



**Raquel Figueiredo
Costa**

**Produção de energia elétrica a partir do
aproveitamento do calor residual proveniente dos
fornos de fusão do vidro**



**Raquel Figueiredo
Costa**

**Produção de energia elétrica a partir do
aproveitamento do calor residual proveniente dos
fornos de fusão do vidro**

Relatório de estágio apresentado à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestrado em Engenharia Mecânica, realizada sob orientação científica de Fernando José Neto da Silva, Professor Auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro.

O júri / The jury

Presidente / President

Prof. Doutor Nelson Amadeu Dias Martins

Professor Auxiliar da Universidade de Aveiro

Vogais / Committee

Prof. Doutor António Rui de Almeida Figueiredo

Professor Associado com Agregação da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra (arguente)

Prof. Doutor Fernando José Neto da Silva

Professor Auxiliar da Universidade de Aveiro (orientador)

Agradecimentos / Acknowledgements

Aos meus pais, irmão, avós, namorado, familiares e amigos, que estiveram ao meu lado em todos os bons e menos bons momentos ao longo do meu percurso académico, sem nunca terem deixado de acreditar no meu sucesso. Aos meus amigos de quatro patas por me terem recebido sempre em grande euforia, depois de uma semana longe de casa.

Ao meu alfa, por me ter permitido viajar de Viseu até à Marinha Grande, por me ouvir cantar e desafinar ao som dos Arcade Fire.

Ao maior fã do Elon Musk, Engenheiro Henrique Miranda, e ao futuro proprietário de uma auto-caravana para explorar Portugal de norte a sul, Engenheiro Bruno Santos, por serem pessoas inovadoras, determinadas, persistentes e pouco normais. Por todo o apoio e ajuda prestado ao longo do meu estágio na Crisal e pelo bom ambiente e aprendizagem que proporcionaram. Ao Professor Doutor Fernando Neto, pela paciência, disponibilidade e apoio ao longo do desenvolvimento deste projeto.

À GALP, por permitir o desenvolvimento de projetos inovadores, capazes de criar um pequeno grande impacto na indústria.

Palavras-chave

Ciclo Orgânico de *Rankine*; energia elétrica; fluido orgânico, gases de escape, calor residual.

Resumo

O presente projeto foi desenvolvido na empresa *Crisal - Cristalaria Automática, S.A.* no âmbito do programa *GALP XXI*, cujo principal objetivo é a identificação de sistemas e comportamentos energéticos racionais, possíveis de aplicar na indústria e edifícios.

Com o intuito de produzir energia elétrica de forma sustentável, optou-se pela recuperação do calor residual contido nos gases de escape dos fornos de fusão do vidro, tendo-se, para tal, efetuado a modelação, simulação e otimização de um Ciclo Orgânico de *Rankine*. Para a modelação e simulação do ciclo recorreu-se ao *software Engineering Equation Solver* e para o desenvolvimento do CAD 3D dos permutadores de calor bem como dos desenhos técnicos correspondentes, utilizou-se o *software Solidworks*.

Do estudo e análise da implementação de um Ciclo Orgânico de *Rankine* para produção de energia elétrica resultaram 3 618 493 *kWh* anuais. Com um investimento inicial de cerca de 1 563 370 € e considerando uma vida útil para o projeto de 20 anos, é possível obter o retorno do capital investido em 4 anos. Adicionalmente, e em resultado da eletricidade produzida localmente a partir do aproveitamento do calor residual gera-se uma poupança de, aproximadamente, 1 701 toneladas de CO_2 por ano.

Keywords

Organic Rankine Cycle; electric energy, organic fluid; exhaust gases; waste heat

Abstract

The present project was developed in the company *Crisal - Cristalaria Automática, S.A.* under the *GALP XXI* program, whose main aim is the identification of rational energy systems and behaviors, possible to apply in industry and buildings. In order to produce electric energy in a sustainable way, it was opted for the recovery of waste heat contained in the exhaust gases of the glass melting furnaces, through the modelling, simulation and optimization of an Organic Rankine Cycle. For the modeling and simulation of the cycle the *Engineering Equation Solver* software was used and for the development of the 3D CAD of the heat exchangers as well as the corresponding technical drawings, the *Solidworks* software was used. The study and analysis of the implementation of an Organic Rankine Cycle for electricity generation resulted in 3 618 493 kWh per year. With an initial investment of about 1 563 370 € and considering a lifetime for the project of 20 years, it is possible to obtain the return of the invested capital in 4 years. Additionally, and as a result of the electricity produced locally from the use of waste heat, a saving of, approximately, 1 701 tons of CO₂ per year is generated.

Índice

I	Enquadramento	1
1	Introdução	3
2	Objetivos	7
3	Guia de Leitura	9
4	Revisão do Estado da Arte	11
4.1	Ciclo Orgânico de <i>Rankine</i>	11
4.2	Fontes de calor e aplicações ORC	12
4.3	Fluidos de trabalho	13
4.4	Fatores que afetam a viabilidade da recuperação de calor residual	14
4.4.1	Quantidade de calor	14
4.4.2	Temperatura/Qualidade do calor	15
4.4.3	Composição	15
4.4.4	Horários operacionais, disponibilidade e outras logísticas	15
4.5	Geração de energia elétrica	16
4.6	Máquinas de Expansão	16
4.7	Módulos ORC	17
5	A Crisal - Cristalaria Automática S.A.	19
5.1	História da empresa	19
5.2	Análise Operacional da empresa	20
5.2.1	Matéria-prima	20
5.2.2	Preparação da composição	20
5.2.3	Processo de fusão	20
5.2.4	Conformação	21
5.2.5	Máquinas de polimento	21
5.2.6	Corta e roça	21
5.2.7	Recozimento	22
5.2.8	Controlo de qualidade	22
5.3	Processo produtivo	22
5.4	A energia na empresa	23
5.4.1	Consumos e custos de energia	24
5.4.2	Consumos específicos de energia	25
5.4.3	Perfil de consumo de energia elétrica	27
5.4.4	Deslastre do consumo por unidade	28

5.4.5	Consumo de gasóleo	31
5.4.6	Consumo de gases	31
5.4.7	Emissões de CO_2	32
5.5	Fornos de fusão de vidro	33
II Métodos e Modelos		37
6	Análise termodinâmica do <i>ORC</i>	39
6.1	Ferramenta de modelação	39
6.2	Modelação/Simulação do ciclo de <i>Rankine</i> com recurso ao EES	39
6.3	Configurações estudadas	40
6.3.1	Ciclo de <i>Rankine</i> convencional	40
6.3.2	Ciclo de <i>Rankine</i> com sobreaquecimento	42
6.3.3	Ciclo de <i>Rankine</i> com reaquecimento	43
6.3.4	Ciclo de <i>Rankine</i> com regeneração aberta	43
6.4	Ferramenta de caracterização dos ciclos	44
7	Fluido orgânico	47
7.1	Classificação dos fluidos de trabalho	47
7.2	Critérios de seleção dos fluidos orgânicos	48
7.3	Impacto ambiental e questões de segurança dos fluidos	49
7.4	Caracterização dos fluidos orgânicos	50
7.4.1	Fluido orgânico HFO1336mzz(Z)	50
7.4.2	Fluido orgânico HFE7000	52
8	Permutadores de calor	55
8.1	Tipos de permutadores de calor	55
8.1.1	Permutadores de calor de tubos concêntricos	56
8.1.2	Permutadores de calor com escoamento cruzado	56
8.1.3	Permutadores de calor de carcaça e tubos	57
8.1.4	Permutadores de calor compactos	57
8.2	Análise dos permutadores de calor	58
8.2.1	Método da média logarítmica das diferenças de temperatura	58
8.2.2	Método da Efetividade - NTU	59
8.3	Transferência de calor em escoamento interno	60
8.3.1	Fluxo térmico na superfície constante	61
8.3.2	Temperatura superficial constante	62
8.3.3	Transferência de calor no escoamento turbulento em tubos circulares	62
8.4	Transferência de calor no escoamento externo cruzado em matrizes tubulares	62
8.5	Transferência de calor no evaporador	64
8.5.1	Procedimento de dimensionamento do evaporador	65
8.6	Transferência de calor no condensador	67
8.6.1	Procedimento de dimensionamento do condensador	68
8.7	Alhetas circulares	69
8.8	Coeficiente global de transferência de calor	72
8.9	Evaporação	72
8.10	Condensação	73

8.11	<i>Diagram Window</i> para o permutador de calor	73
8.11.1	Evaporador	74
8.11.2	Condensador	75
9	Análise económica	77
9.1	Modelo económico	77
9.2	Custos associados à instalação	78
9.3	Energia elétrica	79
9.4	Indicadores económicos	80
III	Resultados e Discussão	81
10	Desempenho do <i>ORC</i> e seleção do fluido orgânico	83
10.1	Ciclo de <i>Rankine</i> convencional	83
10.2	Ciclo de <i>Rankine</i> com sobreaquecimento	84
10.3	Ciclo de <i>Rankine</i> com reaquecimento	85
10.4	Ciclo de <i>Rankine</i> com sobreaquecimento e regeneração aberta	87
10.5	Comparação entre as diferentes configurações do ciclo	88
10.6	Escolha do fluido orgânico	89
10.7	Configuração ótima do ciclo para o fluido selecionado	90
11	Dimensionamento dos permutadores de calor	95
11.1	Dimensionamento do Evaporador	95
11.2	Dimensionamento do condensador	97
12	Viabilidade económica do projeto	99
12.1	Custo dos equipamentos	99
12.2	Produção de energia elétrica e poupanças associadas	102
12.3	Avaliação do investimento e análise dos indicadores económicos	103
12.4	Poupança nas emissões de dióxido de carbono	106
IV	Conclusão	107
	Anexos	118
A	Turbinas e módulos <i>ORC</i>	118
B	Modelação	121
C	Desenhos 2D e 3D dos permutadores de calor	123
D	Eletrofiltro	126

Lista de Tabelas

4.1	Comparação entre o Ciclo de Rankine e Ciclo Orgânico de Rankine [8]. . .	12
4.2	Comparação das diferentes aplicações de ORC [9].	13
4.3	Seleção otimizada do fluido orgânico de trabalho em função do intervalo de temperatura da fonte de calor [10].	13
5.1	Fatores de conversão SGCIE [17].	24
5.2	Consumo de energia referente ao ano de 2018.	24
5.3	Custos de energia para o ano de 2018.	25
5.4	Emissões de CO_2 associadas à produção de energia (gás natural e eletricidade) [18], [19].	32
5.5	Emissões de CO_2 resultantes de matérias-primas utilizadas no processo produtivo [19].	33
5.6	Temperaturas dos efluentes gasosos registadas nos fornos 1 e 2 para o ano de 2018 na zona 3 da figura 5.15.	34
7.1	Temperatura crítica, pressão crítica e tipo de fluido de trabalho.	48
7.2	ASHRAE 34 - Grupos de classificação de segurança [27].	49
7.3	Indicadores ambientais e classificação dos fluidos segundo a ASHRAE [28], [29], [30], [31], [32], [33].	50
7.4	Descrição do fluido HFO1336mzz(Z) [29].	51
7.5	Propriedades termo-físicas do fluido HFO1336mzz(Z) [29].	51
7.6	Propriedades ambientais do fluido HFO1336mzz(Z) [29].	51
7.7	Compatibilidade de materiais do fluido HFO1336mzz(Z) [29].	52
7.8	Descrição do fluido HFE7000 [30].	52
7.9	Propriedades termo-físicas do fluido HFE7000 [30].	52
7.10	Propriedades ambientais do fluido HFE7000 [30].	53
7.11	Compatibilidade de materiais do fluido HFE7000 [30].	53
7.12	Perfil de toxicidade do fluido HFE7000 [30].	53
8.1	Parâmetros dimensionais e de construção das alhetas utilizados no evaporador [37].	70
8.2	Parâmetros dimensionais e de construção das alhetas utilizados no condensador [38].	70
8.3	Valores do fator de deposição utilizados [39].	72
9.1	Parâmetros de custo dos equipamentos usados nas equações 9.1, 9.2 e 9.3 [40].	78

10.1	Resultados da modelação de um ciclo convencional utilizando diferentes fluidos com um caudal mássico de 10 <i>kg/s</i>	83
10.2	Resultados da modelação de um ciclo com sobreaquecimento utilizando diferentes fluidos com um caudal mássico de 10 <i>kg/s</i>	84
10.3	Resultados da modelação de um ciclo com reaquecimento utilizando diferentes fluidos com um caudal mássico de 10 <i>kg/s</i>	86
10.4	Resultados da modelação de um ciclo com sobreaquecimento e regeneração aberta utilizando diferentes fluidos com um caudal mássico de 10 <i>kg/s</i>	87
10.5	Eficiência do ciclo, da 2 ^a Lei e de <i>Carnot</i> para um ciclo de <i>Rankine</i> com sobreaquecimento.	90
10.6	Ciclo com sobreaquecimento utilizando o fluido HFO1336mzz(Z) e um caudal mássico de 9 <i>kg/s</i>	91
10.7	Resultados da modelação de um ciclo com sobreaquecimento utilizando o fluido HFO1336mzz(Z) e um caudal de 9 <i>kg/s</i>	91
11.1	Potência requerida para cada fase no evaporador.	95
11.2	Temperaturas de entrada e saída do fluido orgânico e dos gases de escape para cada uma das fases de um ciclo com sobreaquecimento.	96
11.3	Coefficiente de transferência de calor no evaporador para cada uma das fases.	96
11.4	Área por fase e área total relativa ao evaporador.	97
11.5	Potência requerida para cada fase no condensador.	97
11.6	Temperaturas de entrada e saída do fluido orgânico e da água para cada uma das fases.	97
11.7	Coefficiente de transferência de calor no condensador para cada uma das fases.	98
11.8	Área por fase e área total relativa ao condensador.	98
12.1	Potência elétrica instalada, número de horas de funcionamento anuais e energia elétrica produzida anualmente.	103
12.2	Indicadores económicos utilizando um caudal de 9 <i>kg/s</i> de fluido orgânico.	105
12.3	Fator de emissão associado ao consumo de eletricidade [18].	106
A.1	Máquinas ORC [9]	118
A.2	Fabricantes ORC, aplicações, potência, temperatura da fonte de calor e tecnologia [11]	119
A.3	Fabricantes <i>ORC</i> , gama de potências e temperaturas da fonte térmica admitidas [49], [50], [51], [52], [53], [54], [55], [56], [57], [58], [59].	120
B.1	Ciclo <i>ORC</i> convencional utilizando um caudal de fluido orgânico de 10 <i>kg/s</i>	121
B.2	Ciclo <i>ORC</i> com sobreaquecimento utilizando um caudal de fluido orgânico de 10 <i>kg/s</i>	121
B.3	Ciclo <i>ORC</i> com reaquecimento utilizando um caudal de fluido orgânico de 10 <i>kg/s</i>	122
B.4	Ciclo <i>ORC</i> com regeneração aberta utilizando um caudal de fluido orgânico de 10 <i>kg/s</i>	122

Lista de Figuras

1.1	Taxa de dependência energética [%] desde o ano 2012 até ao ano 2017 [2].	3
1.2	Consumo de energia final por setor para o ano de 2017 [2].	4
1.3	Potência instalada das Centrais de Produção de Energia Elétrica a partir de fontes de energia renovável [2].	4
1.4	Trilema Energético Mundial [5].	5
4.1	Mapa operacional otimizado para três tecnologias de máquinas de expansão e três aplicações [11].	17
5.1	Processo produtivo da empresa.	23
5.2	Custo por tipo de energia.	25
5.3	Consumo por tipo de energia.	25
5.4	Consumo de energia mensal <i>versus</i> produção.	26
5.5	Consumo específico de energia <i>versus</i> produção.	26
5.6	Emissões de CO_2 <i>versus</i> consumo de energia mensal.	27
5.7	Consumos de energia elétrica.	27
5.8	Potência média das horas de ponta.	28
5.9	Unidades da <i>Crisal</i>	28
5.10	Deslastre do consumo por unidade.	29
5.11	Consumo de energia nas diversas fases do processo produtivo para as unidades 1 e 2.	30
5.12	Consumo de energia nos processos envolvidos na unidade 3.	30
5.13	Custo mensal do gásóleo associado ao processo produtivo.	31
5.14	Consumo percentual de cada um dos gases industriais.	32
5.15	Esquema exemplificativo dos locais passíveis de instalar os equipamentos para recuperação de calor residual.	34
5.16	Temperaturas em função do tempo para os efluentes gasosos do Forno 1 ao longo do ano de 2018 na zona 3 da figura 5.15.	34
5.17	Temperaturas em função do tempo para os efluentes gasosos do Forno 2 ao longo do ano de 2018 na zona 3 da figura 5.15.	35
6.1	Esquema representativo de um ciclo de <i>Rankine</i> convencional.	41
6.2	Esquema representativo de um ciclo de <i>Rankine</i> com reaquecimento.	43
6.3	Esquema representativo de um ciclo de <i>Rankine</i> com regeneração aberta.	44
6.4	Exemplo de uma <i>Diagram Window</i> criada com recurso ao <i>EES</i>	45
7.1	Diagrama T-s de um fluido húmido (água), seco (benzeno) e isentrópico (R11).	48

8.1	Permutadores de calor de tubos concêntricos. (a) Escoamento co-corrente. (b) Escoamento contra-corrente [36].	56
8.2	Permutadores de calor de escoamento cruzado. (a) Alhetado com ambos os fluidos não misturados. (b) Sem alhetas com um fluido misturado e outro não misturado [36].	56
8.3	Permutador de calor de carcaça e tubo [36].	57
8.4	Permutadores de calor compactos [36].	57
8.5	Fase de aquecimento (amarelo), evaporação (verde), sobreaquecimento (azul) e reaquecimento (laranja) utilizando a título exemplificativo o diagrama T-s de um fluido orgânico.	64
8.6	Fase de arrefecimento (verde) e fase de condensação (laranja) utilizando a título exemplificativo o diagrama T-s de um fluido orgânico.	67
8.7	Tubos com alhetas circulares [36].	70
8.8	Esquema representativo dos parâmetros mencionados nas tabelas 8.1 e 8.2 (adaptado de [37]).	71
8.9	Eficiência de alhetas circulares de perfil retangular [36].	71
8.10	<i>Diagram Window</i> evaporador.	74
8.11	<i>Diagram Window</i> condensador.	75
10.1	Diagrama T-s do fluido HFO1336mzz(Z) para um ciclo de <i>Rankine</i>	84
10.2	Diagrama T-s do fluido HFE7000 para um ciclo de <i>Rankine</i> com sobreaquecimento.	85
10.3	Diagrama T-s do fluido HFE7100 para um ciclo de <i>Rankine</i> com reaquecimento.	86
10.4	Diagrama T-s do fluido Tolueno para um ciclo de <i>Rankine</i> com regeneração aberta.	88
10.5	Potência útil e eficiência para ciclos convencionais, com sobreaquecimento, reaquecimento e com sobreaquecimento e regeneração aberta utilizando fluidos orgânicos distintos.	89
10.6	Diagrama T-s do fluido HFO1336mzz(Z) para as condições apresentadas na tabela 10.6.	92
10.7	Diagrama P-h do fluido HFO1336mzz(Z) para as condições apresentadas na tabela 10.6.	92
12.1	Custo e potência da turbina utilizando diferentes caudais mássicos do fluido orgânico.	99
12.2	Custo e potência da bomba utilizando diferentes caudais mássicos do fluido orgânico.	100
12.3	Custo e área do evaporador utilizando diferentes caudais mássicos do fluido orgânico.	100
12.4	Custo e área do condensador utilizando diferentes caudais mássicos do fluido orgânico.	101
12.5	Custo que cada equipamento representa no investimento - 1 kg/s.	101
12.6	Custo que cada equipamento representa no investimento - 9 kg/s.	102
12.7	Eletricidade produzida anualmente em função dos diferentes caudais mássicos do fluido orgânico testados.	103

12.8 Investimento inicial e Valor Atual Líquido em função de diferentes valores de caudal mássico do fluido orgânico.	104
12.9 Custo de aquisição dos equipamentos e <i>Payback</i> simples em função dos valores de caudal mássico do fluido orgânico.	104
12.10 Fluxo de caixa.	106
C.1 Dimensões do tubos da matriz tubular que constitui o evaporador.	123
C.2 Dimensões do tubos da matriz tubular que constitui o condensador.	124
C.3 Modelação 3D do evaporador com recurso ao <i>Solidworks</i>	125
C.4 Matriz tubular com alhetas circulares obtidas a partir do <i>Solidworks</i>	125
D.1 Limitações na temperatura de entrada dos gases de escape no eletrofiltro.	126

Nomenclatura

Abreviaturas

<i>AEL</i>	Atmospheric Exposure Limits
<i>ALT</i>	Atmospheric Life Time
<i>ASHRAE</i>	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
<i>CEPCI</i>	Chemical Engineering Plant Cost Index
<i>CFC</i>	Clorofluorcarbonetos
<i>DGEG</i>	Direcção Geral de Energia e Geologia
<i>EES</i>	Engineering Equation Solver
<i>EMEA</i>	Europa, Médio Oriente e África
<i>ETARI</i>	Estação de Tratamento de Águas Residuais Industriais
<i>GEE</i>	Gases com Efeito de Estufa
<i>GWP</i>	Potencial de aquecimento global
<i>HCFC</i>	Hidroclorofluorcarbonetos
<i>HCFO</i>	Hidroclorofluorolefinas
<i>HFC</i>	Hidrofluorcarbonetos
<i>HFE</i>	Hidrofluoréter
<i>HFO</i>	Hidrofluorolefinas
<i>IP</i>	Índice de Rentabilidade
<i>LCOE</i>	Custo Nivelado de Energia
<i>LD50</i>	Dose letal 50%
<i>LMTD</i>	Média logarítmica das diferenças de temperatura
<i>NOAEL</i>	No Observed Adverse Effect Level

<i>NTU</i>	Número de unidades de transferência
<i>ODP</i>	Potencial de destruição da camada de ozono
<i>ORC</i>	Ciclo Orgânico de Rankine
<i>OTEC</i>	Ocean Thermal Energy Conversion
<i>PEEK</i>	Poli-éter-éter-cetona
<i>PFC</i>	Compostos perfluorados
<i>PREn</i>	Planos de Racionalização dos Consumos de Energia
<i>PTFE</i>	Politetrafluoretileno
<i>SGCIE</i>	Sistema de Gestão dos Consumos Intensivos de Energia
<i>SPB</i>	Retorno do Capital Investido Simples
<i>TIR</i>	Taxa Interna de Rentabilidade
<i>VAL</i>	Valor Atual Líquido
<i>WEC</i>	Conselho Mundial de Energia
<i>WHR</i>	Waste heat recovery

Grandezas e unidades

ΔT	diferença de temperatura, [$^{\circ}C$]
ΔT_{lm}	média logarítmica das diferenças de temperatura, [$^{\circ}C$]
\dot{m}	caudal mássico, [kg/s]
η	eficiência, [%]
$\eta_{gerador}$	eficiência do gerador, [%]
μ	viscosidade dinâmica, [$kg/m.s$]
\bar{X}	fracção mássica média do vapor, [-]
ρ	massa volúmica, [kg/m^3]
ν	viscosidade cinemática, [m^2/s]
ε	efetividade, [-]
A	área, [m^2]
<i>AEL</i>	Atmospheric Exposure Limits, [<i>ppm</i>]
<i>ALT</i>	Atmospheric Life Time, [<i>anos</i>]

B_1, B_2	constantes empíricas, $[-]$
C	capacidade calorífica, $[kJ/K]$
c	calor específico a pressão constante, $[kJ/kg.K]$
C_p^0	custo de aquisição do componente base, $[€]$
C_{BM}	custo do módulo base, $[€]$
$C_{elétrica}$	preço de venda de energia elétrica, $[€/kWh]$
$C_{fluido\ orgânico}$	custo do fluido orgânico, $[€]$
C_{II}	custo do investimento inicial, $[€]$
$C_{O\&M}$	custos de operação e manutenção, $[€]$
C_{TBM}	custo total de aquisição dos equipamentos, $[€]$
CF	cash flows, $[€]$
CR	razão entre as taxas de capacidade caloríficas, $[-]$
D	diâmetro, $[m]$
D_1, D_2, D_3	constantes empíricas, $[-]$
$E_{elétrica}$	energia elétrica produzida anualmente, $[kWh]$
F	fator de correção, $[-]$
f	fator de atrito de Moody, $[-]$
f	fator de disponibilidade da instalação, $[-]$
$f(Fr)$	parâmetro de estratificação, $[-]$
F_M	fator relacionado com os materiais de construção, $[-]$
F_P	fator relacionado com as condições de operação atuais do equipamento, $[-]$
F_{BM}^0	fator de custo do módulo base, $[€]$
Fr	número de Froude, $[-]$
$G_{s,f}$	coeficiente dependente da combinação superfície-fluido $[-]$
h	coeficiente de transferência de calor por convecção, $[W/m^2.K]$
h	entalpia, $[kJ/kg]$
H_{anual}	número de horas de funcionamento anuais, $[horas]$
i	taxa de desconto, $[\%]$

IP	índice de rentabilidade, $[-]$
k	condutividade térmica, $[W/m.K]$
K_1, K_2, K_3	constantes associadas ao tipo de equipamento, $[-]$
L	comprimento, $[m]$
$LCOE$	custo nivelado de energia, $[€]$
m	massa, $[kg]$
m''	caudal mássico por unidade de área transversal, $[kg/s.m^2]$
N	número de alhetas, $[-]$
N_L	número de linhas de tubos, $[-]$
Nu_D	número de Nusselt, $[-]$
P	fator de dimensionamento dos permutadores, $[-]$
P	perímetro da superfície, $[m]$
P	pressão, $[kPa]$
Pr	número de Prandtl, $[-]$
q	taxa de transferência de calor ou fluxo de calor, $[kW]$
R	fator de dimensionamento dos permutadores, $[-]$
r	raio, $[m]$
R_f	fator de deposição, $[m^2.K/W]$
R_w	resistência por condução através da parede do tubo, $[m^2.K/W]$
Re_D	número de Reynolds, $[-]$
S	espaçamento, $[m]$
s	entropia, $[kJ/kg.K]$
S_{anual}	poupanças anuais, $[€]$
SPB	retorno do capital investido simples ou <i>payback</i> , $[anos]$
T	temperatura, $[°C]$
t	espessura, $[m]$
t	tempo de vida útil, $[anos]$
U	coeficiente global de transferência de calor, $[W/m^2.K]$
u_m	velocidade média, $[m/s]$

V	velocidade, $[m/s]$
VAL	Valor Atual Líquido, $[€]$
w	potência, $[kW]$
Y	capacidade do equipamento específico, área $[m^2]$ ou potência $[kW]$
$Y_{\text{útil}}$	potência útil, $[kW]$
$Y_{\text{elétrica}}$	potência elétrica, $[kW]$
Y_{gerador}	potência do gerador, $[kW]$
q''	fluxo térmico na superfície, $[kW/m^2]$

Subscriptos

b	primária
c	fluido frio
conv	convecção
D	diagonal
f	alheta
f	filme
fg	vaporização
h	fluido quente
i	entrada
L	longitudinal
l	líquido
m	média
max	máximo
min	mínimo
o	saída
p	perfil
s	superfície
sat	saturação
sp	monofásico

T	transversal
t	total
v	vapor

Parte I

Enquadramento

Capítulo 1

Introdução

O consumo de energia a nível mundial tem vindo a aumentar de forma gradual tendo-se verificado um crescimento anual de cerca de 2,2 % em 2017, o maior registado desde 2013 [1]. No sentido de colmatar o aumento das necessidades energéticas recorre-se maioritariamente ao uso de petróleo, carvão e gás natural. Considerando quer as consequências ambientais, quer os limites à extracção de recursos fósseis, é necessário definir políticas energéticas e ambientais e implementar sistemas capazes de gerar energia de forma sustentável para que assim seja possível utilizar fontes de energia renováveis e proteger o meio ambiente. Neste sentido, tem-se vindo a verificar uma crescente preocupação com a integração destas políticas, tanto a nível nacional, como comunitário.

Atualmente, a política energética nacional apresenta como principal objetivo a redução da dependência energética do exterior, essencialmente a nível das fontes de energia fósseis, como o petróleo e gás natural, que representam uma percentagem bastante significativa no consumo de energia [2]. Em contrapartida, a utilização de energias renováveis e a promoção da eficiência energética, tem permitido a Portugal reduzir essa mesma dependência [2]. Segundo a *DGEG - Direcção Geral de Energia e Geologia*, em 2017, a dependência energética portuguesa, atingiu os 79,7%, um dos valores mais elevados dos últimos anos (Figura 1.1) [2]. Dado que existe uma grande componente hídrica associada ao sistema electroprodutor nacional, verificou-se nesse mesmo ano um cenário de seca, que influenciou negativamente a dependência energética e levou a um aumento da importação de combustíveis fósseis.

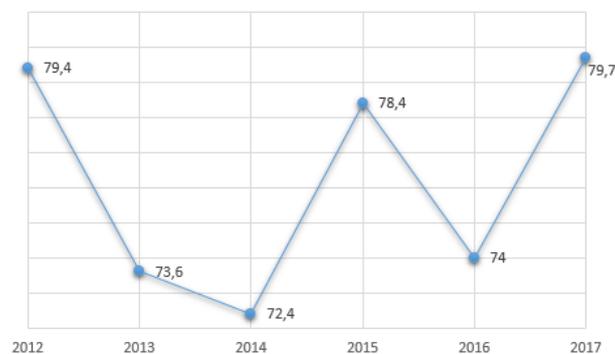


Figura 1.1: Taxa de dependência energética [%] desde o ano 2012 até ao ano 2017 [2].

De acordo com os dados recolhidos também pela *DGEG* para o ano de 2017, verifica-se que os setores de atividade com maior peso no consumo final de energia são os transportes e a indústria em conjunto com o setor electroprodutor, sendo que o primeiro continua a ser o principal consumidor de energia [2], (Figura 1.2).

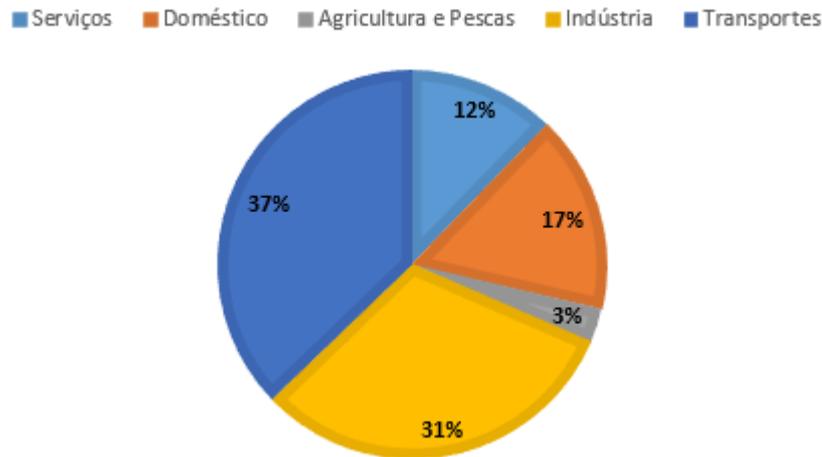


Figura 1.2: Consumo de energia final por setor para o ano de 2017 [2].

Por outro lado, as fontes de energia renovável permitiram nesse mesmo ano, produzir 24 310 *GWh* de energia elétrica, atingindo-se 13 762 *MW* de potência instalada a partir de um conjunto de fontes de energia renovável [2], (Figura 1.3).

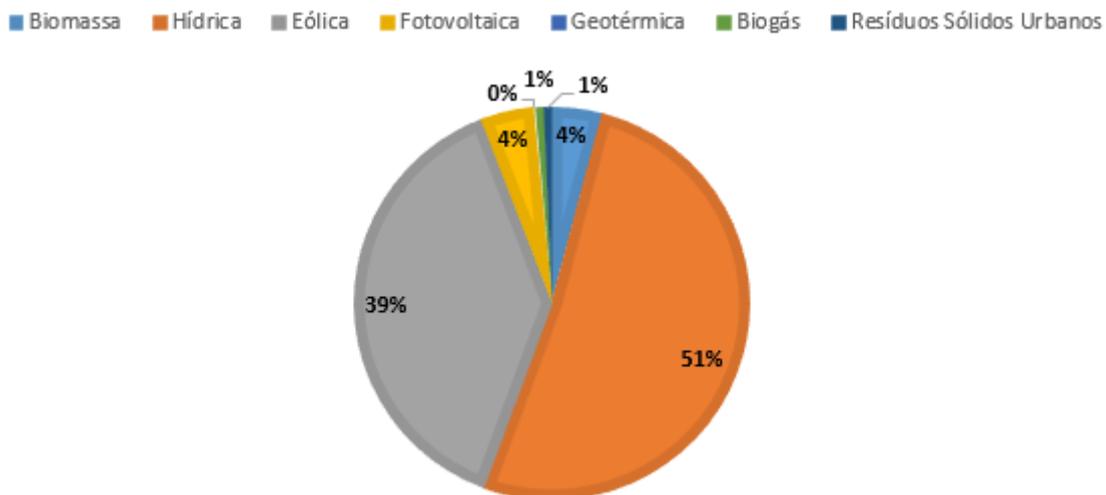


Figura 1.3: Potência instalada das Centrais de Produção de Energia Elétrica a partir de fontes de energia renovável [2].

