) é função da sua localização no edifício e da sua constituição, nomeadamente do posicionamento e do isolamento térmico e das características das soluções de revestimento superficial” [28].

Deste modo, o cálculo da massa superficial útil (M_s) de cada um dos elementos da envolvente do laboratório 4, deve ser feita em concordância com o tipo de elemento (EL1, EL2 e EL3), entretanto definidos no ponto 3 do capítulo 6.1 do referido despacho, e que aqui se transcreve com a ajuda da Figura (4.19) Assim:

- “- EL1 - Elementos da envolvente exterior ou da envolvente interior, ou elementos de construção em contacto com outra fração autónoma ou com edifício adjacente,
- EL2 - Elementos em contacto com o solo,
- EL3 - Elementos de compartimentação interior da fração autónoma (parede ou pavimento).” [28]

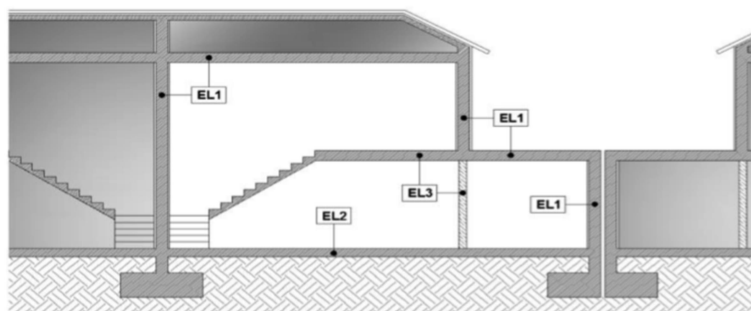


Figura 4.21 – Identificação dos elementos construtivos para cálculo da inércia térmica interior

Importado de [28]

- **Fator de redução da massa superficial útil (r)**

O fator de redução da massa superficial útil deve ser calculado em função da resistência térmica do revestimento superficial interior, e da resistência térmica da caixa de ar, quando exista. Também neste caso os limites das resistências térmicas superficiais de referência para determinação do fator de redução de massa superficial (r) estão definidos no despacho 15793_K_2013, ponto 6.2.

Uma vez compreendidos os conceitos e a metodologia do cálculo da inércia térmica interior do edifício, pode-se determinar a massa superficial útil e do fator de redução, de cada um dos elementos da envolvente.

- **Elemento 1 da envolvente - Parede em contacto com o exterior, orientada a Este**

Relembrando as características deste elemento indicadas na secção 4.14 deste texto, elas são as seguintes:

- Área de contacto com o exterior de 36.7 m^2
- Reboco exterior, com uma espessura de $0,015 \text{ m}$;
- Bloco de betão, com uma espessura de $0,25 \text{ m}$;
- Reboco, com uma espessura de $0,02 \text{ m}$;
- Poliestireno expandido extrudido (XPS), com uma espessura de $0,06 \text{ m}$;
- Bloco de betão, com uma espessura de $0,25 \text{ m}$;
- Reboco interior, com uma espessura de $0,02 \text{ m}$.

Por outro lado:

- Elemento classificado como tipo EL1 [28],
- Parede dupla com isolamento térmico
- $m_1=310$ [kg/m], por consulta [31]. A massa do elemento 1 (m_1) é a massa desde o isolamento térmico até à face interior, que corresponde à parede de alvenaria de betão normal e espessura, $e=0.25$ m, conforme características da parede.
- $M_{s,1} = 150$ [kg/m²]. Por imposição regulamentar a massa superficial útil não pode ser igual à massa da parede, pois o valor de $M_{s,1}$ não pode exceder 150 [kg/m²] [28].
- $r=1$. Visto que a resistência térmica do revestimento superficial interior é inferior ao valor de referência. $R<0.14$ [m²·°C/W]. Ver Secção 4.3.1.1.

$$M_{s1} \times r \times S_1 = 150 \times 1 \times 36.7 = 5505 \quad [\text{kg}]$$

Seguindo um raciocínio em tudo idêntico aquele que foi efetuado acima, consegue-se obter os valores para os restantes elementos construtivos da envolvente. Valores, esses, que se encontram registados na Tabela 4.19.

Tabela 4.19 - Valores relativos aos elementos da envolvente para cálculo da inércia térmica do laboratório 4

<i>Elemento</i>	<i>m_i [kg/m²]</i>	<i>Modo de determinação</i>	<i>$M_{s,i}$ [kg/m²]</i>	<i>Modo de determinação</i>
1	310	Pág. II-14, [31]	150	Imposição legal $M_{s2} \leq 150$
2	280	Pág. II-14, [31]	140	$M_{s2}=m_t/2$
4	220	Pág. II-7, [31]	220	$M_{s4}=m_t$
8	-	-	150	Imposição legal – Pavimento sem camada de isolamento $M_{s8}=150$
9	310	Pág. II-14, [31]	150	Imposição legal $M_{s9} \leq 150$
100	220	Pág. II-7, [31]	220	$M_{s100}=m_t$
200	-	-	0	Porque a laje é isolada dos dois lados teto piso -1 e pavimento piso 0

<i>Elemento</i>	<i>S_i [m²]</i>	<i>$M_{s,i}$ [kg/m²]</i>	<i>r</i>	<i>$M_{s,i} \cdot r \cdot S_i$ [kg]</i>
1	36.7	150	1	5505
2	238	140		33320
4	58.7	220		12914
8	489.7	150		73455
9	12	150		1800
100	43.6	220		9592
200	489.7	0		0

Neste ponto, com todos os dados conhecidos, é possível, através da substituição na Equação (4.21), calcular finalmente a inércia térmica do espaço em causa. Assim:

$$I_t = \frac{5505 + 33320 + 12914 + 73455 + 1800 + 9592}{489.7}$$

$$I_t = 278.9 \quad [\text{kg/m}^2]$$

Este valor indica, por comparação com a tabela 11 do despacho 15793_K_2013, que a classe de inércia térmica do espaço em estudo é média.

4.3.11 Fator de utilização dos ganhos térmicos na estação de aquecimento

Para a estação de aquecimento o fator de utilização dos ganhos térmicos (η_i) pode calcular-se com recurso à Equação (4.22).

$$\eta_i = \frac{1 - \gamma^a}{1 - \gamma^{a+1}} \quad (4.20)$$

Onde

a representa o parâmetro que traduz a influência da classe de inércia térmica

O parâmetro (a) é determinado a partir do conhecimento da classe de inércia térmica, determinada na secção anterior. Para uma classe de inércia térmica média, este parâmetro é igual a 2.6 [W/°C], conforme indicado no ponto 5 do despacho 15793_K_2013.

Por outro lado

$$\gamma_i = \frac{Q_{g,i}}{Q_{tr,i} + Q_{ve,i}} \quad (4.21)$$

Onde

$Q_{g,i}$ são os ganhos térmicos brutos na estação de aquecimento [kWh];

$Q_{tr,i}$ é a transferência de calor por transmissão através da envolvente dos edifícios [kWh]; e

$Q_{ve,i}$ é a Transferência de calor por ventilação [kWh];

Uma vez que os parâmetros da Equação (4.23) já foram determinados anteriormente ($Q_{g,i} = 10239.1$ [kW/h]; $Q_{tr,i} = 23885.1$ [kWh], e $Q_{ve,i} = 16540.6$ [kWh]), basta fazer a substituição respetiva na Equação (4.23), para determinar o valor da relação dos fluxos térmicos (γ_i).

$$\gamma_i = \frac{10239.1}{23885.1 + 16540.6}$$

$$\gamma = 0.25$$

O fator de utilização dos ganhos térmicos na estação de aquecimento (η_i) pode agora ser calculado por aplicação da Equação (4.22).

$$\eta_i = \frac{1-0,25^{2,6}}{1-0,25^{2,6+1}}$$

$$\eta_i = 0.979$$

4.3.12 Ganhos térmicos úteis

Finalmente, uma vez conhecido o valor do fator de utilização dos ganhos térmicos na estação de aquecimento (η_i), é possível determinar os ganhos térmicos úteis ($Q_{gu,i}$), multiplicando este valor pelos ganhos térmicos brutos ($Q_{g,i}$) [29], conforme está expresso na Equação (4.24).

$$Q_{gu,i} = \eta_i \times Q_{g,i} \quad [\text{kWh}] \quad (4.22)$$

$$Q_{gu,i} = 0.979 \times 10239.1$$

$$Q_{gu,i} = 10024.1 \quad [\text{kWh}]$$

4.3.13 Necessidades nominais anuais de energia útil para aquecimento

As necessidades nominais anuais de energia útil para aquecimento (N_{ic}) refletem o balanço térmico realizado em torno do espaço que se pretende aquecer, estabelecendo dessa forma uma relação entre as perdas e os ganhos térmicos que ali se podem quantificar.

Conforme já foi referido anteriormente, temos assim por um lado, as perdas pela envolvente e pela renovação de ar; e por outro, os ganhos resultantes da exposição solar e os provenientes de fontes internas. O modelo matemático que traduz este balanço pode ser traduzido pela Equação (4.25) [29].

$$N_{ic} = (Q_{tr,i} + Q_{ve,i} - Q_{gu,i}) / A_p \quad [\text{kWh/m}^2 \cdot \text{ano}] \quad (4.23)$$

Onde:

$Q_{tr,i}$ é transferência de calor por transmissão na estação de aquecimento através da envolvente [kWh];

$Q_{ve,i}$ é Transferência de calor por ventilação na estação de aquecimento [kWh]

$Q_{gu,i}$ são os Ganhos térmicos úteis na estação de aquecimento resultantes dos ganhos solares através dos vãos envidraçados, da iluminação, dos equipamentos e dos ocupantes, [kWh], e

A_p é Área interior útil de pavimento do edifício medida pelo interior [m²].

Substituindo todos os valores, entretanto já conhecidos, nesta equação, determinam-se as necessidades nominais anuais de energia útil para aquecimento (N_{ic}) do laboratório 4 do edifício EcoTermLab. Assim:

$$N_{ic} = (23885.1 + 16540.6 - 10024.1) / 489.7$$

$$N_{ic} = \mathbf{62.08} \quad [\text{kWh/m}^2 \cdot \text{ano}]$$

5 Permutador de calor Carcaça-tubos seleção e dimensionamento

Selecionar um permutador para uma determinada aplicação é um processo de algum modo delicado, na medida em que é necessário considerar todo um vasto conjunto de condições e de premissas, que nem sempre são fáceis de correlacionar. A seleção de um permutador corresponde assim a uma decisão de compromisso entre várias variáveis, com o objetivo de otimizar o seu desempenho, e garantir a sua compatibilidade de funcionamento no sistema em que se encontra incorporado.

De facto, fatores como a dimensão e o peso dos permutadores, o seu custo, o tipo de aplicação, as temperaturas em jogo, o tipo de fluidos de trabalho, o número de passagens, ou até a experiência e a conceção do projetista em relação ao problema em concreto, são fatores determinantes para a escolha de um permutador.

Decorre do exposto, que para uma determinada aplicação, é sempre possível encontrar mais do que uma solução válida capaz de garantir os objetivos pretendidos.

Neste enquadramento, o permutador que foi escolhido para aplicar no projeto concreto que dá corpo a este caso de estudo, foi um permutador do tipo carcaça-tubos.

É oportuno lembrar que este tipo de permutador já foi devidamente apresentado na secção 3.2.3 desta Dissertação.

A razão para a escolha deste tipo de permutador levou em consideração, numa primeira abordagem, e como ponto de partida, aspetos, tais como:

- O conhecimento do tipo de aplicação. Na qual se pretende um permutador para aplicar numa caldeira industrial a gás para aquecimento de água,
- O conhecimento dos fluidos de trabalho, que são os gases de exaustão da caldeira e água,
- O conhecimento das temperaturas de entrada e saída no permutador de ambos os fluidos,
- O conhecimento, porque previamente calculados, dos caudais de projeto,
- O conhecimento, porque previamente calculadas, das taxas de transferência de calor que ocorrem no permutador.

Esta opção levou também em linha de conta algumas das características gerais deste tipo de permutadores, que os tornam bastante apelativos para serem utilizados na indústria. São exemplos, a sua versatilidade em termos de materiais utilizados na sua construção, a sua variedade de configurações, o seu baixo custo, a sua facilidade de fabrico, a sua simplicidade de manutenção e a sua relativa fácil limpeza.

Uma vez escolhido o tipo de permutador, importa agora fazer uma análise em termos da sua geometria e das suas características térmicas. Refira-se a este propósito, que perante a questão

do estudo de um permutador, conforme [18], existem dois tipos de análises possíveis de se fazer. Assim:

- Se por um lado forem conhecidos os fluidos, os seus caudais e as suas temperaturas na entrada e na saída do permutador, pretendendo-se saber quais as suas características térmicas e geométricas (KA), está-se perante um problema de dimensionamento;
- Se por outro, são conhecidas as características (KA), os caudais e as temperaturas dos fluidos na entrada do permutador, pretendendo-se saber quais as temperaturas de saída dos fluidos ou a potência térmica transferida, existe um problema de comportamento.

No caso de estudo em questão, uma vez que são conhecidos os fluidos de trabalho, e que podem ser determinadas as suas temperaturas e caudais na entrada e na saída do permutador, pode dizer-se que se trata de um problema de dimensionamento. Sendo assim, o que importa conhecer, enquanto objeto deste capítulo, são as características geométricas e térmicas (KA) do permutador que foi escolhido para este projeto.

5.1 Especificações de funcionamento do projeto

Antes da seleção e do dimensionamento do permutador propriamente dito, é necessário definir as condições de funcionamento do sistema. Nomeadamente identificar as temperaturas dos fluidos, a partir das quais se determinam os caudais, e os fluxos térmicos em jogo no processo.

Para este propósito pode-se começar por analisar o esquema representado na Figura 5.1. Este esboço mostra, de uma forma simplificada, o funcionamento do sistema em torno dos objetivos deste estudo. Ou seja, do permutador que se pretende selecionar e dimensionar, e do espaço relativamente ao qual se pretende conhecer as necessidades nominais anuais de energia útil para aquecimento.

Pode assim aproveitar-se o calor residual dos gases de exaustão da caldeira, com a finalidade de climatizar o espaço pretendido.

Deve referir-se, no entanto, que no esquema em questão não se encontram representados os acessórios das tubagens, as válvulas, os termostatos, os manómetros e demais componentes similares e de controlo. Conforme foi referido anteriormente, estes constituintes do circuito, apesar de fundamentais para o seu funcionamento, não fazem parte do objeto de estudo deste trabalho.

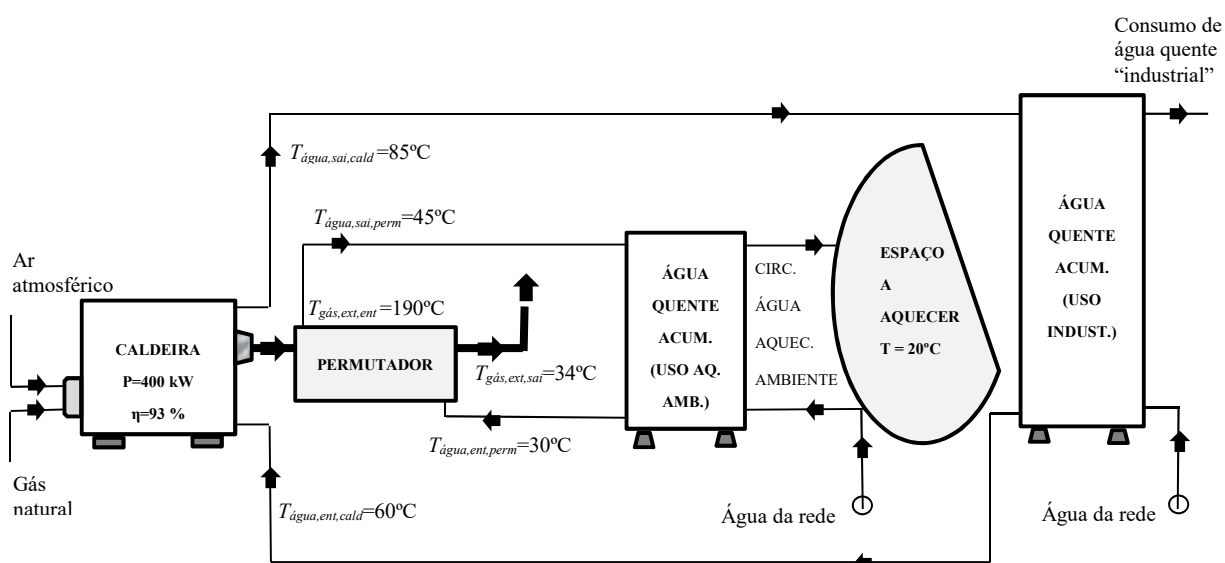


Figura 5.1 - Esquema simplificado do sistema de funcionamento

5.1.1 Determinação dos parâmetros da combustão do gás natural na caldeira

Para a análise que se pretende fazer nesta secção, é importante conhecer alguns dos parâmetros associados à reação de combustão que ocorre no queimador da caldeira. Pois, é a partir deles que é possível calcular a potência térmica associada aos gases de exaustão (produtos da reação de combustão), e que se pretende seja transferida para a água no permutador. Os parágrafos seguintes fazem a abordagem a esta questão.

5.1.1.1 Propriedades do gás natural

O gás natural é um combustível fóssil, cuja composição assenta numa mistura de hidrocarbonetos leves (compostos químicos com uma estrutura molecular suportada por ligações covalentes entre átomos de carbono e de hidrogénio). Este combustível é constituído essencialmente à base de metano, que, no caso presente, aparece na sua composição com uma percentagem de 87.885%. O etano, o propano, o dióxido de carbono e o nitrogénio, são outros dos elementos comumente encontrados na composição do gás natural, conforme se pode constatar a partir da análise da Figura 5.2.

Sendo o gás natural uma mistura, a sua composição, e por inerência as suas propriedades, não são iguais em todas as circunstâncias. De facto, o local onde ele é produzido, o seu processamento, ou ainda o seu transporte, são exemplos de fatores que as podem alterar.

Todavia, para efeito dos cálculos efetuados nesta secção, as propriedades deste combustível podem ser consultadas na Figura 5.2, e que se encontram resumidas na Tabela 5.1.

Gás natural de referência

	Magreb (% molar)	LNG (Min)	Média (Max)
Metano	87,885	92,215	90,05
Etano	8,056	4,841	6,4485
Propano	1,378	2,111	1,7445
i-butano	0,108	0,36	0,234
n-butano	0,158	0,381	0,2695
i-pentano	0,022	0,018	0,02
n-pentano	0,018	0,003	0,0105
n-hexano	0,02	0	0,01
Azoto	1,088	0,071	0,6795
Co2	1,266	0	0,633
Total	100,00	100,00	100,00

Peso moleoular	18,192	17,646	17,919
Massa volúmica, Kg/m ³	0,8141	0,7897	0,8019
Densidade relativa	0,6297	0,6107	0,6202

	Kwh/m ³	Kwh/m ³	Kwh/m ³
Poder Calorífico Superior	11,8	12	11,9
Poder Calorífico Inferior	10,66	10,85	10,755
Índice de Wobbe (sobre PCS)	14,87	15,36	15,115

De acordo com a Especificação M-00000-SPC-MI-0002-Rev6 - Gas Properties da REN Gasodutos

A composição do GN varia de acordo com a sua proveniência, mistura e qualidade, sendo os valores apresentados médias nacionais usadas para efeitos de comparação

Figura 5.2 – Constituição e propriedades do gás natural

Importado de [32]

Tabela 5.1 - Propriedades do Gás Natural (resumo da tabela da Figura 5.2)

<i>Gás Natural - Propriedades</i>		
<i>Massa volúmica - ρ [kg/m³]</i>	<i>Poder Calorífico Inferior - PCI</i>	
	<i>[kWh/m³]</i>	<i>[kWh/kg]</i>
0.81	10.66	13.16

5.1.1.2 Relação Ar-Combustível

A relação Ar-Combustível ($\text{kg}_{\text{ar}}/\text{kg}_{\text{GN}}$) é um parâmetro que traduz o caudal mássico de ar necessário, enquanto reagente, para a combustão do gás natural. O conhecimento deste valor é importante, porque, intervém no cálculo do caudal mássico dos gases de exaustão da caldeira (produtos da reação de combustão). Valor, este, fundamental para calcular a potência térmica associada aos gases de exaustão, que, ao ser transmitida à água no permutador, leva ao seu pré-aquecimento.

O ponto de partida na análise desta questão é o de saber qual a quantidade de oxigénio que é necessário fornecer à combustão para que todo o combustível seja queimando. Ora, atendendo a que o oxigénio necessário para a combustão é fornecido pelo ar, então o que realmente importa saber é qual a quantidade de ar que é preciso fornecer para criar as condições de uma combustão estequiométrica do gás natural (combustão ideal ou teórica onde se considera que todo o combustível é queimado). Assim:

- Atendendo a que a relação entre o volume de ar e o volume de gás natural é de 9.5, [33];
- Considerando que à pressão de 1 atm, e à temperatura de 13°C, a massa específica do ar é de 1.23 [kg/m³], [34]

Tem-se que a razão entre a massa de ar e a massa de gás natural na combustão tem um valor de 14.43 ($\text{kg}_{\text{ar}}/\text{kg}_{\text{GN}}$). Equação (5.1).

$$\begin{aligned}\frac{V_{\text{ar}}}{V_{\text{GN}}} &= 9.5 & [\text{m}^3_{\text{ar}}/\text{m}^3_{\text{GN}}] \\ \frac{m_{\text{ar}}}{m_{\text{GN}}} &= \frac{\rho_{\text{ar}} \times V_{\text{ar}}}{\rho_{\text{GN}} \times V_{\text{GN}}} = \frac{1.23}{0.81} \times 9.5 & [\text{kg}_{\text{ar}}/\text{kg}_{\text{GN}}] \\ \frac{m_{\text{ar}}}{m_{\text{GN}}} &= 14.43 & [\text{kg}_{\text{ar}}/\text{kg}_{\text{GN}}] \quad (5.1)\end{aligned}$$

Pode assim concluir-se que para queimar completamente 1 [kg] de gás natural é necessário fornecer 14.43 [kg] de ar, conforme se traduz na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 - Relação massa de Ar, massa de Gás Natural numa combustão estequiométrica

<i>Relação ar/combustível</i>		
<i>Massa GN [kg]</i>	<i>Massa ar [kg]</i>	<i>Massa ar / Massa GN [kg ar/kg GN]</i>
1	14.43	14.43

5.1.2 Determinação do caudal dos gases de exaustão

Para determinar o caudal mássico dos gases de exaustão ($\dot{m}_{\text{gás,ext}}$), produtos da reação de combustão do gás natural, é necessário começar por conhecer os caudais mássicos de gás natural e de ar, enquanto reagentes. Os capítulos que se seguem mostram a forma como estes caudais foram calculados.

5.1.2.1 Caudal mássico de Gás Natural - Reagente na reação de combustão

A necessidade de conhecer este valor reside no facto de que ele também participa no cálculo do caudal mássico dos gases de exaustão da caldeira.

A determinação do caudal mássico de gás natural ($\dot{m}_{GN}$), na combustão do queimador, pode ser feito a partir da Equação (5.2). Conforme se pode constatar, ele depende da potência da caldeira (P_{cald}), e do Poder Calorífico Inferior (PCI_{GN}) do combustível.

$$\dot{m}_{GN} = \frac{P_{cald}}{PCI_{GN}} \quad [\text{kg/h}] \quad (5.2)$$

Considerando a caldeira a funcionar com uma potência de 400 [kW], e o Poder calorífico inferior do gás natural (PCI_{GN}) com um valor de 13.16 [kWh/kg], conforme indicado na Tabela 5.1, pode calcular-se este parâmetro por aplicação direta da Equação acima, resultando:

$$\dot{m}_{GN} = \frac{400}{13.16} \quad [\text{kg/h}]$$

$$\dot{m}_{GN} = 30.4 \quad [\text{kg/h}]$$

5.1.2.2 Caudal mássico de ar - Reagente na reação de combustão estequiométrica

Conforme foi deduzido acima, para queimar completamente 1 [kg] de gás natural são necessários 14.43 [kg] de Ar, Equação (5.1). A partir do conhecimento deste valor, o caudal mássico de Ar na combustão ($\dot{m}_{ar}$), pode ser calculado a partir da Equação (5.3).

$$\dot{m}_{ar} = \dot{m}_{GN} \times \frac{\text{massa}_{ar}}{\text{massa}_{GN}} \quad [\text{kg/h}] \quad (5.3)$$

Fazendo a substituição dos valores já conhecidos na equação acima, resulta:

$$\dot{m}_{ar} = 30.4 \times 14.43 \quad [\text{kg/h}]$$

$$\dot{m}_{ar} = 438.67 \quad [\text{kg/h}]$$

5.1.2.3 Caudal mássico de Ar em excesso - Reagente na combustão com 10% de excesso de ar

Numa reação de combustão é de absoluta conveniência que todo o combustível seja queimado para evitar gases de exaustão mais poluentes e mais “sujos”. O monóxido de carbono, o excesso de fumo e as fuligens resultantes de uma combustão incompleta acabam por se depositar nas superfícies de contacto aumentando a sua resistência térmica e diminuindo a eficiência da combustão e do permutador. Por outro lado, uma combustão com ar insuficiente é menos segura e apresenta uma maior instabilidade da chama.

Por estes motivos, na prática, e para garantir que todo o combustível seja realmente queimado, a combustão deve ser feita com uma quantidade de ar superior ao valor teórico respetivo. Deste modo, ficam precavidas situações de funcionamento deficiente, por falta de oxigénio devido às oscilações na composição do combustível, ou a qualquer falha no controlo da relação ar/combustível. É assim importante conhecer-se o caudal mássico de ar em excesso ($\dot{m}_{ar,exc}$) na reação de combustão.

No caso de caldeiras, deve considerar-se um excesso de ar com valores compreendidos entre os 10% e os 20%. Para situações onde deva ser utilizado o gás natural, deve considerar-se um excesso de ar entre os 5% e os 10% [35].

A Figura 5.3 mostra a influência do excesso de ar e de combustível, na eficiência da combustão, assim como o seu efeito em termos dos valores de óxido de carbono na exaustão.

“A eficiência da combustão aumenta com o aumento do excesso de ar, até que a perda de calor no excesso de ar seja maior que o calor proporcionado pela combustão mais eficiente”.

Para este estudo, e perante o exposto acima, foi considerado um excesso de ar de 10%.

Assim, considerando o caudal de ar da combustão estequiométrica ($\dot{m}_{ar}$) como referência, tem-se que o caudal mássico de ar para a combustão real, ou com excesso de ar ($\dot{m}_{ar,exc}$), É calculado pela Equação (5.4).

$$\dot{m}_{ar,exc} = 1.1 \times \dot{m}_{Ar} \quad [\text{kg/h}] \quad (5.4)$$

Com a substituição do valor do caudal mássico de ar, acima calculado, resulta:

$$\dot{m}_{ar,exc} = 1.1 \times 438.67 \quad [\text{kg/h}]$$

$$\dot{m}_{ar,exc} = 482.54 \quad [\text{kg/h}]$$

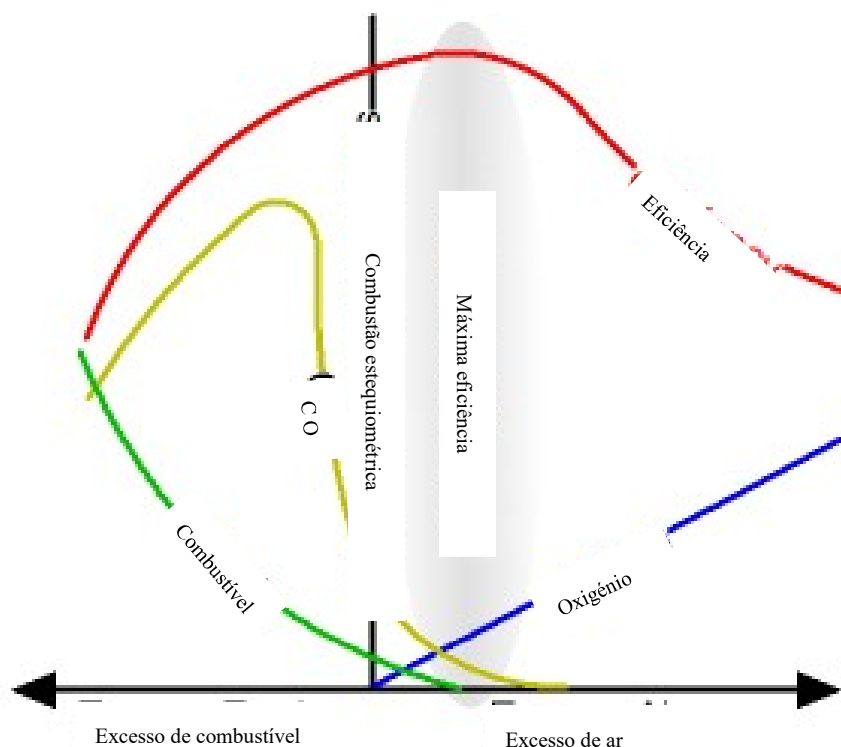


Figura 5.3 – Efeito do excesso de ar e combustível na combustão

Importado de [36]

5.1.2.4 Caudal mássico dos gases de exaustão da caldeira ($\dot{m}_{gás,ext}$) - Produtos da reação de combustão

Este caudal é calculado a partir da aplicação da lei de Lavoisier, ou lei de conservação da massa. Com base nesta lei pode-se afirmar que a massa antes e depois de uma reação química é a mesma. Por outras palavras, numa reação química, a massa dos reagentes é igual à massa dos produtos da reação.

Transportando este princípio para o caso da reação de combustão em estudo, pode escrever-se a Equação (5.5), para calcular o caudal mássico dos gases de exaustão ($\dot{m}_{gás,ext}$).

$$\dot{m}_{gás,ext} = \dot{m}_{GN} + \dot{m}_{ar,exc} \quad [\text{kg/h}] \quad (5.5)$$

Substituindo os valores na referida equação, obtém-se o valor do caudal mássico dos gases de exaustão:

$$\dot{m}_{gás,ext} = 30.4 + 482.54 \quad [\text{kg/h}]$$

$$\dot{m}_{gás,ext} = 512.94 \quad [\text{kg/h}]$$

A Tabela 5.3 pretende resumir os valores dos diferentes caudais calculados nos parágrafos anteriores. Esta tabela apresenta também os valores desses caudais correspondentes a potências de 600 kW e 800 kW, considerando a possibilidade de haver alteração na potência

de funcionamento da caldeira. Dos valores que constam na referida tabela, deve destacar-se o caudal mássico dos gases de exaustão, ($\dot{m}_{gás,ext}$), dado ser este um parâmetro fundamental nos cálculos que se farão no capítulo seguinte.

Tabela 5.3 – Valores dos caudais em jogo na combustão da caldeira a gás natural

<i>Caudal mássico dos gases de exaustão</i>				
<i>P_{cald} [kW]</i>	<i>$\dot{m}_{GN}$ [kg/h]</i>	<i>$\dot{m}_{ar}$ [kg/h]</i>	<i>$\dot{m}_{ar,exc}$ [kg/h]</i>	<i>$\dot{m}_{gás,ext}$ [kg/h]</i>
400	30.4	438.67	482.54	512.94
600	45.99	663.64	730.00	760.4
800	60.79	877.2	964.92	995.32

5.1.3 Cálculo da potência térmica dos gases de exaustão

Antes do cálculo da potência térmica associada aos gases da combustão, e que será transmitida para a água, é preciso definir as suas temperaturas na entrada e na saída do permutador.

5.1.3.1 Temperatura dos gases de exaustão

A temperatura dos gases de exaustão na saída da caldeira/entrada no permutador tem um valor, $T_{gás,ext,ent}=190$ [°C].

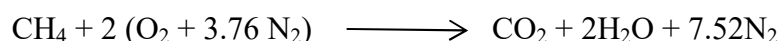
Por sua vez, à saída do permutador a temperatura destes gases, $T_{gás,ext,sai}=34$ [°C].

Ambos os valores referidos acima são valores aproximados de referência que resultam da informação recolhida nos catálogos da BOSCH [37], relativos às caldeiras de condensação de chão a gás, e às caldeiras de aço de baixa temperatura a gás. Sendo que estas últimas representam o tipo de caldeira considerada para este caso de estudo (UNI 3000 F). As Figuras B1 a B5 do Anexo B apresentam as suas características técnicas.

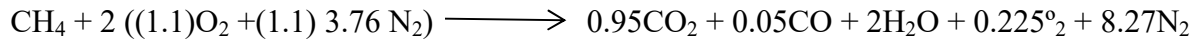
Porém, relativamente ao valor de 34 [°C], definido para a temperatura dos gases de exaustão na saída do permutador ($T_{gás,ext,sai}$), é oportuno fazerem-se algumas considerações, no sentido de o justificar.

Para tal, começemos por analisar a equação da reação de combustão estequiométrica do metano. Refira-se entretanto que se considera aceitável a simplificação de adaptar o resultado do estudo da reação de combustão do metano ao gás natural, uma vez que, o metano é o principal constituinte, e em elevada percentagem, daquele combustível.

Como se sabe numa combustão estequiométrica, teórica ou ideal, todo o combustível deve ser queimado. No caso da combustão do metano em análise, todo o carbono (C) e todo o hidrogénio (H) devem aparecer nos produtos da reação ligados, formando dióxido de carbono (CO₂), e água (H₂O) respetivamente.



Considere-se ainda a mesma reação, mas agora com 10% de excesso de ar, tomando como exemplo a reação de combustão do metano apresentada em [38].



Comparando as duas equações, verifica-se que, como era esperado, o caudal dos gases de exaustão aumentou no caso da combustão com 110% de ar teórico. Mas, a quantidade de água sob a forma de vapor nos produtos da reação é a mesma nos dois casos. Sendo assim, a percentagem de vapor em volume nos produtos de combustão, é menor no segundo caso. Sendo o seu valor apresentado abaixo.

$$\frac{\text{Volume H}_2\text{O}}{\text{Volume Total}} = \frac{2}{0.95+0.05+2+0.225+8.27} \times 100 = 17 \%$$

$$\frac{\text{Volume H}_2\text{O}}{\text{Volume Total}} = 17 \%$$

Consultando agora o gráfico apresentado na Figura 5.4 pode-se concluir que a temperatura de saturação dos gases de exaustão, temperatura à qual o vapor de água presente nos fumos de exaustão condensa, é de 58°C.

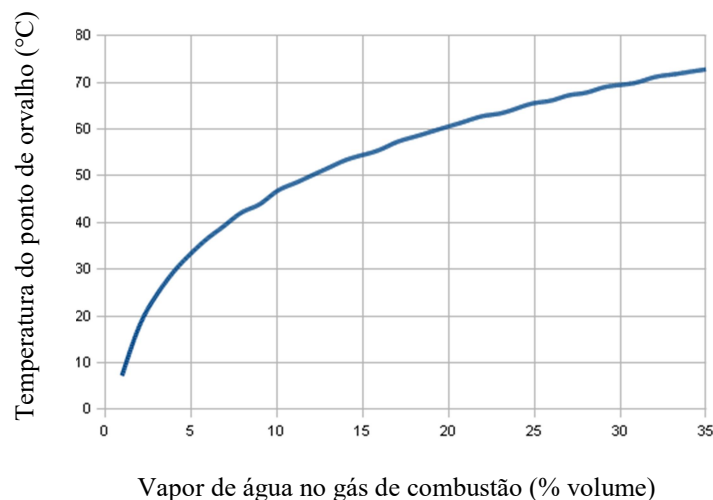


Figura 5.4 - Temperatura do ponto de orvalho dos gases de combustão

Importado de [39]

Por sua vez, a Figura 5.5, mostra o efeito da temperatura da água de entrada na eficiência das caldeiras de condensação [40]. Verifica-se pois, um significativo aumento na eficiência da caldeira na zona de condensação. Este resultado é justificado pelo aproveitamento do calor latente proveniente da condensação do vapor de água existente nos gases da combustão.

Pode assim perceber-se que a temperatura de entrada da água na caldeira é um parâmetro de fundamental importância. É necessário garantir que esta temperatura seja inferior à temperatura de orvalho dos fumos, para que seja possível à água receber o calor residual resultante da referida condensação, para o seu aquecimento.

Por fim, esta figura indica também o ponto de orvalho dos gases de combustão, que é de aproximadamente 127°F, ou 52.8°C.

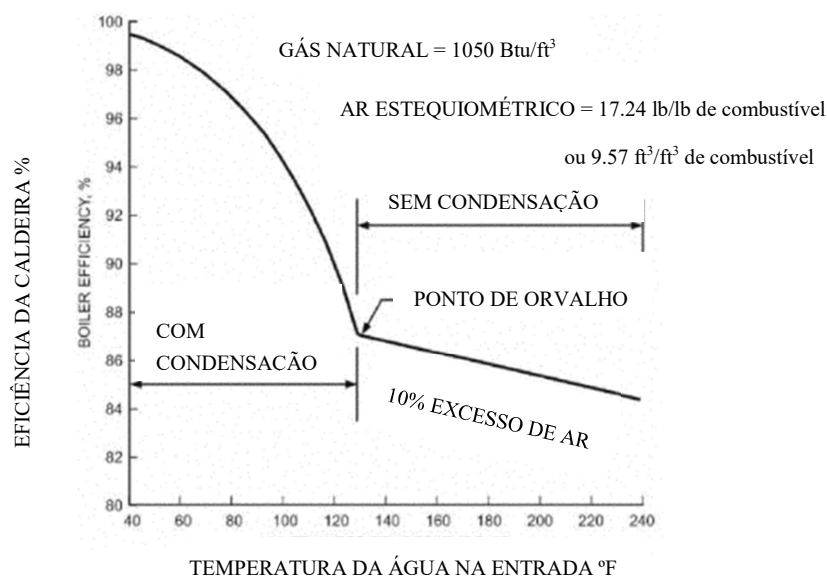


Figura 5.5 – Efeito da temperatura da água de entrada na eficiência das caldeiras de condensação

Importado de [41]

Perante o exposto, considera-se que a temperatura de saturação de vapor tem um valor de, $T_{sat}=58$ [°C].

Fazendo agora a respetiva transposição para o projeto em questão, resulta claro que os gases de exaustão devem sair do permutador a uma temperatura bastante abaixo dos 58°C, correspondentes à sua temperatura de saturação. Pois, só desta forma é possível que o vapor de água contido nos fumos possa condensar e transmitir para a água a energia térmica daí resultante.

Fica assim justificada a razão de se considerar $T_{gás,ext,sai} = 34$ °C.

5.1.3.2 Potência térmica associada aos gases de exaustão da caldeira

Na análise deste ponto deve-se começar por referir que o calor que a água recebe no permutador, é igual ao calor cedido pelos gases de exaustão ($\dot{Q}_{gás,ext}$), conforme Figura 3.17, devidamente traduzida pela Equação (3.21).

Neste sentido, o calor residual que se pode aproveitar no permutador para o aquecimento da água pode ser calculado pela soma algébrica das seguintes parcelas:

- Calor sensível₁ associado ao arrefecimento da massa do gás de exaustão húmido ($\dot{Q}_{sens,1}$), entre as temperaturas de entrada e de saturação, respetivamente 190 [°C] e 58 [°C];
- Calor sensível₂ associado ao arrefecimento da massa do gás de exaustão húmido ($\dot{Q}_{sens,2}$), entre as temperaturas de saturação e de saída dos gases de exaustão, respetivamente 58 [°C] e 34 [°C].
- Calor latente ($\dot{Q}_{lat}$) resultante da condensação do vapor de água entre a temperatura de saturação e a temperatura de saída dos gases de exaustão, respetivamente 58 [°C] e 34 [°C];

A Figura 5.6 esquematiza este raciocínio.

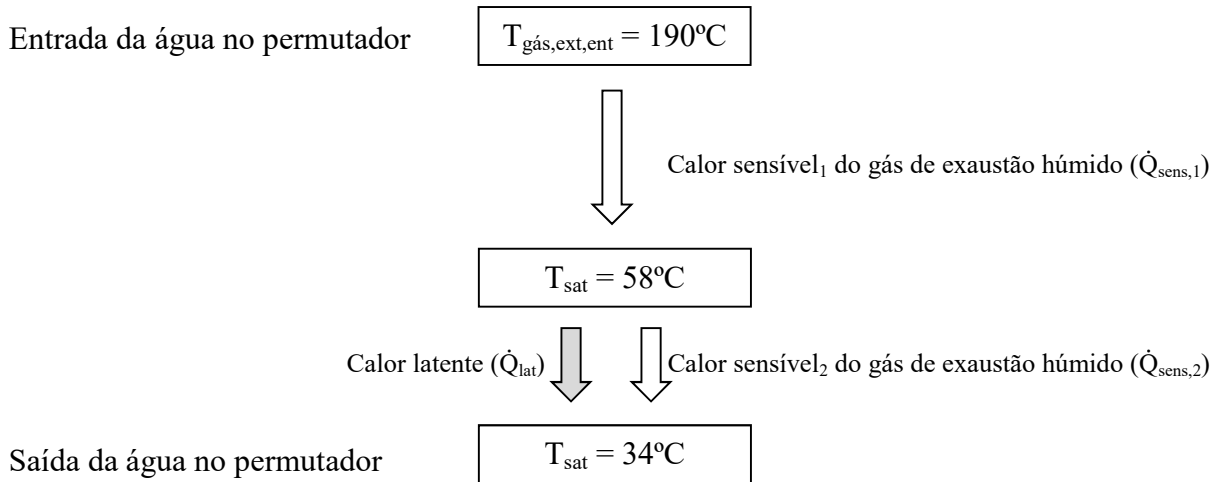


Figura 5.6 – Arrefecimento dos gases de exaustão e respetivas potências térmicas associadas

Deste modo, o valor da potência térmica associada ao gás de exaustão ($\dot{Q}_{gás,ext}$), e que será transmitida à água no permutador, pode ser expressa pela Equação (5.6).

$$\dot{Q}_{gás,ext} = \dot{Q}_{sens,1} + \dot{Q}_{sens,2} + \dot{Q}_{lat} \quad [\text{kW}] \quad (5.6)$$

Relativamente à equação representada, calcula-se de seguida cada uma das suas parcelas. Assim:

- **Cálculo do calor sensível associado ao arrefecimento do gás de exaustão húmido ($\dot{Q}_{sens,1}$)**

A potência térmica que está associada ao arrefecimento do gás de exaustão entre as temperaturas de entrada e de saturação, pode ser calculada através da Equação (5.7).

$$\dot{Q}_{sens,1} = \frac{\dot{m}_{gás,ext} \times C_{p,gás,ext} \times (T_{gás,ext,ent} - T_{sat})}{3600} \quad [\text{kW}] \quad (5.7)$$

Desta equação são conhecidos os valores do caudal dos gases de exaustão húmidos ($\dot{m}_{gás,ext}=512.94$ [kg/h]), e das temperaturas do gás de exaustão na entrada ($T_{gás,ext,ent} = 190^\circ\text{C}$) e de saturação ($T_{sat} = 58^\circ\text{C}$).

Relativamente ao calor específico dos gases de exaustão húmidos ($C_{p,gás,ext}$), é aceitável assumir um valor que seja um pouco superior ao do ar, dado o seu teor de humidade ser mais elevado, e inferior ao do vapor de água.

Assim:

- Tendo o calor específico do ar, à temperatura de 120 [$^\circ\text{C}$], um valor, $C_{p,ar}=1.014$ [kJ/kg·K] [42];
- Sendo o calor específico do vapor de água à temperatura de 120 [$^\circ\text{C}$], $C_{p,vap,ág}=1.901$ [kJ/kg·K] [43].

Considera-se que o calor específico do gás de exaustão, à mesma temperatura, tem um valor $C_{p,gás,ext}=1.2$ [kJ/kg·K].

Substituindo os valores respetivos na Equação acima e considerando a caldeira a funcionar com uma potência de 400 kW, determina-se o calor sensível₁.

$$\dot{Q}_{sens,1} = \frac{512.94 \times 1.2 \times (190-58)}{3600} \quad [\text{kW}]$$

$$\dot{Q}_{sens,1} = 22.57 \quad [\text{kW}]$$

A tabela 5.4 resume os cálculos efetuados acima, apresentando os valores do calor sensível₁ para diferentes potências de funcionamento da caldeira.

Tabela 5.4 – Valores do calor sensível₁

<i>Calor sensível₁</i>		
<i>P_{cald} [kW]</i>	<i>m_{gás,ext} [kg/h]</i>	<i>Q_{sens,1} [kW]</i>
400	512.94	22.57
600	760.40	33.46
800	995.32	43.79

- **Cálculo do calor sensível associado ao arrefecimento do gás de exaustão húmido ($\dot{Q}_{sens,2}$)**

A potência térmica que está associada ao arrefecimento do gás de exaustão, entre as temperaturas de saturação e de saída, pode ser calculada através da Equação (5.8).

$$\dot{Q}_{sens,2} = \frac{(\dot{m}_{gás,ext} \cdot \dot{m}_{água,cond}) \times C_{p,gás,ext} \times (T_{sat} - T_{gás,ext,sai})}{3600} [\text{kW}] \quad (5.8)$$

Desta equação são conhecidos todos os valores, à exceção da massa de água que condensa no permutador ($\dot{m}_{água,cond}$). Este valor é calculado conforme se explica a seguir.