Tal como mencionado anteriormente, o setor da indústria, constitui um dos setores de atividade com maior consumo energético e com elevada dependência de recursos não renováveis, tornando-se necessário por parte das indústrias agir no âmbito do aumento da eficiência energética adequando os seus equipamentos e processos às tecnologias e

estratégias já existentes, tendo em vista o desenvolvimento de novas tecnologias. O *SGCIE - Sistema de Gestão dos Consumos Intensivos de Energia* é a entidade responsável pela monitorização dos consumos energéticos das instalações consumidoras intensivas de energia e pela promoção da eficiência energética [3]. O *SGCIE*, prevê que as instalações abrangidas, cujo consumo anual de energia seja superior a 500 toneladas equivalente de petróleo, efetuem periodicamente auditorias energéticas capazes de avaliar as condições de utilização de energia e de promover o aumento da eficiência energética, tendo em consideração a utilização de fontes de energia renováveis [3]. Segue-se a elaboração e execução de Planos de Racionalização dos Consumos de Energia (*PREn*) de modo a contemplar objetivos mínimos de eficiência energética, que, sendo cumpridos, têm associados um conjunto de incentivos pelos operadores das instalações envolvidas. Em 2008, a União Europeia aprovou o pacote legislativo Energia-Clima, que veio estabelecer as seguintes metas para 2020 [4]:

- Redução de 20% do consumo de energia primária;
- Incorporação no consumo bruto de eletricidade de 20% de energias renováveis, incluindo uma meta mínima de 10% de incorporação de energias renováveis nos transportes;
- Redução de 20% dos Gases com Efeito de Estufa.

O Conselho Mundial de Energia, *WEC*, elaborou o conceito de "Trilema Energético", o qual apresenta como dimensões centrais, três desafios: como garantir energia segura, acessível e ambientalmente sustentável. O Índice do Trilema da Energia Mundial 2018 classificou 125 países tendo por base o desempenho dos seus sistemas energéticos e a capacidade de equilibrar as dimensões do Trilema Energético. De acordo com este índice, a Dinamarca, Suíça e Suécia foram os países cujos resultados permitiram ocupar o primeiro, segundo e terceiro lugar, respetivamente, de entre os países em estudo, sendo que Portugal ocupa a posição número 22 [5]. Na figura 1.4 apresentam-se os 10 países com melhor desempenho no âmbito deste conceito desenvolvido pelo *WEC*.

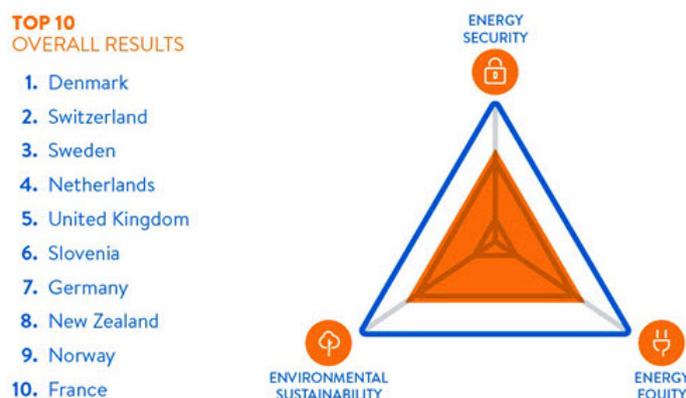


Figura 1.4: Trilema Energético Mundial [5].

O presente projeto surge como uma medida de racionalização de energia aplicável na indústria, cuja finalidade é a produção de energia elétrica a partir do calor residual resultante do processo de fusão do vidro, sem prejudicar o funcionamento e a eficiência da instalação fabril. É assim possível evitar o desperdício do calor residual para o meio ambiente, convertendo-o em energia útil. A energia elétrica resultante poderá ser utilizada pela empresa para consumo próprio, permitindo uma redução dos seus custos de energia e uma redução nas emissões de CO_2 , visto que parte das necessidades da empresa são supridas de forma sustentável através do aproveitamento do potencial já existente. Por outro lado, gera-se uma poupança energética no sistema electroprodutor nacional, uma vez que, cada kWh produzido internamente nas instalações fabris da Crisal, representa um kWh que não é necessário produzir ou importar. Contribui-se assim para diminuir a dependência energética do exterior levando por conseguinte a uma diminuição da importação de combustíveis fósseis. Há, portanto, uma melhoria da eficiência energética, uma redução do custo associado ao consumo de energia primária (neste caso, eletricidade) e uma diminuição da emissão de gases com efeito de estufa, originando benefícios a nível energético, económico e ambiental.

Capítulo 2

Objetivos

Analisando a situação energética global, se fosse possível a substituição integral das energias fósseis pelas energias renováveis, mais facilmente se resolveria a questão da sustentabilidade energética e ambiental. No entanto, e uma vez que, atualmente, o aproveitamento do potencial das fontes de energia renováveis não é o melhor, não é possível satisfazer as necessidades energéticas tornando-se impossível realizar essa transição de forma imediata. Há, contudo, uma preocupação crescente a nível político e empresarial relativamente às questões ambientais e de sustentabilidade. Cada vez mais, surgem medidas cujos objetivos passam pela diminuição das emissões de dióxido carbono, através da geração de energia de fontes renováveis e pela promoção da eficiência energética. Este projeto, foi desenvolvido no âmbito do programa de cooperação universitária, *Galp XXI*, cujo objetivo é identificar sistemas e comportamentos energéticos racionais, possíveis de aplicar na indústria e edifícios, e propõe uma solução de melhoria da eficiência energética dos fornos de fusão do vidro, alimentados a gás natural, da empresa *Crisal*. O presente trabalho visa a modelação, simulação e otimização de um Ciclo de *Rankine* Orgânico para recuperação do calor residual dos gases de escape dos fornos de fusão do vidro, para produção de energia elétrica.

Inicialmente, procede-se à modelação do ciclo orgânico de *Rankine*, utilizando diversas configurações do mesmo e diferentes fluidos orgânicos. De seguida, efetua-se o dimensionamento dos permutadores de calor, (o evaporador e o condensador). Por fim, processa-se a análise económica, onde se avalia o custo do investimento e são calculados os indicadores económicos mais relevantes.

Capítulo 3

Guia de Leitura

Nesta secção é apresentada de forma sucinta a organização deste documento, fazendo-se referência às partes e capítulos que o compõem bem como uma breve descrição dos temas abordados em cada um deles.

- Parte I - Enquadramento
 - Capítulo 1 - Introdução → enquadramento do estado atual da energia, do consumo de energia e da promoção da eficiência energética;
 - Capítulo 2 - Objetivos → exposição dos principais objetivos deste projeto, realizado no âmbito do programa Galp XXI;
 - Capítulo 3 - Revisão do estado da arte → foco direcionado para o ciclo orgânico de *Rankine* e suas aplicações, fluidos orgânicos e fatores que afetam a viabilidade da recuperação de calor residual, bem como as máquinas e módulos *ORC* existentes no mercado;
 - Capítulo 4 - Guia de Leitura → organização do documento;
 - Capítulo 5 - A Crisal - Cristalaria Automática S.A. → indicação da empresa onde foi desenvolvido o projeto, caracterização energética e do processo produtivo da instalação fabril e por fim caracterização mais detalhada do local de aplicação dos equipamentos relacionados com o projeto;
- Parte II - Métodos e Modelos
 - Capítulo 6 - Análise termodinâmica do *ORC* → utilização do *software EES* para modelar diferentes configurações do ciclo e recorrer ao uso de diferentes fluidos orgânicos;
 - Capítulo 7 - Fluido orgânico → classificação dos fluidos de trabalho, apresentação de diversos critérios de seleção dos fluidos orgânicos, impacto ambiental e questões de segurança dos mesmos;
 - Capítulo 8 - Permutadores de calor → tipos de permutadores de calor, descrição do procedimento utilizado aquando do dimensionamento do evaporador e do condensador;
 - Capítulo 9 - Análise Económica → apresentação do modelo económico, fórmulas dos indicadores económicos mais relevantes.

- Parte III - Resultados e Discussão
 - Capítulo 10 - Modelação do *ORC* e seleção do fluido orgânico → apresentação dos resultados obtidos aquando da modelação dos diferentes tipos de configurações e utilização de distintos fluidos operantes, e diagramas T-s e P-h correspondentes;
 - Capítulo 11 - Dimensionamento dos permutadores de calor → apresentação dos valores obtidos para os parâmetros mais relevantes resultantes da simulação e dimensionamento dos permutadores de calor;
 - Capítulo 12 - Viabilidade económica do projeto → cálculo da energia eléctrica produzida, poupança associada, critérios económicos mais relevantes e representação gráfica dos custos, indicadores económicos, fluxo de caixa e de outras variáveis pertinentes. Adicionalmente também é indicada neste capítulo a poupança possível a nível das emissões de CO_2 .
- Parte IV - Conclusão
- Anexos
 - A Turbinas e módulos ORC
 - B Modelação
 - C Desenhos 2D e 3D dos permutadores de calor
 - D Eletrofiltro

Capítulo 4

Revisão do Estado da Arte

Neste capítulo, é inicialmente apresentada uma breve descrição do funcionamento do ciclo orgânico de *Rankine*, dos seus componentes e configuração. Posteriormente analisa-se o calor residual como fonte de calor, as aplicações do ciclo orgânico de *Rankine*, os fluidos de trabalho e os fatores a ter em consideração aquando da sua seleção, quais os fatores que afetam a viabilidade da recuperação do calor residual, e ainda, as turbinas e módulos *ORC* existentes no mercado e os respetivos fabricantes.

4.1 Ciclo Orgânico de *Rankine*

O Ciclo Orgânico de *Rankine* apresenta como vantagens: flexibilidade, alta segurança, baixa necessidade de manutenção, bom desempenho térmico, bom rendimento mesmo a baixas temperaturas, bom funcionamento em regime de carga parcial e maior vida útil, constituindo uma solução promissora para a recuperação de calor residual [6]. Para além disso, nos dias de hoje, um ciclo orgânico de *Rankine* é uma tecnologia considerada atrativa por parte dos governos, indústrias e investigadores, pelo seu *background* de investigação e comercialização [7]. O *layout* de um ciclo *ORC* e de um ciclo de *Rankine* convencional é idêntico, incluindo: bomba, evaporador, turbina e condensador, porém, em vez de água, utiliza fluidos refrigerantes ou fluidos orgânicos voláteis como fluido de trabalho. Os fluidos orgânicos de trabalho, por apresentarem menores pontos de ebulição comparativamente à água, permitem recuperar energia de fontes de calor residual de baixa e média temperatura [6]. Dado que os fluidos orgânicos são, geralmente, fluidos secos (fluidos cuja linha de vapor saturado apresenta um declive positivo), possibilitam uma expansão a partir de vapor saturado, não sendo portanto necessário proceder ao sobreaquecimento [6]. Por outro lado, a água apresenta boa estabilidade térmica e química, baixa viscosidade, calor específico e calor latente elevados, não é tóxica nem inflamável, é barata e abundante e como tal é vantajosa em aplicações de elevada temperatura [8]. De seguida, na tabela 4.1 apresenta-se uma comparação entre o ciclo de *Rankine* convencional e o ciclo orgânico de *Rankine* utilizando como fluido de trabalho água e fluido orgânico, respetivamente.

Tabela 4.1: Comparação entre o Ciclo de Rankine e Ciclo Orgânico de Rankine [8].

	Ciclo de Rankine Convencional	Ciclo Orgânico de Rankine
Fluido de trabalho	Água	Fluido Orgânico
Pressão crítica	Alta	Baixa
Temperatura crítica	Alta	Baixa
Temperatura de ebulição	Alta	Baixa
Pressão de condensação	Baixa	Média
Pressão de vaporização	Alta	Baixa/Média
Entalpia de vaporização	Alta	Baixa
Calor latente	Alto	Baixo
Viscosidade	Baixa	Relativamente alta
Inflamabilidade	Não	Sim, depende do fluido
Toxicidade	Não	Sim
Impacto Ambiental	Não	Alto, depende do fluido
Disponibilidade	Disponível em abundância	Depende do fluido
Investimento	Menor	Maior

A eficiência térmica de um sistema deste tipo depende das propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho, das condições de operação, da fonte de calor e do ciclo em si, sendo que a eficiência térmica média normalmente varia de 0,02 a 0,19 [6].

4.2 Fontes de calor e aplicações ORC

Existem diversas fontes de calor que permitem operar o ciclo orgânico de *Rankine*, das quais se destacam as energias solar, geotérmica e da biomassa como fontes renováveis. Por outro lado, o calor residual pode servir também como fonte de calor para operar o *ORC*. As fontes de calor residual são agrupadas em três categorias tendo por base o nível de temperatura, alto ($> 650\text{ }^{\circ}\text{C}$), médio ($230\text{-}650\text{ }^{\circ}\text{C}$) e baixo ($< 230\text{ }^{\circ}\text{C}$) sendo a temperatura da fonte de calor um parâmetro essencial, pois determina a eficiência do processo de recuperação de energia e influencia significativamente o dimensionamento dos permutadores de calor [9]. Importa referir que para o caso de projetos geotérmicos há necessidade de investigações geológicas do local, perfuração e design adequado dos permutadores de calor [9]. Por outro lado, as aplicações relacionadas com a recuperação de calor residual estão a ganhar popularidade de forma progressiva, sendo, por isso, preponderante efetuar uma boa avaliação do calor que está a ser desperdiçado, através da determinação de parâmetros como o caudal mássico, a temperatura e a taxa de disponibilidade [9]. Os custos de investimento num projeto de *ORC* dependem da magnitude do mesmo, da temperatura da fonte de calor, do custo dos equipamentos, do custo do fluido operante, entre outros. A tabela 4.2 apresenta uma comparação entre as diferentes aplicações de *ORC*, nomeadamente: geotermia, energia solar, biomassa, recuperação de calor residual e *OTEC* (ocean thermal energy conversion).

Tabela 4.2: Comparação das diferentes aplicações de ORC [9].

Aplicações	Maturidade	Fator de disponibilidade ¹ [%]	Emissões diretas de GEE	Complexidade, manutenção e operação
Geotermia	Maduro	70	Muito baixas	Simples
Energia solar	Em desenvolvimento	15-25	Não	Manutenção e operação complexa
Biomassa	Maduro	70	Sim	Necessidade de combustível, adequado para geração distribuída
Recuperação de calor residual	Muito promissor	50-60	Não	Sem necessidade de combustível, depende da disponibilidade de calor para saber se é economicamente viável ou não
OTEC	Promissor	80	Não	Muito baixa eficiência, tamanho grande, alto custo e complexo

¹ percentagem de tempo que uma determinada fonte de calor está disponível para produzir energia.

4.3 Fluidos de trabalho

A melhor forma de classificar os fluidos orgânicos é através do declive da linha de vapor saturado do diagrama Temperatura-entropia. Fluidos secos, húmidos e isentrópicos apresentam declives positivos, negativos e infinitos, respetivamente, verificando-se que para um *ORC* cujas temperaturas operacionais são mais reduzidas, os fluidos secos e isentrópicos apresentam melhores desempenhos em comparação com os fluidos húmidos, de acordo com o estudo realizado por Tchanche et al. [8]. Os fluidos húmidos, devido ao declive da linha de vapor saturado, apresentam, normalmente, uma mistura bifásica no final da expansão através da turbina. Um valor reduzido do título da mistura, conduz a uma eficiência da turbina reduzida e há possibilidade de erosão das pás do equipamento. Os fluidos orgânicos com menor calor latente de vaporização mostram melhores desempenhos térmicos para sistemas *ORC* cujas fontes de calor apresentam baixo teor de calor residual [6]. Por sua vez, os fluidos orgânicos com baixos volumes específicos levam a máquinas de expansão e permutadores de calor menores, reduzindo visivelmente o tamanho e o custo do sistema [6]. Para além disso, maior peso molecular do fluido operante, permite diminuir o número de estágios necessários durante a expansão na turbina, o que, por conseguinte, contribui para reduzir o custo e a complexidade do sistema [6]. Outro fator importante é o ponto de congelamento do fluido orgânico, o qual deve ser inferior à temperatura mais baixa do ciclo [6].

Wang et al. [10] classificou em seis categorias o fluido de trabalho com base no intervalo de temperatura da fonte de calor, tal como apresentado na tabela 4.3.

Tabela 4.3: Seleção otimizada do fluido orgânico de trabalho em função do intervalo de temperatura da fonte de calor [10].

Intervalos de temperatura da fonte de calor	320-365 K	365-395 K	395-420 K	420-445 K	445-465 K	465-500 K
Fluido de trabalho	R143a R32	R22 R290 R134a R227ea	R152a R124 <i>CF₃I</i> R236fa	R600a R142b R236ea Isobutano Butano	R600 R245fa Neopentano R245ca	R123 R365mfc R601a R601 R141b

Segundo Quoilin [11] existem um conjunto de indicadores importantes a ter em conta

aquando da seleção do fluido de trabalho:

- Desempenho termodinâmico, procurando obter a eficiência e/ou potência de saída maior possível para a temperaturas dada da fonte quente e da fonte fria;
- Declive da linha de vapor saturado deve ser positivo ou infinito (fluido seco ou isentrópico, respetivamente);
- Alta densidade de vapor, uma vez que baixa densidade implica fluxos de vapor maiores, levando a perdas de pressão nos permutadores de calor, maior área de permuta de calor e consequentemente componentes de maiores dimensões;
- Baixa viscosidade, resultando em menores perdas por atrito nos permutadores de calor e nas tubagens;
- Elevada condutividade, permitindo obter um coeficiente de transferência de calor mais elevado nos permutadores de calor;
- Pressão de evaporação aceitável, uma vez que altas pressões conduzem geralmente a aumentos dos custos de investimento e complexidade do sistema;
- Pressão máxima de condensação positiva, sendo que as baixas pressões devem ser mais elevadas que a pressão atmosférica para evitar infiltrações de ar no ciclo;
- Estabilidade a alta temperatura, visto que os fluidos orgânicos sofrem desgaste e decomposição a altas temperaturas;
- Baixo impacto ambiental e alto nível de segurança;
- Baixo potencial de destruição da camada de ozono (*ODP*);
- Baixo potencial de aquecimento global (*GWP*);
- Disponibilidade no mercado e baixo custo.

4.4 Fatores que afetam a viabilidade da recuperação de calor residual

De modo a ser possível avaliar a viabilidade da recuperação de calor residual, torna-se essencial caracterizar a fonte de calor residual e o fluxo para onde esse calor será transferido. Os parâmetros importantes a determinar são apresentados de seguida.

4.4.1 Quantidade de calor

A quantidade de calor, uma medida da quantidade de energia contida num fluxo de calor residual, é função tanto da temperatura como do caudal mássico tal como indicado na equação 4.1 [12].

$$\dot{E} = \dot{m} \cdot h(t) \quad (4.1)$$

Em que \dot{E} representa a perda de calor residual, \dot{m} o caudal mássico e $h(t)$ a entalpia específica em função da temperatura. A entalpia apesar de não ser um termo absoluto, deve ser medida em relação a um estado de referência.

4.4.2 Temperatura/Qualidade do calor

A temperatura a que se encontra o calor residual é um fator determinante para a viabilidade da sua recuperação, podendo as temperaturas variar entre algumas dezenas de graus e alguns milhares como é o caso dos fornos de fusão de vidro onde se atingem temperaturas de combustão acima de $1\ 320\ ^\circ C$ [12]. Para que seja possível a transferência e recuperação de calor, é necessário que a temperatura da fonte de calor residual seja superior à temperatura do fluido operante.

4.4.3 Composição

A qualidade ou quantidade do calor disponível, não é diretamente influenciada pela composição química dos gases de escape, no entanto, esta última, pode afetar o processo de recuperação e a seleção do material [12]. A incrustação é um problema comum na troca de calor e pode reduzir substancialmente a eficiência dos permutadores de calor. A melhor forma de lidar com este problema passa por filtrar os gases contaminados, utilizar materiais adequados, aumentar as áreas de superfície do permutador de calor e projetar o permutador de calor de forma a existir fácil acesso e limpeza [12].

Os permutadores de calor são geralmente projetados para manter as temperaturas dos gases de escape acima do ponto de condensação. A temperatura mínima para prevenir a corrosão depende da composição do combustível utilizado. Por exemplo, os gases de escape provenientes do gás natural podem ser arrefecidos até aproximadamente $120\ ^\circ C$ [12]. O ponto de orvalho dos ácidos sulfúricos presentes nos gases de escape, pode variar entre $200\ ^\circ F$ e $385\ ^\circ F$, sendo aconselhável que a temperatura dos gases não desça abaixo desse mesmo ponto, para que não se verifique corrosão dos equipamentos.

4.4.4 Horários operacionais, disponibilidade e outras logísticas

Há ainda fatores adicionais que podem determinar se a recuperação de calor é viável ou não para uma determinada aplicação, nomeadamente, a disponibilidade do calor residual, a acessibilidade aos equipamentos e outras logísticas. Em aplicações de pequena escala, é menos suscetível a instalação deste tipo de sistemas, uma vez que pode não haver capital suficiente disponível e porque os períodos de amortização podem ser mais longos. Outra questão importante é durante quanto tempo está disponível a fonte de calor residual [12]. Se o tempo for limitado, o permutador pode ser sujeito a temperaturas altas e baixas, sendo, neste caso, necessário garantir que o material responsável pela troca de calor não seja sujeito a fadiga devido ao ciclo térmico, podendo, em certas situações ser necessário um sistema adicional para fornecer calor quando o calor da fonte residual não está disponível [12]. Outra preocupação é a facilidade de acesso à fonte de calor residual. Em alguns casos, os constrangimentos físicos criados pela disposição dos equipamentos impedem o fácil acesso à fonte de calor ou impedem a instalação de qualquer equipamento adicional para recuperação do calor. Há ainda restrições no que diz respeito à transportabilidade dos fluxos de calor [12]. Normalmente os fluxos de calor líquidos são frequentemente recuperados, pela facilidade do seu transporte, sendo que, pelo contrário, os resíduos sólidos apesar de conterem quantidades significativas de energia, apresentam maiores constrangimentos a nível da acessibilidade e transporte para o equipamento de recuperação [12].

4.5 Geração de energia elétrica

Inicialmente, a geração de energia a partir do calor residual estava limitada a fontes de calor residual de média e alta temperatura, sendo que, atualmente, com as investigações e avanços tecnológicos verificados nos últimos anos, já é possível ter um sistema viável para geração de energia a baixas temperaturas, e apesar da eficiência máxima a essas temperaturas ser menor, estes sistemas ainda podem ser económicos na recuperação de grandes quantidades de energia do calor residual.

Focando a geração de energia através de trabalho mecânico, é possível utilizar o ciclo de vapor de *Rankine*, o ciclo orgânico de *Rankine* e o ciclo *Kalina* [13]. Relativamente ao *ORC*, sabe-se que a faixa de temperatura mais adequada depende do fluido utilizado e das suas propriedades termodinâmicas. Tal como já foi mencionado, os fluidos de orgânicos apresentam vantagens em comparação com a água, permitindo alcançar eficiências mais elevadas na turbina (entre 80% e 85%). No entanto, como funciona a temperaturas mais baixas a eficiência geral é menor variando entre 10 e 20 %, segundo Wang et al. [10]. Por exemplo, um sistema baseado na eficiência de *Carnot* operando com uma fonte de calor a 150 °C e rejeitando-o a 25 °C é apenas 30% eficiente, como tal, 10-20% constitui uma percentagem substancial da eficiência teórica.

De acordo com um artigo publicado na *Distributed Energy* [13], o ciclo orgânico de *Rankine* é o mais indicado para a recuperação de calor residual entre as três aplicações mencionadas. Um exemplo de uma instalação bem sucedida é na Baviera, Alemanha, onde uma fábrica de cimento instalou um *ORC* para recuperar calor residual de um equipamento cujos gases de escape se encontram a cerca de 500 °C. O *ORC* forneceu 12% das necessidades de eletricidade e reduziu as emissões de *CO₂* em cerca de 7.000 toneladas [14].

4.6 Máquinas de Expansão

A máquina de expansão tem como função gerar trabalho a partir da expansão de vapor que provém de uma caldeira ou evaporador, desde a pressão de evaporação até à pressão de condensação. Adicionalmente, é comum acoplar um gerador a este componente para os casos em que se pretende produzir eletricidade. Existe um conjunto de máquinas de expansão geralmente aplicadas na tecnologia *ORC*, que podem ser divididas em dois grupos essenciais: as turbo máquinas, que incluem as turbinas axiais e radiais, e as máquinas de deslocamento positivo que incluem as turbinas *scroll*, *screw* e de movimento alternativo [11]. As primeiras apresentam um nível de maturidade técnica superior e são usadas em aplicações de maior escala, enquanto que as segundas são mais adequadas para as unidades *ORC* de pequena escala [11]. Para além disso, nas turbo máquinas a transferência de energia deve-se à variação da quantidade do movimento nas secções de escoamento do fluido, existindo dispositivos que direcionam o fluxo do fluido, como pás ou lâminas fixas a um elemento rotativo [11]. Nas máquinas de deslocamento positivo tem-se uma quantidade fixa de fluido confinada a um espaço, definido por uma fronteira fixa e uma fronteira móvel, e como tal, a transferência de energia é obtida através da variação do volume ocupado pelo fluido devido ao movimento da fronteira móvel [11]. Segundo Bao et al. [15] o desempenho da máquina de expansão condiciona o desempenho do sistema, e, por sua vez, o fluido de trabalho influencia o tipo de máquina expansora selecionada para aplicar no sistema *ORC*. No mercado, existem inúmeras máquinas de

expansão concebidas especialmente para produção de energia como turbinas, onde algumas são compressores convertidos, sendo que para uma elevada potência de saída, as turbinas são rentáveis e constituem a tecnologia de base [9]. Para uma potência de saída média a baixa, menor que 400 *kW* há limitações técnicas que condicionam a utilização de vários dispositivos de expansão [9]. A figura 4.1 apresenta um mapa operacional otimizado para três aplicações *ORC* e três máquinas de expansão.

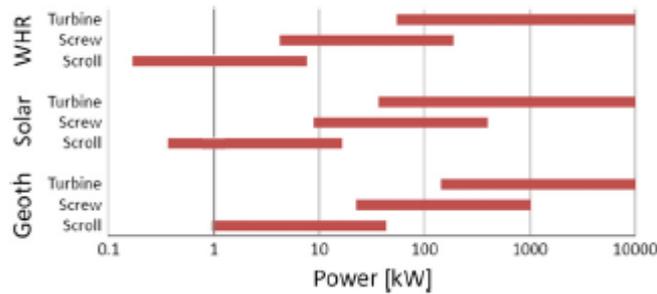


Figura 4.1: Mapa operacional otimizado para três tecnologias de máquinas de expansão e três aplicações [11].

4.7 Módulos ORC

As máquinas *ORC* são desenhadas para produzir potências desde alguns *kW* para alguns *MW*, existindo no mercado uma diversidade de máquinas a nível de tamanho, tecnologia da máquina de expansão, temperatura da fonte de calor, maturidade, disponibilidade de mercado, tipo de suporte de trabalho e custo [9]. A máquina pode ser adaptada de acordo com as especificações do cliente ou comprada pronta a fornecedores, sendo que, após a chegada ao local de instalação, é adaptada à fonte de calor [9]. Deste modo, é possível classificar as máquinas *ORC* em três tipos essenciais [9]:

- Baixa temperatura: $< 150\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Média temperatura: $150\text{-}300\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Alta temperatura: $> 300\text{ }^{\circ}\text{C}$

Inserido no grupo das máquinas *ORC* de baixa temperatura tem-se os fabricantes: *Opcon*, *Ormat*, *Electratherm*, *BEP Europe*, sendo que o equipamento produzido pelo penúltimo permite recuperar calor de fontes de calor entre os $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ e o último entre $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ [9]. Para máquinas *ORC* de média temperatura, tem-se o fabricante *Turboden* [9]. Por outro lado, o fabricante *Triogen* permite recuperar calor de fontes de temperatura no mínimo a $350\text{ }^{\circ}\text{C}$, estando inserido no grupo de alta temperatura e permite produzir 165 kW de potência elétrica [9]. As diferentes máquinas *ORC* disponíveis do mercado apresentam uma variedade de tamanhos podendo ser classificadas como se segue [9]:

- Muito pequenas: $< 10\text{ kW}$
- Pequenas: $10\text{-}100\text{ kW}$

- Médias: 100-400 *kW*
- Grandes: 400 *kW* a alguns *MW*

São os sistemas de tamanho médio a grande que são adequados para ambiente industrial para produção adicional de eletricidade no local, para produção de eletricidade para posterior distribuição em zonas isoladas ou para ligação à rede [9].

No anexo A, encontram-se as tabelas A.1, A.2 e A.3 nas quais se apresentam alguns fabricantes *ORC* e gamas de potência, temperaturas da fonte de calor e fluidos utilizados nos seus equipamentos.

Capítulo 5

A Crisal - Cristalaria Automática S.A.

5.1 História da empresa

Em 1944 surgiu uma empresa, antecessora da *Crisal - Cristalaria Automática S.A.*, produtora de lustres em cristal e vidro doméstico, a partir da fusão de areia, soda e cal, em Alcobaça, Portugal [16].

Mais tarde, em 1970 é inaugurada uma nova fábrica na Marinha Grande, que sofreu uma enorme expansão e se tornou a primeira em Portugal com produção automática tendo-se então iniciado a comercialização de produtos com a marca *Crisal Glass* [16].

Em 1989, a *Crisal* adquiriu um novo forno e manteve um ritmo de trabalho que permitiu aumentar a produção em larga escala e assim assumir uma posição de liderança na indústria vidreira. O empenho e dedicação persistiu e durante a década de 90 realizaram-se investimentos em novas tecnologias, aumentando-se a quantidade de fornos e modernizando-se os processos de fabrico [16].

Atualmente, a *Crisal - Cristalaria Automática S.A.* é uma empresa localizada na zona industrial da Marinha Grande, distrito de Leiria, dedicada à produção de vidro de cristalaria.

Desde 2005 que esta empresa faz parte do Grupo *Libbey*, sediado nos Estados Unidos da América e líder do mercado mundial de vidro de mesa. O grupo *Libbey* tem fábricas nos EUA, no México, na Holanda, na China e em Portugal. O conjunto da *Crisal (Libbey Portugal)* e *Royal Leerdam (Libbey Holanda)* forma a *Libbey EMEA*. A *Libbey Portugal* exporta para mais de 100 países em 5 continentes, sendo especialista na produção de artigos personalizados [16]. Os produtos da *Crisal* incluem copos, canecas e cálices, mas também peças de maior dimensão como vasos para flores.

A nível do compromisso com os clientes, qualidade dos produtos, ambiente e no sentido de promover um desenvolvimento sustentável, a empresa encontra-se certificada em Sistemas de Gestão da Qualidade pela ISO 9001 desde 1996.

5.2 Análise Operacional da empresa

5.2.1 Matéria-prima

O vidro é uma substância sólida e amorfa, que apresenta uma temperatura de transição vítrea. O vidro de mesa, fabricado pela *Crisal*, é essencialmente constituído por areia, calcário e carbonato de sódio. Adicionalmente, existe ainda carvão, selénio, óxido de cobalto, sulfato de sódio, carbonato de potássio, dolomite, feldspato e casco reciclado na composição do vidro. O casco, é consequência do conjunto dos desperdícios de vidro e de produtos com defeito que resultam do processo produtivo. Para o ano de 2018, verificou-se, em média, uma percentagem de casco de 21% na composição do forno 1 e 15% na composição do forno 2.

5.2.2 Preparação da composição

A preparação da composição inicia-se com a receção dos diferentes tipos de matérias-primas, sendo que aqueles cuja percentagem mássica na composição do vidro é superior são armazenados em silos e os restantes são devidamente acondicionados. Para receber, pesar, armazenar e misturar as matérias-primas são necessários os seguintes equipamentos: tegão de areia, báscula, transportador de alcatruz para elevação da matéria-prima para os silos, silos, transportadores dos silos para os misturadores, misturadores, balanças, unidades de reenvio pneumáticas para silos diários e ainda telas e sem-fim. Inicialmente, a areia é descarregada para tegões e posteriormente ensilada. O carbonato de sódio, calcário, dolomite e feldspato são ensilados pneumáticamente. O carbonato de potássio, o sulfato de sódio, o carvão, o selénio e o óxido de cobalto são recebidos em paletes, pré-misturados e colocados em silos manualmente através de calhas vibrantes até ao transportador que liga os silos aos misturadores. De modo a controlar a quantidade que cada matéria-prima representa na composição é efetuada a pesagem em balanças alimentadas a partir dos silos. Posteriormente, as matérias-primas são enviadas para um transportador com recurso a calhas vibrantes. Esse transportador leva as matérias-primas até aos misturadores sendo as misturas colocadas num silo diário. O casco, por sua vez, não entra no misturador, mas é igualmente doseado e adicionado à mistura na saída do misturador. A composição é então conduzida ao forno de fusão através da boca de enforma.

5.2.3 Processo de fusão

O processo de fusão do vidro ocorre no interior dos fornos um e dois, os quais possuem um regenerador que faz o aproveitamento dos gases de escape para aquecer o ar necessário à combustão. Este aproveitamento dos gases de escape processa-se da seguinte forma: um ventilador realiza a captação do ar ambiente que passa por uma câmara de regeneração e é de seguida injetado no forno. Na entrada do forno, este ar é misturado com o combustível e inicia-se a combustão. Inicialmente o ar entra pelo lado esquerdo e os gases de escape saem pelo lado direito. Os gases passam pelo regenerador do lado direito e aquecem passando posteriormente pelo electrofiltro e saindo pela chaminé. Após 20 minutos a situação inverte-se, isto é, o ar captado pelo ventilador passa a entrar pelo lado direito. Este ar passa pelo regenerador que esteve a receber gases de escape a temperaturas

elevadas durante os 20 minutos anteriores e como tal aquece antes de entrar no forno, aproveitando a energia contida nesses gases, que seria perdida para a atmosfera.