- Cálculo da massa de água presente nos gases de exaustão ($\dot{m}_{água,gás,ext}$),

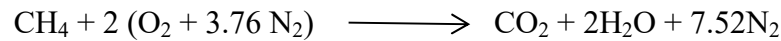
Este valor é calculado através da Equação (5.9), que representa a soma da massa de água que é formada na reação de combustão ($\dot{m}_{água,r,comb}$), com a massa de água que estava sob a forma de vapor no ar ($\dot{m}_{água,ar}$), que serviu de comburente para a combustão do gás natural.

$$\dot{m}_{água,gás,ext} = \dot{m}_{água,r,comb} + \dot{m}_{água,ar} \quad [\text{kg/h}] \quad (5.9)$$

A determinação de cada uma das parcelas da equação acima é feita como a seguir se demonstra.

a) Cálculo da massa de água que é formada na reação de combustão ($\dot{m}_{\text{água},r,comb}$)

A exemplo do que já foi feito anteriormente, comece-se por recorrer à equação da reação de combustão do metano, assumindo a simplificação de transpor os resultados obtidos para a combustão do gás natural.



Da análise desta equação é possível deduzir a relação entre a massa de vapor de água nos gases de exaustão e o volume de gás natural consumido na combustão, conforme se mostra a seguir:

$$\frac{\text{massa de vapor água gases exaustão}}{\text{volume de metano}} \quad [\text{kg vap/m}^3 \text{ metano}]$$

Ou

$$\frac{\text{massa de vapor água gases exaustão}}{\text{massa metano}/\rho_{\text{metano}}} \quad [\text{kg vap/m}^3 \text{ metano}]$$

À pressão e temperatura normais, de 1 [atm] e 20 [°C], a densidade do metano é igual a $\rho_{\text{metano}}=0.668$ [kg/m³], conforme [44]. Por substituição dos valores na equação acima, obtém-se o valor pretendido.

$$\frac{\text{massa de vapor água gases exaustão}}{\text{massa metano}/\rho_{\text{metano}}} = \frac{2 \times (2 \times 1 + 16)}{12 + 4 \times 1 / 0.668} \quad [\text{kg vap/m}^3 \text{ metano}]$$

$$\frac{\text{massa de vapor água gases exaustão}}{\text{massa metano}/\rho_{\text{metano}}} = 1.5 \quad [\text{kg vap/m}^3 \text{ metano}]$$

Transpondo este valor para a reação de combustão do gás natural, o valor da massa de água que é formada na reação será calculada pela Equação (5.10).

$$\dot{m}_{\text{água},r,comb} = \frac{\dot{m}_{GN}}{\rho_{GN}} \times \frac{\text{massa de vapor água gases exaustão}}{\text{volume de metano}} \quad [\text{kg/h}]$$

Substituindo os valores na equação acima

$$\dot{m}_{\text{água},r,comb} = \frac{30.4}{0.81} \times 1.5 \quad [\text{kg/h}]$$

$$\dot{m}_{\text{água},r,comb} = 56.3 \quad [\text{kg/h}]$$

b) Cálculo da massa de água sob a forma de vapor no ar comburente ($\dot{m}_{\text{água},ar}$)

Uma vez que a reação de combustão do metano foi analisada considerando ar seco enquanto comburente, é necessário calcular a quantidade de água presente no ar que foi consumido pela combustão.

Por consulta do diagrama psicrométrico, sabe-se que para uma temperatura de 10 [°C] e para 50% de humidade relativa (valores arbitrados), a quantidade de água correspondente ao ar seco é de 0.0037 [kg vapor/kg ar seco]. Ou seja, a 1 [kg] de ar seco corresponde 0.0037 [kg] de vapor de água.

Assim, para 482.54 [kg/h] de caudal mássico de ar consumido na combustão do gás natural ($\dot{m}_{ar,exc}=482.54$ [kg/h]; $P_{cald}=400$ [kW]) corresponderá uma a massa de água no ar de:

$$\dot{m}_{\text{água},ar}=0.0037 \times 482.54 \quad [\text{kg/h}]$$

$$\dot{m}_{\text{água},ar}=1.79 \quad [\text{kg/h}]$$

Finalmente recorrendo à Equação (5.9) e substituindo os valores respetivos, obtém-se o valor do caudal mássico de vapor de água presente nos gases de exaustão.

$$\dot{m}_{\text{água},gás,ext}=56.3+1.79 \quad [\text{kg/h}]$$

$$\dot{m}_{\text{água},gás,ext}=58.09 \quad [\text{kg/h}]$$

ii. Cálculo da massa de água nos gases de exaustão à saída ($\dot{m}_{\text{água},gás,ext,s}$)

Considerando as condições de saída dos gases de exaustão com uma Humidade Relativa de 100% e uma temperatura de 34 [°C], pode-se concluir, por consulta do diagrama psicrométrico, que nestas condições os gases de exaustão têm 34.5 [g vap/kg Ar]. A massa de água nos gases de exaustão à saída pode ser calculada pela Equação (5.10)

$$\dot{m}_{\text{água},gás,ext,s}=34.5 \times 10^{-3} \times \dot{m}_{gás,ext} \quad [\text{kg/h}] \quad (5.10)$$

$$\dot{m}_{\text{água},gás,ext,s}=34.5 \times 10^{-3} \times 512.94 \quad [\text{kg/h}]$$

$$\dot{m}_{\text{água},gás,ext,s}=17.69 \quad [\text{kg/h}]$$

iii. Cálculo do caudal mássico de vapor que condensa no permutador ($\dot{m}_{\text{água},cond}$)

Este valor é calculado pela Equação (5.11), que estabelece a diferença entre o caudal mássico de água no gás de exaustão ($\dot{m}_{\text{água},gás,ext}$) e o caudal mássico de água contido no gás de exaustão à saída ($\dot{m}_{\text{água},gás,ext,s}$). Valores calculados acima.

$$\dot{m}_{\text{água,cond}} = \dot{m}_{\text{água,gás,ext}} - \dot{m}_{\text{água,gás,ext,s}} [\text{kg/h}] \quad (5.11)$$

$$\dot{m}_{\text{água,cond}} = 58.09 - 17.69 \quad [\text{kg/h}]$$

$$\dot{m}_{\text{água,cond}} = 40.4 \quad [\text{kg/h}]$$

Pode agora com todos os valores conhecidos calcular-se o valor do calor sensível₂, pela aplicação da Equação (5.8) anteriormente referida.

$$\dot{Q}_{\text{sens},2} = \frac{(512.94 - 40.4) \times 1.2 \times (58 - 34)}{3600} \quad [\text{kW}]$$

$$\dot{Q}_{\text{sens},2} = 3.78 \quad [\text{kW}]$$

Admitindo a possibilidade de a caldeira trabalhar com potências superiores, 600 e 800 [kW], a Tabela 5.5 apresenta os valores dos caudais em jogo e do calor sensível₂ do gás de exaustão para estas potências de funcionamento.

Tabela 5.5 – Valores dos caudais e do calor sensível₂ devido ao arrefecimento dos gases de exaustão

<i>Calor sensível₂</i>								
<i>P_{cald}</i> [kW]	<i>m_{GN}</i> [kg/h]	<i>m_{gás,ext}</i> [kg/h]	<i>m_{água,r,comb}</i> [kg/h]	<i>m_{água,ar}</i> [kg/h]	<i>m_{água,gás,ext}</i> [kg/h]	<i>m_{água,gás,ext,s}</i> [kg/h]	<i>m_{água,cond}</i> [kg/h]	<i>Q_{sens,2}</i> [kW]
400	30.4	512.94	56.30	1.79	58.09	17.69	40.40	3.78
600	45.99	760.40	85.17	2.66	87.83	26.23	61.60	5.59
800	60.79	995.32	112.57	3.57	116.14	34.34	81.80	7.31

- **Calor latente (*Q_{lat}*) resultante da condensação do vapor de água**

O valor desta energia pode ser calculado com recurso à Equação (5.12).

$$\dot{Q}_{\text{lat}} = \frac{\dot{m}_{\text{água,cond}} \times h_{\text{vap}}}{3600} \quad [\text{kW}] \quad (5.12)$$

Nesta equação:

-A massa de água dos gases de exaustão que condensa no permutador foi calculada acima, sendo o seu valor de, $\dot{m}_{\text{água,cond}} = 40.4$ [kg/h], para uma potência de funcionamento da caldeira de 400 [kW];

- O calor latente de vaporização (h_{vap}), ou entalpia de vaporização, representa a quantidade de energia térmica libertada pelo vapor de água, presente nos gases de exaustão, ao condensar. O

seu valor é calculado pela diferença de entalpias específicas de vapor e líquido, à temperatura de saturação. Considerando $T_{sat}=58$ [°C] tem-se, conforme [45]:

$$h_{vap}=2363 \quad [\text{kJ/kg}]$$

Fazendo a substituição de todos os valores conhecidos na Equação (5.12), pode-se determinar o calor latente em causa resultante da condensação da água que estava presente nos gases de exaustão sob a forma de vapor.

$$\dot{Q}_{lat} = \frac{40.4 \times 2363}{3600} \quad [\text{kW}]$$

$$\dot{Q}_{lat}=26.52 \quad [\text{kW}]$$

Os resultados anteriores foram obtidos considerando a caldeira a funcionar com uma potência térmica útil de 400 [kW]. A Tabela 5.6 mostra os valores destas grandezas para as potências de funcionamento da caldeira de 600 kW e 800 kW.

Tabela 5.6 – Valores do calor latente no permutador derivado da condensação da água

<i>Calor Latente</i>		
<i>P_{cald} [kW]</i>	<i>$\dot{m}_{\text{água,cond}}$ [kg/h]</i>	<i>$\dot{Q}_{lat}$ [kW]</i>
400	40.40	26.52
600	61.60	40.43
800	81.80	53.69

Finalmente é possível calcular a potência térmica associada aos gases de exaustão da caldeira ($\dot{Q}_{gás,ext}$), bastando aplicar os valores já calculados na Equação (5.6).

$$\dot{Q}_{gás,ext}=22.57+3.78+26.52 \quad [\text{kW}]$$

$$\dot{Q}_{gás,ext}=52.87 \quad [\text{kW}]$$

A Tabela 5.7 representa uma extrapolação dos valores das potências térmicas dos gases de exaustão da caldeira considerando também potências de funcionamento de 600 e 800 kW.

Tabela 5.7 - Potências térmicas dos gases de exaustão da caldeira

<i>Potência térmica dos gases de exaustão</i>				
$P_{cald} [kW]$	$\dot{Q}_{sens,1} [kW]$	$\dot{Q}_{sens,2} [kW]$	$\dot{Q}_{lat} [kW]$	$\dot{Q}_{gás,ext} [kW]$
400	22.57	3.78	26.52	52.87
600	33.46	5.59	40.43	79.48
800	43.79	7.31	53.69	104.79

Pela análise dos valores obtidos, pode-se concluir que a potência associada ao calor latente resultante da condensação da massa de água presente nos gases de exaustão representa cerca de 50% da potência térmica total. É por isso um valor significativo que não deve ser ignorado.

5.1.4 Cálculo do caudal de água na caldeira

Nesta secção do trabalho pretende-se calcular e definir o caudal de água que circula na caldeira ($\dot{m}_{água,cald}$), assim como as suas temperaturas de entrada e saída, enquanto parâmetros importantes para as especificações de funcionamento do sistema.

- Temperatura da água que circula na caldeira ($T_{água,sai,cald}$ e $T_{água,ent,cald}$)

Relativamente à água que circula na caldeira considerou-se que ela deve ter as seguintes temperaturas de entrada e saída:

- A temperatura à entrada da caldeira ($T_{água,ent,cald}$) é de 60 [°C]
- A temperatura à saída da caldeira ($T_{água,sai,cald}$) é de 85 [°C]

- Caudal mássico de água que circula na caldeira ($\dot{m}_{água,cald}$)

O cálculo deste parâmetro requer o conhecimento do calor específico da água ($C_{p,água}$), e da sua temperatura à entrada ($T_{água,ent,cald}$) e à saída da caldeira ($T_{água,sai,cald}$). Quanto aos valores da temperatura da água, eles foram definidos no ponto anterior. No que diz respeito ao seu calor específico, considerado para uma temperatura média de 70 [°C], ele tem um valor de 4.19 [KJ/kg·K], conforme [46].

É necessário também conhecer o rendimento da caldeira (η_{cald}) que se pretende instalar no sistema. Considerando uma caldeira do tipo BOSCH, pode-se conhecer o seu rendimento a partir da consulta do respetivo catálogo [37]. As Figuras B1 a B5 mostram um extrato do referido catálogo. Conclui-se assim que o rendimento da caldeira é de 93%.

Com estes valores conhecidos, pode calcular-se a caudal mássico da água que circula na caldeira ($\dot{m}_{água,cald}$). Para tal recorre-se à Equação (5.13), na qual (P_{cald}) representa a potência térmica nominal da máquina.

$$\dot{m}_{água,cald} = \frac{\eta_{cald} \times P_{cald}}{C_{p,água} \times (T_{água,sai,cald} - T_{água,ent,cald})} \quad [kg/h] \quad (5.13)$$

Substituindo agora todos os valores já conhecidos nesta equação, e considerando a caldeira a trabalhar com uma potência de 400 [kW], vem:

$$\dot{m}_{\text{água,cald}} = \frac{0.93 \times 400 \times 3600}{4.19 \times (85-60)} \quad [\text{kg/h}]$$

$$\dot{m}_{\text{água,cald}} = 12784.7 \quad [\text{kg/h}]$$

A Tabela 5.8 representa uma extrapolação dos valores dos caudais mássicos de água que atravessa a caldeira, considerando potências de funcionamento de 600 e 800 [kW].

Tabela 5.8 - Caudais mássicos de água que atravessam a caldeira

<i>Caudal mássico de água que circula na caldeira</i>		
$P_{\text{cald}} [\text{kW}]$	$\eta_{\text{cald}} [\%]$	$\dot{m}_{\text{água,cald}} [\text{kg/h}]$
400		12784.7
600	93	19177.1
800		25569.5

5.1.5 Cálculo do caudal de água no permutador

De forma idêntica à análise feita no ponto anterior, nesta secção pretende-se calcular e definir o caudal de água que circula no permutador, e respetivas temperaturas, de entrada e saída.

- Temperatura da água que circula no permutador ($T_{\text{água,sai,perm}}$ e $T_{\text{água,ent,perm}}$)

De modo idêntico a água que circula no permutador deve ter as seguintes temperaturas de entrada e saída:

- A temperatura à entrada do permutador, $T_{\text{água,ent,perm}}=30$ [°C]
- A temperatura à saída do permutador, $T_{\text{água,sai,perm}}=45$ [°C]

As temperaturas acima indicadas, de entrada e saída da água no permutador, foram escolhidas a partir do pressuposto de que será usado um sistema de aquecimento de baixas temperaturas para aquecer o espaço referido. Por exemplo, um sistema de pavimento radiante.

- Caudal de água que circula no permutador ($\dot{m}_{\text{água,perm}}$)

O cálculo deste parâmetro pode ser feito com recurso à Equação (5.14).

$$\dot{m}_{\text{água,perm}} = \frac{\dot{Q}_{\text{água,perm}}}{C_{p,\text{água}} \times (T_{\text{água,sai,perm}} - T_{\text{água,ent,perm}})} \quad [\text{kg/h}] \quad (5.14)$$

Particularmente, no que concerne à potência térmica que a água recebe no permutador, ela é igual à potência térmica cedida pelo gás de exaustão, entretanto já anteriormente calculada.

$$\dot{Q}_{\text{água,perm}} = \dot{Q}_{\text{gás,ext}} \quad [\text{kW}]$$

Assim sendo, a partir da Equação (5.14), obtém-se a Equação (5.15)

$$\dot{m}_{\text{água,perm}} = \frac{\dot{Q}_{\text{gás,ext}}}{C_{p,\text{água}} \times (T_{\text{água,sai,perm}} - T_{\text{água,ent,perm}})} \quad [\text{kg/h}] \quad (5.15)$$

Nesta equação os valores da temperatura de entrada e saída da água no permutador já foram determinados no parágrafo anterior.

Considerando a caldeira a funcionar com uma potência térmica de $P_{\text{cald}}=400$ [kW], tem-se uma potência térmica dos gases de exaustão $\dot{Q}_{\text{gás,ext}}=52.87$ [kW], conforme visto na secção 5.1.3.

Por sua vez o calor específico da água, considerado para uma temperatura média de 55°C, tem um valor de $C_{p,\text{água}}=4.19$ [KJ/kg·K], conforme [46].

Assim, uma vez conhecidos todos os valores necessários, basta proceder à respetiva substituição na Equação (5.15), para calcular o caudal mássico de água no permutador.

$$\dot{m}_{\text{água,perm}} = \frac{52.87 \times 3600}{4.19 \times (45-30)} \quad [\text{kg/h}]$$

$$\dot{m}_{\text{água,perm}} = 3028.3 \quad [\text{kg/h}]$$

Procedendo a cálculos idênticos aos anteriores para as potências térmicas nominais da caldeira de 600 kW e 800 kW, obtêm-se os valores do caudal mássico de água que atravessa o permutador, e que constam na Tabela 5.9.

Tabela 5.9 – Valores do caudal mássico de água que circula no permutador

<i>Caudal mássico de água que circula no permutador</i>		
<i>$P_{\text{cald}} [\text{kW}]$</i>	<i>$\dot{Q}_{\text{gás,ext}} [\text{kW}]$</i>	<i>$\dot{m}_{\text{água,perm}} [\text{kg/h}]$</i>
400	52.87	3028.3
600	79.48	4552.6
800	104.79	6002.3

5.2 Seleção dos componentes e localização dos fluidos no permutador

Na seleção dos componentes do permutador não deve ser ignorado o facto de existir condensação do vapor de água presente nos gases de exaustão da caldeira. Deste modo é necessário ter em consideração este facto no que respeita à seleção dos materiais de fabrico da carcaça. Existe também a necessidade de controlar os condensados no sentido da sua drenagem.

Por outro lado, perante esta questão da seleção de um permutador, deve haver o cuidado de levar em linha de conta as orientações normativas sobre esta matéria. Para o efeito deve-se considerar o sistema de normalização relacionada com estes equipamentos. Concretamente o sistema de normalização TEMA-Tubular Exchangers Manufacturers Association (EUA), já abordado no Capítulo 3.2.2.1.

5.2.1 Seleção dos componentes

Neste ponto pretende-se fazer uma primeira seleção de alguns dos componentes do permutador carcaça-tubos, de forma a definir, em parte, uma primeira constituição básica do permutador pretendido. Simultaneamente é feita uma breve referência a algumas das características desses mesmos componentes que se revelem importantes para a sua seleção e para o seu dimensionamento.

- **Observação**

É importante referir que algumas das características dos componentes agora escolhidas, podem vir a ser alteradas em função dos cálculos que se vierem a realizar na secção 5.3 seguinte.

Assim, atendendo à classificação dos permutadores tipo carcaça-tubos, e segundo os critérios de seleção apresentados em [18], o modelo preliminar do permutador apresenta a seguinte primeira configuração de componentes:

- **Carcaça “de uma passagem, tipo E”.**

Esta escolha é feita pela simplicidade de construção, pelo seu baixo custo, e pelo facto de esta carcaça apresentar a vantagem de permitir uma temperatura média elevada, o que contribui para uma melhor eficiência térmica.

- **Cabeça frontal “canal integral com chapa suporte de tubos e cobertura amovível, tipo C”**

A razão desta opção reside essencialmente no facto de permitir um acesso fácil aos tubos, facilitado pelo seu tipo de cobertura amovível.

- **Cabeça terminal “flutuante com proteção, tipo S”**

Esta solução foi escolhida essencialmente porque tem um baixo custo de manutenção, e também porque é de fácil manutenção.

Dada a sua configuração, as operações de limpeza dos tubos, ou de remoção do feixe, são possíveis e relativamente fáceis de realizar. Ainda que para tal seja necessário proceder à remoção das duas extremidades do permutador

Por outro lado este tipo de cabeça terminal permite dilatações térmicas, o que pode ser importante no funcionamento do permutador.

- Separadores “transversais de segmentos simples”

Estes componentes têm uma função muito importante no desempenho do permutador, conforme foi dito na secção 3.2.2.3. Assim, seguem-se algumas notas, importantes para o dimensionamento que se fará no capítulo seguinte.

Estes componentes devem respeitar uma distância entre si compreendida entre um valor mínimo, definido como sendo o maior entre 50.8 mm e $0.2 \times D_c$, e um valor máximo que definido como sendo o diâmetro da carcaça (D_c)

Por outro lado, segundo TEMA, o espaçamento máximo sem que os tubos sejam suportados, deve estar entre 50 e 80 diâmetros dos tubos, consoante o diâmetro dos tubos e o material de que estes são feitos.

Um outro aspeto relevante para o dimensionamento destes componentes do permutador tem que ver com o seu corte, que deve ser igual a 20% do diâmetro da carcaça para o espaçamento mínimo e de 33% para o espaçamento máximo, conforme [18].

- Arranjo dos tubos “configuração triangular a 30° “

O arranjo dos tubos é um parâmetro que influencia bastante as condições do escoamento do lado da carcaça (velocidade e a perda de carga), e consequentemente a transferência de calor no permutador.

Quanto à sua escolha, apesar de a limpeza mecânica no lado da carcaça ser beneficiada com arranjos quadrados a 45° ou a 90°, ela recai sobre uma configuração triangular a 30°, conforme o ilustrado na Figura 5.7, dada a sua boa relação transferência de calor/perda de carga. Entretanto para facilitar as operações de limpeza, o passo deve ser o maior possível.

Escoam. cruzado →	θ_{tp}	L_{pn}	L_{pp}
	30°	$0.5 L_{tp}$	$0.866 L_{tp}$
	90°	L_{tp}	L_{tp}
	45°	$0.707 L_{tp}$	$0.707 L_{tp}$

Figura 5.7 - Parâmetros relativos ao arranjo dos tubos no permutador

θ_{tp} ângulo; L_{tp} Passo transversal; L_{pp} Passo paralelo; L_{pn} Passo normal

Importado de [18]

- **Passo 1¼"**

O passo tem bastante influência nas condições do escoamento do lado da carcaça. Para este caso escolheu-se um passo de 1".

- **Razão de passo "passo/diâmetro tubos"**

Segundo as normas TEMA a razão de passo deve variar entre 1.25 e 1.5.

- **Tubos "tubos lisos com diâmetro exterior 1" e fabricados em aço inoxidável tipo 410",**

Conforme já foi referido anteriormente, os tubos podem ter ou não alhetas para facilitarem a transferência de calor. Os tubos com alhetas, têm entre 600 e 1000 alhetas por metro, com uma altura compreendida entre 1 a 2 mm. Desta forma é aumentada para o dobro, ou mesmo mais, a área de transferência relativamente aos tubos lisos [18].