Em ambos os fornos de fusão da *Crisal*, numa das extremidades vai sendo retirado vidro para produzir os produtos da empresa enquanto na extremidade oposta se está a repor a mesma quantidade de composição. Existe uma sonda que mede a quantidade de vidro fundido no interior do forno, a qual informa se esse nível está abaixo ou acima do limite e como consequência o ritmo de produção tem de ser acelerado ou reduzido, respetivamente. Durante o ano de 2018, a capacidade média do forno 1 foi de cerca de 70 ton/dia e do forno 2 de 60 ton/dia, num total de aproximadamente 130 ton/dia. Após a fusão, é através da garganta que o vidro ascende para a zona de trabalho, onde ocorre a distribuição para diferentes canais, que possuem queimadores que mantêm a temperatura do vidro estável, para finalmente chegar às máquinas de conformação.

5.2.4 Conformação

Após a conclusão do processo de fusão inicia-se a conformação do vidro, quando este ainda está viscoso e pode fluir. Há, então, a formação de uma gota térmicamente homogénea no *feeder*, composto por uma tesoura, um motor de acionamento elétrico, camisa e injetor. À medida que ocorre o processo de conformação o vidro vai arrefecendo e verifica-se um aumento da viscosidade. É necessário que a conformação termine no momento em que o vidro fica rígido adquirido a forma do produto final. Na *Crisal*, são utilizados dois processos distintos para a produção dos produtos:

- **Soprado**: processo a partir do qual a gota de vidro é forçada por meio de ar comprimido a assumir a forma do molde;
- **Prensado**: ocorre a prensagem da gota entre a punção e o molde.

5.2.5 Máquinas de polimento

As máquinas de polimento, também designadas por queimos, são constituídas por uma série de queimadores alimentados a partir de uma pós-mistura de gás natural, ar e oxigénio, por onde os artigos passam enquanto são transportados até às arcas de recozimento. O objetivo desta fase do processo produtivo é realizar a suavização dos bordos e arestas dos produtos resultantes do processo de conformação, obtendo-se artigos com um aspeto mais liso e brilhante. Os artigos provenientes do forno 1, passam primeiro pela fase de recozimento e corte e só depois pelo processo de polimento, dado que as peças possuem um excesso na zona superior que necessita de ser cortado após o recozimento e consequentemente polido e suavizado. No forno 2, a fase de polimento processa-se antes do recozimento, uma vez que, em resultado do processo surgem tensões e imperfeições na parte exterior da peça que poderiam ser permanentes caso não se realizasse de imediato o polimento da peça.

5.2.6 Corta e roça

Nesta etapa do processo produtivo, o excedente que existe na zona superior dos artigos provenientes do forno 1 sofre um corte a frio.

5.2.7 Recozimento

Durante a conformação, os artigos de vidro arrefecem de forma rápida e irregular originando tensões internas. Como tal, o vidro deve passar por um processo de recozimento com o objetivo de aliviar controladamente as tensões internas do material, através de uma determinada curva de temperaturas e de seguida arrefecido lentamente, de forma homogénea. Este processo ocorre ao longo da arca de recozimento, onde as peças entram com tensões internas elevadas, dando-se primeiramente a uniformização da temperatura ao longo de toda a peça. Posteriormente, o arrefecimento superficial ocorre lentamente para que não haja o reaparecimento de tensões.

5.2.8 Controlo de qualidade

A *Crisal* encontra-se certificada de acordo com um Sistema de Gestão de Qualidade reconhecido internacionalmente, *ISO 9001*, estando adicionalmente certificada pela *Diretiva 2014/32/EU (Diretiva MID)*.

É através de inspeção humana que se estabelece a qualidade dos artigos de acordo com a norma *ISO 2859*. Escolhe-se um lote aleatório representativo de um determinado produto e verifica-se se existem defeitos de massa ou fusão, defeitos mecânicos, defeitos superficiais, defeitos de distribuição, defeitos de fabricação e/ou deformações. Se forem detetadas imperfeições durante a primeira análise, os lotes podem ser alvo de escolha novamente.

Por fim, com recurso a empilhadores, os lotes de peças são transportados para armazém para posterior distribuição.

5.3 Processo produtivo

Na figura 5.1, é possível observar o esquema do processo produtivo da *Crisal*. O processo de produção inicia-se no armazém, com a chegada da matéria-prima, seguindo-se a preparação da composição, tal como explicado na secção 5.2.2. De seguida, a mistura segue para os silos diários, os quais têm como função armazenar e conservar a mistura, antes desta seguir para cada um dos fornos 1 e 2, iniciando-se então o processo de fusão. Posteriormente, ocorre a conformação do vidro. O forno 1 possui duas máquinas de vidro prensado e três máquinas de vidro prensado soprado e como tal, o vidro resultante do processo de fusão deste forno, passa por um processo prensado soprado. Já o forno 2 possui três máquinas de vidro prensado, e, por esse motivo, a gota de vidro resulta da prensagem entre a punção e molde. O próximo passo é a fase de recozimento, já descrita na secção 5.2.7. De seguida, os produtos resultantes do forno 1 necessitam de passar por uma fase de acabamentos, fase pela qual os produtos que resultam do forno 2 não precisam de passar. Ocorre de seguida a escolha e embalagem dos artigos, dando-se um primeiro controlo de qualidade visual. Por fim, alguns artigos seguem para a decoração, se assim estiver indicado no desenho técnico dos mesmos. Após a passagem por todas as fases do processo produtivo, efetua-se a armazenagem dos mesmos e obtém-se o produto acabado.

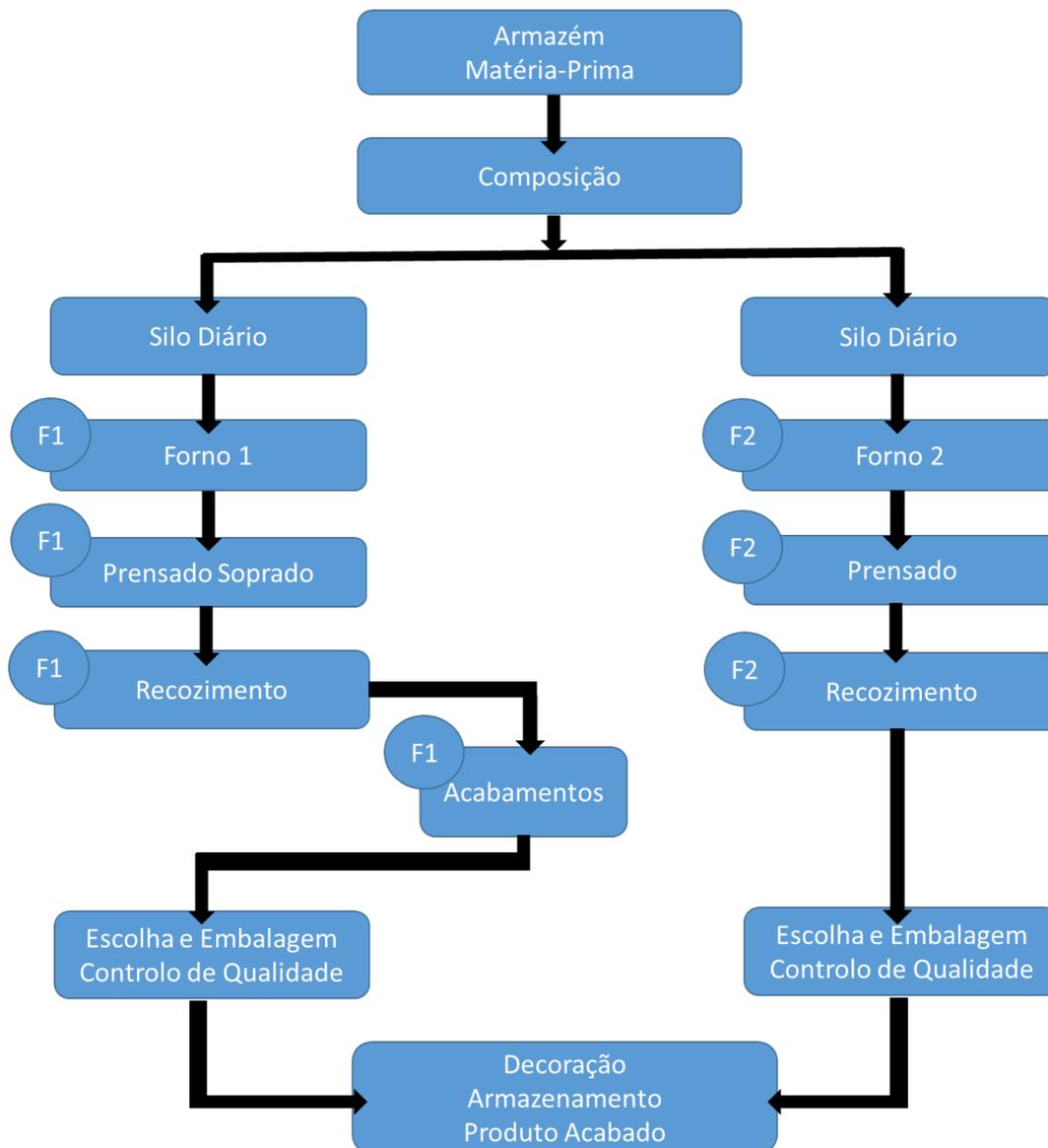


Figura 5.1: Processo produtivo da empresa.

5.4 A energia na empresa

Nesta secção é feita a caracterização energética da empresa, utilizando como ano de referência o ano de 2018. Apresentam-se, de seguida, os consumos de energia mensais da unidade fabril, os custos associados a cada tipo de energia, o custo resultante do consumo de gases e as emissões de CO_2 . Ao longo da metodologia de cálculo utilizaram-se os fatores de conversão disponibilizados pelo *SGCIE*, para o gás natural e eletricidade tal como indicado na tabela 5.1. Importa referir que a *Crisal* consome essencialmente três tipos de energia: gás natural, eletricidade e, esporadicamente, gasóleo.

Tabela 5.1: Fatores de conversão SGCIE [17].

Tipo de energia	Fator de conversão	
	tep/ton	tep/kWh
Gás natural	1,077	-
Eletricidade	-	0,000215

5.4.1 Consumos e custos de energia

A tabela 5.2, apresenta o consumo mensal de energia, eletricidade e gás natural, para o ano de 2018, adimensionalizado para uma base 100, o qual corresponde à média mensal de consumo de cada uma das fontes.

Tabela 5.2: Consumo de energia referente ao ano de 2018.

	Energia	
	Eletricidade	Gás natural
	[–]	[–]
Janeiro	94,23	100,54
Fevereiro	93,40	94,01
Março	104,34	104,05
Abril	99,26	98,60
Maiο	102,77	101,20
Junho	102,71	97,99
Julho	107,24	101,96
Agosto	106,79	101,92
Setembro	99,32	98,46
Outubro	97,18	101,75
Novembro	96,34	99,19
Dezembro	96,42	100,35

Relativamente ao consumo de eletricidade, verificou-se que o mês de Fevereiro foi aquele em que se registou um valor mais reduzido e o mês de Julho aquele em que ocorreu o valor mais elevado. Por outro lado, relativamente ao consumo de gás natural, o valor mais baixo também ocorreu em Fevereiro e o valor mais alto teve lugar no mês de Março.

Na tabela 5.3 apresentam-se os custos mensais de eletricidade e gás natural, bem como o custo médio da energia, produção e custo específico de energia, também adimensionalizados, tomando como base 100 a média mensal de cada.

Tabela 5.3: Custos de energia para o ano de 2018.

	Custo		Custo mensal [-]	Custo médio da energia [-]	Produção [-]	Custo específico da energia [-]
	Eletricidade [-]	Gás natural [-]				
Janeiro	89,25	96,31	93,03	94,57	97,38	95,38
Fevereiro	89,47	90,23	89,88	95,82	93,30	96,18
Março	94,40	100,10	97,45	93,57	102,44	94,97
Abril	81,49	96,61	89,59	90,65	99,50	89,89
Mai	88,17	99,73	94,36	92,75	104,90	89,80
Junho	90,42	97,40	94,16	94,52	103,08	91,20
Julho	112,34	102,61	107,13	103,24	106,71	100,24
Agosto	113,52	102,00	107,35	103,63	105,09	101,99
Setembro	110,42	99,64	104,65	105,98	99,23	105,29
Outubro	111,25	106,17	108,53	108,34	98,52	109,98
Novembro	109,78	104,25	106,82	108,77	92,74	115,00
Dezembro	109,48	104,96	107,06	108,15	97,09	110,09

Os gráficos das figuras 5.2 e 5.3 apresentam a percentagem que o gás natural e a eletricidade representam no custo e no consumo de energia, respetivamente. O gás natural representa 54% dos custos de energia e a eletricidade os restantes 46%. A nível do consumo, o gás natural representa 66% e a eletricidade 34%. Como seria expectável, o gás natural representa a maior fatia tanto a nível de consumos como de custos.

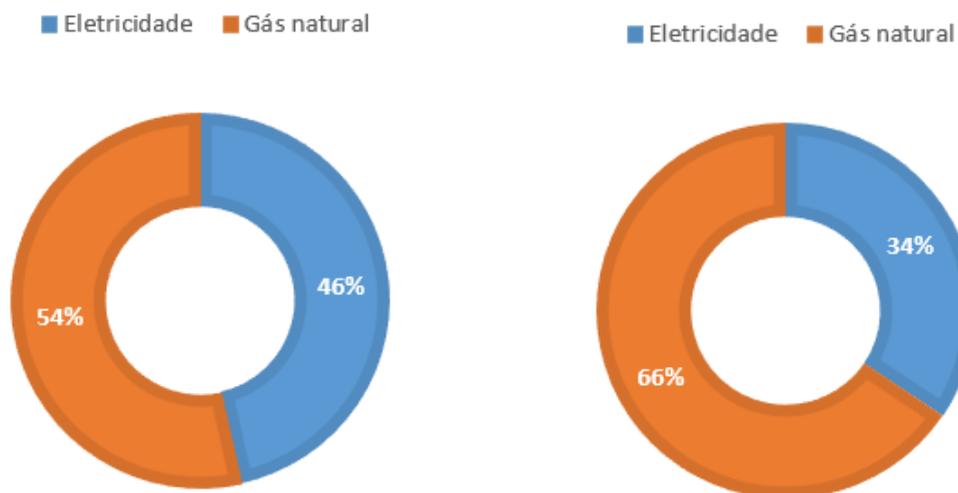


Figura 5.2: Custo por tipo de energia. Figura 5.3: Consumo por tipo de energia.

5.4.2 Consumos específicos de energia

Os gráficos das figuras 5.4, 5.5 e 5.6, indicam o consumo mensal versus a produção, o consumo específico versus a produção e as emissões de CO_2 versus o consumo mensal, respetivamente. Importa referir que neste último, as emissões de CO_2 apenas dizem respeito à queima de gás natural e utilização de eletricidade. Mais à frente, são também

contabilizados os fatores de emissão associados a algumas matérias-primas.

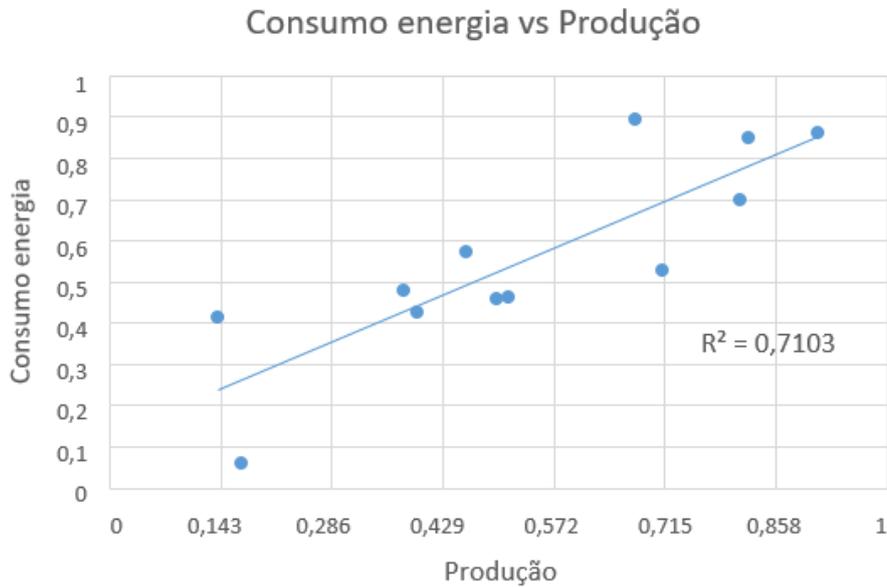


Figura 5.4: Consumo de energia mensal *versus* produção.

Por observação do gráfico da figura 5.4, verifica-se uma relação linear entre o consumo mensal e a produção, sendo que à medida que a produção aumenta também o consumo mensal aumenta.

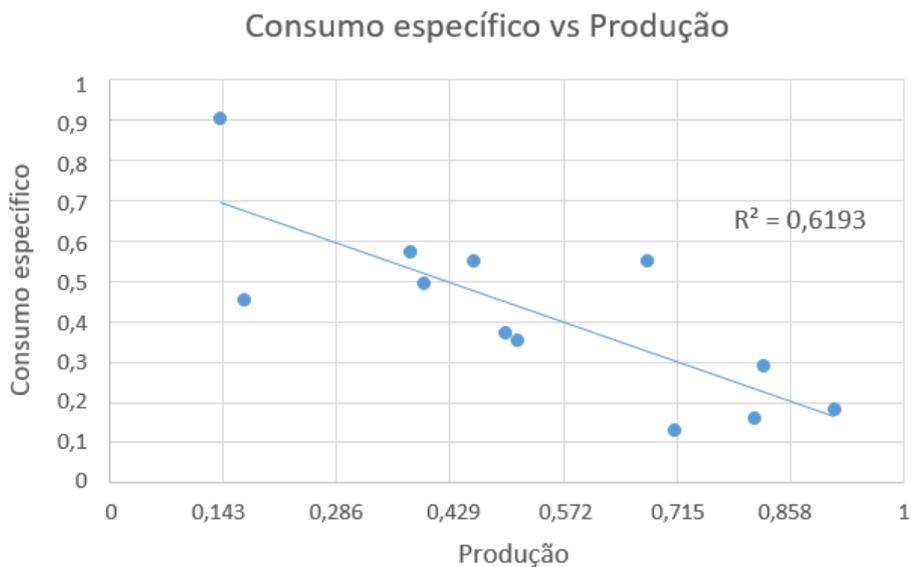


Figura 5.5: Consumo específico de energia *versus* produção.

Também a relação entre o consumo específico e a produção é linear, no entanto, nesta situação (Figura 5.5), à medida que a produção de vidro aumenta diminui o consumo específico.

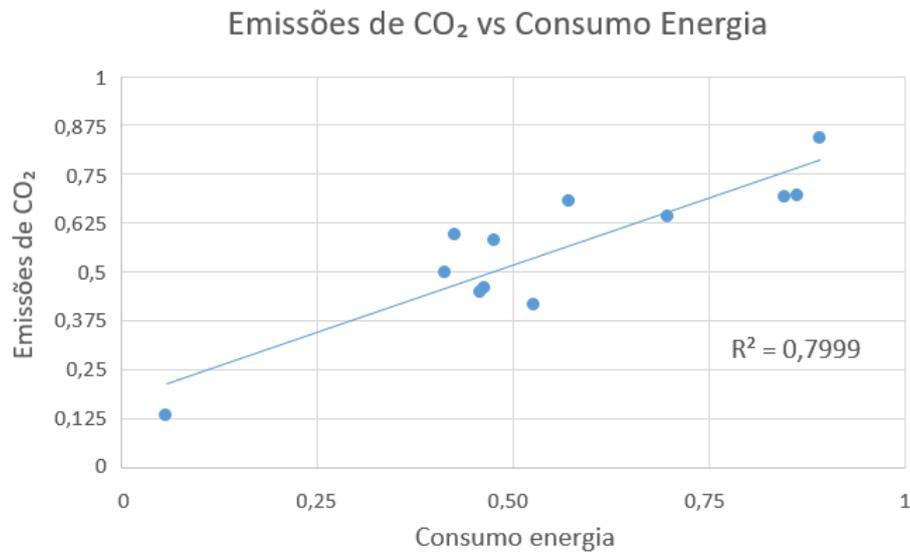


Figura 5.6: Emissões de CO₂ versus consumo de energia mensal.

Por sua vez, e de acordo com a figura 5.6, as emissões de CO₂ apresentam uma relação de linearidade com o consumo mensal de energia, havendo um aumento das emissões em consequência do aumento do consumo mensal de energia.

5.4.3 Perfil de consumo de energia elétrica

Os consumos no período de super vazio, vazio, cheio e de ponta, encontram-se indicados no gráfico da figura 5.7 para todos os meses ao longo do ano de 2018, estando estes valores adimensionalizados para uma base 100 a qual corresponde à média mensal do consumo de cada período. Por fim, o gráfico da figura 5.8 indica a potência média das horas de ponta para cada mês, em *kW*.

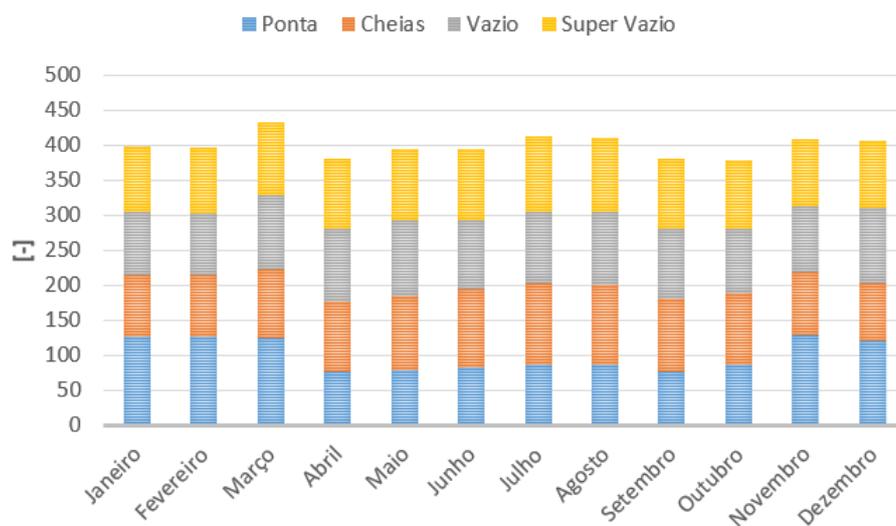


Figura 5.7: Consumos de energia elétrica.

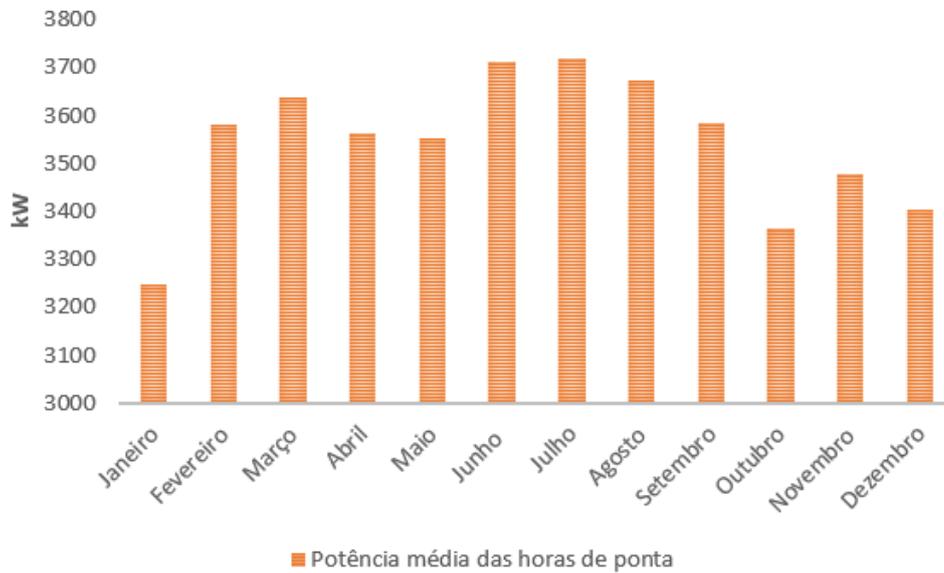


Figura 5.8: Potência média das horas de ponta.

5.4.4 Deslastre do consumo por unidade

O processo produtivo da *Crisal* foi dividido em quatro unidades principais, as quais permitem uma melhor análise dos vários equipamentos e secções consumidoras de energia ao longo da instalação fabril. Na figura 5.9 apresentam-se as referidas unidades e as atividades e equipamentos inseridos em cada uma delas.

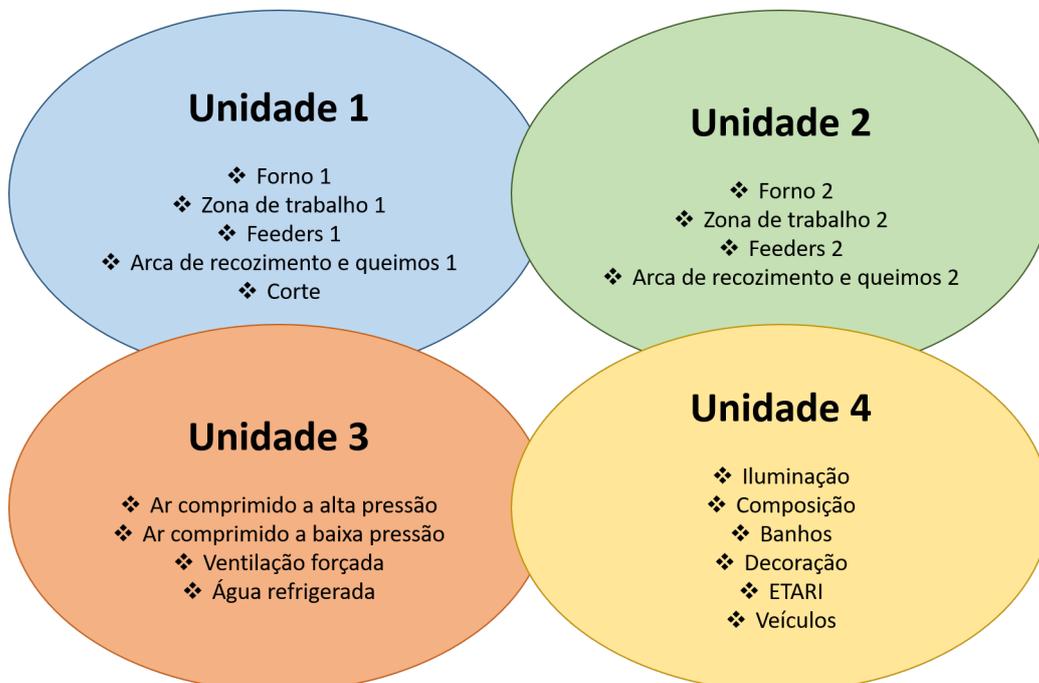


Figura 5.9: Unidades da *Crisal*.

Como é visível no esquema da figura 5.9, as unidades 1 e 2 dizem respeito a todas as atividades relacionadas com o forno 1 e forno 2, respetivamente. A unidade 3, engloba os principais sistemas auxiliares exigidos ao longo do processo produtivo: ar comprimido a alta pressão, ar comprimido a baixa pressão, ventilação forçada e água refrigerada. O ar comprimido a baixa pressão é utilizado essencialmente para arrefecimento de moldes, enquanto que o ar comprimido a alta pressão, é usado tanto nos acionamentos pneumáticos como no arrefecimento de moldes. A água refrigerada, por sua vez, é responsável pelo arrefecimento dos compressores e das linhas de produção. A ventilação forçada é usada para arrefecimento em locais específicos dos fornos e também para arrefecimento dos moldes. A unidade 4 inclui os restantes equipamentos e infra-estruturas, nomeadamente: edifícios fabris e administrativos, ETARI, iluminação, portaria, bem como a frota de veículos da empresa. O gráfico da figura 5.10 indica a percentagem que cada unidade representa do consumo total.

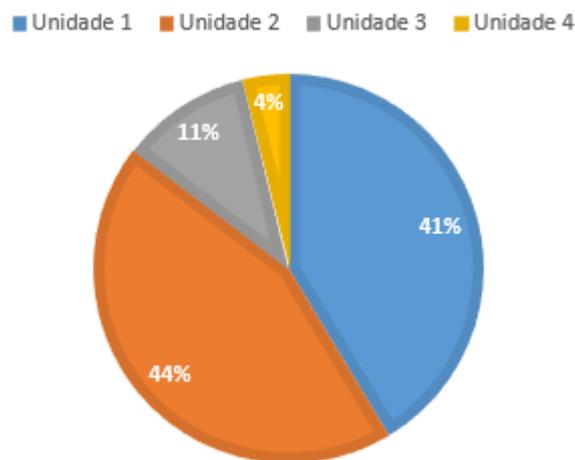


Figura 5.10: Deslastre do consumo por unidade.

Por observação do gráfico, verifica-se que as unidades 1 e 2 são as que representam a maior fatia do consumo, com cerca de 41% e 44% do consumo total, respetivamente.

Unidade 1 e Unidade 2

Como mencionado anteriormente, os artigos provenientes do forno 2 não necessitam da fase de corte. Segue-se o gráfico da figura 5.11, referente às unidades 1 e 2, indicando a percentagem que cada uma das fases do processo produtivo representa no consumo de energia.

Analisando a figura verifica-se que os fornos 1 e 2 representam a maior percentagem de consumo de energia, cerca de 49 % e 51 %, respetivamente. Pelo contrário, as zonas de trabalho da unidade 1 e 2 são aquelas cujo consumo de energia é o menor, cerca de 4,6 % e 5,0 %, por esta ordem.

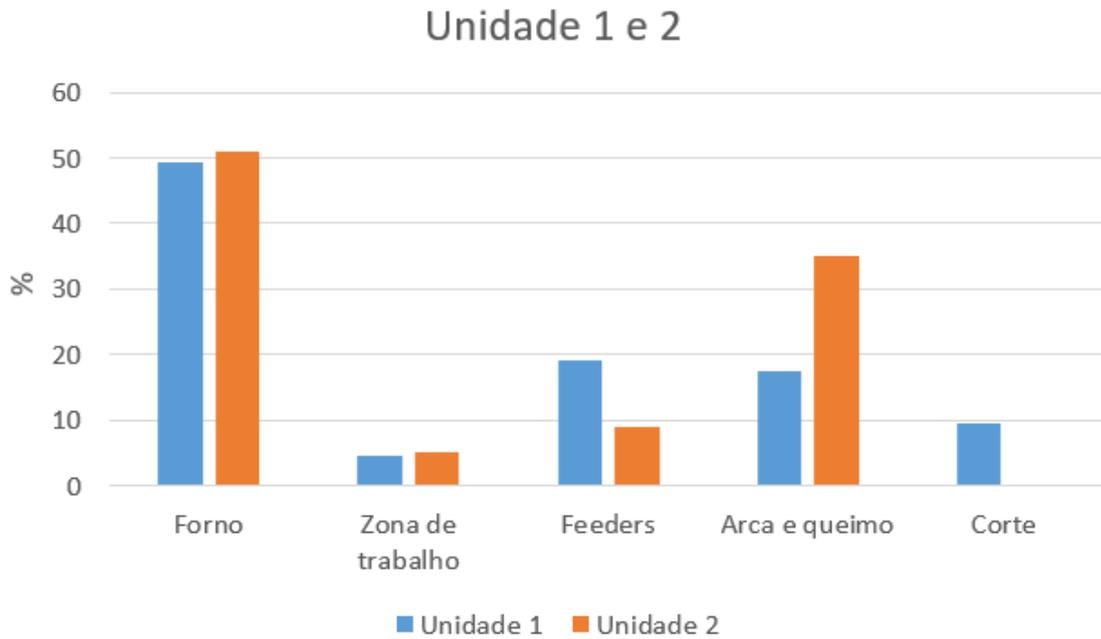


Figura 5.11: Consumo de energia nas diversas fases do processo produtivo para as unidades 1 e 2.

Unidade 3

O gráfico que se segue, da figura 5.12, mostra o consumo de energia dos processos envolvidos na unidade 3, verificando-se que o ar comprimido a alta pressão representa a grande fatia dos consumos, cerca de 46%, e a água refrigerada, a menor fatia desses mesmos consumos, representando apenas cerca de 2%.

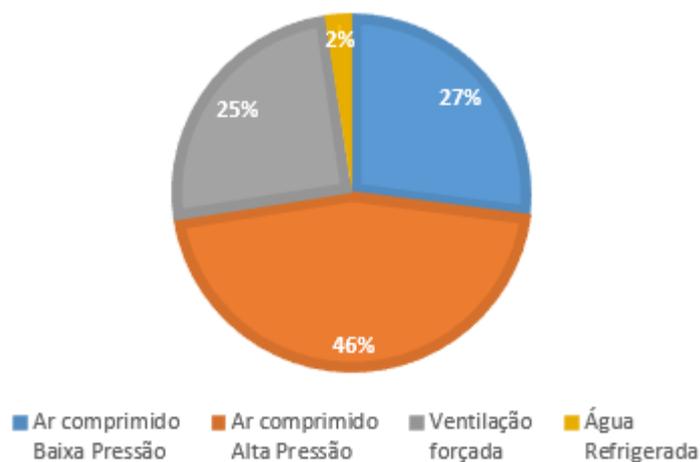


Figura 5.12: Consumo de energia nos processos envolvidos na unidade 3.

Unidade 4

Dado que os consumos desta unidade não são contabilizados de forma individual, foi necessário obter o consumo global pela diferença entre os consumos das restantes 3 unidades.

5.4.5 Consumo de gasóleo

O gasóleo utilizado ao longo do processo produtivo, divide-se pela alimentação dos geradores de emergência e bomba de incêndio, podendo ainda ser utilizado, esporadicamente, para outros fins, como fontes temporárias. Adicionalmente existe ainda o gasóleo utilizado na frota de veículos da empresa. Por observação do gráfico da figura 5.13, pode constatar-se que o mês de Agosto e o mês de Outubro registaram um custo consideravelmente superior aos restantes meses do ano.

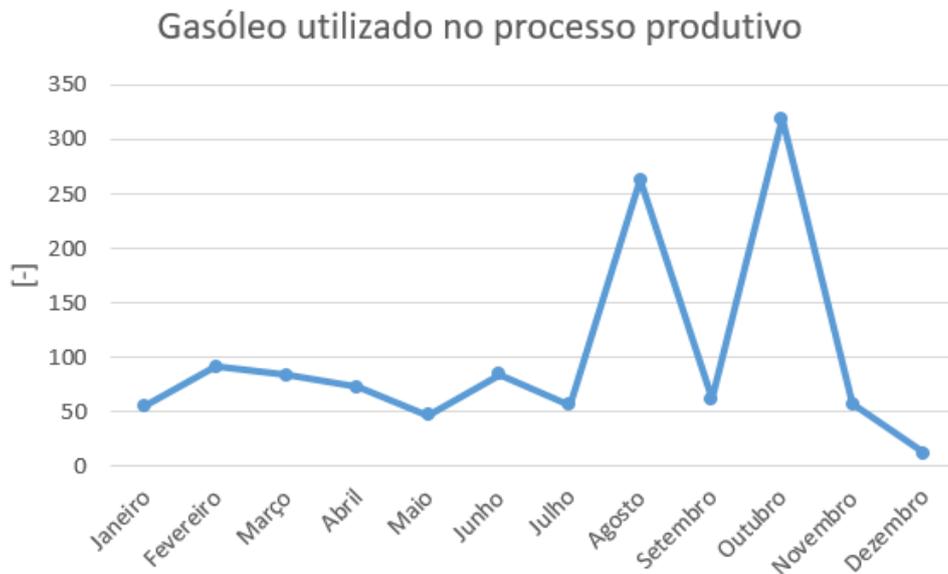


Figura 5.13: Custo mensal do gasóleo associado ao processo produtivo.

5.4.6 Consumo de gases

Nesta subsecção é analisado o consumo de um conjunto de gases industriais: o propileno, o acetileno, o oxigénio e o hidrogénio. Na figura 5.14, é possível observar que o consumo de oxigénio representa a maior fatia dos custos totais, cerca de 51%, sendo este uma substância essencial para o funcionamento das máquinas de queimo. Segue-se o hidrogénio, o propileno e por fim o acetileno. O hidrogénio, é utilizado nas máquinas de corte e roça do prensado soprado, criando choque térmico, que possibilita soltar o excedente de vidro. O acetileno tem como função a limpeza do fundo das máquinas do prensado soprado, embora também possa ser utilizado no sistema de lubrificação dos moldes do prensado, sendo que o propileno também é utilizado para este mesmo sistema de lubrificação.

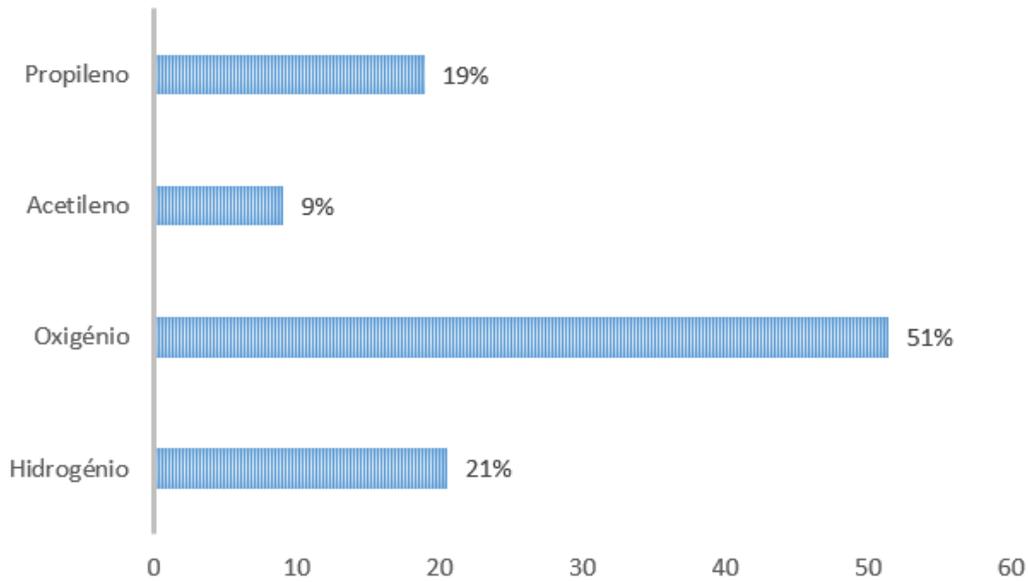


Figura 5.14: Consumo percentual de cada um dos gases industriais.

5.4.7 Emissões de CO_2

Optou-se por contabilizar não só as emissões de CO_2 associadas à produção de energia, onde o gás natural e a eletricidade são as fontes de energia consideradas (Tabela 5.4), mas também as emissões relacionadas com algumas matérias primas utilizadas no processo produtivo em si, nomeadamente, carbonato de sódio, dolomite e calcário (Tabela 5.5).

Tabela 5.4: Emissões de CO_2 associadas à produção de energia (gás natural e eletricidade) [18], [19].

	Gás natural	Eletricidade
Fator de emissão	2683,7 [$kgCO_2/tep$]	2186,0 [$kgCO_2/tep$]
Fator de oxidação	0,995	1
Emissões de CO_2	70 [%]	30 [%]

Como seria expectável, o gás natural é responsável pela grande fatia das emissões de CO_2 , representando cerca de 70%, sendo que os restantes 30% dizem respeito à eletricidade.

Tabela 5.5: Emissões de CO_2 resultantes de matérias-primas utilizadas no processo produtivo [19].

	Carbonato de sódio	Dolomite	Calcário
Fator de emissão	0,415 [ton CO_2 /ton]	0,477 [ton CO_2 /ton]	0,440 [ton CO_2 /ton]
Fator de oxidação	1	1	1
Emissões de CO_2	48 [%]	27 [%]	24 [%]

É de notar que o carbonato de sódio é a matéria-prima que tem a si associada a maior percentagem de emissões de CO_2 , 48%, seguindo-se a dolomite e o calcário, com cerca de 27% e 24% das emissões, respetivamente.

5.5 Fornos de fusão de vidro

Uma vez que, o potencial de produção de energia elétrica provém do aproveitamento do calor residual resultante dos fornos de fusão de vidro, é essencial efetuar a caracterização das temperaturas verificadas ao longo do ano e se estas se mantêm relativamente estáveis durante este período de tempo, dado que grandes oscilações podem comprometer a viabilidade do funcionamento do ciclo.

Analisaram-se diversos locais da fábrica onde seria possível a instalação dos equipamentos para a recuperação do calor residual. O primeiro diz respeito a um local designado por "cave", número 1 na figura 5.15, onde as temperaturas variam entre 337 °C e 596 °C para o Forno 1 e entre 411 °C e 644 °C para o Forno 2. No entanto, a colocação dos equipamentos neste local poderia interferir com a pressão nos fornos, para além do espaço disponível para a sua instalação ser reduzido. Posteriormente, analisou-se a zona com o número 2 da figura 5.15 e onde não se conhecem as temperaturas exatas, no entanto, nestas zonas há um bom acesso e espaço disponível para instalação dos equipamentos para recuperação do calor residual. Apesar de não se conhecerem as temperaturas com exatidão e dada a proximidade desta zona com a zona 3, é de esperar que estas rondem os mesmos valores. Por fim, estudou-se a possibilidade de colocação dos equipamentos no interior das condutas provenientes de cada um dos fornos, ambas localizadas pouco antes do electrofiltro, número 3 da figura 5.15, onde as temperaturas, em concordância com os dados de 2018, variam de acordo com os valores apresentados na tabela 5.6.

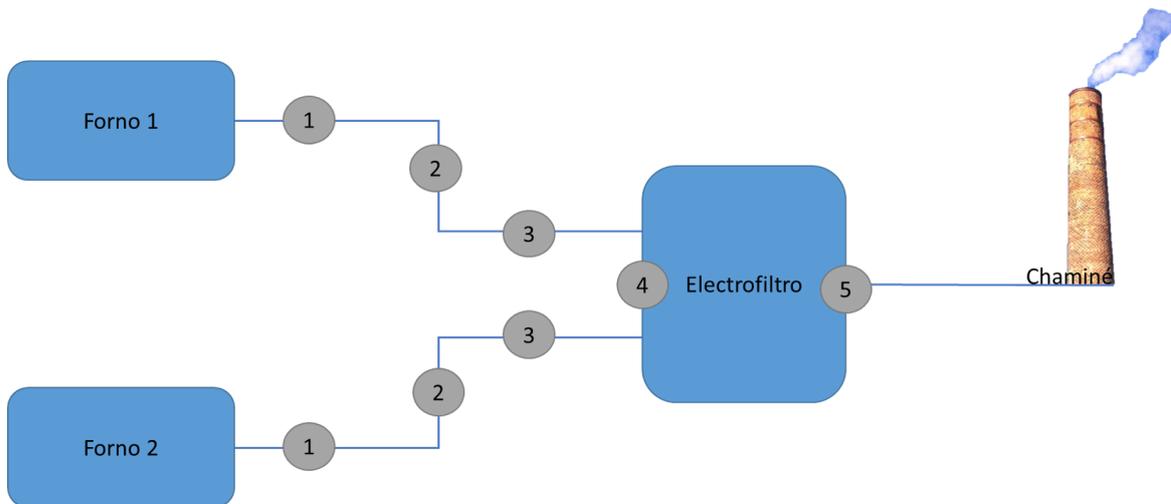


Figura 5.15: Esquema exemplificativo dos locais passíveis de instalar os equipamentos para recuperação de calor residual.

Tabela 5.6: Temperaturas dos efluentes gasosos registadas nos fornos 1 e 2 para o ano de 2018 na zona 3 da figura 5.15.

	Forno 1	Forno 2
Temperatura mínima [$^{\circ}C$]	347	299
Temperatura máxima [$^{\circ}C$]	420	430
Temperatura média [$^{\circ}C$]	392	405

Para uma melhor análise das temperaturas verificadas ao longo do ano, seguem-se as figuras 5.16 e 5.17, para o forno 1 e 2, respetivamente.

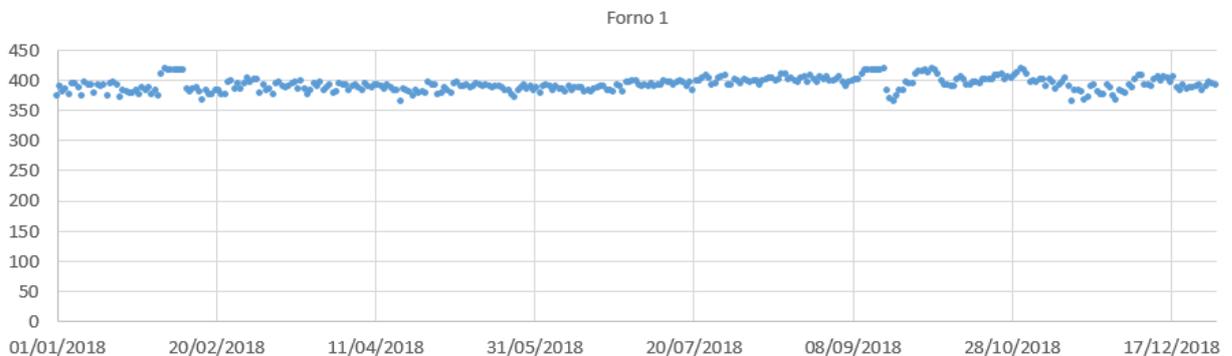


Figura 5.16: Temperaturas em função do tempo para os efluentes gasosos do Forno 1 ao longo do ano de 2018 na zona 3 da figura 5.15.

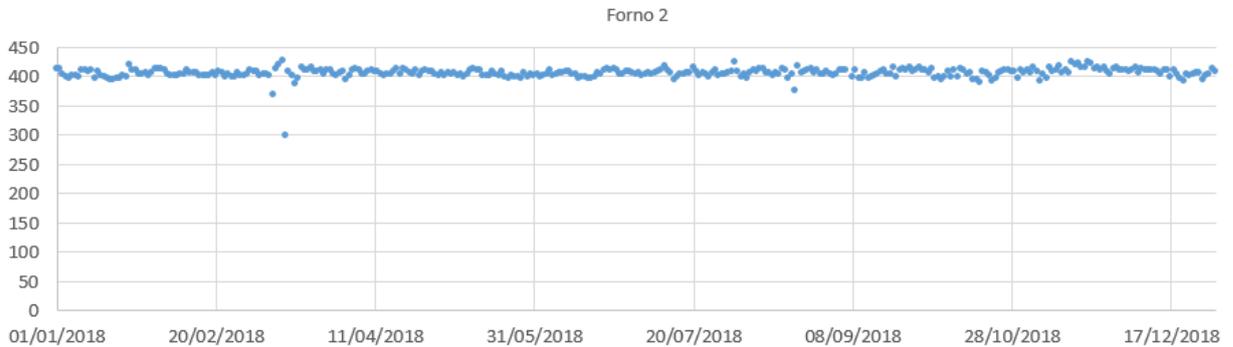


Figura 5.17: Temperaturas em função do tempo para os efluentes gasosos do Forno 2 ao longo do ano de 2018 na zona 3 da figura 5.15.

Por observação dos gráficos 5.16 e 5.17 verifica-se que as temperaturas se mantêm mais ao menos dentro de um intervalo relativamente estreito de temperaturas ($350\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $450\text{ }^{\circ}\text{C}$). Há, no entanto, na figura 5.17 uma situação pontual, onde se verificou uma temperatura mais baixa próxima dos $300\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Para além da temperatura, existe ainda outra variável importante na caracterização dos gases de escape, o seu caudal mássico, que é cerca de $4,525\text{ kg/s}$ em cada uma das condutas, de acordo com os dados fornecidos pela *Crisal*.

Como é visível no esquema da figura 5.15, existe um electrofiltro após a zona representada com o número 3, e, como tal, é necessário ter em consideração as condições de funcionamento do equipamento, nomeadamente a temperatura à entrada do mesmo. Segundo os dados fornecidos pelo fabricante, o limite inferior de temperatura é de $250\text{ }^{\circ}\text{F}$, o que equivale a aproximadamente $121\text{ }^{\circ}\text{C}$, tal como indica a figura D.1 do Anexo D. De qualquer modo, se, por algum motivo a temperatura deste equipamento descer abaixo deste limite, existem resistências elétricas colocadas estrategicamente ao longo das paredes do electrofiltro, para garantir que as temperaturas nunca descem abaixo do limite mínimo estabelecido pela marca. No entanto, aquando da simulação do evaporador, o objetivo passa por garantir o cumprimento dos limites estabelecidos pelo fabricante para que não se torne necessário ativar as resistências elétricas, dado que isto iria provocar um consumo de energia extra.

Parte II

Métodos e Modelos

Capítulo 6

Análise termodinâmica do *ORC*

6.1 Ferramenta de modelação

Como ferramenta de modelação usou-se o software *EES* (*Engineering Equation Solver*), que possibilita a resolução de equações acopladas não-lineares algébricas e diferenciais e também equações diferenciais e integrais. Para além disso, permite realizar otimizações, fornecer análises de incerteza, realizar regressões lineares e não-lineares, converter unidades e verificar a sua consistência, gerar tabelas e gráficos [21]. Uma das características mais vantajosas do *EES* é a base de dados de propriedades termodinâmicas que são fornecidas para inúmeras substâncias de forma a que estas possam ser usadas na resolução de equações. Com a utilização do software foi possível conceber um modelo representativo do sistema e simular as consequências resultantes da alteração de determinadas variáveis e como estas geravam modificações no estado do sistema em estudo.

Realizou-se previamente o balanço energético das equações necessárias para proceder à modelação do ciclo, as quais foram de seguida introduzidas na *equations window* do *software* e resolvidas automaticamente. Utilizando as propriedades termodinâmicas de diferentes substâncias armazenadas na base de dados do *EES*, foi possível correlacionar os valores de entalpia, entropia, temperatura, volume específico e qualidade da mistura para os diferentes pontos do ciclo de *Rankine*.

6.2 Modelação/Simulação do ciclo de *Rankine* com recurso ao *EES*

Inicialmente, começou-se por modelar um ciclo de Rankine ideal, tendo-se posteriormente procedido à modelação de outras configurações, nomeadamente, ciclo com sobreaquecimento, ciclo com reaquecimento e por fim ciclo com regeneração, com o objetivo de procurar aumentar a eficiência do ciclo e a sua potência útil. Esta última está diretamente relacionada com a produção de energia elétrica, sendo um parâmetro de extrema relevância na modelação do ciclo orgânico de *Rankine*. Por forma a otimizar a pressão máxima e mínima que operam as diferentes configurações do ciclo, optou-se por utilizar uma ferramenta disponível no *EES*, que permite selecionar uma variável que se pretende maximizar ou minimizar, em função de uma ou mais variáveis independentes. Deste modo, procurou-se maximizar a potência útil do ciclo, otimizando as pressões de operação do mesmo, tendo-se estabelecido um intervalo de valores em que estas pode-

riam variar, e selecionando um método iterativo adequado, neste caso o *Variable Metric Method*. No decorrer da modelação, foi necessário assumir alguns pressupostos, os quais são apresentados de seguida:

- Variações de energia cinética e potencial negligenciáveis;
- Líquido saturado à saída do condensador;
- Todos os processos do fluido de trabalho são internamente reversíveis, exceto as expansões através da(s) turbina(s) e da bomba e adicionalmente a mistura no aquecedor do fluido de alimentação apenas para o ciclo com regeneração;
- Cada componente do ciclo é analisado como um volume de controlo em estado estacionário;
- As turbinas, bombas e aquecedores do fluido de alimentação operam adiabaticamente;
- Fluido de trabalho opera sem quedas de pressão e consideram-se desprezáveis as trocas de calor com o ambiente.

Adicionalmente, estabeleceram-se algumas considerações e limitações aquando da modelação do ciclo orgânico de *Rankine*:

- Considerar a temperatura da fonte quente (gases de escape $\simeq 400^{\circ}\text{C}$) e da fonte fria (água = 15°C) como condicionantes da selecção do fluido orgânico;
- Não trabalhar acima da temperatura crítica e pressão crítica do fluido orgânico em análise;
- Não operar abaixo da pressão atmosférica, para evitar introduzir infiltrações de ar no sistema;
- Garantir que a temperatura do fluido orgânico é superior à temperatura da fonte fria;
- Não seleccionar fluidos que condensem abaixo da temperatura ambiente;
- Garantir que o fluido orgânico opera aproximadamente entre uma temperatura mínima de 30°C e uma temperatura máxima de 300°C , por forma a respeitar os limites estabelecidos pela temperatura da fonte fria e fonte quente, respetivamente;

6.3 Configurações estudadas

6.3.1 Ciclo de *Rankine* convencional

Num ciclo de *Rankine* convencional considera-se a presença de líquido saturado à saída do condensador e vapor saturado à saída do evaporador. Como já foi mencionado nos pressupostos, tanto o processo de compressão na bomba como o processo de expansão na turbina são irreversíveis e como tal, os processos que ocorrem através destes dois componentes são assumidos como não-isentrópicos. A figura 6.1 apresenta um esquema

do ciclo de *Rankine*, através do qual o fluido de trabalho sofre uma série de processos.

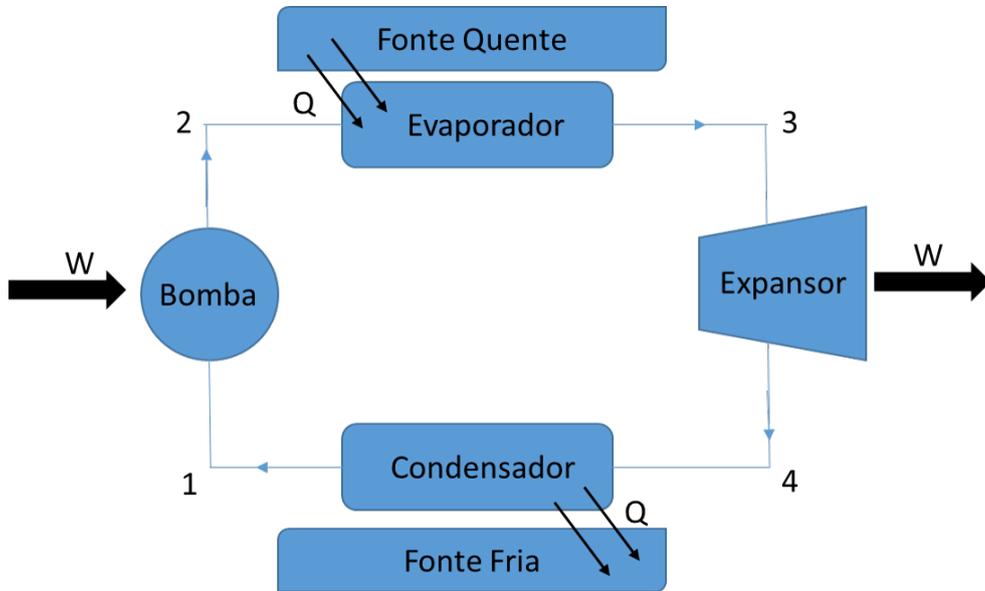


Figura 6.1: Esquema representativo de um ciclo de *Rankine* convencional.

De 1 a 2 ocorre um processo irreversível, em que o fluido de trabalho é pressurizado no estado líquido até à pressão de evaporação. O trabalho de compressão envolvido no processo é dado pela equação 6.1.

$$w_{bomba} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (6.1)$$

Sendo que \dot{m} representa o caudal do fluido de trabalho, h_1 a entalpia específica de entrada na bomba e h_2 a entalpia específica de saída na bomba.

Por sua vez, a eficiência isentrópica da bomba pode ser expressa de acordo com a equação 6.2, onde o ponto $2s$ representa a condição ideal (isentrópica).

$$\eta_{bomba} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (6.2)$$

De 2 a 3 ocorre um processo isobárico, no qual há transferência de calor da fonte quente para o fluido. A potência de evaporação é dada de acordo com a equação 6.3.

$$q_{evaporador} = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (6.3)$$

Em que h_3 e h_2 representam as entalpias específicas de saída e entrada no evaporador, respetivamente.

O processo irreversível no qual o vapor gerado no evaporador é expandido até à pressão de condensação ocorre de 3 para 4. A potência gerada no processo é dada pela equação 6.4.

$$w_{turbina} = \dot{m}(h_3 - h_4) \quad (6.4)$$

Em que h_3 e h_4 representam as entalpias de entrada e saída na turbina, respectivamente.

A equação 6.5, expressa como é efetuado o cálculo da eficiência isentrópica da turbina, onde o ponto 4s, de forma análoga ao verificado para a bomba, representa a condição ideal (isentrópica).

$$\eta_{turbina} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (6.5)$$

De 4 a 1 o processo isotérmico dá-se a pressão constante havendo transferência de calor do fluido de trabalho para a fonte fria. O fluxo de calor do condensador é dado de acordo com a equação 6.6.

$$q_{condensador} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (6.6)$$

Sendo que h_1 e h_4 representam a entalpia à saída e entrada do condensador, respectivamente.

Com base no trabalho de compressão envolvido no processo de 1 a 2 e no trabalho de expansão gerado no processo de 3 a 4, é possível calcular o trabalho útil, tal como indica a equação 6.7.

$$w_{\text{útil}} = w_{turbina} - w_{bomba} \quad (6.7)$$

Por sua vez, a partir do quociente entre o trabalho útil e o fluxo de calor envolvido no processo de 2 a 3, é possível obter a eficiência do ciclo, de acordo com a expressão 6.8.

$$\eta = \frac{w_{turbina} - w_{bomba}}{q_{evaporador}} \quad (6.8)$$

É de salientar que as equações 6.4, 6.7 e 6.8 são representativas dos parâmetro de saída do sistema, os quais se pretende maximizar. As equações 6.1 a 6.8 foram obtidas a partir da lei da conservação da energia para sistemas abertos e levaram em linha de conta os pressupostos definidos na secção 6.2. No capítulo 10, indicam-se os resultados obtidos para os fluidos orgânicos que apresentaram um melhor desempenho aquando da modelação realizada para um ciclo de *Rankine* convencional. Inicialmente, para além dos fluidos mencionados na tabela 10.1, testaram-se ainda os seguintes fluidos: R134a, R1224yd(Z), R1225ye(Z), R1233zd(E), R1234yf, R1234ze(E), R1234ze(Z) e m-xileno. Para as restantes configurações testadas, as equações base são idênticas às que aqui foram apresentadas, havendo apenas ligeiras alterações conforme o desenho do ciclo que esteja a ser analisado.

6.3.2 Ciclo de *Rankine* com sobreaquecimento

Posteriormente efetuou-se a modelação de um ciclo de *Rankine* com sobreaquecimento. Para realizar o sobreaquecimento é necessário um permutador de calor adicional, o sobreaquecedor. O sobreaquecimento implica aumentar a temperatura do fluido de trabalho para além da temperatura de saturação de vapor. Desta forma, o calor é transferido para o vapor, sobreaquecendo-o e mantendo a pressão do evaporador constante. No capítulo

10, são indicados para um ciclo com sobreaquecimento os diferentes valores do fluxo de calor para os diversos componentes e ainda a potência útil e a eficiência do ciclo para diferentes fluidos orgânicos. De forma complementar, no capítulo 10, é ilustrado a título de exemplo, o diagrama T-s do fluido orgânico *HFE7000* e os pontos representativos dos vários processos pelos quais o mesmo tem de passar considerando um ciclo *Rankine* com sobreaquecimento.

6.3.3 Ciclo de *Rankine* com reaquecimento

Uma outra modificação geralmente aplicada aos ciclos de *Rankine* é o reaquecimento. Em resultado disso, pode ocorrer um aumento da eficiência e ainda um aumento da qualidade da mistura à saída da turbina. Primeiramente, o vapor é expandido numa turbina de primeiro estágio e de seguida reaquecido. Após o reaquecimento, o vapor é expandido numa turbina de segundo estágio até à pressão do condensador, de acordo com o explicitado no esquema da figura 6.2.

O capítulo 10 apresenta para um ciclo com reaquecimento os valores do fluxo de calor e potência para os diferentes equipamentos que o compõem e também a potência útil e eficiência, de acordo com os vários fluidos testados. Por sua vez, é também apresentado o diagrama T-s do fluido orgânico *HFE7100*, tendo em consideração um ciclo com reaquecimento.

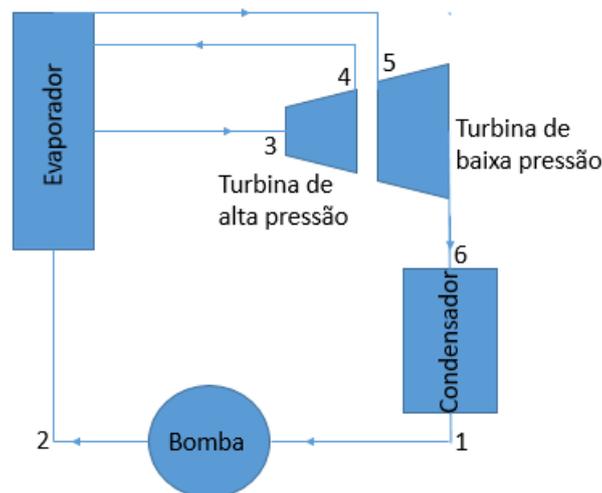


Figura 6.2: Esquema representativo de um ciclo de *Rankine* com reaquecimento.

6.3.4 Ciclo de *Rankine* com regeneração aberta

De forma análoga às restantes modificações aplicadas ao ciclo de *Rankine* convencional, segue-se o ciclo com regeneração. Para o caso de um ciclo com regeneração aberta, o fluido que sai do condensador é misturado com o vapor resultante da turbina de alta pressão, resultando um fluido com uma temperatura média superior, o que, por norma, origina um aumento da eficiência do ciclo. O esquema da figura 6.3, indica de que forma se processa um ciclo de *Rankine* com regeneração aberta.

De forma análoga ao que foi indicado para as configurações anteriores, também no ca-

pítulo 10 se encontram os resultados obtidos aquando da modelação de um ciclo de *Rankine* com regeneração aberta, através do uso de cinco fluidos orgânicos distintos e ainda o diagrama T-s do fluido Tolueno.

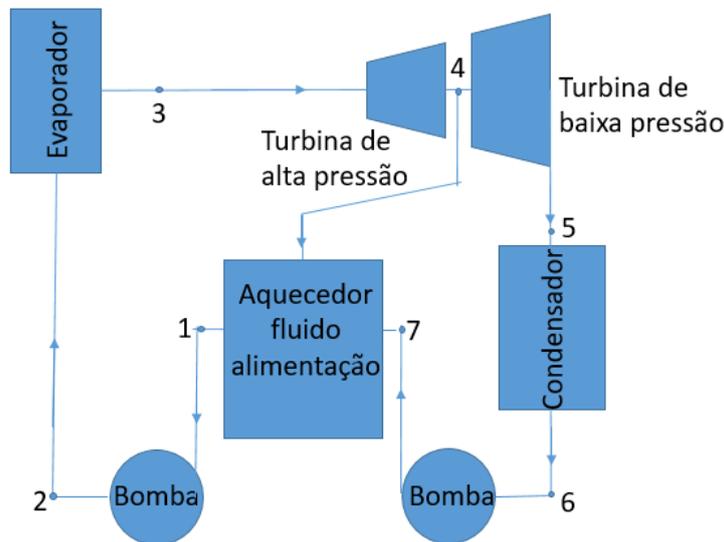


Figura 6.3: Esquema representativo de um ciclo de *Rankine* com regeneração aberta.

6.4 Ferramenta de caracterização dos ciclos

Adicionalmente, utilizando uma das ferramentas disponibilizadas pelo *software EES* optou-se por criar uma *Diagram Window*. Esta ferramenta é comumente utilizada para criar um diagrama esquemático do sistema em estudo, de modo a complementar as equações desenvolvidas na *Equations Window* e também como forma de auxiliar a interpretação dessas mesmas equações. É possível colocar *inputs* e *outputs* de variáveis presentes no decorrer da modelação, introduzir botões que permitem o *display* de gráficos, tais como o diagrama T-s ou P-h do ciclo, por exemplo, bem como, abrir determinados *links* ou arquivos e ainda botões para a realização do cálculo dos *outputs* em função dos *inputs* introduzidos. A título de exemplo, segue-se um dos *Diagram Window* criados, no qual se definiu como *inputs*, o caudal mássico, em kg/s , a pressão mínima e a pressão máxima, em kPa , e ainda o fluido orgânico. Como *outputs* do sistema, definiu-se a potência de cada um dos equipamentos, turbina, condensador, bomba e evaporador, em kW , a potência útil, também em kW e a eficiência do ciclo, em %. Posteriormente, criou-se um esquema representativo do modelo e adicionou-se um botão de cálculo e outro botão que permite obter o diagrama T-s do ciclo. A figura 6.4, exemplifica quais os diferentes valores obtidos dos *outputs*, assumindo, por exemplo, um caudal de $9 kg/s$, uma pressão mínima e máxima de $100 kPa$ e $2187 kPa$, respetivamente, utilizando o fluido HFO1336mzz(Z) e um ciclo com sobreaquecimento.

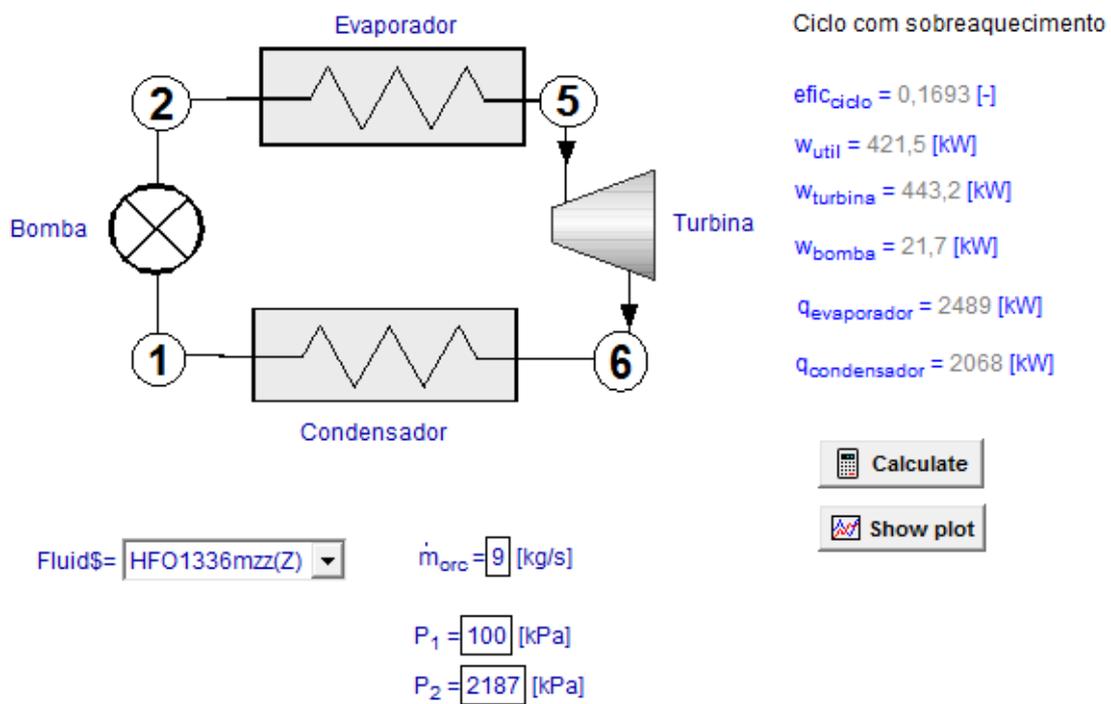


Figura 6.4: Exemplo de uma *Diagram Window* criada com recurso ao *EES*.