Para este caso de estudo as opções foram as seguintes:

- Quanto às dimensões, tubos de 1";
- Quanto à superfície, tubos lisos interior exteriormente;
- Quanto ao material, foi levado em conta que os tubos do permutador devem apresentar características de boa resistência à corrosão, e de elevada condutibilidade térmica. Pelo que, o material escolhido para o fabrico dos tubos do permutador foi o aço inoxidável tipo 410. O cobre também seria uma ótima solução, apresentando uma condutibilidade térmica muito superior, mas o seu preço seria por certo mais elevado, e aparentemente não se justificaria. A condutibilidade térmica do material escolhido tem um valor, $\lambda_p=24.9$ [W/m·K] [47].

- **Número de passagens nos tubos "1 passagem"**

Para facilitar em termos da opção pro cabeças do permutador mais simples, o número de passagens nos tubos deve ser tão baixo quanto possível.

5.2.2 Distribuição dos fluidos

Conforme já foi referido anteriormente, os fluidos em causa neste caso de estudo, são os gases de exaustão de uma caldeira industrial a gás para aquecimento de água, e água. Trata-se por isso de um permutador gás-água.

A questão que agora se coloca é a de definir, com base em razões tao objetivas quanto possível, qual dos fluidos deve ser colocado nos tubos, e qual deve ser colocado na carcaça do permutador. Este problema não é de resolução óbvia, na medida em que existem vários aspetos a considerar, e nem todos apontam para a mesma solução.

Assim, na análise deste problema, segundo [18], devem ser analisados e conjugados fatores relacionados com o permutador (limpeza), com as características dos fluidos (potencial corrosivo, viscosidade, custo), e com as condições de funcionamento (pressão, temperatura, caudal, perda de carga).

Desenvolvendo algum raciocínio em torno dos aspetos referidos, pode começar por se dizer que é boa prática colocar nos tubos do permutador o fluido mais sujo, uma vez que são de mais fácil limpeza que a carcaça, o fluido mais corrosivo, para evitar carcaças de ligas especiais bastante caras, o fluido com maior pressão, para evitar carcaças caras devido à grande espessura necessária, o fluido com maior temperatura, para evitar perdas de calor para o exterior pela carcaça e por razões de segurança, o fluido para o qual seja crítica a perda de carga, pois esta é mais fácil de ser calculada no tubos do que na carcaça.

Por outro lado, deve colocar-se na carcaça o fluido com menor caudal, para evitar escoamentos turbulentos e uma perda de eficiência dada a necessidade de maior número de passagens.

A solução para este projeto, e após alguma ponderação em torno de todos os aspetos considerados, conduz a uma solução de compromisso que recai em colocar os gases de exaustão da caldeira na carcaça do permutador, devendo a água circular nos tubos.

Para esta opção contribuiu também o propósito de maximizar o coeficiente global de transferência de calor do permutador, colocando o fluido com menor coeficiente de transferência de calor do lado da carcaça. Na circunstância os gases de exaustão.

5.3 Dimensionamento do permutador

5.3.1 Metodologia

Para resolver o problema do dimensionamento do permutador, e assim determinar as suas características geométricas e térmicas (KA), é necessário aplicar uma metodologia que assenta num processo iterativo conforme [18]. Segundo este processo, são analisados diferentes modelos matemáticos, representativos de exemplares de permutadores, até que seja encontrado um exemplar que satisfaça os requisitos pretendidos, e que seja aceite como o permutador que responde às necessidades procuradas.

Este processo de dimensionamento de permutadores, embora possa ser feito de forma manual, a verdade é que dada a sua complexidade e possibilidade de erros humanos, ele é normalmente feito com recurso a computadores. Neste trabalho esta metodologia será aplicada manualmente.

Refira-se que nesta metodologia o comprimento do permutador é considerado como sendo uma variável, devendo ser calculado para as outras dimensões, que são impostas em cada etapa do método.

No esquema representado na Figura 5.8 reproduz-se o algoritmo desenvolvido em [18], mostrando-se o processo iterativo referido acima.

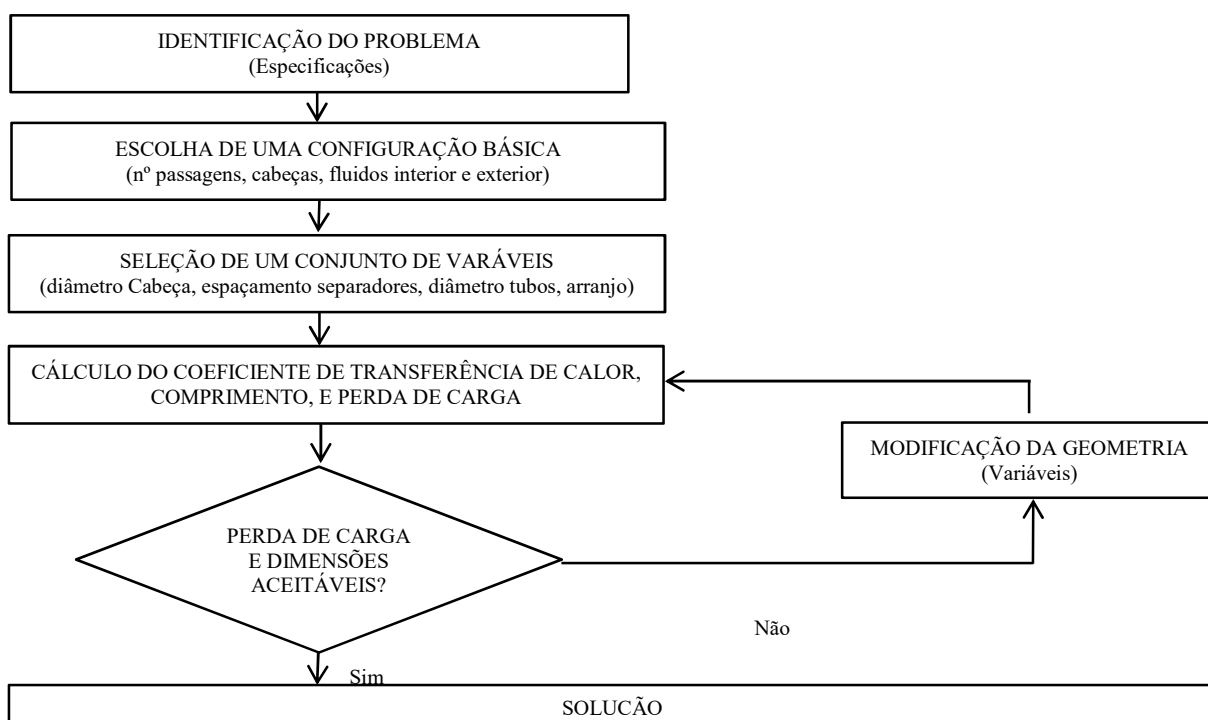


Figura 5.8 – Algoritmo do processo de dimensionamento térmico

Esta opção tem essencialmente que ver com o facto de não fazerem parte deste trabalho a seleção de outros equipamentos constituintes do sistema global, como sejam, por exemplo, as bombas hidráulicas. Aliás, como já foi anteriormente referido.

5.3.2 Dimensionamento de um modelo preliminar

Chegados a este ponto, importa agora conceber um modelo inicial que sirva como primeira aproximação à solução definitiva desejada. Este é um passo importante no dimensionamento do permutador, na medida em que, permite desde logo ter uma noção das dimensões de atravancamento, das características e dos custos do equipamento.

Para encontrar o primeiro modelo de permutador, aproximado do pretendido, e que seja a base de arranque do processo iterativo, deve-se começar por se determinar a Área estimada de transferência no permutador (A_e), a partir da Equação (5.16). Por outro lado, também se deve levar em linha de conta a seleção de componentes que foi feita na secção 5.2.1.

Refira-se que a Equação (5.16) resulta da Equação (3.22), relativamente à qual foram feitas duas considerações. Concretamente foi introduzido o fator “ F ” que representa o fator de correção para permutadores nos quais os arranjos de fluxos não são em contra corrente. E foi considerado também que o processo de transferência de calor no permutador é calculado pelo Método da Diferença de Temperatura Média Logarítmica (DTML), sendo por isso $\Delta T = \Delta T_{ml}$. Pelo que:

$$A_e = \frac{\dot{Q}}{K_e \times F \times \Delta T_{ml}} \quad [\text{m}^2] \quad (5.16)$$

Onde:

A_e representa a área estimada de permuta térmica,

$\dot{Q}$ representa o fluxo de calor trocado no permutador,

F representa o fator de correção para arranjos de fluxos diferentes de fluxos em contra corrente,

ΔT_{ml} representa a Diferença de Temperatura Média Logarítmica no permutador, e

K_e representa o coeficiente global de transferência de calor estimado.

Quanto à determinação dos parâmetros da Equação acima representada podem-se fazer as seguintes considerações:

- O fluxo de calor trocado no permutador ($\dot{Q}$), foi calculado na secção 5.1.3 e, considerando a caldeira a trabalhar com uma potência térmica de 400 [kW], tem um valor de $\dot{Q}=52.87$ [kW].
- O Fator de correção assume o valor da unidade ($F=1$), por se considerar que se trata de um permutador com fluxos em contra corrente.

Com o propósito de justificar esta opção, refira-se que numa análise mais rigorosa o escoamento em causa não é um escoamento em contra corrente “puro”, assim como também não é um escoamento cruzado no verdadeiro sentido do conceito. Na realidade os separadores obrigam o fluido da carcaça a deslocar-se num movimento “misto”, sendo um escoamento “cruzado em contra corrente”.

Por outro lado, a entrada no gráfico da Figura 3.21, que permite determinar o fator de correção (F) para um permutador de fluxos cruzados, a partir do conhecimento da eficiência de temperatura (P), e da razão de capacidades térmicas (R), é impossível. Pois no caso de estudo em concreto, a diferença de temperaturas, entre a entrada e a saída do fluido do lado da carcaça (gás de exaustão) é bastante superior à equivalente diferença de temperaturas do

fluido do lado dos tubos (água). Este facto leva a que $R=13.5$, valor bastante superior a 4, valor máximo no gráfico.

$$R = \frac{190-55}{60-50} = 13.5$$

- A Diferença de Temperatura Média Logarítmica (ΔT_{ml}), considerada durante o processo de permuta térmica no permutador, é calculada pela Equação (5.17), conforme referido em 3.2.3.2.

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{qs}-T_{fe})-(T_{qe}-T_{fs})}{\ln((T_{qs}-T_{fe})/(T_{qe}-T_{fs}))} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (5.17)$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{gás,ext,sai}-T_{água,ent,perm})-(T_{gás,ext,ent}-T_{água,sai,perm})}{\ln((T_{gás,ext,sai}-T_{água,ent,perm})/(T_{gás,ext,ent}-T_{água,sai,perm}))}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{(34-30)-(190-45)}{\ln((34-30)/(190-45))} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$\Delta T_{ml} = 39.3 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

- O valor do coeficiente global de transferência de calor (K) pode ser obtido a partir da consulta bibliográfica, onde se encontram tabelas que indicam os valores para este item. Porém, estes valores tabelados, ao não levarem em linha de conta alguns parâmetros do escoamento, acabam por apresentar uma grande amplitude de valores possíveis para (K), o que torna o processo pouco preciso.

Sendo assim, o valor do coeficiente global de transferência de calor será estimado (K_e) a partir do método explanado em [18], e que se desenvolve a seguir.

Refira-se entretanto que, apesar do método ser desenvolvido para os fluidos ar/água, ele pode ser adaptado ao caso de estudo em questão, a partir do momento em que se considera as propriedades do gás de exaustão da combustão do gás natural idênticas às propriedades do ar.

O primeiro passo deste método consiste em arbitrar o diâmetro da carcaça ($D_{c,e}$), a partir do conhecimento prévio dos caudais. O caudal dos gases de exaustão que percorrem o permutador pelo lado da carcaça, ($\dot{m}_{gás,ext}$), e o caudal de água nos tubos do permutador ($\dot{m}_{água,perm}$). Caudais, estes, já determinados em secções anteriores, 5.1.2 e 5.1.5, respetivamente. Relembrando:

- O caudal mássico de água nos tubos do permutador, $\dot{m}_{água,perm} = \dot{M}_t = 3028.3$ [kg/h], ou seja, $\dot{M}_t = 0.84$ [kg/s],

- O caudal mássico dos gases de exaustão, que percorrem o permutador pelo lado da carcaça, $\dot{m}_{gás,ext} = \dot{M}_c = 512.94$ [kg/h], ou seja, $\dot{M}_c = 0.14$ [kg/s].

Por consulta da tabela da Figura 5.10, e considerando as entradas na referida tabela $\dot{M}_t = 1$ [kg/s] e $\dot{M}_c = 0.2$ [kg/s], pode admitir-se:

$$- D_{c,e} = 0.205 \text{ [m]} = 8.07''$$

$$- K_e = 154 \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K]}$$

Seguidamente, atendendo a que o método considera tubos com diâmetro de 1'' com arranjo quadrado a 90°, e que o projeto em análise considerou tubos com 1'' de diâmetro mas com arranjo triangular a 30°, é necessário fazer uma correção. Para tal recorre-se à tabela da Figura 5.11, verificando-se que o fator de correção tem um valor de 0.96. Assim:

$$K_{e,c} = 154 \times 0.96 \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}]$$

$$K_{e,c} = 148 \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}]$$

Pode agora calcular-se a área de transferência de calor estimada a partir da Equação (5.16).

$$A_e = \frac{52.87 \times 10^3}{148 \times 39.3} \quad [\text{m}^2]$$

$$A_e = 9.1 \quad [\text{m}^2]$$

Com os dados conhecidos:

$$- D_{c,e} = 0.205 \text{ m} = 8.071''$$

$$- d = 1''$$

$$- \text{Passo } 1\frac{1}{4}'' \text{ e arranjo triangular a } 30^\circ$$

$$- \text{Uma passagem}$$

Consultando a tabela da Figura 5.12, conclui-se que o permutador tem 22 tubos.

Por fim, relacionando o número de tubos obtidos com a área estimada calculada, determina-se a área estimada por tubo, Equação (5.18).

$$A_{e,t} = \frac{A_e}{N^{\circ} \text{ tubos}} \quad [\text{m}^2] \quad (5.18)$$

$$A_{e,t} = \frac{9.1}{22} \quad [\text{m}^2]$$

$$A_{e,t} = 0.41 \quad [\text{m}^2]$$

Por sua vez, o comprimento estimado de cada tubo ($L_{e,t}$) é calculado pela Equação (5.19).

$$L_{e,t} = \frac{A_{e,t}}{\pi \times d_{t,e}} \quad [\text{m}] \quad (5.19)$$

$$L_{e,t} = \frac{0.41}{\pi \times 0.0254} \quad [\text{m}]$$

$$L_{e,t} = 5.1 \quad [\text{m}]$$

Constata-se que este valor é exagerado, pois representa uma relação entre o comprimento e o diâmetro da carcaça ($L_{e,t}/D_{c,e}$) bastante desfavorável.

Sendo assim será feita uma nova iteração.

5.3.2.1 Segunda iteração (determinação do modelo preliminar)

Nesta nova iteração será considerado um diâmetro da carcaça superior, na expectativa de obter um maior número de tubos e um menor comprimento de cada tubo, ou seja do permutador. Por outro lado é de esperar uma redução no coeficiente de transferência de calor, dada a maior área de transferência de calor e o maior número de tubos.

Para os mesmos caudais considerados na primeira iteração, e continuando a considerar as entradas na tabela da Figura 5.10, $\dot{M}_t = 1$ [kg/s] e $\dot{M}_c = 0.2$ [kg/s], pode estimar-se:

$$- D_{c,e} = 0.305 \text{ [m]} = 12''$$

$$- K_e = 87 \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K]}$$

Este coeficiente de transferência de calor deverá também ser corrigido, com fator de correção 0.96, conforme tabela da Figura 5.11.

$$K_{e,c} = 84 \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}]$$

Calculando a área de transferência de calor estimada.

$$A_e = \frac{52.87 \times 10^3}{84 \times 39.3} \quad [\text{m}^2]$$

$$A_e = 16 \quad [\text{m}^2]$$

Por consulta da tabela da Figura 5.12, considerando:

- Diâmetro da carcaça estimado 12'',
- Diâmetro dos tubos 1'',
- Passo 1 1/4'' e arranjo triangular

Conclui-se que o permutador tem 57 tubos.

Por fim, relacionando o número de tubos com a área estimada calculada, determina-se a área estimada por tubo.

$$A_{e,t} = \frac{16}{57} \quad [\text{m}^2]$$

$$A_{e,t} = 0.28 \quad [\text{m}^2]$$

Por sua vez o comprimento estimado de cada tubo ($L_{e,t}$) será

$$L_{e,t} = \frac{0.28}{\pi \times 0.0254} \quad [\text{m}]$$

$$L_{e,t} = 3.5 \quad [\text{m}]$$

Este valor ainda é exagerado, pelo que se terá que fazer uma nova iteração.

5.3.2.2 Terceira iteração (determinação do modelo preliminar)

Nesta terceira iteração será considerada uma nova entrada na tabela da Figura 5.10. Assim, considera-se a entradas na referida tabela, $\dot{M}_t = 2$ [kg/s] e $\dot{M}_c = 0.2$ [kg/s].

Os valores calculados estão um pouco abaixo destes valores de entrada na tabela ($\dot{m}_{\text{água,perm}} = \dot{M}_t = 0.84$ [kg/s] e $\dot{m}_{\text{gás,ext}} = \dot{M}_c = 0.14$ [kg/s]). Porém a procura de uma solução mais equilibrada em termos de propriedades geométricas e térmicas, aliada ao facto deste dimensionamento ser para um modelo preliminar, justificam esta opção.

Assim, pode estimar-se:

$$- D_{c,e} = 0.337 \text{ [m]} = 13\frac{1}{4}''$$

$$- K_e = 99 \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K]}$$

Este coeficiente de transferência de calor deverá também ser corrigido, com fator de correção 0.96, conforme tabela da Figura 5.11.

$$K_{e,c} = 95 \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}]$$

Calculando a área estimada de transferência de calor.

$$A_e = \frac{52.87 \times 10^3}{95 \times 39.3} \quad [\text{m}^2]$$

$$A_e = 14.2 \quad [\text{m}^2]$$

Por consulta da tabela da Figura 5.12, considerando:

- Diâmetro da carcaça estimado 13¼”,
- Diâmetro dos tubos ¾”,
- Passo 1” e arranjo triangular

Conclui-se que o permutador tem 110 tubos.

Por fim, relacionando o número de tubos com a área estimada calculada, determina-se a área estimada por tubo.

$$A_{e,t} = \frac{14.2}{110} = 0.13 \quad [\text{m}^2]$$

Por sua vez o comprimento estimado de cada tubo ($L_{e,t}$) será

$$L_{e,t} = \frac{0.13}{\pi \times 0.019} = 2.2 \quad [\text{m}]$$

Se atendermos a que a relação entre o comprimento e o diâmetro da carcaça deve estar compreendida entre 3 e 6 ($3 < L_t/D_c < 6$), este valor é aceitável.

5.3.2.3 Características do modelo preliminar do permutador

Depois de nos capítulos anteriores se ter aplicado o método para estimar as características geométricas e térmicas do permutador, e de se terem realizado os respectivos cálculos, a Tabela 5.10 apresenta, de uma forma compactada, as propriedades mais relevantes do modelo preliminar do permutador, assim como as suas características geométricas e térmicas.

Tabela 5.10 – Características geométricas e térmicas do modelo preliminar do permutador

Designação: CES-13-1900-1							
Cabeça frontal	Carcaça	Cabeça terminal	Passagens	(D _{c,e}) [m]	Separadores		
Tipo C	Tipo E	Tipo S	1	0.337	Segmentos simples		
Designação: CES-13-1900-1							
(K _e) [W/m ² ·K]		(K _{e,c}) [W/m ² ·K]		(A _e) [m ²]			
99		95		14.2			
Designação: CES-13-1900-1							
Tubos							
Material	Arranjo	Passo	Nº tubos	d _{t,e} [“]	d _{t,e} [m]	A _{e,t} [m ²]	L _{e,t} [m]
Aço inox. tipo 410	Triangular 30º	1”	110	3/4	0.019	0.13	2.2

$\dot{M}_c$ $\dot{M}_t$	0,1	0,2	0,5	1	2
	$\dot{D}_c$ K	$\dot{D}_c$ K	$\dot{D}_c$ K	$\dot{D}_c$ K	$\dot{D}_c$ K
1	.205 112 .255 88 .305 66	.205 154 .255 120 .305 87	.205 191 .255 154 .305 111	.255 161 .305 120	
2	.205 118 .255 97 .305 80 .337 71 .387 44	.205 166 .255 138 .305 114 .337 99 .387 61	.205 211 .255 184 .305 159 .337 139 .387 91	.255 196 .305 179 .337 159 .387 109	.387 116
5	.205 123 .255 102 .305 85 .337 77 .387 49 .438 45 .489 39 .533 41 .591 30	.205 177 .255 148 .305 123 .337 111 .387 71 .438 66 .489 57 .533 59 .591 44	.205 227 .255 202 .305 178 .337 165 .387 116 .438 106 .489 92 .533 92 .591 68	.255 216 .305 204 .337 194 .387 146 .438 139 .489 124 .533 120 .591 92	.387 160 .438 159 .489 150 .533 142 .591 114
10	.205 127 .255 104 .305 87 .337 79 .387 50 .438 46 .489 40 .533 43 .591 32 .635 30 .686 29 .737 26 .787 25	.205 185 .255 153 .305 128 .337 115 .387 74 .438 68 .489 59 .533 64 .591 48 .635 44 .686 42 .737 39 .787 36	.205 240 .255 211 .305 187 .337 174 .387 122 .438 112 .489 98 .533 104 .591 79 .635 73 .686 69 .737 62 .787 57	.255 228 .305 214 .337 207 .387 157 .438 150 .489 135 .533 141 .591 112 .635 104 .686 98 .737 87 .787 80	.438 174 .489 166 .533 171 .591 146 .635 138 .686 132 .737 115 .787 105
20	.205 128 .255 106 .305 89 .337 80 .387 50 .438 47 .489 41 .533 44 .591 33 .635 31 .686 29 .737 27 .787 26 .838 25 .889 23	.205 187 .255 158 .305 132 .337 118 .387 75 .438 69 .489 61 .533 65 .591 49 .635 46 .686 43 .737 41 .787 38 .838 36 .889 35	.205 245 .255 221 .305 196 .337 180 .387 125 .438 116 .489 101 .533 109 .591 82 .635 76 .686 72 .737 68 .787 64 .838 61 .889 58	.255 240 .305 227 .337 215 .387 163 .438 157 .489 142 .533 150 .591 119 .635 111 .686 105 .737 98 .787 92 .838 87 .889 83	.438 183 .489 177 .533 184 .591 158 .635 149 .686 143 .737 135 .787 128 .838 122 .889 116
50	.205 129 .255 107 .305 90 .337 81 .387 51 .438 47 .489 41 .533 44 .591 33 .635 31 .686 29 .737 28 .787 26 .838 25 .889 24	.205 189 .255 160 .305 134 .337 121 .387 77 .438 71 .489 62 .533 67 .591 50 .635 46 .686 44 .737 41 .787 39 .838 37 .889 36	.205 248 .255 224 .305 201 .337 188 .387 130 .438 120 .489 104 .533 112 .591 84 .635 79 .686 75 .737 70 .787 66 .838 63 .889 60	.255 245 .305 233 .337 226 .387 171 .438 165 .489 148 .533 156 .591 124 .635 116 .686 110 .737 103 .787 98 .838 93 .889 88	.438 194 .489 186 .533 195 .591 167 .635 159 .686 153 .737 145 .787 138 .838 132 .889 127