De acordo com os parâmetros mencionados anteriormente, apresenta-se a tabela 10.6, no capítulo 10, onde são indicados os valores correspondentes de entalpia, pressão, entropia, temperatura e título da mistura, para cada um dos pontos representativos de um ciclo com este tipo de configuração e considerando uma eficiência isentrópica de 95% e 88% para os equipamentos, bomba e turbina, respetivamente.

Capítulo 7

Fluido orgânico

O desempenho, o design e o tamanho dos equipamentos, o custo e os procedimentos de operação podem ser afetados pelo fluido de trabalho escolhido para operar o ciclo orgânico de *Rankine*. Atualmente, os fluidos predominantes em sistemas ORC são refrigerantes do grupo dos hidrofluorcarbonetos (HFC), tais como o R134a e o R245fa, no entanto, estes fluidos apresentam um elevado potencial de aquecimento global, designado por *Global Warming Potential (GWP)*, devido à emissão de uma quantidade significativa de GEE e, como tal, apresentam um impacto ambiental considerável [22]. Surgiram, recentemente, leis cujo objetivo é a redução da produção e consumo de refrigerantes pertencentes ao grupo dos HFCs. Os clorofluorcarbonetos (CFCs) já foram descontinuados, sendo que nos próximos anos se seguem os hidrofluorcarbonetos (HFCs) e os hidroclorofluorcarbonetos (HCFCs) [23]. Como consequência e em resultado da redução das capacidades de produção de determinados fluidos, tem-se verificado um aumento do preço. Para superar o impacto negativo que estes fluidos têm no meio ambiente e aumentar a sustentabilidade, é essencial desenvolver e otimizar sistemas que operem com fluidos que cumpram os requisitos presentes na legislação, e que sejam técnica e economicamente viáveis [23].

Para a grande maioria das plantas de grande escala que operam com ciclo de *Rankine*, a água é o fluido de trabalho escolhido, sendo adequada para aplicações de elevada temperatura, no entanto, as limitações tornam-se mais significativas durante a operação a temperaturas mais reduzidas. A principal diferença entre a água e os fluidos orgânicos, é o comportamento durante a expansão do estado saturado através da turbina, a uma temperatura média-baixa. Para a maioria dos fluidos orgânicos, uma expansão isentrópica de vapor saturado, resulta em vapor sobreaquecido. Para a água, tal não se verifica, resultando uma mistura bifásica, o que pode originar complicações tanto para a turbina como no desenho do ciclo.

7.1 Classificação dos fluidos de trabalho

Os fluidos de trabalho são classificados essencialmente em três tipos: fluidos húmidos, secos e isentrópicos, tendo por base o declive da linha de vapor saturado e de acordo com os diagramas T-S correspondentes [24]. A figura 7.1 representa as curvas T-s de fluidos exemplificativos de cada um dos três tipos mencionados, obtidos com recurso ao *EES*.

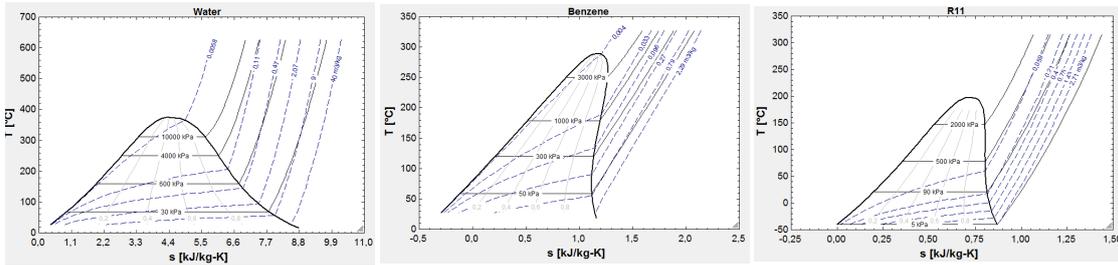


Figura 7.1: Diagrama T-s de um fluido húmido (água), seco (benzeno) e isentrópico (R11).

Para os exemplos apresentados, verifica-se que o fluido húmido apresenta um declive negativo, o fluido seco, um declive positivo e o fluido isentrópico um declive infinito. O uso de fluidos húmidos em aplicações *ORC*, é geralmente negligenciado, devido à necessidade de sobreaquecimento para a obtenção de melhores eficiências, caso contrário, a eficiência do ciclo será mais reduzida e há possibilidade de ocorrência de gotas à saída da máquina de expansão, daí que alguns autores recomendem que o valor da qualidade da mistura à saída deste dispositivo seja no mínimo 0.9 [25]. Como tal, fluidos secos e isentrópicos são mais adequados para ciclos orgânicos dada a ausência de formação de gotículas à saída das máquinas de expansão.

Segue-se a tabela 7.1, onde são apresentadas a temperatura crítica, a pressão crítica e a classificação com base na linha de vapor saturado para sete fluidos diferentes. É preponderante conhecer a temperatura e pressão crítica dos diversos fluidos usados ao longo da modelação do *ORC*, dado que um dos limites estabelecidos foi precisamente operar abaixo destes dois valores.

Tabela 7.1: Temperatura crítica, pressão crítica e tipo de fluido de trabalho.

Fluido	Temperatura crítica ¹ [°C]	Pressão crítica ¹ [kPa]	Tipo
HFE7000	164,6	2 478	seco
HFE7100	195,3	2 229	seco
HFE7200	209,8	2 006	seco
HFE7500	261,0	1 550	seco
HFO1336mzz(Z)	171,3	2 900	seco
Tolueno	318,6	4 126	seco
Água	374,0	22 064	húmido

¹ Valores obtidos com recurso ao EES

7.2 Critérios de seleção dos fluidos orgânicos

A seleção do fluido de trabalho está geralmente dependente das propriedades termo-físicas dos fluidos, nomeadamente, a entalpia, pressão e temperatura crítica e calor latente. Para além disso, existe a estabilidade química, o potencial de destruição da camada de ozono, o potencial de aquecimento global, a segurança, disponibilidade no

mercado, o custo, a estabilidade térmica e a compatibilidade com os materiais das turbinas, que também influenciam a seleção de um determinado fluido de trabalho para uma aplicação específica [15]. De acordo com a revisão de literatura realizada, existem diferentes analogias para justificar a seleção do fluido de trabalho de acordo com os resultados obtidos a partir da eficiência da primeira lei, da eficiência da segunda lei, potência útil, irreversibilidade total, eficiência exergética e potência elétrica. Nem sempre os critérios de seleção de um fluido de trabalho estão relacionados com as propriedades termo-físicas e termodinâmicas do mesmo. A ASHRAE, *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*, lista toxicidade, inflamabilidade, disponibilidade, custo, eficiência térmica e compatibilidade de materiais como critérios essenciais para selecionar um fluido de trabalho adequado para um sistema [26]. A tabela 7.2 sumariza as classificações de toxicidade e inflamabilidade dos fluidos segundo a norma número 34 da ASHRAE.

Tabela 7.2: ASHRAE 34 - Grupos de classificação de segurança [27].

	Baixa toxicidade	Elevada toxicidade
Alta inflamabilidade	A3	B3
Baixa inflamabilidade	A2	B2
Sem propagação de chama	A1	B1

7.3 Impacto ambiental e questões de segurança dos fluidos

Para uma comparação entre fluidos, geralmente utilizam-se três fatores ambientais: o potencial de aquecimento global, o potencial de destruição do ozono e o tempo de vida atmosférico. O primeiro é um fator que estima o quanto a massa de um determinado químico irá contribuir para o aquecimento global, durante um período de 100 anos, sendo que, neste caso, o CO_2 é o composto químico usado como referência, possuindo um *GWP* de 1 [28]. O segundo traduz a razão entre a destruição do ozono por unidade de massa de gás libertado, utilizando-se o clorofluorocarboneto R11 como referência, o qual possui um *ODP* de 1 [28]. Geralmente, o *ODP* dos fluidos costuma variar entre 0,1 e 1 [28]. Por fim, o último fator diz respeito ao tempo que um gás permanece na atmosfera com base na sua taxa de decomposição e na sua probabilidade de ligação a outros gases [28]. A *ASHRAE 34* fornece uma classificação de segurança para fluidos, tal como já foi exposto na tabela 7.2, havendo, no entanto, alguns fluidos que não estão classificados de acordo com esta norma, sendo preponderante complementar essa informação, contabilizando a concentração média máxima para um dia de trabalho normal de 8 horas [28]. A tabela 7.3 apresenta para seis fluidos diferentes, qual a classificação de segurança segundo a *ASHRAE 34*, qual o *ALT*, *Atmospheric Life Time*, em anos, qual o *ODP*, *Ozone Depletion Potencial*, qual o *GWP*, *Global Warming Potential* e por fim o valor do *AEL*, *Atmospheric Exposure Limits*, em *ppm*, considerando 8 horas de exposição.

Tabela 7.3: Indicadores ambientais e classificação dos fluidos segundo a ASHRAE [28], [29], [30], [31], [32], [33].

Fluido orgânico	ASHRAE grupo 34	ALT [anos]	ODP [-]	GWP [-]	AEL 8 horas de exposição [ppm]
HFE7000	A1	4,90	0	530	250
HFE7100	A1	4,10	0	320	750
HFE7200	A1	0,77	0	55	200
HFE7500	A1	2,20	0	90	100
HFO1336mzz(Z)	A1	0,06	0	2	500
Tolueno	n.a	n.a	n.a	n.a	100
Água	A1	n.a	0	<1	nenhum

Por observação da tabela anterior, verifica-se que à exceção do tolueno, todos os fluidos pertencem ao grupo A1, segundo a classificação de segurança da *ASHRAE* e apresentam também um potencial de destruição da camada de ozono nulo. Para além disso, possuem um tempo de vida atmosférico e um potencial de aquecimento global relativamente reduzido, destacando-se o HFO1336mzz(Z) com o *ALT* e *GWP* mais baixos, de entre os fluidos orgânicos. Em termos dos limites de exposição atmosférica, ou seja, dos níveis de exposição permitidos a uma determinada substância química, dentro dos limites seguros, verifica-se que o fluido orgânico HFE7100, é aquele que apresenta o limite mais elevado, de 750 ppm, em contraste com o HFE7500 e o tolueno cujo limite é de 100 ppm. Este último, é um fluido altamente inflamável, tóxico e que contribui para o potencial de aquecimento global e destruição da camada de ozono, apesar de não se conhecerem os valores associados a estes indicadores. Dadas as suas características ambientais desfavoráveis é provável que nos próximos anos seja descontinuado, deixando, portanto, de estar disponível no mercado.

7.4 Caracterização dos fluidos orgânicos

Da tabela anterior, o tolueno e a água não são soluções viáveis, pelos motivos já explicitados. Dos restantes fluidos, o HFO1336mzz(Z) é aquele que apresenta os melhores valores de *ALT*, *ODP* e *GWP*, com excepção do *AEL* em que é o segundo melhor. Para além disso apresenta um desempenho termodinâmico superior aos demais (capítulo 10) e, como tal, é um dos fluidos selecionados. Relativamente aos quatro HFE apresentados na tabela 7.3, selecionou-se o HFE7000, por ser aquele cujo desempenho termodinâmico (capítulo 10) foi o melhor em comparação com os restantes, apesar de não ser aquele cujos indicadores ambientais foram os mais favoráveis. Nas duas subsecções que se seguem, 7.4.1 e 7.4.2, é feita a caracterização dos fluidos HFO1336mzz(Z) e HFE7000, respetivamente, dado que foram os fluidos orgânicos que apresentaram os melhores resultados, no conjunto dos critérios de seleção utilizados.

7.4.1 Fluido orgânico HFO1336mzz(Z)

O fluido orgânico HFO1336mzz(Z), pertence ao grupo das hidrofluorolefinas, que são essencialmente hidrocarbonetos que apresentam uma ligação dupla entre os seus átomos de carbono. Este fluido é não inflamável, possui baixo potencial de aquecimento global

e potencial de destruição da camada de ozono nulo, como indicado anteriormente. A tabela 7.4 mostra uma primeira descrição do fluido HFO1336mzz(Z).

Tabela 7.4: Descrição do fluido HFO1336mzz(Z) [29].

Designação	cis-1,1,1,4,4,4-hexafluoro-2-buteno
Estrutura molecular	$C_4H_2F_6$
Aparência	Incolor
Descrição do odor	Inodoro

De seguida, na tabela 7.5 apresentam-se as propriedades termo-físicas mais relevantes do fluido em causa, nomeadamente a sua massa molar, a pressão, densidade e concentração do vapor, a temperatura e pressão crítica, e ainda o ponto de congelação do mesmo.

Tabela 7.5: Propriedades termo-físicas do fluido HFO1336mzz(Z) [29].

Massa molar @ 25 °C [g/mol]	164,05
Densidade do vapor @ 30 °C e 1 atm [kg/m ³]	6,03
Concentração de vapor saturado @ 20 °C e 1 atm [ppm]	597 000
Temperatura crítica [°C]	171,3
Pressão crítica [kPa]	2900
Ponto de congelação [°C]	-90,5
Gravidade específica @ 20 °C [g/mL]	1,38
Solubilidade em água @ 25 °C [g/L]	3,834
Coefficiente de partição	2,3

As propriedades ambientais do fluido, encontram-se representadas na tabela 7.6. Relativamente ao nível de toxicidade do fluido obtiveram-se valores para os limites de exposição média ponderada de 8 horas (*AEL*) de 500 ppm [29]. Segundo a norma número 34 da ASHRAE (American Society of heating, refrigeration and Air-Conditioning Engineers), o fluido pertence à classe A1. A letra A diz respeito a compostos cuja toxicidade não foi identificada, conforme os limites estabelecidos, e o número 1 indica que não se observa propagação de chama em ar.

Tabela 7.6: Propriedades ambientais do fluido HFO1336mzz(Z) [29].

Potencial de destruição do ozono (<i>ODP</i>)	0
Potencial de aquecimento global (<i>GWP</i> ₁₀₀)	2
Tempo de vida atmosférico (<i>ALT</i>) [dias]	22

Segundo testes realizados pela *DuPont Fluorochemicals* [34], o fluido apresentou uma surpreendente estabilidade química a altas temperaturas e compatibilidade com materiais metálicos. Na tabela 7.7, são apresentados os metais compatíveis com o fluido em causa.

Tabela 7.7: Compatibilidade de materiais do fluido HFO1336mzz(Z) [29].

Metais
Aço Carbono
Cobre
Alumínio

7.4.2 Fluido orgânico HFE7000

O HFE7000 é um solvente orgânico complexo, que pertence ao grupo dos hidrofluoroéteres, originalmente desenvolvidos para substituir os CFCs, HFCs, HCFCs e PFCs (compostos perfluorados). Este fluido apresenta baixo potencial de aquecimento global, potencial de destruição da camada de ozônio nulo e ainda baixo nível de toxicidade, tal como já foi mencionado. Adicionalmente, apresenta excelentes propriedades dielétricas, boa estabilidade térmica e boa compatibilidade de materiais, não sendo corrosivo nem inflamável [30]. A tabela 7.8 contém uma breve descrição do fluido HFE7000.

Tabela 7.8: Descrição do fluido HFE7000 [30].

Designação	1-metoxiheptafluoropropano
Estrutura molecular	$C_3F_7OCH_3$
Aparência	limpa, incolor
Resíduos não voláteis	25,0 ppm (máximo)

Nas tabelas 7.9 e 7.10 que se seguem são apresentadas as propriedades termo-físicas e ambientais mais relevantes deste fluido, respetivamente.

Tabela 7.9: Propriedades termo-físicas do fluido HFE7000 [30].

Massa molar @25 °C [g/mol]	200
Ponto de congelação [°C]	-122,5
Massa volúmica @25 °C [kg/m ³]	1400
Viscosidade cinemática @25 °C [cSt]	0,32
Coefficiente de expansão [K ⁻¹]	0,00219
Pressão crítica [kPa]	2480
Temperatura crítica [°C]	165
Calor latente de vaporização @25 °C [kJ/kg]	142
Calor específico @25 °C [J/kg.K]	1300
Condutividade térmica @25 °C [W/m.K]	0,075
Pressão de vapor @25 °C [kPa]	64,6

Tabela 7.10: Propriedades ambientais do fluido HFE7000 [30].

Potencial de destruição do ozono (ODP) ¹	0,0
Potencial de aquecimento global (GWP_{100}) ²	530
Tempo de vida atmosférico [<i>anos</i>]	4,9

1 $CFC - 11 = 1,0$

2 $GWP_{100} - year$ integrated time horizon (ITH). IPCC 2013.

A tabela 7.11 mostra que o fluido HFE7000 apresenta compatibilidade com a maioria dos metais e polímeros.

Tabela 7.11: Compatibilidade de materiais do fluido HFE7000 [30].

Metais	Plásticos
	Polipropileno
Aço inoxidável	Poliétileno
Bronze	Poliacetileno
Cobre	Nylon
Alumínio	PEEK
	PTFE

Relativamente ao perfil de toxicidade do fluido, segundo os dados obtidos pelo fabricante 3M, há uma grande margem de segurança para o uso desse fluido em sistemas de transferência de calor pouco emissivos [30]. A tabela 7.12 que se segue apresenta os resultados de testes toxicológicos realizados para o fluido em causa.

Tabela 7.12: Perfil de toxicidade do fluido HFE7000 [30].

Concentração letal aguda [$ppmv$]	>30 000
Diretriz de exposição de 8 horas [$ppmv$]	250
Irritação da pele	Negativo
Mutagenicidade	Negativo
Eco-toxicidade	Muito baixa toxicidade aquática
solubilidade em água <2.5 [ppb]	
Toxicidade oral aguda ¹ [mg/kg]	LD50 >2000
Inalação de 28 dias [ppm]	NOAEL = 1000

1 A. Sekiya and S. Misaki, The potential of hydrofluoroethers to replace CFCs, HCFCs and PFCs, J. of Fluorine Chemistry, Volume 101, 2000, pages 215-221.

Capítulo 8

Permutadores de calor

8.1 Tipos de permutadores de calor

Um permutador de calor é um dispositivo usado para efetuar o processo de troca de calor entre dois fluidos a temperaturas diferentes. Estes dispositivos podem ser classificados de acordo com [35]:

- O processo de transferência de calor
- O número de fluidos
- A configuração do escoamento
- O tipo de construção

Relativamente ao processo de transferência de calor, os permutadores de calor podem ser de contacto direto ou indireto. Para os primeiros, os fluidos permanecem separados por uma parede sólida, havendo transferência de calor do fluido quente para a parede e, da parede para o fluido frio, não existindo, portanto, contacto direto entre os fluidos [35]. Pelo contrário, para os segundos, a troca de calor é feita a partir do contacto direto entre os fluidos, havendo inicialmente uma mistura do fluido quente e frio, de seguida o processo de troca de energia, ocorrendo, por fim, a separação dos fluidos, ou não [35]. Nesta situação, pode ocorrer adicionalmente à transferência de calor, também transferência de massa [35].

Geralmente, os permutadores de calor envolvem a troca de energia entre dois fluidos, no entanto, existem processos, onde as trocas de calor podem ser efetuadas entre três ou mais fluidos, como é o caso de determinados processos químicos [35].

Quanto aos regimes de escoamento, há essencialmente três: escoamento paralelo, escoamento contracorrente e escoamento cruzado. Perante um permutador de calor de escoamento paralelo, a temperatura de saída do fluido frio pode ser no máximo igual à temperatura de saída do fluido quente, sendo que no caso de permutadores com escoamento contracorrente a temperatura de saída do fluido frio pode ser superior à temperatura de saída do fluido quente [35].

Relativamente ao tipo de construção existem permutadores de calor de tubos concêntricos, com escoamento cruzado, de casco e tubos e compactos [35], sendo apresentada nas secções 5.1.1 a 5.1.4 uma definição mais detalhada de cada um deles e respetivo regime de escoamento.

8.1.1 Permutadores de calor de tubos concêntricos

Os permutadores de tubos concêntricos podem apresentar escoamento co-corrente ou escoamento contra-corrente. Relativamente aos primeiros, tanto o fluido quente como o fluido frio entram pela mesma extremidade, escoam no mesmo sentido e abandonam o equipamento na mesma extremidade [36]. Pelo contrário, em escoamento contra-corrente, ambos os fluidos, quente e frio, entram por extremidades opostas, escoam em sentidos opostos e deixam o equipamento em extremidades opostas [36]. A figura 8.1, ilustra dois permutadores de calor de tubos concêntricos.

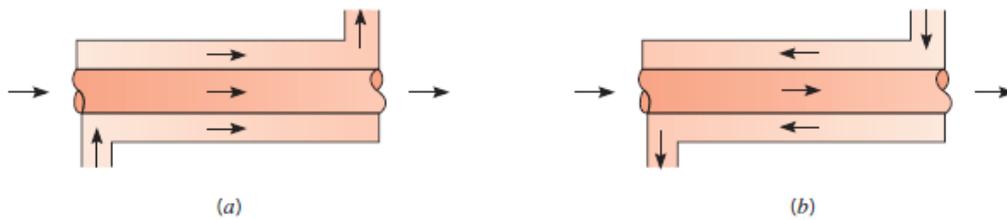


Figura 8.1: Permutadores de calor de tubos concêntricos. (a) Escoamento co-corrente. (b) Escoamento contra-corrente [36].

8.1.2 Permutadores de calor com escoamento cruzado

Neste tipo de permutadores de calor, um fluido escoava perpendicularmente ao outro. O escoamento pode ocorrer para ambos os fluidos não misturados ou para um fluido misturado e outro não-misturado [36]. Considera-se que o fluido está não misturado quando as alhetas impedem o movimento do escoamento principal na direção y (transversal à direção x) [36], tal como indicado na figura 8.2, sendo que, neste caso, a temperatura do fluido varia em ambas as direções, x e y . Na ausência de alhetas, o movimento do fluido na direção transversal é possível e a temperatura do mesmo ocorre essencialmente na direção do escoamento principal [36].

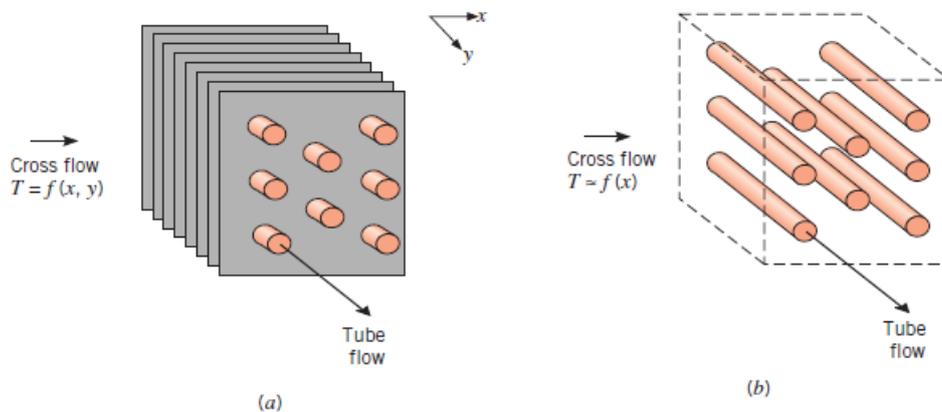


Figura 8.2: Permutadores de calor de escoamento cruzado. (a) Alhetado com ambos os fluidos não misturados. (b) Sem alhetas com um fluido misturado e outro não misturado [36].

8.1.3 Permutadores de calor de carcaça e tubos

As diferentes configurações possíveis dos permutadores de calor de carcaça e tubos estão dependentes do número de passes na carcaça e nos tubos. Neste tipo de dispositivos, é comum instalarem-se chicanas, que, para além de permitirem aumentar o coeficiente convectivo no fluido no lado da carcaça, permitem reduzir a vibração dos tubos induzida pelo escoamento [36]. Na figura 8.3 é exemplificado um permutador do tipo carcaça e tubo.

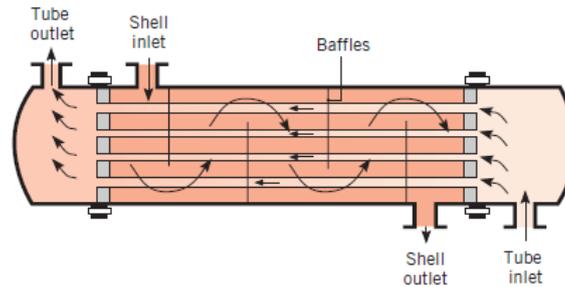


Figura 8.3: Permutador de calor de carcaça e tubo [36].

8.1.4 Permutadores de calor compactos

Este tipo de permutadores de calor são essencialmente utilizados quando um dos fluidos é um gás, possuindo densas matrizes de tubos alhetados ou placas. Permitem alcançar superfícies de transferência de calor por unidade de volume muito elevadas, tipicamente $\geq 400 \text{ m}^2/\text{m}^3$ para líquidos e $\geq 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ para gases [36]. Nestes permutadores de calor, tanto os tubos como as alhetas podem assumir uma configuração plana ou circular. A figura 8.4 ilustra permutadores de calor compactos.

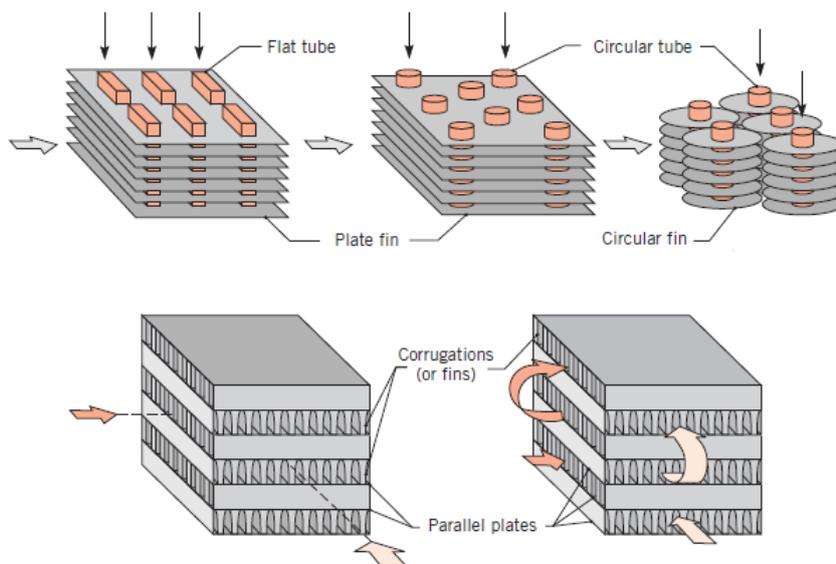


Figura 8.4: Permutadores de calor compactos [36].

8.2 Análise dos permutadores de calor

A análise dos permutadores de calor é essencial para a caracterização do potencial de aproveitamento de energia térmica contida nos gases de escape do forno de fusão do vidro. O objetivo, aquando da caracterização térmica e dimensionamento deste componente, é obter o valor mais elevado possível do coeficiente de transferência de calor, minimizando a área necessária para a permuta de calor e as perdas de carga.

8.2.1 Método da média logarítmica das diferenças de temperatura

Segundo o método LMTD a taxa de transferência de calor pode ser expressa de acordo com a equação 8.1 [36].

$$q = UA\Delta T_{lm} \quad (8.1)$$

em que U [$W/m^2 \cdot K$] representa o coeficiente global de transferência de calor, A [m^2] a área de transferência de calor e ΔT_{lm} [$^{\circ}C$] a média logarítmica da diferença de temperatura entre os fluidos, quente e frio. Por sua vez, ΔT_{lm} , calcula-se de acordo com a equação 8.2 [36].

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (8.2)$$

Para um permutador de calor com escoamento paralelo, tem-se de acordo com a equação 8.26 [36]:

$$\begin{bmatrix} \Delta T_1 \equiv T_{h,i} - T_{c,i} \\ \Delta T_2 \equiv T_{h,o} - T_{c,o} \end{bmatrix} \quad (8.3)$$

sendo que, $T_{h,i}$ e $T_{c,i}$ são as temperaturas de entrada do fluido quente e do fluido frio, respetivamente, e $T_{h,o}$ e $T_{c,o}$ as temperaturas de saída do fluido quente e frio, respetivamente.

Por sua vez, para um permutador de calor com escoamento contracorrente o cálculo da média *log* das diferenças de temperatura é dado de acordo com a equação 8.4 [36]:

$$\begin{bmatrix} \Delta T_1 \equiv T_{h,i} - T_{c,o} \\ \Delta T_2 \equiv T_{h,o} - T_{c,i} \end{bmatrix} \quad (8.4)$$

Para um permutador de calor com múltiplos passes ou escoamento cruzado, é necessário efetuar uma modificação na média logarítmica das diferenças de temperatura, tal como indicado na equação 8.5 [36].

$$\Delta T_{lm} = F\Delta T_{lm,CC} \quad (8.5)$$

onde $\Delta T_{lm,CC}$ é calculado de acordo com a equação 8.2 e F representa um fator de correção que está dependente da geometria do permutador de calor e das temperaturas

de entrada e saída dos fluidos, quente e frio. De acordo com os gráficos das figuras 11S.1 a 11S.4 presentes no material suplementar da referência [36], e para que seja possível determinar o fator F , é preciso calcular dois fatores adicionais, R e P , dados pelas equações 8.6 e 8.7, respectivamente [36]. Importa salientar que a notação (T, t) diz respeito às temperaturas dos fluidos, estando a variável t , associada ao fluido que escoar no interior dos tubos. A letra, i , diz respeito à entrada do fluido e a letra, o , à saída. Uma implicação importante das figuras mencionadas anteriormente é que no caso de estarmos perante uma mudança de fase, R ou P , será igual a zero e F será igual a 1, sendo que neste caso, o comportamento do permutador de calor, é independente da sua geometria.

$$R = \frac{T_i - T_o}{t_o - t_i} \quad (8.6)$$

$$P = \frac{t_o - t_i}{T_i - T_i} \quad (8.7)$$

8.2.2 Método da Efetividade - NTU

Quando se conhecem as temperaturas dos fluidos na entrada e as temperaturas à saída são dadas ou facilmente determinadas a partir dos balanços de energia torna-se vantajoso usar o método da média logarítmica das diferenças de temperatura, no entanto, quando se conhecem apenas as temperaturas de entrada é preferível usar o método da efetividade NTU [36]. É necessário determinar a taxa de transferência de calor máxima possível, $q_{máx}$, no permutador de calor, para definir a sua efetividade, ε . Assim, a taxa de transferência de calor máxima é dada de acordo com a equação 8.8 [36].

$$q_{máx} = C_{min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (8.8)$$

em que $T_{h,i}$ é a temperatura de entrada do fluido quente, $T_{c,i}$ a temperatura de entrada do fluido frio, C_{min} é igual a C_h ou C_c , dependendo qual dos dois é o menor valor. As capacidades caloríficas do fluido quente, C_h , e do fluido frio, C_c são dadas pelas equações 8.9 e 8.10, respectivamente [36].

$$C_h = m_h \cdot c_{p,h} \quad (8.9)$$

$$C_c = m_c \cdot c_{p,c} \quad (8.10)$$

A razão entre a taxa de transferência de calor real, q , e a taxa de transferência de calor máxima possível, $q_{máx}$, designa-se por efetividade, que é uma grandeza adimensional e é dada pela equação 8.11 [36].

$$\varepsilon \equiv \frac{q}{q_{máx}}, \quad 0 \leq \varepsilon \leq 1 \quad (8.11)$$

Para qualquer permutador de calor, $\varepsilon = f\left(NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)$ e como tal esta variável pode ser determinada com base na tabela 11.3 do capítulo 11 da referência [36].

O número de unidades de transferência, NTU , é um parâmetro adimensional amplamente utilizado na análise de permutadores de calor sendo definido de acordo com a expressão 8.12 [36].

$$NTU \equiv \frac{UA}{C_{min}} \quad (8.12)$$

De forma análoga, $NTU = f\left(\varepsilon, \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)$ podendo esta variável ser determinada pela tabela 11.4 do capítulo 11 da referência [36].

A razão entre a taxa de capacidade calorífica mínima e máxima é dada pela equação 8.13 [36].

$$CR = \frac{C_{min}}{C_{máx}} \quad (8.13)$$

8.3 Transferência de calor em escoamento interno

Quando se está na presença de um escoamento interno, é importante ter conhecimento do tipo de escoamento, ou seja, se este é laminar ou turbulento. Para o escoamento num tubo circular, o número de Reynolds é definido de acordo com a equação 8.14 [36].

$$Re_D \equiv \frac{\rho u_m D}{\mu} = \frac{u_m D}{\nu} \quad (8.14)$$

sendo u_m a velocidade média do fluido na secção transversal, D o diâmetro do tubo e ν a viscosidade cinemática do fluido.

Perante um escoamento plenamente desenvolvido, o número de Reynolds crítico é aproximadamente igual a 2300. Em escoamentos internos, é comum trabalhar-se com uma velocidade média, u_m , dado que a velocidade varia ao longo da secção transversal. Esta variável está relacionada com o caudal mássico do escoamento através do fluido, \dot{m} , com a massa específica do fluido, ρ e com a área da secção transversal do tubo, A_{tr} , através da equação 8.15 [36].

$$\dot{m} = \rho u_m A_{tr} \quad (8.15)$$

Para um tubo circular, $A_{tr} = \frac{\pi D^2}{4}$. Agrupando as equações 8.14 e 8.15 e substituindo o valor de A_{tr} para um tubo circular o número de Reynolds assume a forma da equação 8.16 [36].