Figura 5.10 - Coeficientes de transferência de calor $[W/m^2 \cdot K]$ e diâmetro da carcaça $[m]$, para permutadores ar/água, em função dos caudais $[kg/s]$ – arranjo de $1''$ a 90°

Importado de [18]

Configuração	ΔK (%)	Factor correção
1", 30°	(-) 2-8	0.96
3/4", 90°	(+) 6-16	1.10
3/4", 30°	(+) 0-8	1.04

Figura 5.11 – Fatores de correção para diferentes arranjos de tubos

Importado de [18]

DIÂM. INTERIOR CARCAÇA (")	DIÂMETRO EXTERIOR DO FEIXE (")	DIÂM. EXT. TUBOS (")	PASS. E ARRANJO DOS TUBOS	NÚMERO PASSAGENS TUBOS				
				1	2	4	6	8
8.071	6.821	3/4	15/16 Δ	38	32	26	24	18
		3/4	1 $\square \diamond$	32	26	20	20	
		3/4	1 Δ	37	30	24	24	
		1	1 1/4 $\square \diamond$	21	16	16	14	
		1	1 1/4 Δ	22	18	16	14	
10.02	8.77	3/4	15/16 Δ	62	56	47	42	36
		3/4	1 $\square \diamond$	52	52	40	36	
		3/4	1 Δ	61	52	48	48	
		1	1 1/4 $\square \diamond$	32	32	26	24	
		1	1 1/4 Δ	37	32	28	28	
12	10 3/4	3/4	15/16 Δ	109	98	86	82	60
		3/4	1 $\square \diamond$	80	72	68	68	
		3/4	1 Δ	90	84	72	70	
		1	1 1/4 $\square \diamond$	48	44	40	38	
		1	1 1/4 Δ	57	52	44	42	
13 1/4	12	3/4	15/16 Δ	127	114	96	90	86
		3/4	1 $\square \diamond$	95	90	81	77	
		3/4	1 Δ	110	101	90	88	
		1	1 1/4 $\square \diamond$	60	56	51	46	
		1	1 1/4 Δ	67	63	56	54	
15 1/4	14	3/4	15/16 Δ	170	160	140	136	128
		3/4	1 $\square \diamond$	138	132	116	112	
		3/4	1 Δ	163	152	136	133	
		1	1 1/4 $\square \diamond$	88	82	75	70	
		1	1 1/4 Δ	96	92	86	84	
17 1/4	16	3/4	15/16 Δ	239	224	194	188	178
		3/4	1 $\square \diamond$	188	178	168	164	
		3/4	1 Δ	211	201	181	176	
		1	1 1/4 $\square \diamond$	112	110	102	98	
		1	1 1/4 Δ	130	124	116	110	
19 1/4	18	3/4	15/16 Δ	301	282	252	244	234
		3/4	1 $\square \diamond$	236	224	216	208	
		3/4	1 Δ	273	256	242	236	
		1	1 1/4 $\square \diamond$	148	142	136	129	
		1	1 1/4 Δ	172	162	152	148	
21	19 1/4	3/4	15/16 Δ	361	342	314	306	290
		3/4	1 $\square \diamond$	276	264	246	240	
		3/4	1 Δ	318	308	279	269	
		1	1 1/4 $\square \diamond$	170	168	157	150	
		1	1 1/4 Δ	199	188	170	164	
23 1/4	21 1/2	3/4	15/16 Δ	442	420	386	378	364
		3/4	1 $\square \diamond$	341	321	308	296	
		3/4	1 Δ	381	369	349	326	
		1	1 1/4 $\square \diamond$	210	199	197	186	
		1	1 1/4 Δ	247	230	216	208	
25	23 3/8	3/4	15/16 Δ	531	506	468	446	434
		3/4	1 $\square \diamond$	397	391	370	360	
		3/4	1 Δ	470	452	422	394	
		1	1 1/4 $\square \diamond$	250	248	224	216	
		1	1 1/4 Δ	294	282	256	252	
27	25 3/8	3/4	15/16 Δ	637	602	550	536	524
		3/4	1 $\square \diamond$	465	452	427	418	
		3/4	1 Δ	559	534	488	474	
		1	1 1/4 $\square \diamond$	286	275	267	257	
		1	1 1/4 Δ	349	334	302	296	

Figura 5.12 - Número de tubos e diâmetro da carcaça

Importado de [18]

5.3.3 Dimensionamento do modelo definitivo

5.3.3.1 Cálculo térmico do escoamento do lado da carcaça

Nesta secção, pretende-se calcular o coeficiente de transferência de calor do lado da carcaça do permutador (α_c), ou seja, o coeficiente de transferência de calor do escoamento dos gases de exaustão. Para o efeito é seguido o método de Bell-Delaware, explanado em [18].

Relativamente à análise e ao cálculo que é desenvolvido neste capítulo é importante realçar que é assumida a simplificação que deriva do facto de existir uma diferença conceptual entre o método em causa e este caso de estudo.

Concretamente, o referido método contempla um escoamento monofásico através do feixe de tubos, situação que não corresponde integralmente ao caso de estudo, onde se considera que existe a condensação da massa de vapor de água existente nos gases de exaustão.

A massa deste vapor de água representa aproximadamente 11.3% da massa dos gases de exaustão ($\dot{m}_{gás,ext}=512.94$ [kg/h], e $\dot{m}_{água,gás,ext}=58.09$ [kg/h]), conforme cálculos realizados nas secções 5.1.2 e 5.1.3 respetivamente.

Posto isto, e na aplicação do referido método de Bell-Delaware, começa-se por identificar as correntes de fluxo que podem coexistir no escoamento do lado da carcaça, Figura 5.13.

Assim, segundo o método de Bell-Delaware a corrente principal é a corrente B.

A corrente A representa as fugas entre tubos e separadores.

A corrente C representa fluxo entre o limite exterior do feixe e a carcaça.

A corrente E representa o fluxo entre os separadores e a carcaça.

A corrente F representa o fluxo entre o espaçamento do feixe de tubos.

Pode dizer-se que em termos de transferência de calor por convecção, excetuando a corrente principal, todas as outras representam desvios relativamente à situação ideal, pelo que, alteram a corrente principal, diminuindo por consequência a transferência de calor desejada.

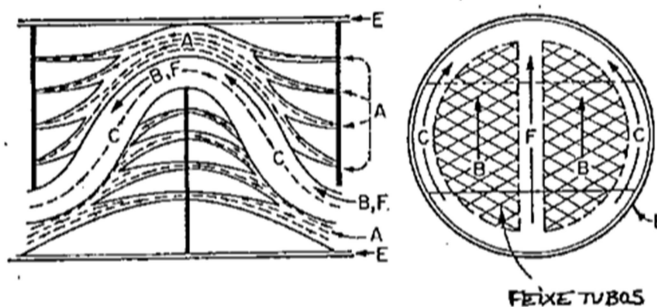


Figura 5.13 – Correntes de fluxo que se podem verificar no escoamento do lado da carcaça

Importado de [18]

Em termos de cálculo, este método de Bell-Delaware tem por base a determinação do coeficiente global da transferência de calor ideal na carcaça. No seu desenvolvimento considera um escoamento cruzado com o fluido da carcaça a ser perpendicular aos dos tubos, no qual são utilizados separadores de segmentos.

Assim, o coeficiente de transferência de calor para o escoamento do lado da carcaça (α_c) pode ser calculado pela Equação (5.20), que aplica diferentes fatores de correção ao coeficiente de transferência de calor ideal.

$$\alpha_c = \alpha_{id} \times J_c \times J_f \times J_b \times J_s \times J_l \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}] \quad (5.20)$$

Onde:

α_c é o coeficiente de transferência de calor do lado da carcaça do permutador

α_{id} é o coeficiente de transferência de calor por convecção ideal para escoamento cruzado do lado da carcaça,

J_c é o fator de correção para o corte dos separadores,

J_f é o fator de correção devido à existência de fugas nos separadores,

J_b é o fator de correção que contabiliza o “bypass” ao feixe,

J_s é o fator de correção para efeito do espaçamento diferenciado entre separadores na entrada e na saída do permutador,

J_l é o fator de correção para o caso de o escoamento ser laminar.

- **Determinação do número de Reynolds do escoamento**

Antes do cálculo do valor do coeficiente de transferência de calor ideal do lado da carcaça (α_{id}) é necessário determinar o número de Reynolds relativo ao escoamento respectivo. Para tal recorre-se à Equação (5.21).

$$Re_c = \frac{\dot{M}_c \times d_t}{A_c \times \mu_c} \quad (5.21)$$

Relativamente a esta Equação são conhecidos os valores das seguintes grandezas:

- Caudal mássico dos gases de exaustão, $\dot{m}_{gás,ext} = \dot{M}_c = 512.94 \text{ [kg/h]} = 0.14 \text{ [kg/s]}$. Este valor foi calculado na secção 5.1.2.

- Diâmetro dos tubos, $d_t = 0.019 \text{ [m]}$. Este valor resulta da solução encontrada para o modelo preliminar na secção 5.3.2.3.

- Viscosidade, $\mu_c = 2.3 \times 10^{-5} \text{ [kg/m} \cdot \text{s]}$. Este valor foi obtido considerando as propriedades dos gases de exaustão idênticas às do ar, a uma temperatura de 120°C, conforme [48].

No que respeita à área de escoamento cruzado no feixe (A_c), área entre separadores consecutivos, ela pode ser calculada pela Equação (5.22).

$$A_c = L_s \times \left[(D_c - D_{fe}) + \frac{D_{cgl}}{L_{p,ef}} \times (L_{tp} - d) \right] \quad [\text{m}^2] \quad (5.22)$$

Conforme se constata o cálculo deste valor exige o conhecimento de um conjunto de grandezas que se passam a determinar de seguida:

i. Diâmetro exterior de feixe (D_{fe})

$D_{fe} = 12'' = 0.3$ [m]. Este valor foi obtido por consulta da tabela da Figura 5.12, para o $D_c = 13\frac{1}{4}''$.

ii. Diâmetro interior da carcaça (D_c)

$D_c = 13\frac{1}{4}'' = 0.337$ [m]. Este valor foi obtido no cálculo do modelo preliminar do permutador na secção 5.3.2.3.

iii. Diâmetro da linha que une os eixos dos tubos periféricos (D_{ctl}).

Para determinar este valor é necessário recorrer à Figura 5.14, representativa da geometria dos separadores. A partir desta figura pode concluir-se

$$D_{ctl} = D_{fe} - d \quad [m]$$

$$D_{ctl} = 0.3 - 0.019 \quad [m]$$

$$D_{ctl} = 0.281 \quad [m]$$

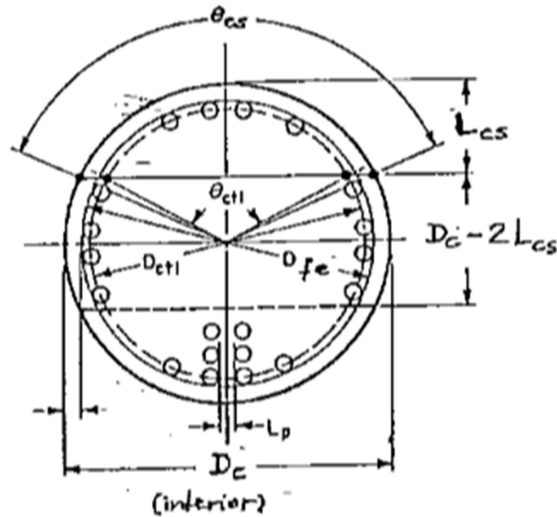


Figura 5.14 – Geometria dos separadores

Importado de [18]

iv. Passo transversal (L_{tp})

$L_{tp} = 1'' = 0.0254$ [mm]. Conforme analisado em 5.2.1.

v. A largura do bypass ($L_{p,ef}$)

$L_{p,ef}$ é igual ao valor de L_{tp} para arranjos a 30° . $L_{p,ef} = 0.0254$ [m].

vi. Distância entre separadores (L_s)

Conforme referido na secção 5.2.1, os separadores devem respeitar uma distância entre si compreendida entre um valor mínimo, definido como sendo o maior entre 50.8 mm e $0.2 \times D_c$, e um valor máximo definido como sendo o diâmetro da carcaça (D_c). Sendo assim, $L_{s,min} = 0.2 \times 0.337 = 0.067$ [m].

Considere-se a distância entre separadores $L_s = 0.2$ [m], Figura 5.15.

Por substituição de todos estes valores determinados, na Equação (5.22), é possível proceder ao cálculo do valor da área de escoamento cruzado no feixe (A_c).

$$A_c = 0.2 \times \left[(0.337 - 0.3) + \frac{0.281}{0.0254} \times (0.0254 - 0.019) \right]$$

$$A_c = 0.022 \quad [\text{m}^2]$$

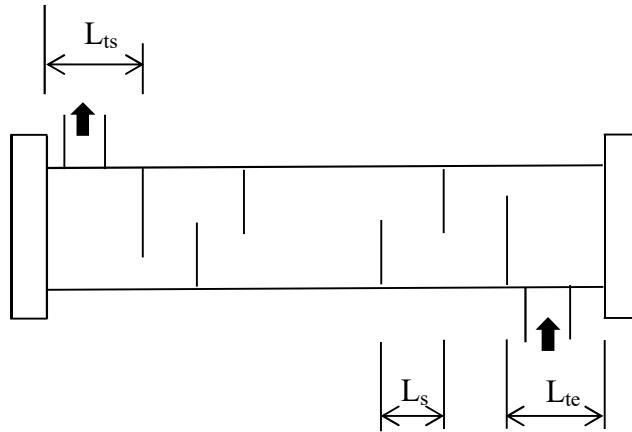


Figura 5.15 – Distância entre separadores

Com a determinação do valor da área de escoamento, é possível determinar o número de Reynolds, pela Equação (5.21).

$$Re_c = \frac{0.14 \times 0.019}{0.022 \times 2.3 \times 10^{-5}}$$

$$Re_c = 5257$$

- **Determinação do coeficiente de transferência de calor ideal (α_{id})**

Este parâmetro representa o coeficiente de transferência de calor ideal do lado da carcaça, que, segundo [18] pode ser calculado por aplicação da Equação (5.23) $\alpha_{id} = j \times (\rho \times V \times C_p)_c \times Pr^{-2/3} \times \theta_c$ [W/m²·K] (5.23).

$$\alpha_{id} = j \times (\rho \times V \times C_p)_c \times Pr^{-2/3} \times \theta_c \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}] \quad (5.23)$$

Onde:

- α_{id} representa o coeficiente de transferência de calor por convecção ideal;
- j representa um parâmetro adimensional, o fator de colburn;
- ρ representa a massa volúmica do fluido do lado da carcaça (gases de exaustão);
- V representa a velocidade do fluido na carcaça;
- C_p representa o calor específico do fluido do lado da carcaça;
- P_r representa o número de Prandtl, e
- ϕ_c representa um fator de correção para a viscosidade variável com a temperatura.

Segue-se o cálculo de cada um dos fatores da Equação 5.23. Assim:

i. Determinação do fator de colburn (j)

Este parâmetro, atendendo a que Re_c é superior a 1000, é independente do arranjo dos tubos, e podendo ser determinado a partir da Equação (5.24).

$$j = 0.376 \times Re_c^{-0.4} \quad (5.24)$$

$$j = 0.376 \times 5257^{-0.4}$$

$$j = 0.012$$

ii. Determinação da velocidade do fluido na carcaça (V)

Depois de ter sido determinada a área do escoamento na carcaça, $A_c = 0.015 \text{ [m}^2\text{]}$, é possível determinar a velocidade do escoamento pela Equação (5.25).

$$V = \frac{\dot{m}_{gás,ext}}{A_c} \quad [\text{m/s}] \quad (5.25)$$

Considerando a massa volúmica dos gases de exaustão com um valor idêntico ao do ar, à temperatura de 120°C, tem-se que $\rho_{ar} \approx \rho_{gás,ext} = 0.898 \text{ [kg/m}^3\text{]}$, conforme [49].

Considerando a potência da caldeira a funcionar com uma potência térmica útil de 400 [kW], a que corresponde um caudal mássico dos gases de exaustão $\dot{m}_{gás,ext} = 512.94 \text{ [kg/h]}$, tem-se:

$$\dot{m}_{gás,ext} = \frac{\dot{m}_{gás,ext} / 3600}{\rho_{gás,ext}} \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

$$\dot{m}_{gás,ext} = \frac{512.94 / 3600}{0.898} \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

$$\dot{m}_{gás,ext}=0.159 \quad [m^3/s]$$

Recorrendo à Equação (5.25), a velocidade do gás de exaustão na carcaça do permutador será então

$$V=\frac{0.159}{0.022} \quad [m/s]$$

$$V=7.2 \quad [m/s]$$

iii. Determinação do fator de correção para a viscosidade variável com a temperatura (θ_c)

O valor deste parâmetro é a unidade, $\theta_c = 1$, dado tratar-se de um gás em arrefecimento, conforme [18].

iv. Calor específico

Quanto ao calor específico (C_p), conforme foi visto na secção 5.1.3, $C_{p,gás,ext}=1.2$ [kJ/kg·K].

v. Número de Prandtl

Considerando as propriedades do gás de exaustão idênticas as do ar a uma temperatura de 120°C, $Pr_{ar} \approx Pr_{gás,ext}=0.699$, conforme [50].

Com todos os fatores da Equação (5.23) conhecidos pode efetuar-se o cálculo do coeficiente de transferência de calor ideal (α_{id}), substituindo os valores respetivos.

$$\alpha_{id}=0.012 \times (0.898 \times 7.2 \times 1200) \times 0.699^{-(2/3)} \times I [W/m^2 \cdot K]$$

$$\alpha_{id}=118 \quad [W/m^2 \cdot K]$$

- **Determinação do fator de correção da geometria dos separadores (J_c)**

Este fator de correção é devido ao corte e à geometria dos separadores. Ele contempla a menor transferência de calor nas zonas da janela. O seu cálculo é feito pela correlação linear traduzida pela Equação (5.26). Nesta equação o fator (F_c) representa a fração de tubos na zona central da carcaça.

$$j_c=0.55+0.72 \times F_c \quad (5.26)$$

Constata-se que para determinar este valor é necessário calcular previamente a fração de tubos na zona da janela (F_j) e a fração de tubos na zona central da carcaça (F_c), que é função de (F_j).

i. Cálculo da fração de tubos na zona da janela (F_j)

A fração de tubos na janela é calculada a partir da Equação (5.27) representada abaixo. Nesta equação o parâmetro (θ_{ctl}) representa o ângulo de interceção com a linha que une os eixos dos tubos periféricos, Figura 5.14.

$$F_j = \frac{\theta_{ctl}}{2\pi} - \frac{\sin \theta_{ctl}}{2\pi} \quad (5.27)$$

Por sua vez o ângulo θ_{ctl} é determinado pela Equação (5.28).

$$\theta_{ctl} = 2 \cos^{-1} \frac{D_c - 2 \times L_{cs}}{D_{ctl}} \quad (5.28)$$

Nesta equação:

- O Diâmetro da carcaça, $D_c = 0.337$ m

- O comprimento do corte do separador (L_{cs}), que conforme referido na secção 5.2.1, deve ser igual a 20% do diâmetro da carcaça para o espaçamento mínimo, e de 33% para o espaçamento máximo. Para este caso foi escolhido um valor intermédio de 25%:

$$L_{cs} = 0.25 \times 0.337 \quad [\text{m}]$$

$$L_{cs} = 0.084 \quad [\text{m}]$$

- O diâmetro da linha que une os eixos dos tubos periféricos (D_{ctl}), já foi determinado acima e vale $D_{ctl} = 0.281$ m

Por substituição destes valores na Equação (5.28), determina-se o valor deste ângulo.

$$\theta_{ctl} = 2 \cos^{-1} \frac{0.337 - 2 \times 0.084}{0.281} \quad [^\circ]$$

$$\theta_{ctl} = 106.1 \quad [^\circ]$$

$$\theta_{ctl} = 1.85 \quad [\text{rad}]$$

Com o valor do ângulo de interceção da linha que une os pontos dos eixos dos tubos periféricos (θ_{ctl}) determinado, é possível calcular a fração de tubos na janela (F_j). Recorrendo à Equação (5.27)

$$F_j = \frac{1.85}{2\pi} - \frac{\sin 106.1}{2\pi}$$

$$F_j=0.142$$

ii. Cálculo da fração de tubos na zona central (F_c)

O cálculo deste fator (F_c) é feito através da Equação (5.29), na qual (F_j) representa a fração de tubos na zona da janela, calculada acima.

$$F_c=1-2 \times F_j \quad (5.29)$$

$$F_c=1-2 \times 0.142$$

$$F_c=0.716$$

Finalmente através da Equação (5.26), e depois de calculadas a fração de tubos na zona da janela (F_j) e a fração de tubos na zona central da carcaça (F_c), é possível determinar o fator de correção devido à geometria dos separadores (j_c).

$$j_c=0.55+0.72 \times 0.716$$

$$j_c=1.06$$

- **Determinação do fator de correção por fugas nos separadores (J_f)**

Este fator de correção é afeto à menor transferência de calor devido às fugas entre o separador e a carcaça e entre o separador e os tubos. Ele calcula-se a partir do gráfico da Figura 5.17, cujas entradas são a área de fugas entre a carcaça e o separador (A_{cs}), a área de fugas entre os tubos e o separador (A_{ts}), e a área de escoamento cruzado (A_c).