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \quad (8.16)$$

A queda de pressão necessária para manter um escoamento interno é um parâmetro essencial aquando do dimensionamento de um componente ou desenvolvimento de um projeto, dado que permite determinar a exigência de potência da bomba. O fator de atrito de *Moody*, que para o escoamento laminar plenamente desenvolvido assume a forma da equação 8.17 [36].

$$f = \frac{64}{Re_D} \quad (8.17)$$

Já para um escoamento turbulento plenamente desenvolvido existe uma correlação, válida para um vasto intervalo de números de Reynolds, $3000 < Re_D < 5 \times 10^6$, a qual é apresentada na equação 8.18 [36].

$$f = (0,790 \ln Re_D - 1,64)^{-2} \quad (8.18)$$

Alternativamente pode recorrer-se ao diagrama de *Moody*, o qual também permite determinar o valor do fator de atrito para uma ampla faixa de números de Reynolds, tendo ainda em linha de conta a rugosidade da superfície, e , medida em μm .

Da mesma forma que se recorre a uma velocidade média para descrever o escoamento interno, também se torna necessário recorrer a uma temperatura média, T_m . Assim, define-se a Lei do arrefecimento de *Newton* de acordo com a equação 8.19 [36].

$$q_s'' = h(T_s - T_m) \quad (8.19)$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor, q_s'' , o fluxo térmico na superfície, T_s e T_m , a temperatura superficial e a temperatura média, respetivamente.

Dado que o escoamento no interior de um tubo é completamente confinado, pode efetuar-se um balanço de energia, para determinar de que forma a temperatura média varia com a posição ao longo do tubo e como a transferência de calor por convecção total está relacionada com a temperatura de entrada e saída do tubo. A equação 8.20 [36] que se segue, é independente da natureza das condições térmicas no escoamento e superfície do tubo.

$$q_{conv} = \dot{m}c_p(T_{m,o} - T_{m,i}) \quad (8.20)$$

Geralmente, recorre-se a uma de duas aproximações, fluxo térmico constante na superfície ou temperatura superficial constante, para determinar a transferência de calor por convecção ou a variação na temperatura do fluido.

8.3.1 Fluxo térmico na superfície constante

Considerando um fluxo térmico na superfície constante, q_s'' , facilmente se determina a taxa de transferência de calor total, q_{conv} . Dado que q_s'' é independente de x , tem-se, segundo a equação 8.21 [36]:

$$q_{conv} = q_s''(P \cdot L) \quad (8.21)$$

sendo P o perímetro da superfície, que para um tubo circular é igual a $P = \pi D$ e L o comprimento do tubo. A equação 8.20 em conjunto com a equação 8.21, permite determinar a variação da temperatura do fluido, $T_{m,out} - T_{m,in}$. Adicionalmente, surge a equação, 8.22 [36].

$$T_m(x) = T_{m,i} + \frac{q_s'' P}{\dot{m}c_p} x \quad (8.22)$$

8.3.2 Temperatura superficial constante

Considerando a temperatura superficial constante, T_s , surge a equação 8.23 [36].

$$\frac{\Delta T_o}{\Delta T_i} = \frac{T_s - T_{m,o}}{T_s - T_{m,i}} = \exp\left(\frac{-PL\bar{h}}{\dot{m}c_p}\right) \quad (8.23)$$

onde \bar{h} é o valor médio do coeficiente de transferência de calor em todo o tubo. Por sua vez, a taxa de transferência de calor total, assume agora a forma da equação 8.24 [36].

$$q_{conv} = \bar{h}A_s\Delta T_{lm} \quad (8.24)$$

sendo A_s a área da superfície do tubo definida pela multiplicação do perímetro do tubo pelo seu comprimento, $P \cdot L$ e ΔT_{lm} a média logarítmica das diferenças de temperatura.

8.3.3 Transferência de calor no escoamento turbulento em tubos circulares

Para escoamentos turbulentos plenamente desenvolvidos através de tubos circulares o número de Nusselt local pode ser calculado através da equação 8.25 [36].

$$Nu_D = 0,023Re_D^{4/5}Pr^n \quad (8.25)$$

onde $n = 0,4$ para o aquecimento, $T_s > T_m$, e $n = 0,3$ para o arrefecimento, $T_s < T_m$. A faixa de condições para as quais a equação 8.25 é válida é dada pela equação 8.26 [36]:

$$\left[\begin{array}{l} 0.7 < Pr < 160 \\ Re_D > 10000 \\ \frac{L}{D} > 10 \end{array} \right] \quad (8.26)$$

Apesar da utilização da equação 8.25 ser de mais fácil utilização tem em contrapartida, erros até 25%. Recorrendo a correlações mais recentes pode reduzir-se este erro a menos de 10%. Surge assim a equação 8.27 [36].

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (8.27)$$

Esta correlação é válida para um número de *Prandtl* que varie entre 0.5 e 2000 e para um número de Reynolds que esteja compreendido entre 3000 e 5×10^6 , aproximadamente. O fator de atrito pode obter-se a partir da equação 8.18 ou através do diagrama de *Moody*.

8.4 Transferência de calor no escoamento externo cruzado em matrizes tubulares

Numa matriz tubular, as colunas de tubos podem estar alinhadas ou alternadas, na direção da velocidade do tubo. A configuração da matriz tubular é caracterizada pelos

espaçamentos transversal e longitudinal entre os tubos e pelo diâmetro dos mesmos. Os tubos localizados nas primeiras colunas permitem gerar turbulência, aumentando os coeficientes de transferência de calor nos tubos das colunas seguintes.

Começa-se por calcular o número de *Reynolds* máximo, baseado na velocidade do fluido máxima no interior da matriz tubular, tal como indica a equação 8.28 [36].

$$Re_{D,máx} \equiv \frac{\rho V_{máx} D}{\mu} \quad (8.28)$$

Para um arranjo alternado, a velocidade máxima, $V_{máx}$, pode ocorrer tanto no plano transversal como no plano diagonal. Se as colunas estiverem espaçadas de acordo com a equação 8.29 [36], então a velocidade máxima ocorre no plano diagonal, e é calculada de acordo com a equação 8.30 [36].

$$S_D = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} < \frac{S_T + D}{2} \quad (8.29)$$

$$V_{máx} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V \quad (8.30)$$

Nas duas equações anteriores, 8.29 e 8.30, D diz respeito ao diâmetro de cada tubo da matriz, V , à velocidade do fluido em escoamento cruzado no exterior da matriz, S_D ao espaçamento diagonal, S_L , ao espaçamento longitudinal e S_T ao espaçamento transversal, todos eles medidos entre os centros dos tubos.

Caso a velocidade máxima ocorra no plano transversal, utiliza-se a equação 8.31 [36].

$$V_{máx} = \frac{S_T}{(S_T - D)} V \quad (8.31)$$

No arranjo alinhado, e através do princípio da conservação da massa para um fluido incompressível, a velocidade máxima ocorre sempre no plano transversal e é dada também pela equação 8.31 [36].

Para que seja possível conhecer o coeficiente de transferência de calor médio para a totalidade da matriz tubular, calcula-se o número de *Nusselt* médio de acordo com a correlação apresentada na equação 8.32 [36], e tendo em consideração os limites de aplicação da mesma, indicados na equação 8.33 [36].

$$\overline{Nu}_D = C_1 Re_{D,máx}^m Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad (8.32)$$

$$\left[\begin{array}{l} N_L \geq 20 \\ 0,7 < Pr < 500 \\ 10 \leq Re_{D,máx} \leq 2 \times 10^6 \end{array} \right] \quad (8.33)$$

Na equação 8.32, N_L , diz respeito ao número de linhas de tubos e os valores de C_1 e m , estão tabelados e dependentes do valor de $Re_{D,máx}$ e se a configuração dos tubos da matriz selecionada é alinhada ou alternada. Se $N_L < 20$, então é necessário utilizar um fator de correção C_2 , que também se encontra tabelado e está igualmente dependente da configuração dos tubos da matriz.

8.5 Transferência de calor no evaporador

Segundo a modelação efetuada com recurso ao *software EES*, o fluido orgânico passa por determinadas fases durante a operação do ciclo, dependendo da configuração utilizada. Para o caso de um ciclo de *Rankine* convencional, o fluido passa apenas por duas fases no evaporador: aquecimento e evaporação. Já para um ciclo com sobreaquecimento o fluido orgânico passa por três fases distintas no evaporador: aquecimento, evaporação e sobreaquecimento. Por outro lado, considerando um ciclo com reaquecimento, para além das três fases mencionadas para o ciclo com sobreaquecimento, adiciona-se mais uma, a fase de reaquecimento. A figura 8.5, mostra as diferentes fases pelas quais o fluido orgânico passa no evaporador, considerando um ciclo com reaquecimento. A fase de aquecimento é representada com a cor amarela, a fase de evaporação pela cor verde, a fase de sobreaquecimento pela cor azul, e por fim a fase de reaquecimento pela cor laranja.

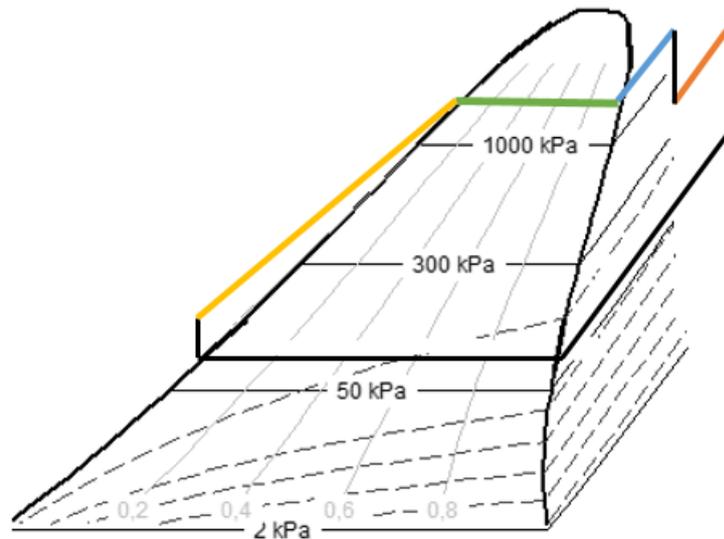


Figura 8.5: Fase de aquecimento (amarelo), evaporação (verde), sobreaquecimento (azul) e reaquecimento (laranja) utilizando a título exemplificativo o diagrama T-s de um fluido orgânico.

Inicialmente, estudou-se e avaliou-se a possibilidade da colocação de uma serpentina tanto no exterior como no interior da tubagem onde circulam os gases de escape provenientes do forno de fusão. A colocação da serpentina no exterior da conduta, implica que esta não interfira com o fluxo de gases de escape, não alterando, portanto, o escoamento dos mesmos. Por outro lado, para além da resistência por condução através da serpentina, surge a resistência por condução através da tubagem, que prejudica a transferência de calor dos gases de escape para o fluido orgânico. Colocando a serpentina no interior é introduzida uma perturbação no escoamento, no entanto, apenas existe a resistência por condução através da parede da serpentina, e como tal, há uma melhoria na transferência

de calor entre o fluido orgânico e os gases de escape. Dado que a área necessária para a transferência de calor se verificou desajustada, optou-se pela colocação de uma matriz tubular no seu interior. Neste cenário, o fluido orgânico circula no interior dos tubos da matriz e os gases de escape em escoamento cruzado no exterior dos mesmos. Assim, as equações que caracterizam o escoamento do fluido orgânico no evaporador, são as indicadas na secção 8.3 para as fases de aquecimento, sobreaquecimento e reaquecimento (se em causa estiver um ciclo com reaquecimento) e as equações que caracterizam o escoamento do fluido de trabalho na fase de evaporação, dizem respeito à secção 8.9. Por outro lado, o escoamento dos gases de escape é definido tal como indicam as equações da secção 8.4.

Numa primeira fase, começou-se por estudar a colocação de tubos simples sem alhetas. De seguida, de forma a aumentar a transferência de calor na superfície, optou-se pela colocação de alhetas circulares, mencionadas de forma mais detalhada na secção 8.7.

8.5.1 Procedimento de dimensionamento do evaporador

Durante o processo de simulação e dimensionamento do evaporador, e respeitando as etapas que o fluido orgânico segue de acordo com as diferentes configurações do ciclo possíveis, adotou-se um procedimento de cálculo, que é em tudo semelhante ao que também se utiliza para o condensador.

Primeiramente, define-se o fluido de trabalho a utilizar ao longo da simulação, bem como o caudal mássico desse mesmo fluido e dos gases de escape. Com base na modelação do ciclo realizada, inserem-se os valores de pressão, entalpia e temperatura para os pontos de interesse, ou seja, os pontos que permitem obter a potência requerida para cada fase/estágio no evaporador. No capítulo 11, encontram-se os diversos valores de potência para cada estágio no evaporador. Após isso, determinam-se, com recurso ao *EES*, as propriedades do fluido orgânico, nomeadamente, número de *Prandtl*, condutividade térmica, viscosidade dinâmica, massa volúmica e calor específico a pressão constante, à temperatura média e pressão para cada etapa.

Para os gases de escape, devido a constrangimentos da potência necessária para efetuar os estágios de aquecimento, evaporação e sobreaquecimento, foi necessário recorrer aos gases de escape provenientes do forno 1 e do forno 2, procedendo-se à divisão do caudal em dois. Assim, as fases de sobreaquecimento e evaporação foram efetuadas recorrendo ao calor residual presente nos gases de escape provenientes do forno 1 e a fase de aquecimento recorrendo ao calor residual presente nos gases de escape provenientes do forno 2, cujas temperaturas já foram indicadas anteriormente na secção 5.5 na tabela 5.6. Considerando um ciclo com sobreaquecimento, para determinar a temperatura de entrada e saída dos gases de escape para cada etapa do fluido orgânico, inicia-se o processo pela fase que requer uma maior temperatura, que neste caso é o sobreaquecimento. Considerando a temperatura de entrada a temperatura registada no forno 1, de $392\text{ }^{\circ}\text{C}$, o valor da potência para a etapa sobreaquecimento, o caudal mássico dos gases de escape e o calor específico a pressão constante, determina-se a temperatura à saída. Para a fase seguinte, a evaporação, a temperatura de entrada corresponde à temperatura de saída da fase anterior. Dado que a evaporação é um processo que ocorre a temperatura constante, a temperatura de entrada e saída do fluido orgânico são iguais. Para a fase de aquecimento, a temperatura de entrada é de $405\text{ }^{\circ}\text{C}$. Seguindo o mesmo procedimento,

obtem-se a temperatura de saída dos gases de escape. De forma análoga ao que foi efetuado para o fluido orgânico, conhecendo a temperatura média dos gases de escape e a pressão a que se encontram determinam-se as suas propriedades. No capítulo 11 são apresentadas as temperaturas à entrada e saída do evaporador para o fluido orgânico e os gases de escape, para um ciclo com sobreaquecimento, utilizando o fluido orgânico HFO1336mzz(Z), para as etapas de aquecimento, evaporação e sobreaquecimento.

O próximo passo, passa pelo cálculo do produto UA , para o sobreaquecimento, evaporação e aquecimento, seguindo o método da efetividade NTU descrito na secção 8.2.2. Seguidamente, passa-se ao dimensionamento propriamente dito, tendo em mente que o fluido orgânico circula no interior das tubagens e que o caudal do mesmo tem de ser dividido pelo número de tubos que compõem a matriz. Assim, as equações que caracterizam o escoamento do fluido orgânico ao longo da matriz tubular, dizem respeito à secção 8.3, sobre o escoamento interno num tubo circular. Para as fases de aquecimento e sobreaquecimento começa-se por calcular o número de *Reynolds* de acordo com a equação 8.16 e depois o número de *Nusselt* tal como indicada a equação 8.25 para escoamento turbulento em tubos circulares. Através do número de *Nusselt*, da condutividade térmica e do diâmetro dos tubos, determina-se o coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido orgânico. Na fase de evaporação, o fluido encontra-se numa zona de mistura bifásica e como tal, utilizaram-se as correlações indicadas nas equações 8.36 e 8.37 para determinar o valor de h , tendo-se utilizado as equações 8.16, 8.18 e 8.27, respetivamente, para permitir calcular o valor de h_{sp} , ou seja, o coeficiente de transferência de calor por convecção para uma única fase.

Também para os gases de escape é necessário determinar o coeficiente de transferência de calor por convecção, no entanto, os gases escoam no exterior das tubagens em escoamento cruzado, e como tal, as equações utilizadas para o seu dimensionamento são diferentes. Assim, recorre-se à secção 8.4, começando-se por calcular o número de *Reynolds* máximo de acordo com a equação 8.28 e determinando-se a velocidade máxima dos gases de escape de acordo com a equação 8.31, para uma configuração dos tubos da matriz alinhada. De seguida, procede-se ao cálculo do número de *Nusselt* médio, de acordo com a correlação 8.32 e em conformidade com os parâmetros e dimensões da matriz tubular, presentes na figura C.1 do Anexo C.

Sabendo o número de *Nusselt*, o valor da condutividade térmica e o diâmetro dos tubos, calcula-se o coeficiente de transferência de calor por convecção dos gases de escape. No capítulo 11 são apresentados para as fases de aquecimento, evaporação e sobreaquecimento, os valores dos coeficientes de transferência de calor, tanto para o fluido orgânico como para os gases de escape.

Por fim, em regime estacionário, calcula-se a potência por unidade de comprimento para cada uma das fases, utilizando os valores dos coeficientes de transferência de calor por convecção, o valor da condutividade térmica do material que compõe as alhetas e o tubo base, os diâmetros interno e externo do tubo base sem alhetas e o diâmetro externo com alhetas, a espessura das alhetas, o número de alhetas por metro de comprimento e a eficiência das alhetas, estando os parâmetros relativos às alhetas indicados na tabela 8.1. Para além disso, é também necessária a temperatura média do fluido orgânico e dos gases de escape e por fim os valores do fator de deposição indicados na tabela 8.3 na secção 8.8. A partir dos valores da potência requerida apresentados na tabela e dos valores obtidos para a potência por unidade de comprimento calcula-se o comprimento de tubo necessário para cada etapa no evaporador. Assim, estão reunidas todos os da-

dos que permitem obter a área interna e externa para cada etapa no evaporador, que somadas permitem obter a área interna e externa total necessária. Dado que na análise económica a área de interesse é a área externa, apresentam-se no capítulo 11 os valores obtidos.

8.6 Transferência de calor no condensador

De forma análoga ao que sucede no evaporador, também no condensador o fluido orgânico passa por determinadas fases durante a operação do ciclo. Primeiramente passa pela fase de arrefecimento e de seguida pela fase de condensação, tal como é possível observar pela figura 8.6.

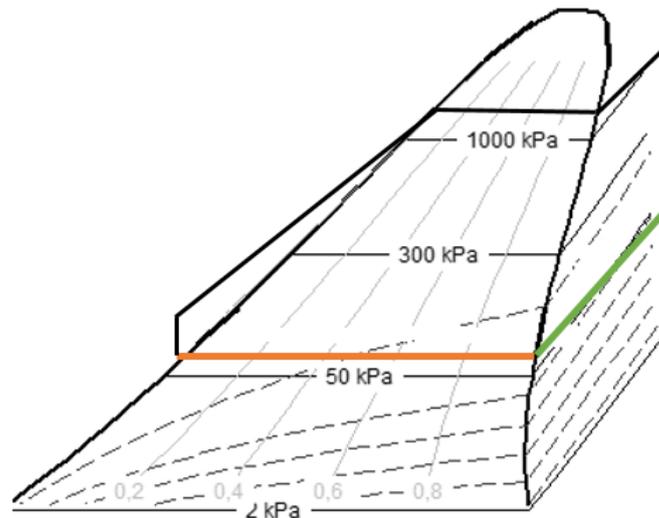


Figura 8.6: Fase de arrefecimento (verde) e fase de condensação (laranja) utilizando a título exemplificativo o diagrama T-s de um fluido orgânico.

Também para o condensador se optou por uma matriz tubular, tendo-se inicialmente simulado a área para uma matriz com tubos sem alhetas e por fim para tubos com alhetas, tendo-se optado pela colocação de tubos alhetados apenas na fase de arrefecimento do fluido orgânico, com o intuito de evitar a acumulação de gotículas líquidas na fase de condensação. Ao contrário do que sucede para o evaporador, no condensador, água circula no interior dos tubos da matriz e o fluido orgânico, sob a forma de vapor, circula no exterior da matriz em escoamento cruzado. Deste modo, as equações que caracterizam o escoamento do fluido orgânico no condensador, estão inseridas na secção 8.4 para a fase de arrefecimento e as equações que caracterizam o escoamento do fluido de trabalho na fase de condensação, constam da secção 8.10. Por outro lado, a transferência de calor associada ao escoamento da água é definido tal como indicam as equações da secção 8.3.

8.6.1 Procedimento de dimensionamento do condensador

A metodologia seguida para o dimensionamento do condensador é em tudo semelhante à que é utilizada para o evaporador.

Começa-se por definir o fluido orgânico a utilizar, bem como o caudal mássico do mesmo e o caudal de água utilizado na fase de arrefecimento e na fase de condensação. O caudal de água a utilizar foi otimizado numa folha *excel*, tendo em atenção que a temperatura da água nunca pode ser superior à temperatura a que se encontra o fluido de trabalho. De acordo com a modelação do ciclo efetuada, inserem-se os valores de pressão, entalpia e temperatura para os pontos de interesse no condensador. Estes pontos permitem determinar a potência requerida para ambas as etapas, encontrando-se os resultados obtidos no capítulo 11.

Posteriormente, determinam-se com recurso ao *EES*, as propriedades do fluido orgânico e da água à temperatura média e pressão de cada etapa. Para o ciclo em questão, para ser possível determinar a temperatura de saída da água para cada fase do fluido orgânico, inicia-se o processo pela etapa de arrefecimento passando-se depois à fase de condensação. Considerando que para ambas as etapas a temperatura de entrada da água é de $15\text{ }^{\circ}\text{C}$, sabendo o valor da potência requerida, o caudal mássico da água e o calor específico a pressão constante, uma das propriedades descobertas anteriormente, facilmente se obtém a temperatura de saída. De acordo com a simulação realizada no *EES*, são apresentadas no capítulo 11, as temperaturas à entrada e saída do condensador para o fluido orgânico e a água, para as fases de arrefecimento e condensação.

Segue-se o cálculo do produto UA , para o arrefecimento e condensação, através do método da efetividade NTU , caracterizado na secção 8.2.2. O próximo passo é o dimensionamento do permutador de calor. Visto que a água circula no interior dos tubos, as equações que caracterizam o seu escoamento ao longo da matriz de tubos, dizem respeito à secção 8.3. Assim, inicia-se o processo de dimensionamento, calculando para ambas as etapas, o número de *Reynolds* de acordo com a equação 8.16, não esquecendo que é necessário dividir o caudal pelo número de tubos, e, de seguida determina-se o número de *Nusselt* tal como indica a equação 8.25. Através do número de *Nusselt*, do diâmetro dos tubos e da condutividade térmica da água, obtém-se o coeficiente de transferência de calor por convecção.

Ao contrário do que sucede com a água, o fluido orgânico circula no exterior da matriz tubular, sendo necessário utilizar as equações da secção 8.4. Primeiramente, calcula-se o número de *Reynolds* máximo através da expressão 8.28, sendo que previamente se determina a velocidade máxima do escoamento do fluido orgânico de acordo com a equação 8.31, para uma configuração dos tubos da matriz alinhada. Efetua-se, depois, o cálculo do número de *Nusselt* médio de acordo com a correlação 8.32 e de acordo com as limitações impostas na expressão 8.33 para a fase de arrefecimento e o cálculo do número de *Nusselt* médio de acordo com a correlação 8.38, para a fase de condensação. Mais uma vez, conhecendo o número de *Nusselt*, o diâmetro dos tubos e a condutividade térmica do fluido orgânico, tem-se o coeficiente de transferência de calor para a fase de arrefecimento e para a fase de condensação. Mais uma vez, no capítulo 11 são apresentados para as fases de arrefecimento e condensação, os valores dos coeficientes de transferência de calor, tanto para o fluido orgânico como para a água.

Finalmente, numa situação de regime estacionário, calcula-se potência por unidade de comprimento para cada uma das fases, no entanto, a fórmula utilizada difere, uma vez

que na fase de condensação se opta por não utilizar alhetas. Assim, na fase de arrefecimento, é necessário conhecer os valores dos coeficientes de transferência de calor por convecção, o valor da condutividade térmica do material que constitui as alhetas e o tubo base, os diâmetros interno e externo do tubo base sem alhetas e o diâmetro externo com alhetas, a espessura das alhetas, o número de alhetas por metro de comprimento, a eficiência das alhetas, a temperatura média do fluido orgânico e da água e por fim os valores do fator de deposição, apresentados na tabela 8.3. Por sua vez, as variáveis associadas às alhetas encontram-se na tabela 8.2. Na fase de condensação, é necessário conhecer os mesmos parâmetros exceptuando aqueles que dizem respeito às alhetas. Através dos valores de potência requerida e dos valores obtidos para a potência por unidade de comprimento, descobre-se qual o comprimento de tubo preciso para cada etapa no condensador. O último passo, é obter a área interna e externa total necessária. Conforme a análise económica, e em concordância com o que foi apresentado para o evaporador, a área de interesse é a área externa, a qual se encontra no capítulo 11.

8.7 Alhetas circulares

As alhetas são extensões fixadas sobre uma determinada superfície, com o intuito de aumentar a transferência de calor na superfície através do aumento da área superficial efetiva [36]. Geralmente têm a forma de lamelas paralelas com baixa espessura, ou de pinos cónicos ou cilíndricos, dispostos sobre a superfície cuja quantidade de calor transferida por unidade de tempo se pretende aumentar. Para além disso, são comumente feitas de um metal com elevada condutividade térmica, tal como o cobre, alumínio ou aço. Optou-se pela colocação de alhetas circulares nos tubos da matriz, uma vez que existe uma enorme disponibilidade no mercado para este tipo de alhetas, aliada a uma diversidade a nível de dimensões e materiais utilizados no seu fabrico. Como exemplo, tem-se a figura 8.7, onde se visualiza líquido a circular no interior dos tubos e gás em escoamento cruzado no exterior.

Aquando da análise da transferência de calor nas alhetas, assume-se que a condução ocorre ao longo da alheta, negligenciando os efeitos bidimensionais. Assim, a temperatura na alheta, $T(r)$, depende unicamente da coordenada axial, a qual varia entre a base da alheta, onde $r = r_0$, e a sua extremidade, onde r é igual ao raio da alheta. Por sua vez, o aquecimento/arrefecimento é realizado por convecção da superfície lateral para o fluido circundante, considerando um coeficiente de transferência de calor por convecção constante.

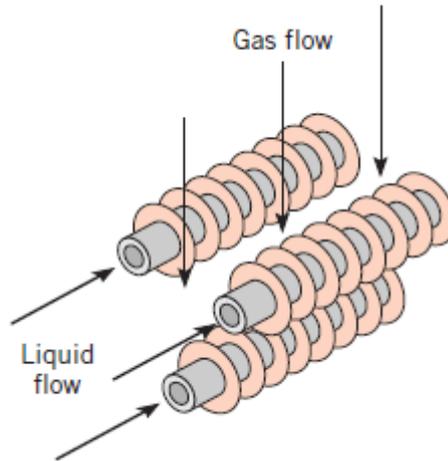


Figura 8.7: Tubos com alhetas circulares [36].

Selecionaram-se tubos alhetados existentes no mercado, tendo-se adotado o material e as dimensões fornecidas pelo fabricante, nomeadamente, diâmetro do tubo base, altura da alhetas, espessura das alhetas e número de alhetas por metro. Nas tabelas 8.1 e 8.2, indicam-se os parâmetros dimensionais e de construção das alhetas utilizadas nas matrizes tubulares do evaporador e condensador, respetivamente.

Tabela 8.1: Parâmetros dimensionais e de construção das alhetas utilizados no evaporador [37].

	Evaporador
Diâmetro do tubo base [mm]	50,80
Altura das alhetas [mm]	9,55
Espessura das alhetas [mm]	2,00
Número de alhetas por metro	275
Material das alhetas	Alumínio

Tabela 8.2: Parâmetros dimensionais e de construção das alhetas utilizados no condensador [38].

	Condensador
Diâmetro do tubo base [mm]	25,40
Altura das alhetas [mm]	9,52
Espessura das alhetas [mm]	2,00
Número de alhetas por metro	128
Material das alhetas	Alumínio

A figura 8.8, apresenta um esquema representativo dos parâmetros mencionados anteriormente nas tabelas 8.1 e 8.2, para uma melhor compreensão dos mesmos.

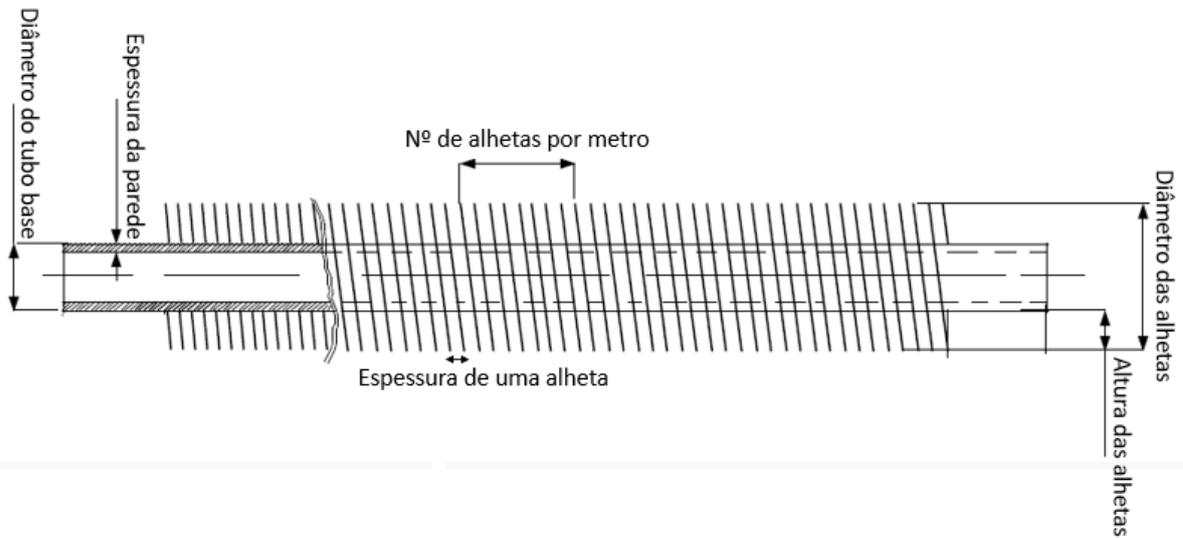


Figura 8.8: Esquema representativo dos parâmetros mencionados nas tabelas 8.1 e 8.2 (adaptado de [37]).

Para o cálculo da taxa total de transferência de calor por convecção das aletas e da superfície primária utilizou-se a equação 8.34 [36]:

$$q_t = h[N\eta_f A_f + (A_t - NA_f)]T_b = hA_t \left[1 - \frac{NA_f}{A_t}(1 - \eta_f)\right]T_b \quad (8.34)$$

na qual se assume que o coeficiente de convecção h é equivalente para as superfícies com e sem aletas e η_f é a eficiência de uma única aleta. Por sua vez, o cálculo da eficiência realizou-se com recurso ao gráfico da figura 8.9.

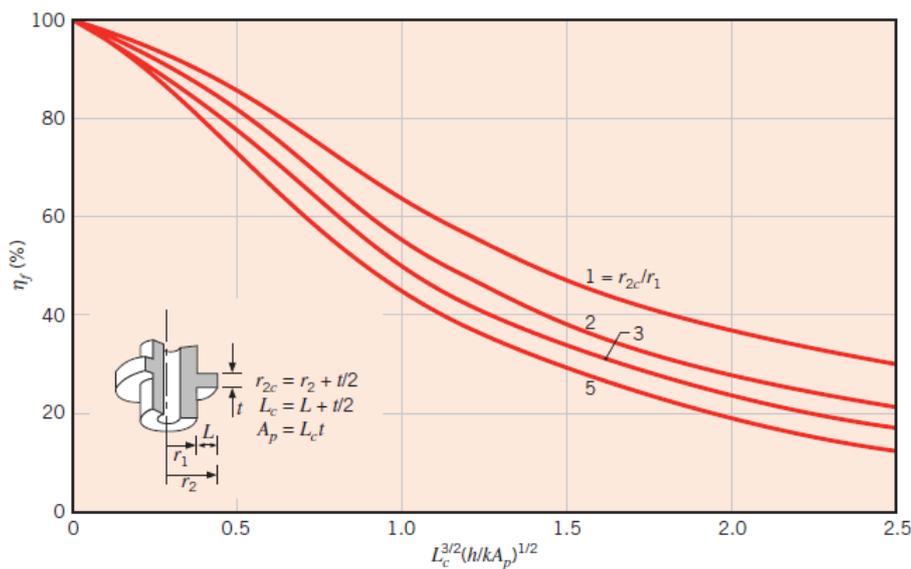


Figura 8.9: Eficiência de aletas circulares de perfil retangular [36].

8.8 Coeficiente global de transferência de calor

O coeficiente global de transferência de calor é definido em função da resistência térmica total à transferência de calor entre dois fluidos [36]. Como tal, tendo em conta que os permutadores de calor são matrizes tubulares, é necessário considerar a resistência por convecção entre os fluidos quente e frio, separados por paredes cilíndricas e também a resistência por condução na parede cilíndrica, R_w . Durante a operação normal de um permutador de calor, a acumulação de depósitos, a formação de ferrugem e a ocorrência de reações entre os fluidos operantes e a superfície do permutador é frequente [36]. Consequentemente, surgem incrustações sobre a superfície que podem aumentar significativamente a resistência da transferência de calor entre fluidos [36]. Assim, considerou-se uma resistência térmica adicional, designada por fator de deposição, R_f , cujos valores utilizados aquando da simulação se encontram representados na tabela 8.3. Com a adição de alhetas à superfície exterior, é necessário ter em consideração a eficiência global da superfície, η_o , e, como tal, o coeficiente global de transferência de calor pode ser calculado de acordo com a equação 8.35 [36]:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o h A)_c} + \frac{R_f}{(\eta_o A)_c} + R_w + \frac{R_f}{(\eta_o A)_h} + \frac{1}{(\eta_o h A)_h} \quad (8.35)$$

onde os subscriptos c e h, se reportam aos fluidos frio e quente, respetivamente. Importa referir que no cálculo do produto UA , não existe a especificação do lado quente e do lado frio, ou seja, $U_h A_h = U_c A_c$, no entanto, o mesmo não sucede no cálculo do coeficiente global de transferência de calor, o qual ou está baseado na área superficial do lado quente ou na área superficial do lado frio, uma vez que se $A_h \neq A_c$, então, $U_h \neq U_c$.

Tabela 8.3: Valores do fator de deposição utilizados [39].

R_f para gases [$m^2.K/W$]	8,8E-5
R_f para líquidos [$m^2.K/W$]	2,0E-4

8.9 Evaporação

Tal como mencionado anteriormente, o fluido passa por determinadas fases no evaporador durante a operação do ciclo orgânico de *Rankine*, sendo que uma delas é a fase de evaporação. O primeiro estágio da fase de evaporação corresponde ao regime de escoamento com bolhas, no qual, à medida que o título da mistura aumenta, vão surgindo bolhas individuais que formam bolsas de vapor, passando-se então ao regime de escoamento em bolsas [36]. De seguida, processa-se o regime de escoamento anular, onde o líquido forma um filme na parede do tubo [36]. Posteriormente, surgem pontos secos na superfícies interna do tubo e que vão adquirindo um tamanho cada vez maior, entrando-se no regime de transição [36]. Por fim, a superfície interna do tubo seca na totalidade e o líquido remanescente está sob a forma de gotas que circulam no interior do núcleo central do tubo no regime de névoa [36]. Após a vaporização total das gotas, o fluido é constituído por vapor sobreaquecido surgindo uma nova região monofásica, onde se localiza a próxima fase, a fase de sobreaquecimento [36]. As correlações utilizadas para esta fase, para tubos circulares lisos, são apresentadas de acordo com as equações 8.36 e

8.37 que se seguem [36]:

$$\frac{h}{h_{sp}} = 0,6683 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,1} \bar{X}^{0,16} (1 - \bar{X})^{0,64} f(Fr) + 1058 \frac{q_s''}{m'' h_{fg}} (1 - \bar{X})^{0,8} G_{s,f} \quad (8.36)$$

$$\frac{h}{h_{sp}} = 1,136 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,45} \bar{X}^{0,72} (1 - \bar{X})^{0,08} f(Fr) + 667,2 \frac{q_s''}{m'' h_{fg}} (1 - \bar{X})^{0,8} G_{s,f} \quad (8.37)$$

onde, h e h_{sp} se designam por coeficiente de transferência de calor por convecção e coeficiente de transferência de calor por convecção monofásico, respetivamente. Por sua vez, \bar{X} representa a fracção mássica média do vapor, valor esse que pode variar entre 0 e aproximadamente 0,8. Tem-se ainda o parâmetro de estratificação, $f(Fr)$, definido em função do número de *Froude*, Fr , o fluxo térmico na superfície, q'' , o caudal mássico por unidade de área transversal, m'' , a entalpia de vaporização, h_{fg} e por fim o coeficiente $G_{s,f}$, que está tabelado e depende da configuração superfície-fluido.

8.10 Condensação

No condensador, para além da fase de arrefecimento do fluido orgânico, existe também a fase de condensação. Dado que a condensação ocorre na superfície externa de N tubos horizontais dispostos por filas verticais, utiliza-se a correlação indicada na equação 8.38 [36].

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}_D D}{k_l} = C \left[\frac{\rho_l g (\rho_l - \rho_v) h'_{fg} D^3}{N \mu_l k_l (T_{sat} - T_s)} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (8.38)$$

Utilizando a equação anterior, avaliam-se todas as propriedades do líquido à temperatura do filme, T_f , enquanto que ρ_v e h_{fg} são avaliadas à temperatura de saturação, T_{sat} . Para além disso, para um tubo, a constante C , assume o valor 0,729 [36]. Por outro lado, o parâmetro h'_{fg} presente na equação anterior é determinado com base na equação 8.39 [36].

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0,68 c_{p,l} (T_{sat} - T_s) \quad (8.39)$$

8.11 *Diagram Window* para o permutador de calor

À semelhança da *Diagram Window* criada para a modelação termodinâmica do ciclo orgânico de *Rankine*, também para a simulação e dimensionamento dos permutadores de calor se optou por esquematizar uma matriz tubular e definir os parâmetros de entrada e de saída mais relevantes. De notar que a matriz tubular foi selecionada a partir da base de dados do software, sendo apenas exemplificativa, dado que as alhetas escolhidas são circulares e não alhetas planas retangulares, como exhibe a figura 8.10 e 8.11.

8.11.1 Evaporador

Como indica o esquema, as setas azuis são representativas do fluido orgânico que circula no interior do conjunto de tubos, e, as setas a preto, caracterizam os gases de escape a circular perpendicularmente no exterior desses mesmos tubos. Optou-se por um conjunto de fluidos, que como é possível observar podem ser selecionados através do menu *dropdown*. Relativamente ao caudal, tanto dos gases de escape como do fluido *ORC*, é necessário inserir um valor. Importa referir que este é o caudal total do fluido orgânico, que, tal como definido pelo código da *Equation Window* do *EES*, é dividido pelo número total de tubos da matriz. Para esta situação, consideraram-se como parâmetros de saída a área necessária para a transferência de calor e os coeficientes de transferência de calor, tanto para o fluido orgânico como para os gases de escape.

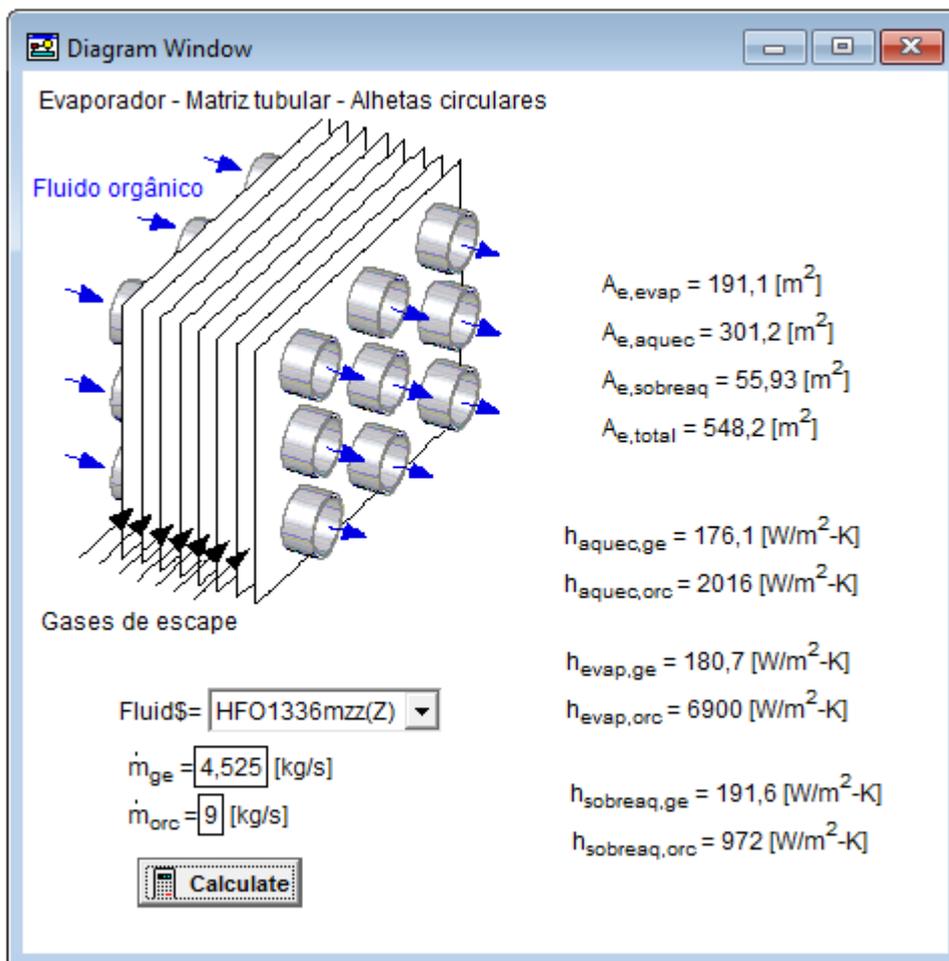


Figura 8.10: *Diagram Window* evaporador.

8.11.2 Condensador

Tal como é possível observar no esquema da matriz tubular do condensador, a água, que escoar no interior dos tubos cilíndricos, é representada pelas setas azuis e o fluido orgânico, que escoar no exterior deles, pelas setas pretas. Também aqui se optou por uma série de fluidos, os quais podem ser selecionados a partir do menu *dropdown*. Mais uma vez, os valores de caudal mássico, tanto da água como do fluido têm de ser manualmente inseridos, sem esquecer que para a água o caudal inserido tem de corresponder à soma do caudal que circula em cada um dos tubos, ou seja, o caudal total. O *software* retorna o valor da área para cada etapa, a área total e ainda os valores dos coeficientes de transferência de calor também para cada fase.

Diagram Window

Condensador - matriz tubular - alhetas circulares

Água

Fluido orgânico

Fluid\$ = HFO1336mzz(Z)

$\dot{m}_{\text{agua,arref}} = 8$ [kg/s]

$\dot{m}_{\text{agua,cond}} = 22$ [kg/s]

$\dot{m}_{\text{orc}} = 9$ [kg/s]

Calculate

$A_{\text{arref}} = 247,5$ [m²]

$A_{\text{cond}} = 95,1$ [m²]

$A_{\text{total}} = 342,6$ [m²]

$h_{\text{agua,arref}} = 6523$ [W/m²-K]

$h_{\text{agua,cond}} = 14577$ [W/m²-K]

$h_{\text{orc,arref}} = 264,1$ [W/m²-K]

$h_{\text{orc,cond}} = 13231$ [W/m²-K]

Figura 8.11: *Diagram Window* condensador.

Capítulo 9

Análise económica

O custo da unidade *ORC* foi estimado através de um procedimento adequado para estimativas de custo preliminares [40]. Esta abordagem foi inicialmente desenvolvida para instalações químicas estacionárias, no entanto, tem sido amplamente utilizada para realizar estimativas de custos de diversas unidades do ciclo orgânico de *Rankine*.

9.1 Modelo económico

O custo do módulo base de um único componente, C_{BM} , é definido por Turton et al. [40], como a soma dos custos diretos (equipamento, material para instalação, mão de obra para a instalação) e dos custos indiretos (transporte, impostos, custos de construção, despesas de engenharia) associados à compra e instalação de cada equipamento. O custo de um módulo base de um determinado componente, é dado pela equação 9.1.

$$C_{BM} = C_P^0 \cdot F_{BM}^0 = C_P^0 \cdot (B_1 + B_2 \cdot F_M \cdot F_p) \quad (9.1)$$

onde, C_P^0 , representa o custo de aquisição do componente base, feito de um material comum e operando à pressão ambiente, B_1 e B_2 , constantes empíricas fornecidas pelo autor e F_{BM}^0 um fator multiplicativo designado por fator de custo do módulo base. Este último fator tem como função ajustar os custos da condição base do componente, especificando os materiais de construção, F_M , e as condições de operação atuais do equipamento, F_P . Assim, o custo de aquisição do componente base, C_P^0 , e o fator de pressão, F_P podem ser determinados de acordo com a equação 9.2 e 9.3, respetivamente.

$$C_P^0 = K_1 + K_2 \cdot \log_{10}(Y) + K_3 \cdot [\log_{10}(Y)]^2 \quad (9.2)$$

$$\log_{10}(F_p) = D_1 + D_2 \cdot \log_{10}(P) + D_3 \cdot [\log_{10}(P)]^2 \quad (9.3)$$

sendo que, K_1 , K_2 e K_3 , representam uma série de constantes associadas ao tipo de equipamento e Y representa a capacidade do equipamento específico. Por sua vez, D_1 , D_2 e D_3 são constantes empíricas fornecidas pelo autor e P a pressão de operação do equipamento.

A tabela 9.1, lista os diferentes parâmetros usados para estimar os custos de cada componente. Importa referir que para determinar o custo da turbina, basta multiplicar C_P^0 por F_{BM}^0 , de forma a obter C_{BM} , determinando-se o primeiro fator através da

equação 9.2 e obtendo-se o segundo através de um gráfico fornecido por Turton et al. [40] de acordo com o tipo de turbina selecionada. Para o gerador, calculou-se primeiramente o custo de aquisição através da equação 9.4 [41].

$$C_p^0 = 60 \cdot (Y_{gerador})^{0.95} \quad (9.4)$$

em que $Y_{gerador}$, designa a potência do gerador. De forma análoga ao que foi efetuado para a turbina, após se conhecer o valor de C_p^0 basta multiplicá-lo pelo fator F_{BM}^0 , tal como indica a equação 9.1 [42]. A tabela 9.1, apresenta os parâmetros de custo dos equipamentos utilizados ao longo do desenvolvimento do modelo económico da unidade *ORC*.

Tabela 9.1: Parâmetros de custo dos equipamentos usados nas equações 9.1, 9.2 e 9.3 [40].

	Y	K_1	K_2	K_3	B_1	B_2	D_1	D_2	D_3
Evaporador	Área, m^2	4,3247	-0,303	0,1634	1,63	1,66	0,03881	-0,11272	0,08183
Condensador	Área, m^2	4,3247	-0,303	0,1634	1,63	1,66	0,03881	-0,11272	0,08183
Bomba	Potência, kW	3,3892	0,0536	0,1538	1,89	1,35	-0,3935	0,3957	-0,00226
Turbina	Potência, kW	2,7051	1,4398	-0,1776	0	0	0

Por fim, depois de calculado o custo do módulo de cada um dos componentes, designadamente, evaporador, condensador, bomba, turbina e gerador, procede-se à sua soma, e obtém-se o custo total relativo à aquisição dos equipamentos, C_{TBM} , dado pela equação 9.5.

$$C_{TBM} = C_{BM,turbina} + C_{BM,bomba} + C_{BM,condensador} + C_{BM,evaporador} + C_{BM,gerador} \quad (9.5)$$

As correlações de custo foram fornecidas em dólares, com o valor do ano de 2001, e de seguida, atualizados também para dólares com o valor de 2018, usando para tal o valor do *CEPCI*, ou seja, do *chemical engineering plant cost index*. Os valores médios anuais do *CEPCI*, foram de 397 e 603,1 para 2001 e 2018, respetivamente [43]. A equação 9.6 representa o valor atualizado do custo total relativo à aquisição dos equipamentos, $C_{TBM}[\text{€}_{2018}]$, valor este já convertido para euros.

$$C_{TBM}[\text{€}_{2018}] = C_{TBM}[\text{€}_{2001}] \cdot \frac{CEPCI_{2018}}{CEPCI_{2001}} \quad (9.6)$$

9.2 Custos associados à instalação

Para ser possível a produção de energia elétrica a partir de um ciclo orgânico, é necessário um investimento inicial para adquirir os diversos equipamentos e o fluido orgânico que vai permitir operar o ciclo. A estimativa do custo do investimento para adquirir os diversos equipamentos foi feita de acordo com as equações da secção 9.1, enquanto que a estimativa do custo do fluido orgânico foi determinada através do cálculo do volume do fluido necessário para preencher na totalidade os tubos da matriz do evaporador e as tubagens de ligação. A partir do conhecimento da massa volúmica do fluido orgânico e do volume total requerido, facilmente se obtém a massa total necessária para garantir o

correto funcionamento de todos os equipamentos da instalação. Após isso, basta conhecer o custo de 1kg de fluido orgânico. Dado que não foi possível identificar com exatidão o custo unitário do fluido HFO1336mzz(Z), o fluido selecionado, tal como explicado mais à frente na secção 10.6, utilizou-se como aproximação o custo de 1 kg do fluido R245fa de 32 €/kg [44]. Diversos autores consideram que, fluidos como o HFO1336mzz(Z) são muito estáveis e por conseguinte duram toda a vida útil da planta, isto é, cerca de 20-25 anos [45]. Posto isto, contabilizou-se o custo associado ao fluido de trabalho no investimento inicial.

Também os custos de operação e manutenção foram tidos em conta, tendo-se considerado que estes representam anualmente 2% do custo total de investimento [46].

Adicionalmente, sabe-se que a fonte fria que atua no condensador é a água, e por isso seria de esperar um custo associado ao consumo deste elemento. No entanto, visto que a empresa possui um circuito interno de água da rede em constante circulação e reutilização através da Estação de Tratamento de Águas Residuais Industriais que a empresa possui nas suas instalações, não foram considerados os custos relacionados com o seu consumo na operação do ciclo.

9.3 Energia elétrica

O cálculo da potência elétrica, $Y_{elétrica}$, medida em kW , é dada pela equação 9.7:

$$Y_{elétrica} = \eta_{gerador} \cdot Y_{útil} \quad (9.7)$$

onde $\eta_{gerador}$ é a eficiência do gerador, tendo-se considerado um valor de 98%, e $Y_{útil}$, a potência útil obtida através da modelação do ciclo orgânico de *Rankine*.

A equação 9.8 indica como efetuar o cálculo do número de horas de funcionamento anuais, H_{anual} , tendo em consideração o fator de disponibilidade da instalação, f , que neste caso específico é de 1, dado que esta funciona 24 horas por dia, 365 dias por ano.

$$H_{anual} = f \cdot 365 \cdot 24 \quad (9.8)$$

A equação 9.9 permite calcular a produção anual de energia elétrica, $E_{elétrica}$, através do conhecimento das horas de funcionamento anuais e da potência elétrica disponível.

$$E_{elétrica} = H_{anual} \cdot Y_{elétrica} \quad (9.9)$$

Conhecendo a quantidade de energia elétrica produzida anualmente, $E_{elétrica}$, e o preço de venda da mesma, $C_{elétrica}$, é possível calcular as poupanças anuais, S_{anual} , através da equação 9.10.

$$S_{anual} = E_{elétrica} \cdot C_{elétrica} \quad (9.10)$$

Os resultados obtidos para os parâmetros mencionados nas equações, 9.7, 9.8, 9.9 e 9.10, estão indicados no capítulo 12, na tabela 12.1, para a configuração, fluido e caudal ótimo do mesmo selecionados, tal como explicitado posteriormente nas secções 10.6 e 10.7.

9.4 Indicadores económicos

Tal como exposto previamente, para além do investimento inicial que é preciso para adquirir os equipamentos, há que ter em consideração também o custo do fluido orgânico nesse mesmo investimento. A equação 9.11, indica como calcular o investimento inicial, C_{II} .

$$C_{II} = C_{TBM}[\text{€}_{2018}] + C_{\text{fluido orgânico}} \quad (9.11)$$

O desempenho económico da unidade *ORC*, foi estimado através do Valor Atual Líquido, caracterizado por transferir para o instante atual todos os valores do fluxo de caixa esperado, descontados à taxa i , de 9%, fornecida pela Crisal, considerando o investimento inicial, C_{II} , os fluxos de caixa, CF e o tempo de vida útil, t , de 20 anos. Segue-se a equação 9.12 [46], que permite calcular o Valor Atual Líquido da unidade *ORC*.

$$VAL = -C_{II} + CF \cdot \sum_{t=1}^{20} \frac{1}{(1+i)^t} \quad (9.12)$$

Por sua vez, a taxa interna de rentabilidade, *TIR*, é aquela que torna nulo o Valor Atual Líquido do projeto, tendo também sido considerada para avaliar a rentabilidade do mesmo. Foram também considerados outros indicadores económicos, para uma melhor avaliação do desempenho do ciclo orgânico de *Rankine*. A equação 9.13 [46], indica como obter o índice de rentabilidade. Este índice permite identificar a relação entre os custos e benefícios de um projeto, quantificando a quantidade de valor criado por unidade de investimento. Se o valor resultante for superior a 1, o projeto gera valor para a empresa e é um bom indicador de que o projeto deve seguir em frente, se for inferior a 1, o projeto não acrescenta valor à empresa e não é aconselhável seguir com o projeto.

$$IP = \frac{VAL}{C_{II}} \quad (9.13)$$

Um outro indicador é o custo nivelado de energia, que determina o custo unitário do *kWh* no momento presente, associado à aquisição e operação da unidade *ORC* durante a sua vida útil. A fórmula para o cálculo do *LCOE*, é dada pela equação 9.14 [46], na qual se considerou o investimento inicial, C_{II} , os custos de operação e manutenção, $C_{O\&M}$, e a energia elétrica produzida anualmente, $E_{\text{elétrica}}$.

$$LCOE = \frac{C_{II} + \sum_{t=1}^{20} \frac{C_{O\&M}}{(1+i)^t}}{\sum_{t=1}^{20} \frac{E_{\text{elétrica}}}{(1+i)^t}} \quad (9.14)$$

Uma das técnicas mais simples para avaliar o desempenho de um investimento é determinar o período de *payback* simples, que permite determinar quanto tempo é necessário para recuperar o investimento inicial através das poupanças anuais geradas pelo próprio investimento, tal como indica a equação 9.15 [46].

$$SPB = \frac{C_{II}}{S_{\text{anual}}} \quad (9.15)$$

Os indicadores económicos selecionados para avaliar a viabilidade económica do projeto, expressos pelas equações 9.12 a 9.15, encontram-se na tabela 12.2.

Parte III

Resultados e Discussão

Capítulo 10

Desempenho do *ORC* e seleção do fluido orgânico

A modelação do ciclo orgânico de *Rankine*, foi efetuado com recurso ao *EES*, utilizando a base de dados das propriedades termodinâmicas de diversos fluidos disponibilizada pelo *software*. Como explicado anteriormente no capítulo 6, modelaram-se diferentes configurações do ciclo orgânico de *Rankine*, tendo-se também explorado a utilização de diferentes fluidos de trabalho durante a operação do ciclo.

10.1 Ciclo de *Rankine* convencional

Na tabela 10.1 apresentam-se os resultados obtidos aquando da modelação de diferentes fluidos orgânicos, para um ciclo de *Rankine* convencional. Para cada um dos fluidos obtiveram-se valores diferentes de eficiência do ciclo e diferentes valores de potência útil possível de extrair de acordo com as características do fluido e do ciclo.

Tabela 10.1: Resultados da modelação de um ciclo convencional utilizando diferentes fluidos com um caudal mássico de 10 *kg/s*.

Fluido orgânico	Potência turbina [kW]	Potência bomba [kW]	Potência evaporador [kW]	Potência condensador [kW]	Potência útil [kW]	Eficiência Ciclo [%]
HFE7000	350,1	16,6	2 124	1 791	333,5	15,7
HFE7100	318,0	32,5	2 169	1 884	285,5	13,2
HFE7200	299,0	32,6	2 142	1 875	266,4	12,4
HFE7500	198,8	22,7	2 060	1 884	176,1	8,5
HFO1336mzz(Z)	460,7	32,2	2 517	2 088	428,5	17,0
Tolueno	1 115,0	50,1	5 766	4 701	1 064,9	18,5

Por observação da tabela é possível constatar que o fluido orgânico Tolueno é aquele que apresenta uma potência útil e uma eficiência do ciclo mais elevada, de 1 064,9 *kW* e 18,5 %, respetivamente, em contraste com o fluido HFE7500 cuja potência útil e eficiência do ciclo é consideravelmente inferior, de apenas 176,1 *kW* e 8,5%, respetivamente.

A figura 10.1, mostra o diagrama T-s obtido com recurso ao *software EES*, para um ciclo de *Rankine* convencional utilizando a título exemplificativo, o fluido HFO1336mzz(Z).

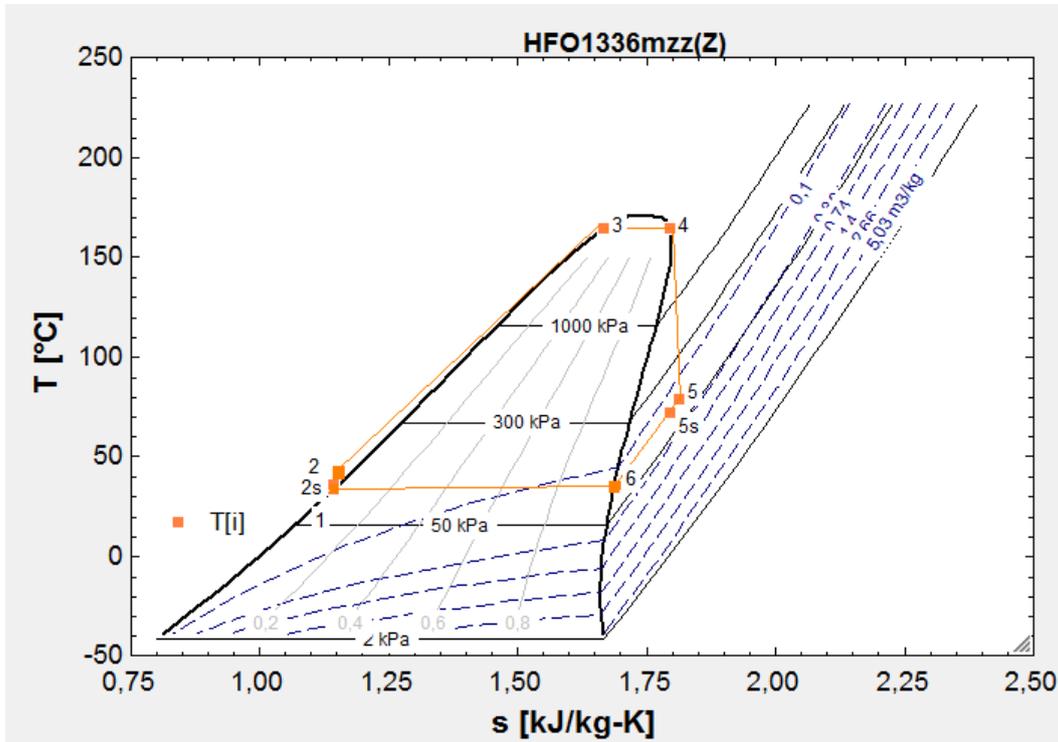


Figura 10.1: Diagrama T-s do fluido HFO1336mzz(Z) para um ciclo de *Rankine*.

De acordo com a figura, de 1 a 2 ocorre a compressão do fluido na bomba, de 2 a 3 o processo de aquecimento e de 3 a 4 o processo de evaporação, sendo que estes dois últimos se processam no evaporador. O processo de expansão na turbina ocorre de 4 a 5, seguindo-se o arrefecimento do fluido, de 5 a 6, e por fim a condensação do mesmo, de 6 a 1. Os processos de arrefecimento e condensação decorrem no condensador.

10.2 Ciclo de *Rankine* com sobreaquecimento

Para a modelação efetuada para um ciclo com sobreaquecimento, obtiveram-se os resultados para seis fluidos orgânicos distintos (Tabela 10.2).

Tabela 10.2: Resultados da modelação de um ciclo com sobreaquecimento utilizando diferentes fluidos com um caudal mássico de 10 kg/s.

Fluido orgânico	Potência turbina [kW]	Potência bomba [kW]	Potência evaporador [kW]	Potência condensador [kW]	Potência útil [kW]	Eficiência ciclo [%]
HFE7000	383,8	13,8	2 397	2 027	370,0	15,4
HFE7100	326,2	20,5	2 326	2 020	305,7	13,1
HFE7200	308,0	19,5	2 312	2 023	288,5	12,5
HFE7500	204,8	15,2	2 217	2 028	189,6	8,6
HFO1336mzz(Z)	492,4	24,1	2 766	2 297	468,3	16,9
Tolueno	1 161,0	50,1	5 928	4 818	1 110,9	18,7

De forma análoga ao que se verificou para o ciclo de *Rankine* convencional, são também os fluidos Tolueno e HFE7500 que apresentam os valores mais elevados e mais reduzidos de potência útil e eficiência do ciclo, respetivamente. Tal como era previsto, ocorreu um aumento da potência útil relativamente ao ciclo anterior, no entanto apenas se verificou um aumento da eficiência para os ciclos que operam com os fluidos HFE7200, HFE7500 e Tolueno. Os restantes fluidos sofreram uma redução na eficiência apesar de pouco significativa. Comparando as duas tabelas, constata-se que para além da potência útil também a potência requerida no evaporador aumentou, e dado que a eficiência resulta do quociente entre a potência útil e a potência no evaporador, como o aumento deste último foi superior ao primeiro, é natural que efetuando a divisão entre eles resulte um valor de eficiência inferior.

A figura 10.2, representa o diagrama T-s para o fluido HFE7000.

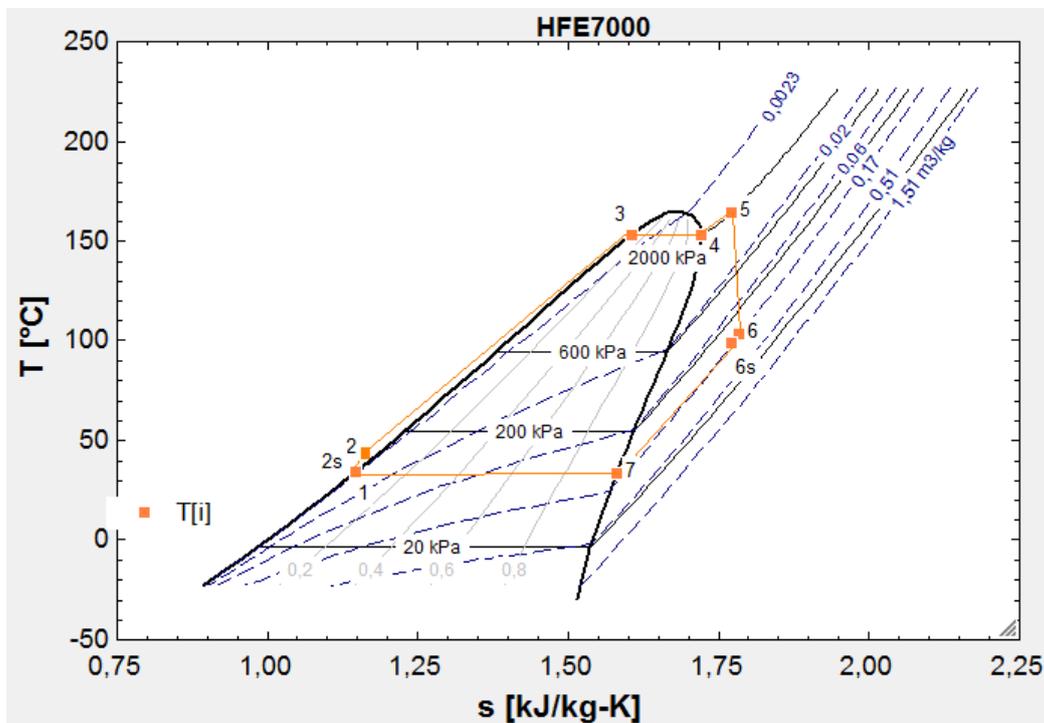


Figura 10.2: Diagrama T-s do fluido HFE7000 para um ciclo de *Rankine* com sobreaquecimento.

Por observação da figura, de 1 a 2, tem-se a compressão na bomba, de 2 a 3 a fase de aquecimento e de 3 a 4 a fase de evaporação. Surge uma nova fase, de 4 a 5, a fase de sobreaquecimento, que juntamente com as duas anteriores, forma o conjunto de processos que ocorrem no evaporador. De 5 a 6, ocorre a expansão na turbina, e de 6 a 7 e de 7 a 1, o arrefecimento e a condensação no condensador, por esta ordem.

10.3 Ciclo de *Rankine* com reaquecimento

Da modelação de um ciclo com reaquecimentos, obtiveram-se os resultados indicados na tabela 10.3, para diversos fluidos orgânicos.

Tabela 10.3: Resultados da modelação de um ciclo com reaquecimento utilizando diferentes fluidos com um caudal mássico de 10 kg/s .

Fluido orgânico	Potência turbina [kW]	Potência bomba [kW]	Potência evaporador [kW]	Potência condensador [kW]	Potência útil [kW]	Eficiência ciclo [%]
HFE7000	414,0	15,5	2 727	2 314	398,5	14,6
HFE7100	345,1	23,2	2 609	2 273	321,9	12,3
HFE7200	325,2	21,9	2 589	2 273	303,3	11,7
HFE7500	212,3	16,5	2 420	2 216	195,8	8,1
HFO1336mzz(Z)	540,2	29,8	3 187	2 654	510,4	16,0
Tolueno	1 319,7	45,5	7 519	6 192	1 274,2	16,9

De acordo com os dados apresentados na tabela, houve um aumento da potência útil em comparação com aquela que foi obtida para um ciclo com sobreaquecimento. Mais uma vez, o mesmo não sucedeu para os valores da eficiência do ciclo, que decresceu relativamente às duas configurações anteriores, para todos os fluidos. A explicação para que tal aconteça não difere da explicação que também foi dada anteriormente, pois também aqui, para o ciclo com reaquecimento, a potência requerida no evaporador aumentou. A figura 10.3, expõe o diagrama T-s do fluido HFE7100, para um ciclo *ORC* com reaquecimento.