Segue-se a determinação das áreas referidas. Sendo que a área de escoamento cruzado no feixe já foi determinada e tem um valor de $A_c=0.022 \text{ m}^2$.

i. Determinação da área de fugas entre carcaça e separador (A_{cs})

Entre o diâmetro interior da carcaça e o separador, existem folgas pelas quais se geram correntes de fluxo que afetam a corrente principal e consequentemente a transferência de calor na carcaça. A área de fugas entre a carcaça e o separador é dada pela Equação (5.30).

$$A_{cs}=\pi \times D_c \times \frac{\delta_{cs}}{2} \times \frac{2 \times \pi - \theta_{cs}}{2 \times \pi} \quad (5.30)$$

Nesta Equação os seus fatores têm os seguintes valores:

- O Diâmetro da carcaça, $D_c=0.337 \text{ m}$

- A folga entre o diâmetro interior da carcaça e o diâmetro do separador, por consulta da tabela da Figura 5.16, tem um valor $\delta_{cs}=0.1''=2.54 \text{ mm}$

D_c (")	8-13	14-17	18-23	24-39	40-54	>55
$\delta_{cs}(\Delta D)$ (")	0,100	0,125	0,150	0,175	0,225	0,300

Figura 5.16 – Valores máximos para a folga entre carcaça e separador

Importado de [18]

- O ângulo de corte do separador (θ_{cs}), Figura 5.14, é determinado pela Equação (5.31).

$$\theta_{cs} = 2 \times \cos^{-1} \left(\frac{D_c - 2 \times L_{cs}}{D_c} \right) \quad [^\circ] \quad (5.31)$$

Nesta Equação todos os valores são conhecidos.

$$\theta_{cs} = 2 \times \cos^{-1} \left(\frac{0.337 - 2 \times 0.084}{0.337} \right) \quad [^\circ]$$

$$\theta_{cs} = 120 \quad [^\circ]$$

$$\theta_{cs} = 2.1 \quad [\text{rad}]$$

Por substituição dos valores calculados na Equação (5.30), determina-se o valor da área de fugas entre carcaça e separador.

$$A_{cs} = \pi \times 0.337 \times \frac{2.54 \times 10^{-3}}{2} \times \frac{2 \times \pi - 2.1}{2 \times \pi}$$

$$A_{cs} = 0.00089 \quad [\text{m}^2]$$

ii. Determinação da área total de fugas entre os tubos e o separador (A_{ts})

Esta área é dada pela Equação (5.32).

$$A_{ts} = \frac{\pi}{4} [(d + \delta_{ts})^2 - d^2] \times N_t \times (1 - F_j) \quad [\text{m}^2] \quad (5.32)$$

Nesta Equação as grandezas em causa têm a os seguintes valores:

- O diâmetro, $d=0.019$ m
- A folga entre o tubo e o separador, $\delta_{ts}=1/32''=0.79$ mm, conforme norma TEMA.
- O número de tubos, $N_t=110$. Conforme determinado na secção 5.3.2.3.
- A fração dos tubos na zona da janela, $F_j=0.142$, conforme determinado anteriormente.

Substituindo os valores mencionados na Equação (5.32), obtém-se o valor da área de fugas entre os tubos e o separador.

$$A_{ts} = \frac{\pi}{4} \left[\left(0.019 + 0.79 \times 10^{-3} \right)^2 - 0.019^2 \right] \times 110 \times (1 - 0.142) [\text{m}^2]$$

$$A_{ts} = 0.0023 \quad [\text{m}^2]$$

Calculando agora as entradas no gráfico:

$$\frac{A_{cs} + A_{ts}}{A_c} = \frac{0.00089 + 0.0023}{0.022} = 0.145$$

$$\frac{A_{cs}}{A_{cs} + A_{ts}} = \frac{0.00089}{0.00089 + 0.0023} = 0.28$$

Por consulta do gráfico da Figura 5.17, encontra-se o valor fator de correção para as fugas nos separadores.

$$J_f = 0.78$$

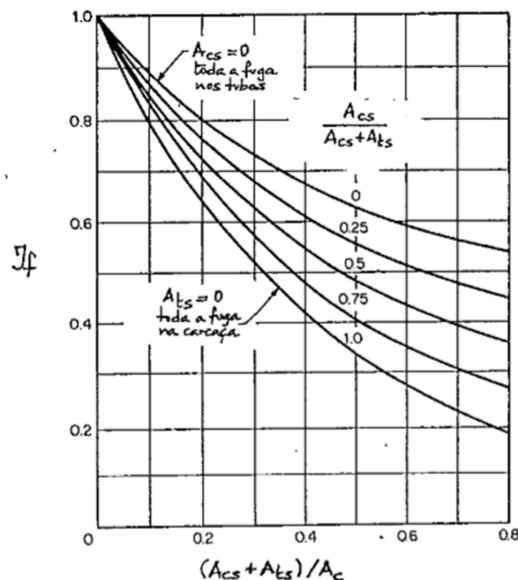


Figura 5.17 – Cálculo do fator de correção para as fugas nos separadores

Importado de [18]

- **Determinação do fator de correção do efeito de fugas no feixe de corrente C e F (J_b)**

Este fator de correção está relacionado com as fugas ao feixe. Estas correntes de fluido entre o feixe e a carcaça podem atingir valores significativos, sobretudo devido às velocidades elevadas que se podem verificar. Este efeito pode, no entanto, ser atenuado através do uso de faixas selantes.

Este fator de correção, relacionado com o efeito de fugas no feixe de tubos, é determinado pela consulta do gráfico da Figura 5.18, cujas entradas são as seguintes:

- i. Razão entre a área de fugas feixe-carcaça (A_{fc}) e a área de escoamento cruzado na carcaça (A_c). Ou seja (A_{fc}/A_c)

Quanto à área de escoamento cruzado, ela já foi determinada, sendo o seu valor $A_c=0.022 \text{ m}^2$. Relativamente à área de fugas feixe-carcaça, ela pode ser determinada pela Equação (5.33).

$$A_{fc}=L_s[(D_c-D_{fe})+L_p] \quad [\text{m}^2] \quad (5.33)$$

Dos parâmetros desta equação falta apenas determinar o valor da largura do bypass (L_p). No entanto este parâmetro é nulo, uma vez que as divisórias são perpendiculares ao escoamento [18].

Quanto aos restantes parâmetro, os seus valores já são conhecidos e são os seguintes:

- Distância entre separadores, $L_s = 0.2 \text{ [m]}$,
- Diâmetro interior da carcaça, $D_c=0.337 \text{ [m]}$,
- Diâmetro exterior do feixe, $D_{fe}=0.3 \text{ [m]}$

Substituindo os valores referidos na Equação (5.33)

$$A_{fc}=0.2 \times (0.337-0.3) \quad [\text{m}^2]$$

$$A_{fc}=0.0074 \quad [\text{m}^2]$$

A razão (A_{fc}/A_c) entre a área de fugas feixe-carcaça (A_{fc}) e a área de escoamento cruzado na carcaça (A_c), vem

$$\frac{A_{fc}}{A_c} = \frac{0.0074}{0.022} = 0.34$$

- ii. A razão entre o número de faixas selantes (N_{fs}) e o número de linhas de tubos com escoamento cruzado na zona central (N_{tcc}). Ou seja (N_{fs}/N_{tcc}). Para esta entrada no gráfico considerou-se uma relação

$$\frac{N_{fs}}{N_{tcc}} = \frac{1}{10}$$

Com as duas entradas no gráfico da Figura 5.18 conhecidas determina-se o valor do fator de correção devido às fugas no feixe (J_b).

$$J_b=0.78$$

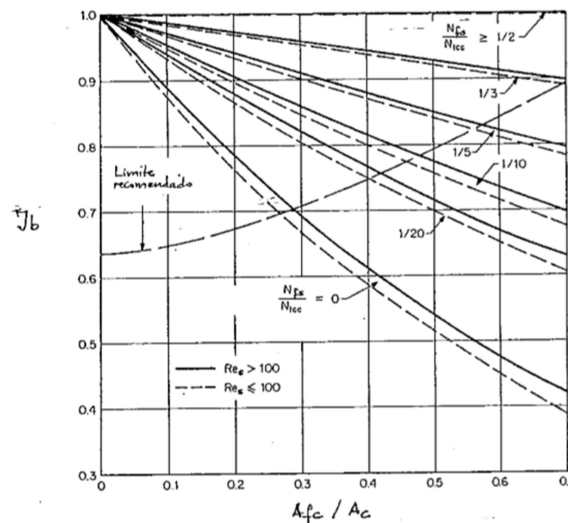


Figura 5.18 – Fator de correção de fugas no feixe

Importado de [18]

- **Determinação do fator de correção do espaçamento entre separadores (J_s)**

Este fator de correção contempla o efeito do espaçamento entre separadores. O espaçamento entre separadores é variável e diferenciado consoante se considere a zona central ou as zonas junto da entrada e da saída do fluido.

O espaçamento nas zonas de entrada é superior, pelo que a velocidade do fluido será mais baixa, tendo por consequência um menor coeficiente de transferência de calor.

Considerando as zonas de entrada e saída com separadores igualmente espaçados a 0.25 [m], e sendo o escoamento turbulento, pode-se pela Equação (5.34) obter o valor deste fator de correção.

$$J_s = \frac{(N_s - 1) + \left(\frac{L_{te}}{L_s}\right)^{(1-n)} + \left(\frac{L_{ts}}{L_s}\right)^{(1-n)}}{(N_s - 1) + \left(\frac{L_{te}}{L_s}\right) + \left(\frac{L_{ts}}{L_s}\right)} \quad (5.34)$$

Nesta Equação o parâmetro $n=0.6$, pois o escoamento é turbulento.

Dos restantes parâmetros todos foram já determinados, à exceção do número de separadores (N_s), que pode ser determinado pela Equação (5.35).

$$N_s = \frac{L_t - L_{te} - L_{ts}}{L_s} + 1 \quad (5.35)$$

Na equação acima:

- Os espaçamento de entrada e de saída (L_{te}) e (L_{ts}) são iguais entre si, tendo um valor de 0.25 [m];
- O espaçamento entre separadores, $L_s=0.2$ [m];

- O comprimento total do tubo tem o valor que foi encontrado no modelo preliminar, $L_t=2.2$ [m].

Sendo assim, o número de separadores vem:

$$N_s = \frac{2.2 - 0.25 - 0.25}{0.2} + 1$$

$$N_s = 9$$

Retomando agora a Equação (5.34), determina-se o fator de correção relativo ao espaçamento entre separadores.

$$J_s = \frac{(9-1) + (0.25/0.2)^{(1-0.6)} + (0.25/0.2)^{(1-0.6)}}{(9-1) + (0.25/0.2) + (0.25/0.2)}$$

$$J_s = 0.97$$

- **Determinação do fator de correção para um escoamento laminar (J_l)**

Atendendo a que $Re_c > 100$, o fator de correção $J_l = 1$

- **Determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção do lado da carcaça (α_c)**

Aplicando os valores determinados nos capítulos anteriores na Equação (5.20), determina-se o coeficiente de transferência de calor por convecção do lado da carcaça.

$$\alpha_c = 118 \times 1.06 \times 0.78 \times 0.78 \times 0.97 \times 1 \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K]}$$

$$\alpha_c = 118 \times 0.62 \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K]}$$

$$\alpha_c = 74 \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K]}$$

Nota

A conjugação de todos os fatores de correção traduz-se numa diminuição do coeficiente de transferência de calor ideal de aproximadamente 62 %.

5.3.3.2 Cálculo térmico do escoamento do lado dos tubos

O cálculo térmico de permutadores pelo lado dos tubos, ou por outras palavras, o cálculo do coeficiente de transferência de calor da água no interior dos tubos (α_t), é feito com recurso às teorias desenvolvidas na transferência de calor, e já explanadas, em certa medida, na secção 3.1.2.

É oportuno começar por relembrar as condições do escoamento da água no interior dos tubos do permutador:

- Temperatura da água à entrada do permutador, $T_{\text{água,ent,perm}} = 30^{\circ}\text{C}$
- Temperatura da água à saída do permutador $T_{\text{água,sai,perm}} = 45^{\circ}\text{C}$
- Caudal mássico de água que circula no permutador, $\dot{m}_{\text{água,perm}} = 3028.3 \text{ [kg/h]} = 0.84 \text{ [kg/s]}$
- Caudal mássico de água que circula em cada um dos 110 tubos do permutador (este valor resulta do modelo preliminar encontrado) $\dot{m}_{\text{água,perm,t}} = 0.0076 \text{ [kg/s]}$.
- Diâmetro interno dos tubos, $d_i = 0.015 \text{ [m]}$

Por outro lado as propriedades da água, à pressão de saturação, e à temperatura média de 40°C , segundo [45], são as seguintes:

- Calor específico, $C_p = 4.18 \text{ [kJ/kg}\cdot\text{K]}$,
- Densidade, $\rho_{\text{água}} = 992 \text{ [kg/m}^3\text{]}$,
- Viscosidade cinemática. $\nu = 0.658 \times 10^{-6} \text{ [m}^2\text{/s]}$,
- Número de Prandtl, $Pr = 4.3$,
- Condutibilidade térmica, $\lambda_{\text{água}} = 0.633 \text{ [W/m}\cdot\text{K]}$

Posto isto, pode-se avançar para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção (α_t), começando pela determinação dos números de Reynolds (Re_d) e Prandtl (Pr).

- **Cálculo do número de Reynolds (Re_d)**

O Número de Reynolds pode ser determinado através da substituição dos valores respetivos na Equação (3.13), que agora se reescreve.

$$Re_d = \frac{4 \times \dot{m}_{\text{água,perm,t}}}{\rho \times \pi \times d_i \times \nu}$$

$$Re_d = \frac{4 \times 0.0076}{992 \times \pi \times 0.015 \times 0.658 \times 10^{-6}}$$

$$Re_d = 988$$

Usando o número de Reynolds como critério, pode-se concluir que o escoamento é laminar, uma vez que o número de Reynolds é inferior a 2300 ($Re_d < 2300$), [13].

Esta situação acontece muito pelo facto de o caudal que circula nos tubos ser demasiado baixo. Esta questão impunha um menor número de tubos para aumentar o caudal em cada tubo, ou um menor diâmetro dos tubos. Porém, estas soluções levantariam outro tipo de questões ao nível da determinação do coeficiente de transferência de calor do lado da carcaça e consequentemente na determinação das dimensões do permutador. Estas apresentariam uma relação comprimento/área desajustada.

Sendo assim, será considerada a utilização de turbuladores neste escoamento. Por outro lado, dada a complexidade da questão, o desenvolvimento do cálculo para a determinação do

coeficiente de transferência de calor nos tubos, será feito considerando o escoamento turbulento, assumindo este desvio em relação ao valor teórico.

Numa eventual próxima iteração esta questão será considerada.

- **Determinação do número de Nusselt (Nu_d)**

A determinação do Número de Nusselt (Nu_d), neste escoamento, pode ser feita pela substituição dos valores respetivos na Equação (3.16), reescrita a seguir.

$$\overline{Nu_d} = 0.023 \times Re_d^{0.8} \times Pr^n$$

Nesta equação os valores das propriedades devem ser considerados à temperatura da mistura do fluido, neste caso água a 40°C. O expoente (n), por sua vez, toma o valor 0.4, por se tratar de aquecimento do fluido.

Substituindo os valores respetivos na equação acima representada determina-se o valor de Nusselt.

$$\overline{Nu_d} = 0.023 \times 988^{0.8} \times 4.3^{0.4}$$

$$\overline{Nu_d} = 10.3$$

- **Determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção nos tubos (α_t)**

Finalmente com o conhecimento do número de Nusselt (Nu) é possível determinar o coeficiente de transferência de calor do lado dos tubos do permutador (α_t), pela aplicação da Equação (3.17), que a seguir se recorda. Nesta Equação (λ) representa a condutibilidade térmica do fluido à temperatura média considerada.

Assim:

$$\overline{\alpha_t} = \frac{\overline{Nu_d} \times \lambda_{\text{água}}}{d_i}$$

Substituindo os valores na Equação acima, obtém-se o valor de (α_t).

$$\overline{\alpha_t} = \frac{10.3 \times 0.633}{0.015} \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}]$$

$$\overline{\alpha_t} = 435 \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}]$$

5.3.3.3 Características geométricas e térmicas do modelo definitivo

Para o dimensionamento do modelo definitivo do permutador é necessário proceder, através de um método iterativo, ao seu cálculo térmico e hidráulico, tanto do lado da carcaça, quanto

do lado dos tubos. Devendo, por isso, calcular-se o seu coeficiente global da transferência de calor e a sua perda de carga para ambos os fluidos.

Porém, neste caso de estudo não será feito o cálculo hidráulico. Pois, não é objetivo deste trabalho o dimensionamento das bombas de circulação, como de resto já foi anteriormente referido.

Deste modo, será apenas feito o cálculo térmico, sendo determinados os valores do coeficiente global da transferência de calor (K), e da área de transferência (A).

Entende-se assim que o conhecimento destas duas grandezas é suficiente para a caracterização e dimensionamento do modelo definitivo do permutador pretendido.

- **Determinação do coeficiente global de transferência de calor no permutador (K)**

Depois de conhecidos os coeficientes de transferência de calor do lado da carcaça (α_c) e do lado dos tubos (α_t), é possível determinar o coeficiente de transferência de calor global no permutador (K), por aplicação da Equação (5.36).

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_c} + \frac{1}{\alpha_{d,gás,ext}} + \frac{d_e \times \ln(d_e/d_i)}{2 \times \lambda_p} + \frac{d_e}{d_i \times \alpha_t} + \frac{d_e}{d_i \times \alpha_{d,água}} \quad (5.36)$$

Desta Equação já foram anteriormente determinados os seguintes valores:

- O coeficiente de transferência do lado da carcaça, $\alpha_c=74$ [W/m²·K];
- O coeficiente de transferência de calor do lado dos tubos, $\alpha_t=435$ [W/m²·K];
- O diâmetro dos tubos, $d=3/4'' = 0.019$ [m];
- O diâmetro interior dos tubos, $d_i=0.015$ [m];
- A condutibilidade térmica da parede, $\lambda_p=24.9$ [W/m·K].

Relativamente aos valores dos coeficientes de depósito, dos gases de exaustão e da água, eles são calculados a partir do valor das suas resistências térmicas (R_f) associadas aos fatores de incrustação respetivos [51]. Estes valores encontram-se indicados na Tabela 5.11.

Tabela 5.11 – Resistência de incrustação dos gases de exaustão e da água

Adaptado de [51]

Valores Propostos para Resistências de Sujidade a Fluidos Industriais Recomendados pelo Comité Misto HTRI / TEMA	
Fluido industrial	R_f Resistência de incrustação [m²·K/W]
Gás de combustão de gás natural	0.000881
Valores propostos para resistências de incrustação de correntes de água de arrefecimento recomendadas pelo Comité Conjunto HTRI / TEMA	
Tipo de água	R_f Resistência de incrustação [m²·K/W]
Água de Alimentação de Caldeira Tratada	0.0000881

Assim, os coeficientes dos depósitos ($\alpha_{d,gás,ext}$) dos gases de exaustão e da água ($\alpha_{d,água}$) têm os seguintes valores:

$$\alpha_{d,gás,ext} = \frac{1}{0.000881} \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}]$$

$$\alpha_{d,água} = \frac{1}{0.0000881} \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}]$$

Substituindo todos os valores conhecidos na Equação (5.36), obtém-se o valor do coeficiente global de transferência de calor do permutador (K).

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{74} + 0.000881 + \frac{0.019 \times \ln(0.019/0.015)}{2 \times 24.9} + \frac{0.019}{0.015 \times 435} + \frac{0.019}{0.015} \times 0.0000881$$

$$K = 57 \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}]$$

- **Determinação da área de transferência de calor do permutador (A)**

A área de transferência do permutador (A), que em certa medida revela a geometria do permutador, pode ser calculada com o recurso da Equação (3.22).

$$A = \frac{\dot{Q}}{K \times \Delta T_{ml}} \quad [\text{m}^2]$$

Os restantes parâmetros desta equação representada acima já são conhecidos. Relembrando:

- $\dot{Q} = \dot{Q}_{gás,ext} = 61.32$ [kW], para a caldeira a funcionar com uma potência térmica de 400 [kW],
- A diferença média térmica logarítmica tem um valor de $\Delta T_{ml} = 39.3^\circ\text{C}$.

Assim:

$$A = \frac{52.87 \times 10^3}{57 \times 39.3} \quad [\text{m}^2]$$

$$A = 23.6 \quad [\text{m}^2]$$

Atendendo a que o permutador tem 110 tubos, a área por tubo será:

$$A_t = \frac{23.6}{110} \quad [\text{m}^2]$$

$$A_t = 0.21 \quad [\text{m}^2]$$

O comprimento dos tubos, que determinam o comprimento do permutador será então

$$L_t = \frac{A_t}{\pi \times d} \quad [\text{m}]$$

$$L_t = \frac{0.21}{\pi \times 0.019} \quad [\text{m}]$$

$$L_t = 3.5 \quad [\text{m}]$$

Este comprimento para o permutador é muito elevado, resultando numa relação Diâmetro da carcaça e comprimento do permutador muito desfavorável. Deve assim fazer-se uma nova iteração.

5.3.3.4 Segunda iteração - Dimensionamento do modelo definitivo

Nesta nova iteração, conforme referido na secção 5.3.1, deve-se começar por alterar o espaçamento entre os separadores para um valor mais baixo. Sendo que o seu valor mínimo deve corresponder a 20% do diâmetro da carcaça, conforme foi referido em 5.2.1. Pelo que, $L_{s,\min} = 0.0674$ [m].

Assim, para esta iteração foram consideradas as seguintes condições:

- Espaçamento entre separadores, $L_s = 0.07$ [m];
- Diâmetro da carcaça (permanece igual), $D_c = 0.377$ [m];
- Diâmetro dos tubos (permanece igual $\frac{3}{4}$ "), $d_t = 0.019$ [m];
- Arranjo e passo permanecem iguais (triangular e 1")
- O número de tubos, $N_t = 110$ e o Comprimento $L_t = 2.2$ [m] (foram mantidos os do modelo preliminar do permutador).

O resultado desta nova iteração é apresentado na Figura 5.19. Constata-se que o produto dos fatores de correção é baixo, em relação ao esperado, enquanto o número de separadores é elevado.

Quanto ao comprimento dos tubos $L_t = 2.5$ [m], continua a ser elevado. Pelo que, será feita uma terceira iteração.

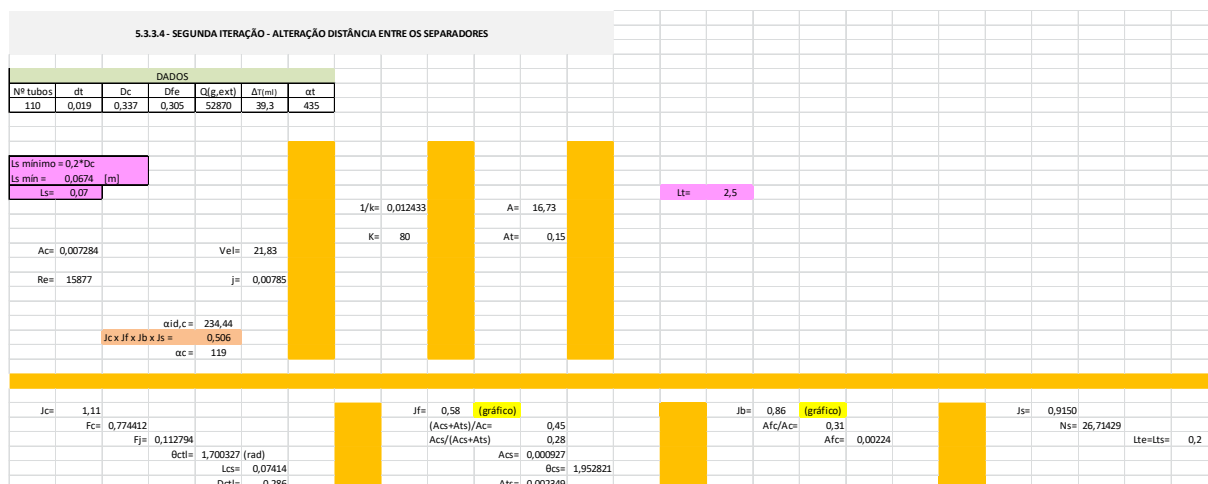


Figura 5.19 – Resultado da segunda iteração para cálculo das características do permutador

5.3.3.5 Terceira iteração - Dimensionamento do modelo definitivo

Nesta terceira iteração, irá ser alterado o diâmetro da carcaça, mantendo-se o diâmetro dos tubos em $\frac{3}{4}$ ", assim como o arranjo triangular, o passo de 1".

Consultando a tabela da Figura 5.12, considera-se um diâmetro $D_c=15\frac{1}{4}"=0.387$ [m], ao qual correspondem 163 tubos.

Efetuada os cálculos em tudo idênticos aos realizados na secção 5.3.3.2, embora considerando 163 tubos no permutador, e as propriedades da água iguais, chega-se aos seguintes valores:

- $Re_d=676$;
- $Nu=7.6$;
- Coeficiente de convecção do lado dos tubos, $\alpha_t=320$ [$W/m^2 \cdot K$].

Os resultados desta nova situação estão descritos na Figura 5.20.

Por análise destes resultados pode-se dizer que o comprimento do permutador ($L_t=2.1$ m) é aceitável, assim como a generalidade dos restantes parâmetros.

No entanto, o número de separadores continua a ser elevado. O facto de o escoamento ser laminar $Re_d < 2300$ [13], representa mesmo o principal problema desta solução. Esta situação fica a dever-se ao baixo caudal de água que circula nos tubos do permutador. Sendo este problema indesejável, ele poderia ser minorado considerando a utilização de turbuladores.

Assim sendo, aceita-se esta solução como boa, dada a dificuldade em conseguir a solução ideal. De facto, encontrar uma alternativa para a qual o escoamento fosse turbulento, iria necessariamente alterar todo um vasto conjunto de variáveis relacionadas entre si, com impacto nas características geométricas e térmicas do permutador.

Deste modo, o tratamento matemático dado a esta questão, segue o indicado na bibliografia para escoamentos turbulentos. E, mesmo que tal represente um desvio à realidade, é de crer que não tenha uma influência determinante em termos de resultado final.

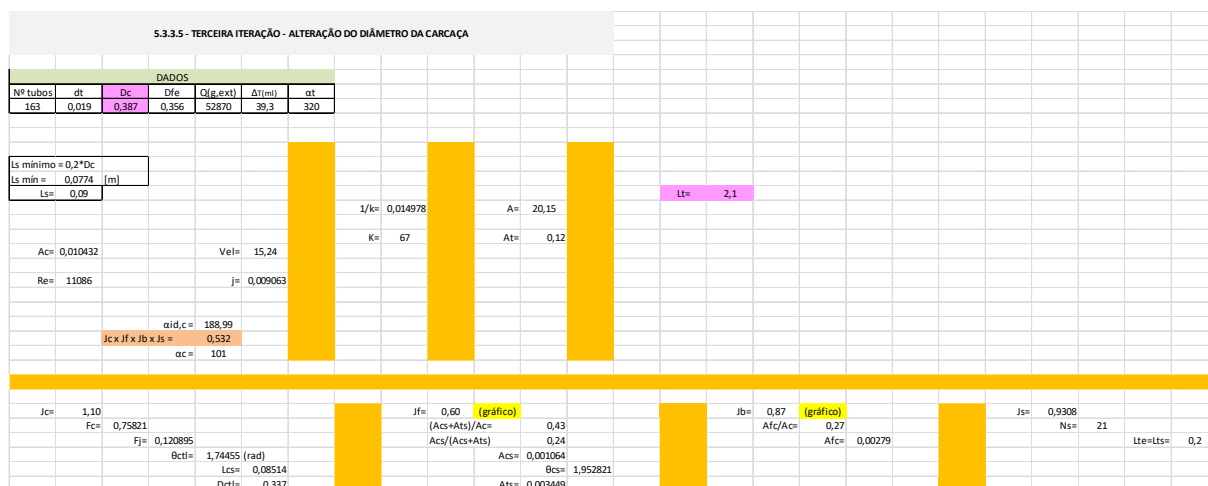


Figura 5.20 - Resultado da terceira iteração para cálculo das características do permutador

5.3.3.6 Caracterização do modelo definitivo

Com esta pequena secção pretende-se apenas apresentar de uma forma sintetizada as características térmicas e geométricas do modelo definitivo do permutador. Características, essas, que se encontram reunidas na Tabela 5.12.

Tabela 5.12 – Características geométricas e térmicas do permutador definitivo

<i>Modelo do permutador 2º TEMA: CES-15-2000-1</i>						
<i>Cabeça frontal</i>	<i>Carcaça</i>	<i>Cabeça terminal</i>	<i>Passagens</i>	<i>(D_c) [m]</i>	<i>A [m²]</i>	<i>Separadores</i>
Tipo C	Tipo E	Tipo S	1	0.387	20.15	Transversais de Segmentos simples

<i>Modelo do permutador 2º TEMA: CES-15-2000-1</i>		
<i>(α_c) [W/m².K]</i>	<i>(α_t) [W/m².K]</i>	<i>(K) [W/m².K]</i>
101	320	67

<i>Modelo do permutador 2º TEMA: CES-15-2000-1</i>						
<i>Tubos</i>						
<i>Material</i>	<i>Arranjo</i>	<i>Passo</i>	<i>Nº tubos</i>	<i>d [m]</i>	<i>A_t [m²]</i>	<i>L_t [m]</i>
Aço inox tipo 410	Triangular 30°	1"	163	0.019	0.12	2.1

6 Conclusões

Com este capítulo de encerramento pretende-se essencialmente alcançar dois objetivos. Por um lado, fazer uma pequena reflexão em torno de algumas questões relativamente às quais é necessário deixar um comentário complementar. Por outro, deixar em aberto um conjunto de sugestões que poderão servir de mote para perspetivar trabalhos futuros.

A primeira conclusão que se pode tirar tem que ver com a relação entre a potência disponível nos gases de exaustão e as necessidades térmicas para aquecer o laboratório 4 do edifício EcoTermLab. Assim:

- Atendendo a que o valor das necessidades nominais anuais de energia para aquecimento do laboratório 4 do EcoTermLab é de, $N_{ic}=62.08$ [kWh/m²·ano]. Admitindo também que o sistema de climatização funciona 6h por dia em 230 dias por ano. Isto significa que são necessários 22.5 [kW] para aquecer os cerca de 500 [m²] do espaço referido.

- Atendendo a que a potência térmica associada aos gases de exaustão tem um valor de, $\dot{Q}_{gás,ext}=52.87$ [kW].

Pode concluir-se que a potência disponível nos gases de exaustão, e que é trocada no permutador de calor, é mais do que suficiente para aquecer o espaço em causa.

Retome-se agora o esquema representado na Figura 5.1, que mostra de forma simplificada o funcionamento do sistema. É muito importante deixar claro, que as temperaturas e os caudais indicados neste esboço terão que ser adaptados a cada situação, de forma a responder às diferentes necessidades e exigências específicas de cada indústria em concreto.

Efetivamente, as exigências em termos de caudais e de temperaturas da água quente acumulada para uso industrial podem variar com os diferentes tipos de indústria.

De igual modo, o caudal e a temperatura da água que entra no permutador para ser aquecida para um segundo acumulador, pode também ter que ser alterada consoante o tipo de sistema de climatização escolhido para aquecer o espaço em causa. Por exemplo, a temperatura da água quente acumulada para apoiar um sistema de pavimento radiante, será menor que a temperatura da água quente acumulada para apoiar um sistema de ventiloconvectores.

Ainda dentro deste tipo de raciocínio, também o próprio esquema de funcionamento terá que ser alterado, e adaptado a cada situação particular. A Figura 6.1 deixa uma solução, de entre muitas outras possíveis, diferente daquela que acompanhou o projeto deste caso de estudo

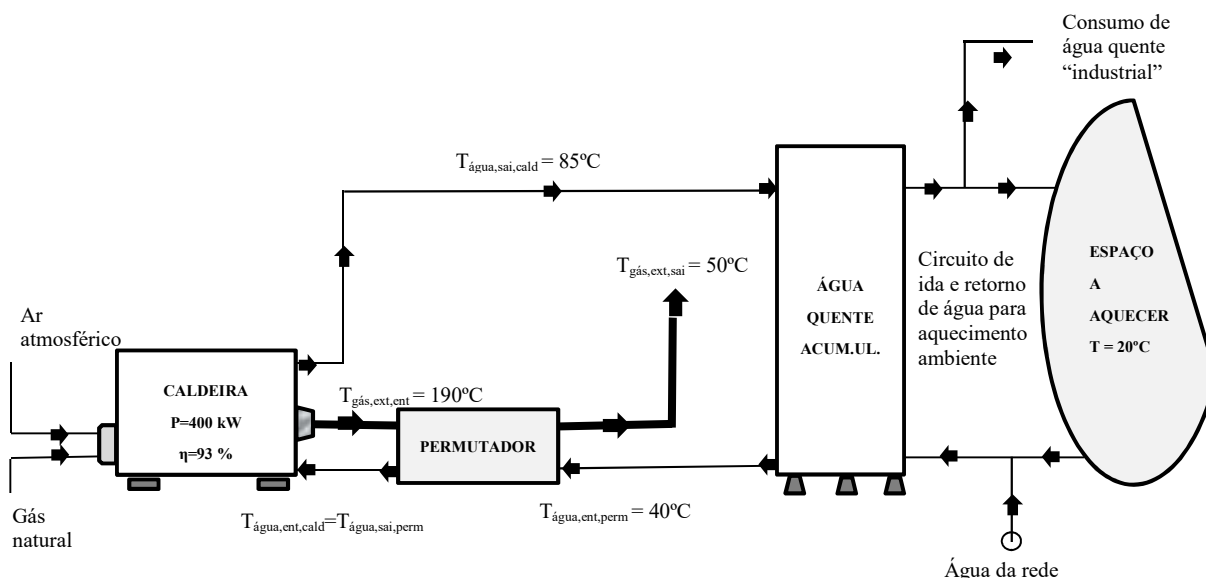


Figura 6.1 – Esquema de funcionamento alternativo

6.1 Observações complementares ao cálculo das necessidades de energia útil para aquecimento do laboratório 4 do EcoTermLab

Relativamente a este tema, e depois de realizado o estudo explanado no capítulo 4 deste texto, parece fazer sentido dizer que várias ações de trabalho podem vir a ser realizadas no sentido de complementar a informação aqui deixada.

Assim, a partir do conhecimento da necessidade de energia para aquecimento do espaço em causa, pode-se complementar esta informação com um trabalho de dimensionamento de um sistema de climatização que se adapte aquele espaço em concreto.

Tal iniciativa pressupõe o dimensionamento de toda a rede de tubagens, acessórios e válvulas, assim como de todos os componentes de monitorização e controlo. Como sejam as bombas circuladoras, os vasos de expansão, os purgadores e separadores de ar, os sensores de temperatura, os manómetros, os medidores de caudal, microprocessadores, etc.

Uma outra realização muito importante, até pelo facto dos objetivos do projeto EcoTermIp, tem que ver com a realização de estudos económicos que mostrem de forma concreta e tangível a poupança em dinheiro efetiva que é conseguida pelo facto de se usar a água quente disponível para o aquecimento ambiente. Reforce-se a ideia que essa energia seria desperdiçada. Para tal seria necessário projetar e instalar um sistema que permitisse a medição e a monitorização dos consumos de energia gasta e não paga no aquecimento ambiente.

6.2 Observações relativas à seleção e dimensionamento do permutador

Desde logo é curioso notar que não existe uma grande discrepância entre as características do modelo preliminar e definitivo do permutador. Inclusivamente o comprimento dos tubos do permutador em ambos os casos é aproximadamente igual a 2 metros. A Tabela 6.1 faz uma comparação das características geométricas e térmicas das soluções encontradas para o modelo preliminar e definitivo do permutador.

Tabela 6.1 – Comparação das características do permutador modelo preliminar e definitivo

<i>CES-15-2000-1 (modelo definitivo)</i>				
<i>(K) [W/m².K]</i>	<i>D_c [m]</i>	<i>Nº Tubos</i>	<i>d_t [m]</i>	<i>L_t [m]</i>
82	0.387	163	0.019	2
<i>CES-13-1900-1 (modelo preliminar)</i>				
<i>(K) [W/m².K]</i>	<i>D_c [m]</i>	<i>Nº Tubos</i>	<i>d_t [m]</i>	<i>L_t [m]</i>
95	0.337	110	0.019	1.9

Na procura das características geométricas e térmicas do modelo definitivo do permutador foram feitas várias iterações. Os resultados dessas iterações mostravam permanentemente algumas características do permutador ou do escoamento menos adequadas ou admissíveis. Assim, encontrar velocidades desajustadas, produto dos fatores de correção do coeficiente de transferência de calor do lado da carcaça muito baixos, demasiados separadores, comprimentos dos tubos exagerados relativamente ao diâmetro da carcaça, eram problemas constantes nas iterações feitas.

Na tentativa de solucionar este problema, foi considerado, numa primeira análise um tubo com alhetas. Esta solução não se revelou suficiente para resolver a questão.

Foram consideradas também soluções para as quais correspondiam um menor número de tubos (para aumentar o caudal em cada tubo) ou um menor diâmetro dos tubos. Analisaram-se também situações com diferentes arranjos e passos. Porém estas soluções, resolvendo um problema, acabavam por induzir outros.

A verdade é que é extremamente difícil fazer um dimensionamento equilibrado destes equipamentos de forma manual. Efetivamente o conjunto de variáveis, sobre as quais é possível intervir, são demasiadas. O problema é tão mais complexo quanto todas elas estão, de uma forma direta ou indireta, correlacionadas entre si.

Só com programas específicos e com meios informáticos é possível otimizar o dimensionamento, e conseguir valores para as diferentes variáveis (áreas de escoamento entre separadores; áreas de fugas; velocidades dos fluidos; geometria dos separadores; diâmetros dos tubos e da carcaça, arranjos dos tubos, número de separadores, etc.) dentro do razoável e aceitável.

É pertinente fazer uma referência ao motivo que está subjacente ao problema levantado no ponto anterior. Aparentemente, esta questão tem que ver com o facto de os caudais em jogo serem relativamente baixos para este tipo de permutadores. Uma solução para este problema seria considerar a caldeira a trabalhar, não com uma potência térmica útil de 400 k, mas de 600 ou mesmo 800 kW. Estes permutadores estariam, deste modo, sujeitos a uma maior caudal, e apresentariam características geométricas e térmicas mais equilibradas no seu conjunto.

Para a situação em que a caldeira trabalha com uma potência de 400 kW, como foi o que se considerou ao longo deste estudo, seria oportuno considerar o dimensionamento de um permutador de placas e comparar os resultados com aqueles que foram obtidos neste estudo, relativos ao permutador carcaça e tubos. Esta análise seria interessante porquanto os permutadores de placas tendem para dimensões mais reduzidas, permitindo, eventualmente uma solução mais equilibrada em termos geométricos e térmicos.

Referências

- [1] INEGI, “Projeto EcoTermIp,” Porto, 2016.
- [2] “ISQ,” [Online]. Available: www.isq.pt. [Acedido em Janeiro 2019].
- [3] C. Afonso, Termodinâmica para Engenharia, Porto: FEUP - Edições, 2012.
- [4] C. Afonso, *Energia e Ambiente*, Porto: FEUP - Apontamentos, 2008.
- [5] C. European, “<https://ec.europa.eu/eurostat/>,” [Online]. [Acedido em 28 Agosto 2019].
- [6] “ec.europa.eu,” [Online]. Available: https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php/Renewable_energy_statistics. [Acedido em 28 Agosto 2019].
- [7] “APREN,” [Online]. Available: www.apren.pt. [Acedido em Agosto 2019].
- [8] “APREN,” [Online]. Available: <https://www.apren.pt/pt/energias-renovaveis/producao>. [Acedido em 28 Agosto 2019].
- [9] “INE,” [Online]. Available: https://www.ine.pt/xportal/xmain?xpid=INE&xpgid=ine_indicadores&indOcorrCod=0009712&contexto=bd&selTab=tab2. [Acedido em 3 Agosto 2019].
- [10] “INE,” [Online]. Available: https://www.ine.pt/xportal/xmain?xpid=INE&xpgid=ine_indicadores&indOcorrCod=0009798&contexto=bd&selTab=tab2. [Acedido em 3 Agosto 2019].
- [11] A. d. República, “Decreto-Lei nº 118/2013 de 20 de Agosto,” 2013.
- [12] F. P. Incropera, D. P. Dewitt, T. L. Bergman e A. S. Lavine, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons, Inc, 2007.
- [13] J. P. Holman, Transferência de Calor, McGraw-Hill, 1983.
- [14] M. N. Özisik, Transferência de Calor - Um Texto Básico, Rio de Janeiro: Editora Guanabara, 1990.
- [15] F. P. Incropera, D. P. Dewitt, T. L. Bergman e A. S. Lavine, Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa, Rio de Janeiro: LTC-Livros Técnicos e Científicos Editora SA, 2008.
- [16] A. C. Oliveira, *Energia Solar*, Porto: FEUP - Apontamentos, 2015.

- [17] “Google,” [Online]. Available: https://www.google.pt/search?q=espectro+da+radia%C3%A7%C3%A3o+solar&source=lnms&tbm=isch&sa=X&ved=0ahUKEwiboe_f9LLkAhVGOhoKHbb1AhwQ_AUIESgB&biw=1366&bih=622#imgdii=FG-2E6acs0a2pM:&imgsrc=qeoeU15_8wEbxM:&spf=1567453925926. [Acedido em 2 Setembro 2019].
- [18] A. C. Oliveira, Permutadores de Calor, Porto: FEUP.
- [19] F. Kreith e M. S. Bohn, Princípios de Transferência de Calor, S. Paulo: Pioneira Thomson Learning , 2003.
- [20] M. Nitsche e R. O. Gbadamosi, Heat Exchanger Design Guide - A Practical Guide for Planning, Selecting and Designing of Shell and Tube Exchangers, Elsevier (Knovel), 2016.
- [21] R. Figueiredo, J. J. d. Costa e A. M. M. Raimundo, Transmissão de Calor Fundamentos e Aplicações, LIDEL-Edições Técnicas , 2015.
- [22] “Instituto de Soldadura e Qualidade - EcoTermLab - Instalações Mecânicas de AVAC,” Grijó, 2011.
- [23] “Eirinhas,” [Online]. Available: : http://www.eirinhas.com/pdfs/HORMANN/Portas_de_Garagem_Hormann_EIRINHAS.pdf. [Acedido em 20 Janeiro 2019].
- [24] A. d. República, “Despacho (extrato) nº 15793-F/2013 de 20 de agosto,” 2013.
- [25] “topographic-map,” [Online]. Available: <http://pt-pt.topographic-map.com/places/Grij%C3%B3-3569419/>. [Acedido em 27 Janeiro 2019].
- [26] S. Camelo, C. P. d. Santos, Á. Ramalho, C. Horta, H. Gonçalves e E. Maldonado, Manual de apoio à aplicação do RCCTE, INETI / Helder Gonçalves e Eduardo Maldonado, 2006.
- [27] C. A. P. d. Santos e L. Matias, Coeficientes de Transmissão Térmica de Elementos da Envolvente dos Edifícios - ITE50, Laboratório Nacional de Engenharia Civil - LNEC, 2006.
- [28] A. d. República, “Despacho (extrato) nº 15793-K/2013,” 2013.
- [29] A. d. República, “Despacho (extrato) nº 15793-I/2013,” 2013.
- [30] A. Pinto, *Aplicação LNEC para ventilação no âmbito do REH e RECS*, LNEC, 2014.
- [31] C. A. P. d. Santos e J. A. V. d. Paiva, Caracterização Térmica de Paredes de Alvenaria - ITE12, Laboratório Nacional de Engenharia Civil - LNEC, 1986.
- [32] “Portgás,” [Online]. Available: <https://www.portgas.pt/index.php?id=484>,. [Acedido em 25 Junho 2019].
- [33] “Engineering ToolBox,” [Online]. Available: https://www.engineeringtoolbox.com/fuels-air-flue-gas-d_170.html. [Acedido em 21 Julho 2019].

- [34] “Engineering ToolBox,” [Online]. Available: https://www.engineeringtoolbox.com/air-density-specific-weight-d_600.html. [Acedido em 21 Julho 2019].
- [35] “Engineering ToolBox,” [Online]. Available: https://www.engineeringtoolbox.com/fuels-combustion-efficiency-d_167.html. [Acedido em 25 Junho 2019].
- [36] “Engineering ToolBox,” [Online]. Available: https://www.engineeringtoolbox.com/boiler-combustion-efficiency-d_271.html. [Acedido em 25 Junho 2019].
- [37] “Bosch-Thermotechnology,” [Online]. Available: https://www.bosch-thermotechnology.com/pt/media/country_pool/lss_es/industrial/service/catalogues/tabela_geral_de_pre_os_bosch.pdf. [Acedido em 30 Junho 2019].
- [38] G. J. V. Wylen e R. E. Sonntag, Fundamentos da Termodinâmica Clássica, São Paulo: Edgar Blucher, 1976.
- [39] “Engineering ToolBox,” [Online]. Available: https://www.engineeringtoolbox.com/dew-point-flue-gases-d_1583.html. [Acedido em 22 Julho 2019].
- [40] ASHRAE Handbook - Heating, Ventilating, and Air-Conditioning Systems and Equipment (I-P Edition), American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (ASHRAE) / Knovel Release: 2009-06-04, 2008.
- [41] “knovel-ashrae handbook,” [Online]. Available: https://app.knovel.com/web/toc.v/cid:kpASHRAE07/viewerType:toc//root_slug:ashrae-handbook-heating/url_slug:ashrae-handbook-heating?b-q=%3A%202008%20ASHRAE%20Handbook%20-%20Heating%2C%20Ventilating%2C%20and%20Air-Conditioning%20Systems%20and%20Equipment%. [Acedido em 22 Julho 2019].
- [42] “Engineering ToolBox,” [Online]. Available: https://www.engineeringtoolbox.com/air-specific-heat-capacity-d_705.html. [Acedido em 30 Julho 2019].
- [43] “Engineering ToolBox,” [Online]. Available: https://www.engineeringtoolbox.com/water-vapor-d_979.html,. [Acedido em 30 Julho 2019].
- [44] “Engineering ToolBox,” [Online]. Available: https://www.engineeringtoolbox.com/gas-density-d_158.html. [Acedido em 1 Agosto 2019].
- [45] K. Ražnjević, Tables et Diagrammes Thermodynamiques, Editions Eyrolles, 1970.
- [46] “Engineering ToolBox,” [Online]. Available: https://www.engineeringtoolbox.com/specific-heat-capacity-water-d_660.html. [Acedido em 28 Agosto 2019].
- [47] A. K. Coker, Ludwig's Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants, vol. 3 (4th Edition), Elsevier / Knovel Release: 2015-04-07, 2015.
- [48] “Engineering ToolBox,” [Online]. Available: https://www.engineeringtoolbox.com/air-absolute-kinematic-viscosity-d_601.html. [Acedido em 30 Julho 2019].

- [49] “Engineering ToolBox,” [Online]. Available: https://www.engineeringtoolbox.com/air-density-specific-weight-d_600.html. [Acedido em 31 Julho 2019].
- [50] “Engineering ToolBox,” [Online]. Available: https://www.engineeringtoolbox.com/air-prandtl-number-viscosity-heat-capacity-thermal-conductivity-d_2009.html. [Acedido em 31 Julho 2019].
- [51] R. Manglik, Heat Transfer Fluid Flow Data Books, Genium Publishing Corporation / Knovel Release: 2015-06-10, 2015.

ANEXO A: Elementos de cálculo das necessidades de aquecimento

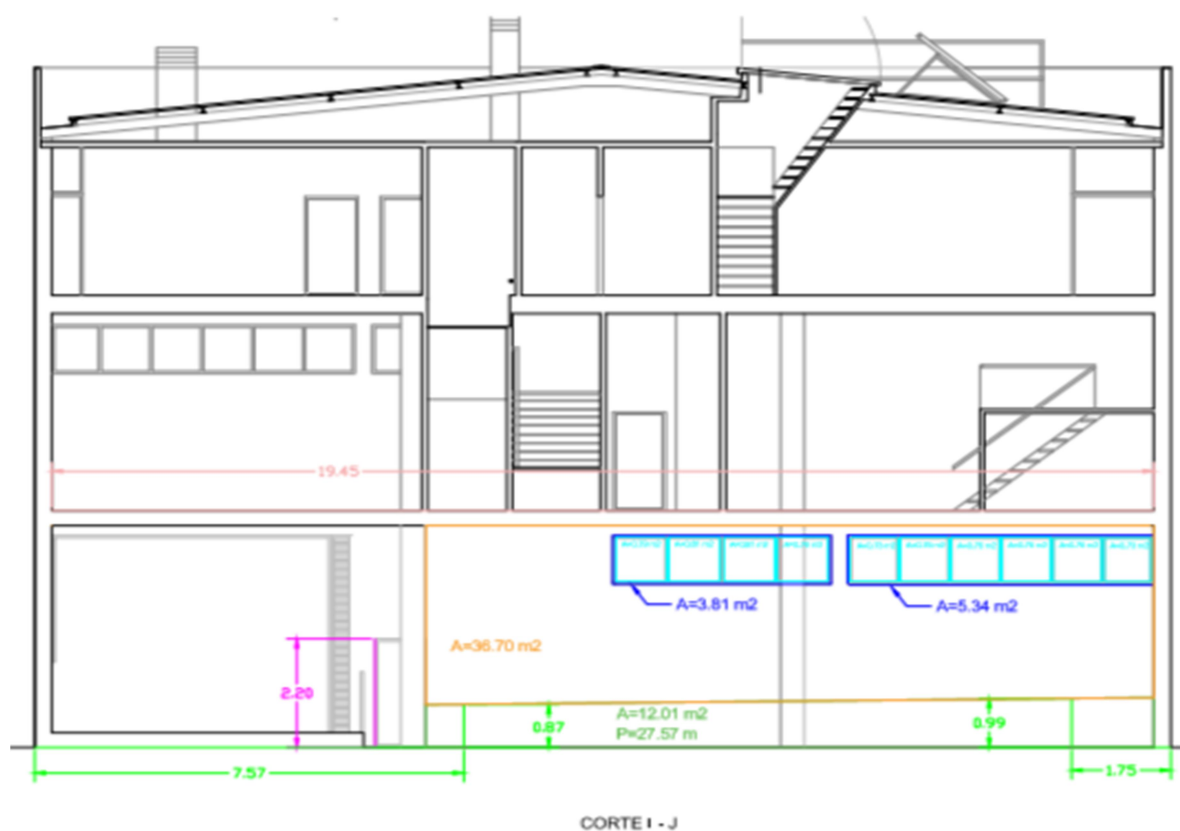


Figura A 1 – Representação da parede orientada a Este do laboratório 4 do edifício EcoTermLab

 LABORATÓRIO NACIONAL DE ENGENHARIA CIVIL		Aplicação LNEC Ventilação REH e RECS		Aplicação desenvolvida por: Armando Pinto. apinto@lneec.pt Ferramenta de cálculo citada no n.º3, do ponto 12.1, do despacho n.º 15793-K/2013. Pinto, A. - Aplicação LNEC para Ventilação no âmbito do REH e RECS. Lisboa, LNEC, 2014. v2.0a, 2014-02-12	
1. Enquadramento do edifício					
Tipo de edifício	Habitação_novo_ou_grande_reabilitação	Área útil (m²):	489,7		
Local (município)	VILA NOVA DE GAIA	Pd (m):	4,50		
Região	A	N.º de pisos da fração	1		
Rugosidade	1	Velocidade vento	Defeito REH		
Altitude do local (m)	134	Vento (u10REH: 3,6) (m/s)	0,00		
Número de fachadas expostas ao exterior (Nfach)	1	Vol (m³):	2204		
Existem edifícios/obstáculos à frente das fachadas?	Não	Texterior (°C)	9,6		
Altura do edifício (H _{edif}) em m	8,8	Zref (m)	94		
Altura da fração (H _{fra}) em m	3,5	Aenv/Au:	2%		
Altura do obstáculo situado em frente (H _{obs}) em m	1,8	Proteção do edifício:	Desprotegido		
Distância ao obstáculo situado em frente (D _{obs}) em m	1,5	Zona da fachada:	Inferior		
Caudal mínimo PES (m³/h)	300	Rph mínimo 15,5 (h-1)			
2. Permeabilidade ao ar da envolvente					
Foi medido valor n50	Não				
Valor n50 medido (h-1)	1				
Para cada Vão (janela/porta) ou grupo de vãos:					
Área dos vãos (m²)	7,7	0	0	0	0
Classe de permeabilidade ao ar caix (janelas/portas)	2	4	4	4	4
Permeabilidade ao ar das caixas de estore	Não tem	Não tem	Não tem	Não tem	Não tem
3. Aberturas de admissão de ar na envolvente					
Tem aberturas de admissão de ar na envolvente	Sim				
Tipo de abertura	Fixa ou regulável manualmente	Auto-regulável a 2 Pa	Auto-regulável a 10 Pa	Auto-regulável a 20 Pa	
Área livre das aberturas fixas (cm²) / Caudal Nominal aberturas auto-reguláveis (m³/h)	17500	0	0	0	
4. Condutas de ventilação natural, condutas com exaustores/ventax que não obturam o escoamento de ar pela conduta					
Condutas de ventilação natural sem obstruções significativas (por exemplo, consideram-se obstruções significativas exaustores com filtros que anulam escoamento de ar natural para a conduta)	Não	Não	Não	Não	
Escoamento de ar	Atenuado	Atenuado	1. atenuado	1. atenuado	
Perda de carga	Média	Alta	Média	Média	
Altura da conduta (m)	0	0	0,3	0,3	
Cobertura	0 ou formaq, inclinada (<10°)	0 ou formaq, inclinada (<10°)	0 ou formaq, inclinada (<10°)	0 ou formaq, inclinada (<10°)	
Número de condutas semelhantes	3	3	1	1	
5. Exaustão ou insuflação por meios mecânicos de funcionamento prolongado					
Existem meios mecânicos (excluindo exaustores ou ventax)	Não				
Escoamento de ar					
Caudal nominal (m³/h)					
Conhece Pressão total do ventilador e rendimento					
Pressão total (Pa)					
Rendimento total do ventilador(%)					
Tem sistema de recuperação de calor					
Rendimento da recuperação de calor (%)					
6. Exaustão ou insuflação por meios híbridos de baixa pressão (< 20 Pa)					
Existem meios híbridos	Não				
Escoamento de ar					
Caudal nominal (m³/h)					
Conhece Pressão total do ventilador e rendimento					
Pressão total (Pa)					
Rendimento total do ventilador(%)					
7. Verão - Recuperador de calor					
8. Resultados					
8.1 - Balanço de Energia - Edifício					
R _{pe} (h-1) - Aquecimento	0,70	Utilização da ventilação natural			
R _{rec} (h-1) - Recuperação de calor	100%	Caudal de ventilação natural: Valor máximo prescrito			
R _{pev} (h-1) - Aquecimento	0,70				
R _{recv} (h-1) - Recuperação de calor	0%				
W _m (kWh)	0,0				
8.2 - Balanço de Energia - Edifício de Referência					
R _{pe,REF} (h-1)	0,60				
8.3 - Caudal mínimo de ventilação					
Rph estimada em condições nominais (h-1)	0,70	15/3 (m³/h)			
Requisito mínimo de ventilação (h-1)	0,40	681 (m³/h)			
Critério Rph mínimo	Satisfatório	Satisfatório			
Nota: No Cálculo de Rph min em edifícios novos e grandes reabilitações não é considerado o efeito de janelas sem classificação, da classe 1 e 2 e a existência de caixas de estore.					
Técnico: _____					
Data: 02/09/2019					

Figura A 2 - Folha de Cálculo para determinar o caudal mínimo de ventilação

ANEXO B: Características do tipo de caldeira a instalar



Figura B 1 - Tipo de caldeira que se pretende instalar



Uni 3000 F
Aço - Gás/Gasóleo - Baixa temperatura - 420 kW a 1850 kW



Conteúdos

Caldeiras de aço de baixa temperatura a gás ou gasóleo Uni 3000 F		
Dados técnicos	Potências de 420 - 1850 kW	Página 89-90
Acessórios	Coletoras e pressostatos Tiras de isolamento antivibratórias Dylomer® SR 220	Página 91
Controladores	Controlador CFB	Página 114-128
Considerações de instalação	Valores nominais [K5]	Página 241
	Condições gerais de funcionamento [K6]	Página 247-248
	Qualidade da água [K8]	Página 250-259
	Equipamentos de segurança para caldeiras [K12]	Página 256-257

1 Médias e Grandes

Características do produto

Caldeiras de aço de baixa temperatura para queimadores pressurizados a gás/gasóleo

- Caldeira de baixa temperatura ensaiada de acordo com a norma europeia EN303.
- A geometria da câmara de combustão e o desenho das passagens de fumos garantem uma elevada transferência de calor com um rendimento sazonal de até 93%.
- A caldeira é fornecida de fábrica com o isolamento (de 50 mm de espessura) totalmente montado o que facilita a sua montagem e reduz as perdas por disponibilidade de serviço.
- Sem exigências de caudal mínimo de circulação o que permite a sua montagem em qualquer instalação com baixos custos de planificação e montagem.
- A porta do queimador pode abrir tanto para a esquerda como para a direita.
- Facilidade de instalação, limpeza e manutenção.
- Baixas emissões de contaminantes, combinada com um queimador de baixo NOx.

Condições de utilização

- Pressão máxima de serviço: 6 bar.
- Temperatura máxima de segurança: 110 °C segundo a norma EN12828.

Controlo

- É possível escolher entre o sistema de controlo simples CFB810 + CME930 (controlo de temperatura constante) ou o controlador com variação da temperatura de impulsão em função das necessidades da instalação (CFB930/CFB910). Não é possível a sua combinação com o controlador CFB840.

Queimadores

- Possibilidade de fornecimento da caldeira com queimadores pressurizados das marcas Weishaupt ou Riello. Consulte o seu comercial Bosch para mais informações.

Tabela geral de preços

87

Figura B 2 - Características Técnicas do tipo de caldeira que se pretende instalar



Uni 3000 F
Aço - Gás/Gasóleo - Baixa temperatura - 420 kW a 1850 kW



Uni 3000 F (420 kW - 1850 kW)

Caldeira	Potência (kW)	Tipos	Peso (kg)	Comprim. (mm)	Largura (mm)	Altura (mm)	Códigos	Preços (€)
Uni 3000 F	420	Caldeira com sistema de controlo simples CFB 810	895	2172	955	1920	7 731 200 162	6.225
	500		955	2114	1040	1430	7 731 200 163	7.950
	600		1055	2964	1040	1430	7 731 200 164	8.580
	790		1250	2910	1150	1430	7 731 200 165	10.650
	820		1985	2510	1150	1430	7 731 200 166	11.960
	1040		1795	2835	1290	1475	7 731 200 167	11.800
	1200		1990	2935	1290	1475	7 731 200 168	12.800
	1400		2115	3080	1322	1612	7 731 200 169	19.400
	1850		3140	3480	1381	1730	7 731 200 170	24.700

As caldeiras Uni 3000 F, necessitam de uma temperatura mínima de retorno e de água na caldeira. Estas condições devem ser garantidas através da montagem da hidráulica adequada (bomba + válvula) e se necessário, do módulo CME990 para o seu controlo.

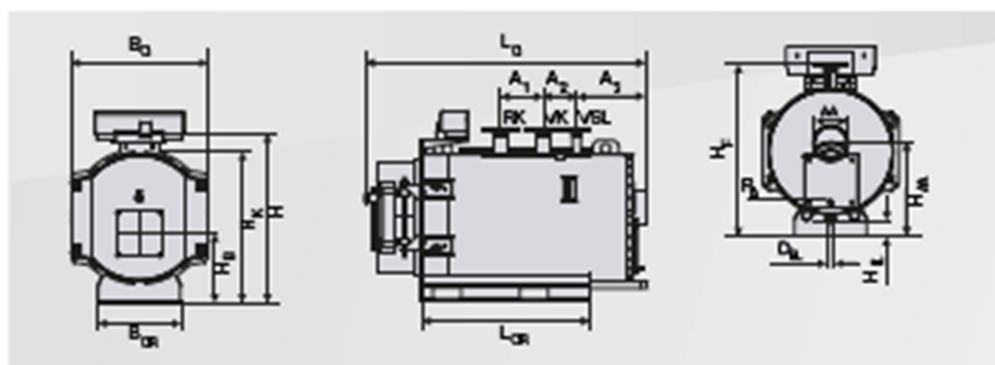
Nas caldeiras não estão incluídas as contra-flanges. No preço da caldeira está incluído o suporte cego do queimador. Peso sem queimador, com embalagem será cerca de 6-8% superior.

Figura B 3 - Características Técnicas do tipo de caldeira que se pretende instalar

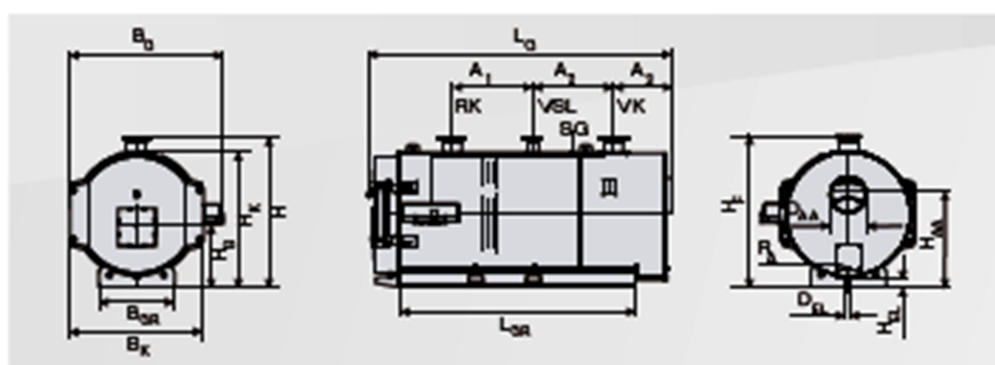


Uni 3000 F
Aço - Gás/Gásleo - Baixa temperatura - 420 kW a 1850 kW

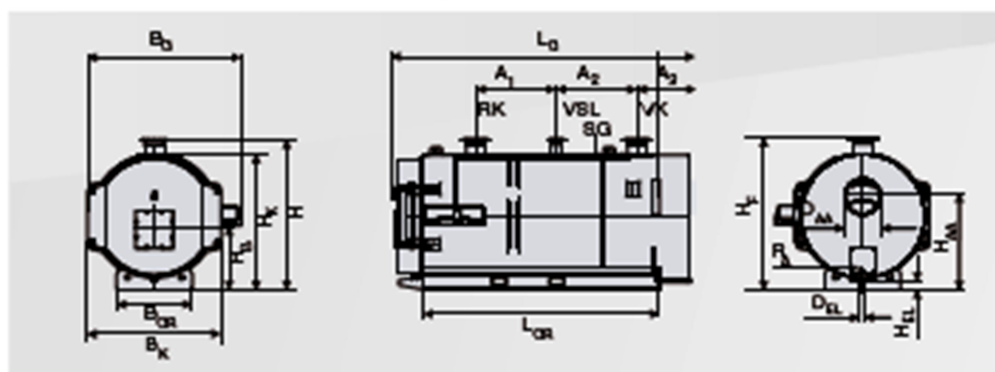
Dados técnicos (420 kW - 820 kW)



Dados técnicos (1040 kW - 1200 kW)



Dados técnicos (1400 kW - 1850 kW)



Ligações

D_{AA} = Ligação para gases de exaustão
EL = Ligação de descarga (Rp 1/2)

RK = Ligação de retorno da caldeira
VK = Ligação de avanço da caldeira
VSL = Ligação do dispositivo de segurança

Tabela geral de preços

89

Figura B 4 - Características Técnicas do tipo de caldeira que se pretende instalar

Uni 3000 F
Aço - Gás/Gasóleo - Baixa temperatura - 420 kW a 1850 kW



Tipo		420	500	600	790	820	1040	1200	1400	1850
Potência útil	► [kW]	420	500	600	790	820	1040	1200	1400	1850
Potência calorífica nominal	► [kW]	450	546	655	795	893	1198	1313	1592	2024
Profundidade total da caldeira	LG ► [mm]	2172	2114	2364	2910	2510	2635	2995	9090	9480
Largura da caldeira com controlador > 820 kW	BG ► [mm]	955	1040	1040	1150	1150	1290	1290	1322	1981
Largura da caldeira sem controlador > 820 kW	BK ► [mm]	—	—	—	—	—	1290	1290	1390	1510
Largura da porta do queimador	► [mm]	860	950	950	1060	1060	1170	1170	1280	1385
Comprim. de suporte	LGR ► [mm]	1573	1503	1753	3700	1900	1990	2260	2316	2720
Largura do suporte	BGR ► [mm]	480	570	570	650	650	820	820	880	880
Altura total (sem controlador)	H ► [mm]	1320	1490	1490	1430	1430	1475	1475	1612	1790
Altura da caldeira	HK ► [mm]	1100	1210	1210	1320	1320	1340	1340	1460	1545
Diâmetro do coletor de saída dos gases de combustão	CAA ► [mm]	250	300	300	350	350	350	350	400	400
Altura do coletor de saída dos gases de combustão	HAA ► [mm]	632	662	662	727	727	797	797	1070	1145
Diâmetro da câmara de combustão	DCR ► [mm]	498	548	548	624	624	710	710	780	860
Profundidade da porta do queimado	T ► [mm]	260	260	260	260	260	260	260	300	320
Altura de montagem do queimador	HB ► [mm]	477	507	507	547	547	592	592	635	685
Diâmetro ¹⁾ do coletor impulsão	VK ► [DN]	80	100	100	125	125	125	125	150	200
Diâmetro ¹⁾ do coletor impulsão	RK ► [DN]	80	100	100	125	125	125	125	150	200
Diâmetro ¹⁾ do coletor de elemento de segurança	VSL ► [DN]	50	50	50	65	65	80	80	80	100
Altura (range VK/VSL/RK)	HF ► [mm]	1185	1255	1255	1255	1385	1475	1475	1612	1792
Medida de distância	A1 ► [mm]	540	450	450	620	620	620	620	725	925
Medida de distância	A2 ► [mm]	225	985	985	950	950	595	595	725	925
Medida de distância	A3 ► [mm]	637	516	766	541	541	569	870	679	670
Descarga	DEL ► [DN]	1 1/4"	1 1/4"	1 1/4"	1 1/4"	1 1/4"	1 1/4"	1 1/4"	1 1/2"	1 1/2"
Altura do ponto de descarga	HEL ► [mm]					100				
Peso líquido	► [kg]	895	955	1055	1250	1385	1795	1990	2115	3140
Conteúdo de água	► [l]	367	434	502	607	675	822	942	1399	1655
Conteúdo dos gases na combustão	► [l]	350	420	495	618	693	994	1071	1275	1710
Temp. dos gases de combustão ²⁾	Cap. 60% ► [°C]				150					
	Cap. total ► [°C]	200	200	200	198	198	198	195	195	195
Caudal de gases Gasóleo ³⁾	Cap. 60% ► [kg/s]	0,1065	0,1277	0,1668	0,1868	0,2088	0,2651	0,3049	0,3571	0,4725
	Cap. total ► [kg/s]	0,1809	0,1301	0,2780	0,3113	0,3940	0,4418	0,5062	0,5952	0,7875
Caudal de gases Gás ⁴⁾	Cap. 60% ► [kg/s]	0,1068	0,1308	0,1674	0,1869	0,2102	0,2671	0,3069	0,3600	0,4761
	Cap. total ► [kg/s]	0,178	0,2168	0,2790	0,3116	0,3508	0,4451	0,5148	0,5999	0,7995
Conteúdo em CO ₂	Gás ► [%]				10					
	Gasóleo ► [%]				19					
Ecaução disponível	► [Pa]				0					
Perda de carga do lado dos gases de combustão	► [mbar]	3,90	4,70	5,59	6,10	6,47	7,25	7,74	7,13	9,17
Temperatura máxima de impulsão	► [°C]				110 ⁵⁾					
Pressão máxima de funcionamento	► [bar]				6					

1) Flange de acordo com a norma DIN 2635 (PN16).

CE 1015-13

2) Referente à temperatura média da caldeira 70 °C.

3) Referente a gasóleo HEL, Hi = 11,86 kWh/kg.

4) Referente a gás natural H/L, Hi = 9,09 - 10,03 kWh/m³.

5) Ajuste do limitador de temperatura de segurança quando a caldeira funciona como caldeira de água quente.

Figura B 5 - Características Técnicas do tipo de caldeira que se pretende instalar