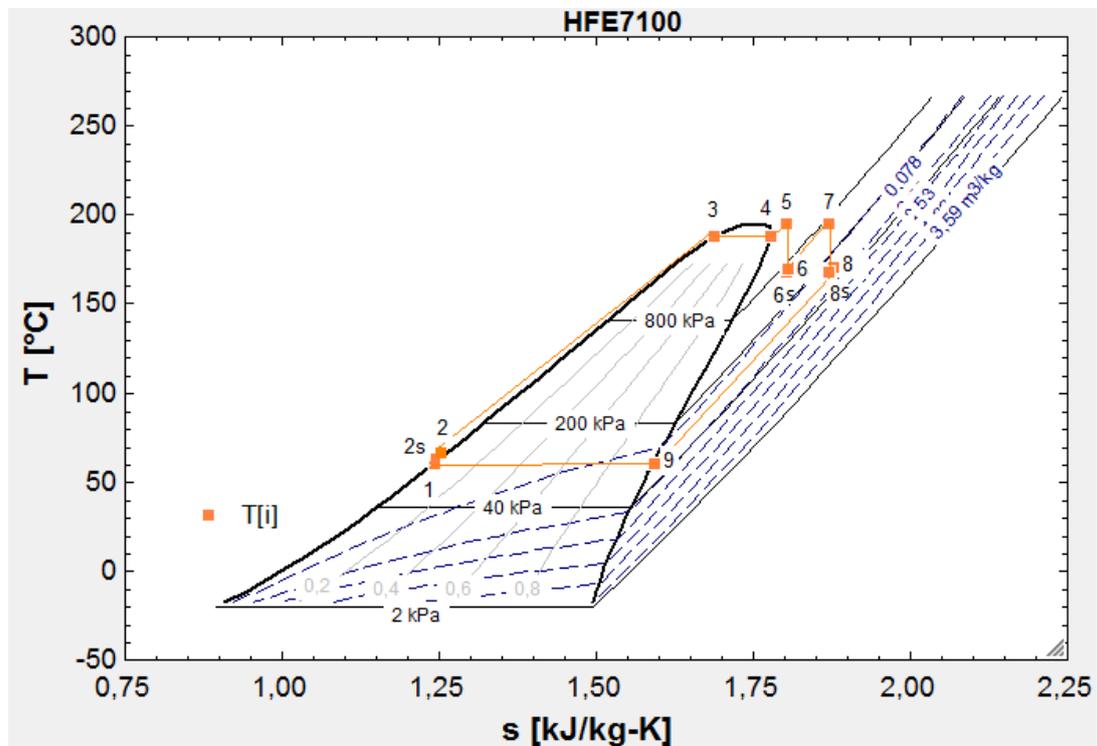


Figura 10.3: Diagrama T-s do fluido HFE7100 para um ciclo de *Rankine* com reaquecimento.

À semelhança do que foi descrito anteriormente, de 1 a 2, ocorre o processo de

compressão do fluido de trabalho na bomba, de 2 a 3, o processo de aquecimento, de 3 a 4, o processo de evaporação, de 4 a 5, o processo de sobreaquecimento e de 6 a 7 o processo de reaquecimento. De 5 a 6 ocorre a expansão do fluido na turbina de baixa pressão e de 7 a 8 a expansão na turbina de alta pressão. Depois processa-se o arrefecimento, de 8 a 9, e a condensação, de 9 a 1.

10.4 Ciclo de *Rankine* com sobreaquecimento e regeneração aberta

A tabela 10.4, indica os diversos valores de potência para os quatro componentes principais, e ainda a potência útil e eficiência do ciclo para diferentes fluidos utilizando um ciclo com sobreaquecimento e regeneração aberta.

Tabela 10.4: Resultados da modelação de um ciclo com sobreaquecimento e regeneração aberta utilizando diferentes fluidos com um caudal mássico de 10 *kg/s*.

Fluido orgânico	Potência turbina [kW]	Potência bomba [kW]	Potência evaporador [kW]	Potência condensador [kW]	Potência útil [kW]	Eficiência ciclo [%]
HFE7000	275,1	17,3	1 387	1 129	257,8	18,6
HFE7100	228,0	30,2	1 287	1 089	197,8	15,4
HFE7200	224,4	30,7	1 338	1 144	193,7	14,5
HFE7500	124,8	20,3	1 008	903	104,5	10,4
HFO1336mzz(Z)	379,5	43,9	1 720	1 384	335,6	19,5
Tolueno	1 045,7	60,4	3 956	2 985	985,3	24,9

Comparando os resultados obtidos para o ciclo com sobreaquecimento e regeneração aberta, com aqueles que foram obtidos para as configurações anteriores, verifica-se uma diminuição da potência útil, no entanto, ocorre um significativo aumento da eficiência do ciclo. Neste caso, existem duas bombas e como tal a potência consumida neste equipamento aumenta, o que provoca uma diminuição da potência útil. Por outro lado, neste tipo de configuração, uma fracção do vapor é direccionado para o aquecedor do fluido de alimentação, fazendo com que a potência na turbina diminua, levando, por conseguinte, a uma diminuição da potência útil disponível. Por sua vez, para além da potência útil ser menor, há também um decréscimo mais acentuado na potência térmica no evaporador, originando uma maior eficiência do ciclo.

O diagrama T-s do fluido Tolueno, para um ciclo com sobreaquecimento e regeneração aberta está indicado na figura 10.4.

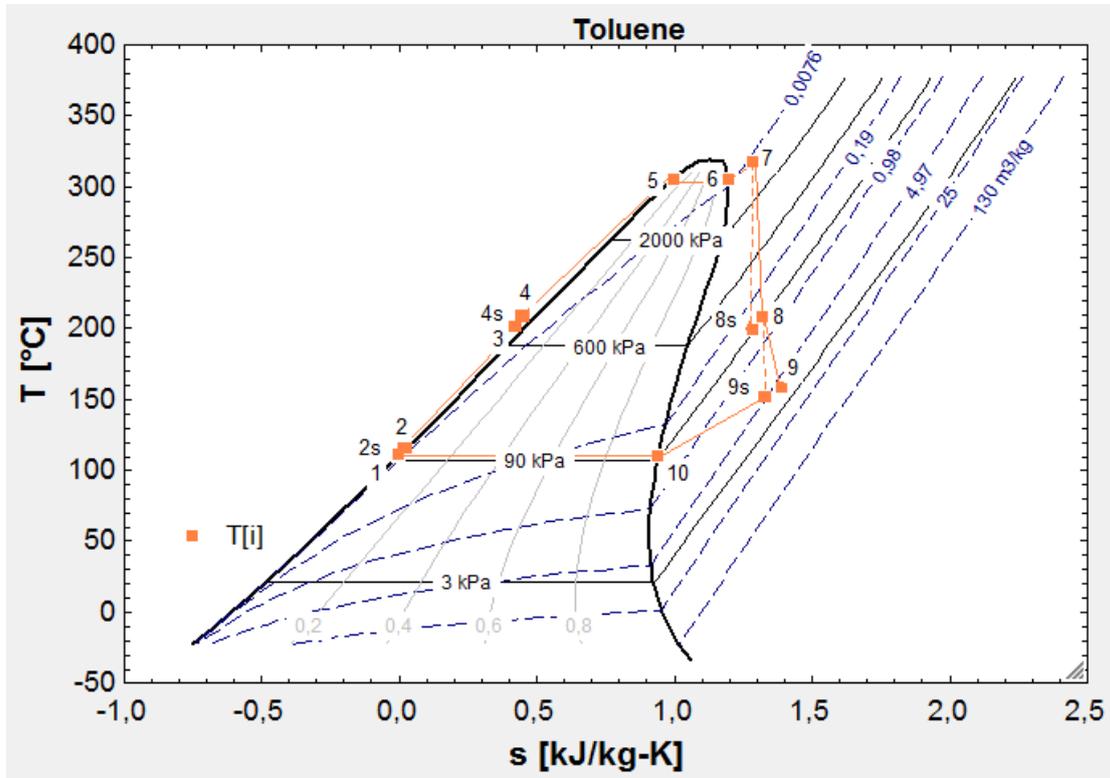


Figura 10.4: Diagrama T-s do fluido Toluene para um ciclo de *Rankine* com regeneração aberta.

Para este ciclo, o fluido de trabalho passa não-isentropicamente pelos estágios da turbina e bombas, e o fluxo através do evaporador, condensador e aquecedor do fluido de alimentação ocorre sem queda de pressão em nenhum destes componentes. Ainda assim, existe uma fonte de irreversibilidade devido à mistura dentro do aquecedor do fluido de alimentação. Neste tipo de configuração o vapor entra na primeira fase da turbina no estado 7, ocorrendo a expansão para o estado 8, onde uma fração do fluxo total é extraído para um aquecedor do fluido de alimentação. O restante vapor expande-se através do segundo estágio da turbina para o estado 9.

10.5 Comparação entre as diferentes configurações do ciclo

O gráfico da figura 10.5, representa em forma de barras a eficiência e em forma de linhas a potência útil para ciclos convencionais, com sobreaquecimento, com reaquecimento e com sobreaquecimento e regeneração aberta para seis fluidos orgânicos diferentes. Por observação do mesmo, verifica-se que o tolueno é o fluido que permite obter eficiências do ciclo e potências úteis mais elevadas, obtendo-se, para este mesmo fluido, o valor mais elevado de eficiência para o ciclo com regeneração aberta, e o valor mais elevado de potência útil para o ciclo com reaquecimento. Em contraste, o fluido orgânico HFE7500 é aquele que apresenta valores de eficiência e de potência útil mais reduzidos, tendo-se verificado também um maior valor de eficiência e de potência útil para o ciclo com regeneração aberta e para o ciclo com reaquecimento, respetivamente.

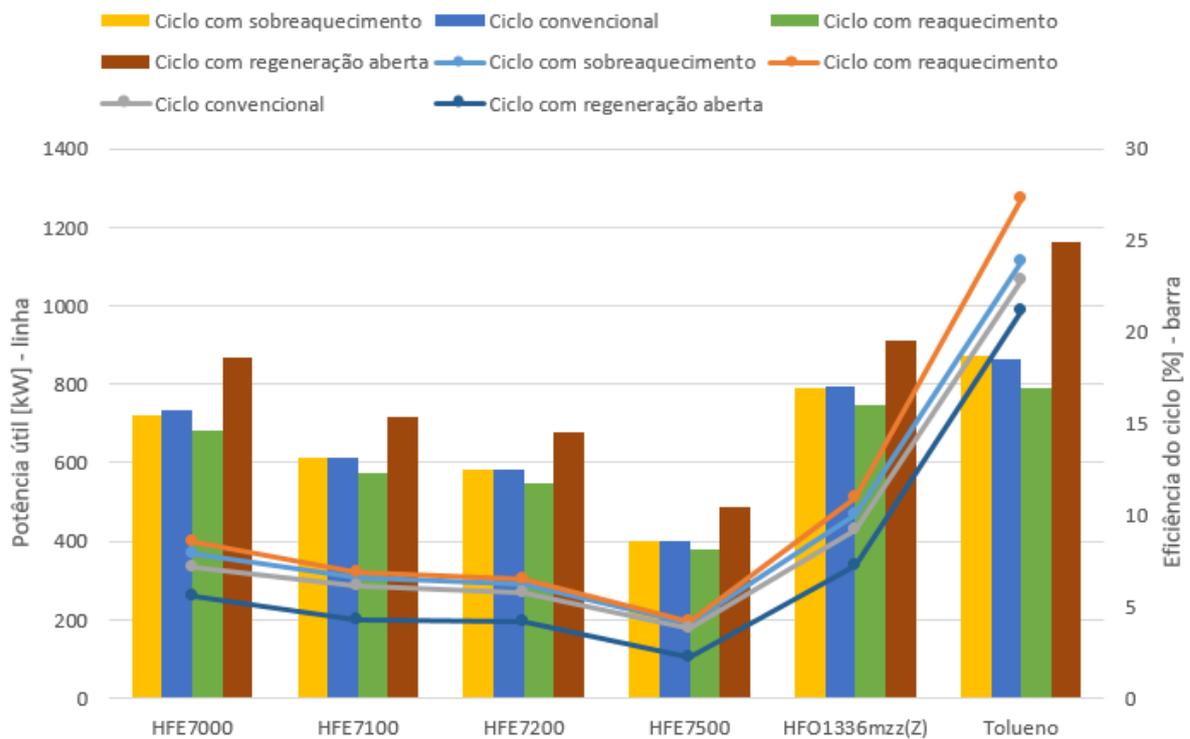


Figura 10.5: Potência útil e eficiência para ciclos convencionais, com sobreaquecimento, reaquecimento e com sobreaquecimento e regeneração aberta utilizando fluidos orgânicos distintos.

10.6 Escolha do fluido orgânico

Anteriormente, na secção 7.2, indicou-se a eficiência do ciclo, a eficiência da segunda lei e a eficiência de *Carnot*, como alguns dos critérios utilizados aquando da seleção de um fluido de trabalho. A eficiência de *Carnot* é o limite máximo da eficiência do ciclo, e é função da temperatura da fonte quente e da temperatura da fonte fria, ambas em *Kelvin*. A eficiência da segunda lei resulta do quociente entre a eficiência do ciclo e a eficiência de *Carnot*, sendo que a primeira é obtida de acordo com a modelação efetuada com recurso ao *EES*. A tabela 10.5 que se segue, apresenta para diferentes fluidos orgânicos e para um ciclo de *Rankine* com sobreaquecimento, os valores da eficiência do ciclo, da eficiência da segunda lei e da eficiência de *Carnot*. Importa referir que à semelhança das tabelas anteriores, 7.1 e 7.3, a água é apenas aqui exemplificada a título de referência, dada a sua incompatibilidade com ciclos que utilizem fontes de baixa/média temperatura.

Tabela 10.5: Eficiência do ciclo, da 2ª Lei e de *Carnot* para um ciclo de *Rankine* com sobreaquecimento.

Fluido de trabalho	Eficiência do Ciclo [%]	Eficiência da 2ª Lei [%]	Eficiência de Carnot [%]
HFE7000	15,4	26,9	
HFE7100	13,1	22,9	
HFE7200	12,5	21,9	
HFE7500	8,6	15,0	57,2
HFO1336mzz(Z)	16,9	29,5	
Tolueno	18,7	32,7	
Água	28,1	49,1	

Por observação da tabela 10.5, verifica-se que, o tolueno e o HFO1336mzz(Z), são os fluidos que possibilitam uma eficiência do ciclo e uma eficiência da 2ª lei superiores aos restantes. Dos diversos fluidos apresentados na tabela 7.3, o HFO1336mzz(Z) é aquele que apresenta o tempo de vida atmosférico e o potencial de aquecimento global mais reduzido. Para além disso, apresenta um potencial de destruição da camada de ozono nulo e pertence à classe A1 da *ASHRAE*, tal como os restantes fluidos, exceptuando-se o tolueno. Relativamente ao limite máximo de exposição atmosférica num período de 8 horas, verifica-se que é aquele cujo limite é o segundo mais elevado. Assim sendo, é o fluido que apresenta um maior número de critérios ambientais e de segurança favoráveis. Por outro lado, o tolueno, é aquele que apresenta o melhor desempenho termodinâmico, no entanto apresenta características desfavoráveis a nível da toxicidade e inflamabilidade para além de contribuir para o potencial de destruição da camada de ozono e aquecimento global, logo, não é uma opção viável. Já o fluido HFO1336mzz(Z), tem aliado ao bom desempenho ambiental e de segurança, um bom desempenho termodinâmico, sendo o segundo fluido com uma potência útil e eficiência do ciclo mais elevada. Pelas razões aqui explicitadas, o HFO1336mzz(Z) é o fluido selecionado para operar o ciclo orgânico de *Rankine*.

10.7 Configuração ótima do ciclo para o fluido selecionado

O objetivo principal deste projeto é a produção da maior quantidade de energia elétrica possível respeitando as limitações existentes na empresa. Como já foi referido no capítulo 6 para ser possível obter uma potência útil do ciclo mais elevada testaram-se configurações com sobreaquecimento, com reaquecimento e com regeneração. Verificou-se que tanto para o caudal mássico como para a temperatura dos gases de escape disponível, utilizando o fluido escolhido, o HFO1336mzz(Z), para um ciclo com sobreaquecimento, é possível utilizar no máximo um caudal de 9 *kg/s* de fluido orgânico. Por sua vez, para um ciclo com reaquecimento, utilizado o mesmo fluido, o caudal mássico máximo que permite a transferência de calor entre os gases de escape e o fluido orgânico é de 8 *kg/s*. O mesmo sucede para um ciclo com regeneração. De entre as três configurações citadas, a que permite obter uma maior potência útil, de cerca de 421,5 *kW*, e uma eficiência do ciclo de 16,9 % é a configuração com sobreaquecimento, utilizando um caudal mássico

de 9 kg/s e o fluido adotado.

Como mencionado na subsecção 6.4, indicam-se na tabela 10.6, os valores de entalpia, de pressão, de entropia e de temperatura, em kJ/kg , kPa , kJ/kg.K e $^{\circ}\text{C}$, respetivamente, para um ciclo *ORC* com sobreaquecimento, utilizando um caudal mássico de 9 kg/s , do fluido HFO1336mzz(Z), e, ainda, se o fluido de trabalho ao longo da operação do ciclo, se encontra no estado de líquido subarrefecido, líquido saturado, mistura bifásica, vapor saturado ou vapor sobreaquecido.

Tabela 10.6: Ciclo com sobreaquecimento utilizando o fluido HFO1336mzz(Z) e um caudal mássico de 9 kg/s .

Ponto	h [kJ/kg]	P [kPa]	s [kJ/kg.K]	T [$^{\circ}\text{C}$]	Estado
1	241,0	100	1,141	33,12	líquido saturado
2s	242,6	2187	1,141	35,04	líquido subarrefecido
2	243,4	2187	1,152	37,10	líquido subarrefecido
3	419,9	2187	1,622	155,40	líquido saturado
4	495,4	2187	1,799	155,40	vapor saturado
5	519,9	2187	1,855	171,30	vapor sobreaquecido
6s	464,6	100	1,855	93,83	vapor sobreaquecido
6	470,7	100	1,871	99,94	vapor sobreaquecido
7	407,4	100	1,685	33,12	vapor saturado

A tabela 10.7, apresenta os valores de potência no evaporador, condensador, bomba e turbina para o ciclo com sobreaquecimento utilizando um caudal de 9 kg/s do fluido orgânico HFO1336mzz(Z).

Tabela 10.7: Resultados da modelação de um ciclo com sobreaquecimento utilizando o fluido HFO1336mzz(Z) e um caudal de 9 kg/s

Potência evaporador [kW]	Potência condensador [kW]	Potência bomba [kW]	Potência turbina [kW]
2 488,5	2 067,5	21,7	443,2

De forma complementar, apresentam-se de seguida os diagramas Temperatura-Entropia e Pressão-Entalpia, nas figuras 10.6 e 10.7, por esta ordem. É de salientar que os valores de pressão selecionados para este caso específico foram otimizados previamente, tal como explicado na secção 6.2, sendo que se optou por colocar estes valores na *Diagram Window*, da figura 6.4, apenas como exemplo, apesar de ser possível colocar outros valores distintos tanto de pressão como de caudal e também optar por um fluido diferente.

Tal como foi possível constatar ao longo deste capítulo, realizou-se a modelação de diversos tipos de ciclos e recorreu-se a vários fluidos de trabalho. Assim, no Anexo B, encontram-se as tabelas B.1, B.2, B.3 e B.4, as quais indicam os valores de pressão de operação do ciclo, de potência útil, de eficiência e de temperatura e pressão crítica para vários fluido de trabalho e para ciclos convencionais, com sobreaquecimento, com reauecimento e com sobreaquecimento e regeneração aberta, respetivamente.

Capítulo 11

Dimensionamento dos permutadores de calor

O dimensionamento dos permutadores de calor foi efetuado com base no procedimento anteriormente descrito nas secções 8.5.1 e 8.6.1, as quais se referem ao evaporador e condensador, respetivamente. Importa referir que os valores indicados em cada uma das tabelas presentes nas secções 11.1 e 11.2, dizem respeito a um ciclo com sobreaquecimento utilizando um caudal de 9 kg/s do fluido orgânico HFO1336mzz(Z).

11.1 Dimensionamento do Evaporador

Os valores de potência requerida para cada um dos estágios no evaporador, (aquecimento, evaporação e sobreaquecimento), apresentam-se na tabela 11.1.

Tabela 11.1: Potência requerida para cada fase no evaporador.

Potência de aquecimento	Potência de evaporação	Potência de sobreaquecimento	Potência total no evaporador
1588	680	221	2489

De notar que a fase que requer uma maior potência é a fase de aquecimento, seguindo-se a fase de evaporação e por fim o sobreaquecimento, num total de 2489 kW .

De seguida, são apresentadas na tabela 11.2 as temperaturas à entrada e saída do evaporador para o fluido orgânico e os gases de escape, para as etapas de aquecimento, evaporação e sobreaquecimento.

Tabela 11.2: Temperaturas de entrada e saída do fluido orgânico e dos gases de escape para cada uma das fases de um ciclo com sobreaquecimento.

	Temperatura de entrada [°C]	Temperatura de saída [°C]	Fase
Fluido orgânico	35,0	155,4	Aquecimento
Gases de escape	405,0	64,6	
Fluido orgânico	155,4	155,4	Evaporação
Gases de escape	346,1	201,6	
Fluido orgânico	155,4	171,3	Sobreaquecimento
Gases de escape	392,0	346,1	

Sabe-se que, o estágio de aquecimento é realizado na conduta que provém do forno 2, onde a temperatura de entrada dos gases de escape é de 405 °C e os estágios de evaporação e sobreaquecimento, na conduta que provém do forno 1, onde a temperatura dos gases é de 392 °C. Resultam, à saída, após a passagem pelo evaporador, da conduta 1, gases de escape a uma temperatura de 201,6 °C, e da conduta 2 gases de escape a uma temperatura de 64,6 °C. Pelo esquema da figura 5.15, ocorre, posteriormente, a junção de ambas as condutas numa única, sendo importante caracterizar a temperatura média dos gases de escape à saída, devido ao possível condicionamento do correto funcionamento do eletrofiltro. Verifica-se que a temperatura é, aproximadamente, 133,1 °C, garantindo-se a temperatura mínima de 120 °C à entrada do equipamento.

Segue-se a tabela 11.3, que apresenta para os diferentes estágios, o valor do coeficiente de transferência de calor, tanto para o fluido orgânico como para os gases de escape.

Tabela 11.3: Coeficiente de transferência de calor no evaporador para cada uma das fases.

	Coeficiente de transferência de calor por convecção [W/m ² .K]	Fase
Fluido orgânico	2 016	Aquecimento
Gases de escape	176	
Fluido orgânico	6 900	Evaporação
Gases de escape	181	
Fluido orgânico	972	Sobreaquecimento
Gases de escape	192	

No estágio de aquecimento o fluido orgânico encontra-se no estado líquido, no estágio de evaporação encontra-se em mudança de fase e no estágio de sobreaquecimento encontra-se no estado gasoso, por isso, o coeficiente de transferência de calor por convecção deve ser mais elevado para as fases de aquecimento e evaporação do que para a fase de sobreaquecimento. Os gases de escape, estão em todos os estágios do fluido orgânico, no estado gasoso, e como tal, o seu valor é significativamente reduzido. Todos os valores indicados na tabela 11.3 estão em concordância com o intervalo de valores típicos expectáveis [36].

Dado que na análise económica a área de interesse para a obtenção do custo associado ao evaporador é a área externa, apresenta-se na tabela 11.4, os valores obtidos para cada estágio e o total resultante da soma de cada um dos três estágios.

Tabela 11.4: Área por fase e área total relativa ao evaporador.

Equipamento	Fase	Área por fase [m ²]	Área total [m ²]
Evaporador	Aquecimento	301,2	548,2
	Evaporação	191,1	
	Sobreaquecimento	55,9	

A fase de aquecimento requer uma área superior para a transferência de calor, seguindo-se a fase de evaporação e por fim a fase de sobreaquecimento, num total de 548,2 m².

11.2 Dimensionamento do condensador

A tabela 11.5, apresenta a potência requerida para os estágios de arrefecimento e condensação no condensador, resultando uma potência total de 2068 kW.

Tabela 11.5: Potência requerida para cada fase no condensador.

Potência de arrefecimento	Potência de condensação	Potência total no condensador
[kW]		
570	1498	2068

De acordo com a simulação realizada no *EES*, são apresentadas na tabela 11.6 as temperaturas à entrada e saída do condensador para o fluido orgânico e a água, para as fases de arrefecimento e condensação.

Tabela 11.6: Temperaturas de entrada e saída do fluido orgânico e da água para cada uma das fases.

	Temperatura de entrada [°C]	Temperatura de saída [°C]	Fase
Fluido orgânico	99,9	33,1	Arrefecimento
Água	15,0	32,0	
Fluido orgânico	33,1	33,1	Condensação
Água	15,0	31,3	

A temperatura de entrada da água, tanto para a fase de arrefecimento como para a fase de condensação é de 15 °C. Optou-se por não reaproveitar a água resultante da fase de arrefecimento, cuja temperatura é de 32,0 °C para a fase de condensação, precisamente por se tornar impossível garantir uma temperatura próxima dos 30,0 °C do fluido orgânico à saída. Para que a transferência de calor, do fluido orgânico para a água seja possível, esta nunca pode estar a uma temperatura superior à do fluido. Por observação da tabela, verifica-se que este requisito foi cumprido.

A tabela 11.7, apresenta para as fases de arrefecimento e condensação, o valor do coeficiente de transferência de calor, tanto para o fluido orgânico como para a água.

Tabela 11.7: Coeficiente de transferência de calor no condensador para cada uma das fases.

	Coeficiente de transferência de calor por convecção [$W/m^2.K$]	Fase
Fluido orgânico	264	Arrefecimento
Água	6 523	
Fluido orgânico	13 231	Condensação
Água	14 577	

Na fase de arrefecimento, o fluido orgânico encontra-se no estado gasoso, sendo de esperar um coeficiente de transferência de calor reduzido. Para a mesma fase, a água, em estado líquido, possui um coeficiente de transferência de calor por convecção elevado. Numa situação de mudança de fase, o fluido orgânico apresenta um coeficiente de transferência de calor bastante superior ao que foi apresentado para a fase anterior. A água, mais uma vez, durante a fase de condensação do fluido orgânico, apresenta-se em estado líquido, no entanto para esta situação verificou-se um aumento considerável do coeficiente de transferência de calor por convecção. À semelhança da verificação efetuada para o evaporador, também para o condensador os valores obtidos estão de acordo com os valores típicos esperados [36].

De forma análoga ao que foi feito para o evaporador e conforme o procedimento adotado para a análise económica, a área de interesse para a obtenção do custo associado ao condensador é a área externa. Como tal, encontram-se na tabela 11.8, os valores obtidos para os estágios de arrefecimento e condensação.

Tabela 11.8: Área por fase e área total relativa ao condensador.

Equipamento	Fase	Área por fase [m^2]	Área total [m^2]
Condensador	Arrefecimento	247,5	342,6
	Condensação	95,1	

A fase de arrefecimento necessita de uma maior área comparativamente com a fase de condensação, resultando uma área total para a transferência de calor no condensador de $342,6 m^2$.

Capítulo 12

Viabilidade económica do projeto

12.1 Custo dos equipamentos

Tal como explicado nas secções 10.6 e 10.7, a configuração ótima selecionada é o ciclo com sobreaquecimento e o fluido orgânico escolhido é o HFO1336mzz(Z). O passo seguinte é selecionar o caudal ótimo do fluido orgânico, pois, apesar do caudal de 9 kg/s ser aquele que permite uma potência útil superior, pode não ser aquele que retorna os melhores indicadores de viabilidade económica do projeto.

As figuras 12.1, 12.2, 12.3 e 12.4, obtidas a partir da metodologia descrita no capítulo 9, retratam de que forma varia o custo e a potência/área de cada um dos componentes em função dos diferentes valores de caudal mássico testados, para a configuração e fluido selecionados.

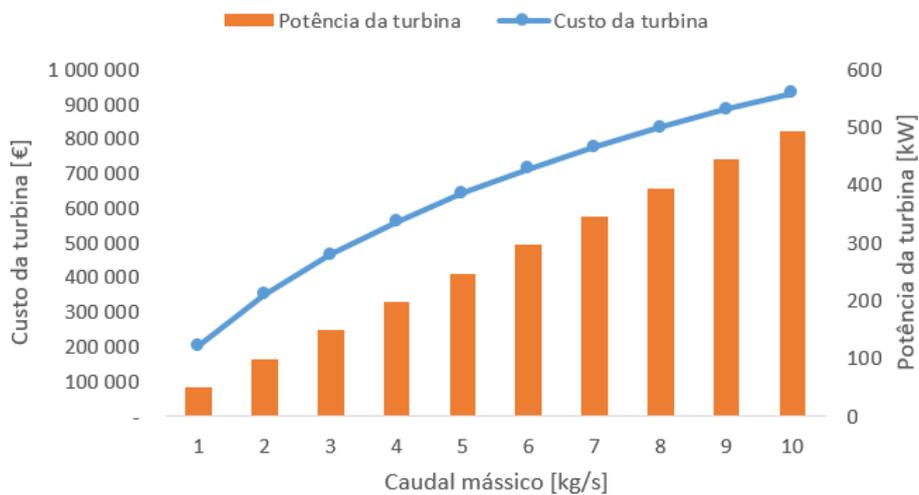


Figura 12.1: Custo e potência da turbina utilizando diferentes caudais mássicos do fluido orgânico.

Por observação do gráfico da figura 12.1 e em concordância com as equações expressas anteriormente no capítulo 9, na secção 9.1, constata-se que o custo da turbina varia de forma logarítmica com o caudal mássico do fluido orgânico, sendo tanto maior quanto maior o caudal utilizado. Por outro lado, a potência da turbina, varia de forma linear

com o caudal mássico de fluido, aumentando à medida que este último também aumenta.

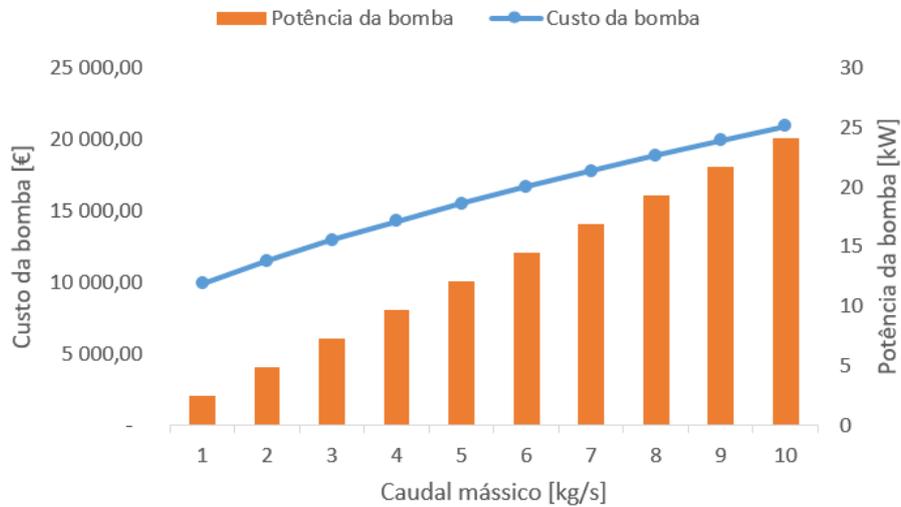


Figura 12.2: Custo e potência da bomba utilizando diferentes caudais mássicos do fluido orgânico.

Na figura 12.2, também o custo da bomba e o caudal do fluido orgânico apresentam uma relação logarítmica entre eles, no entanto a curva é menos acentuada do que a apresentada para a turbina. Mais uma vez, a potência da bomba, aumenta linearmente com o caudal do fluido.

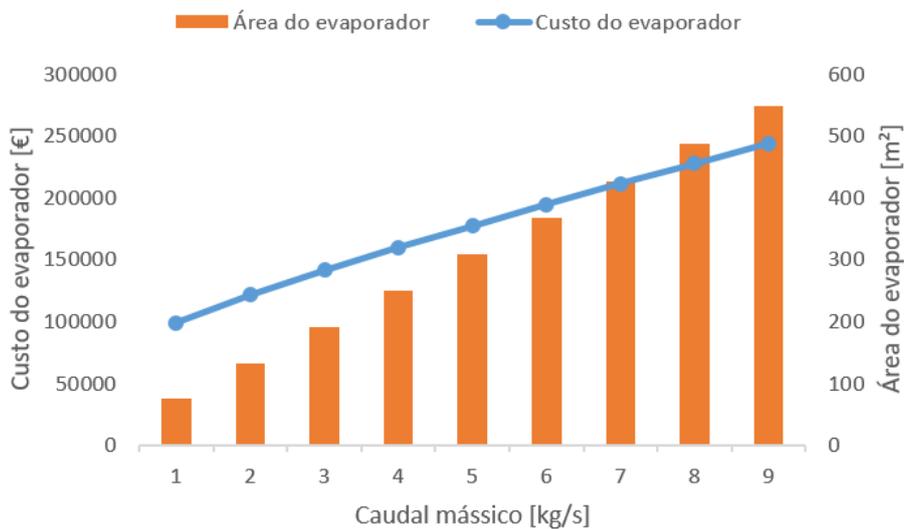


Figura 12.3: Custo e área do evaporador utilizando diferentes caudais mássicos do fluido orgânico.

De forma análoga ao demonstrado nas duas figuras anteriores, também na figura 12.3 se observa uma relação logarítmica entre o custo do evaporador e o caudal de fluido orgânico, verificando-se, no entanto, um aumento menos acentuado do custo deste equipamento, em comparação com o aumento da área em função do caudal.

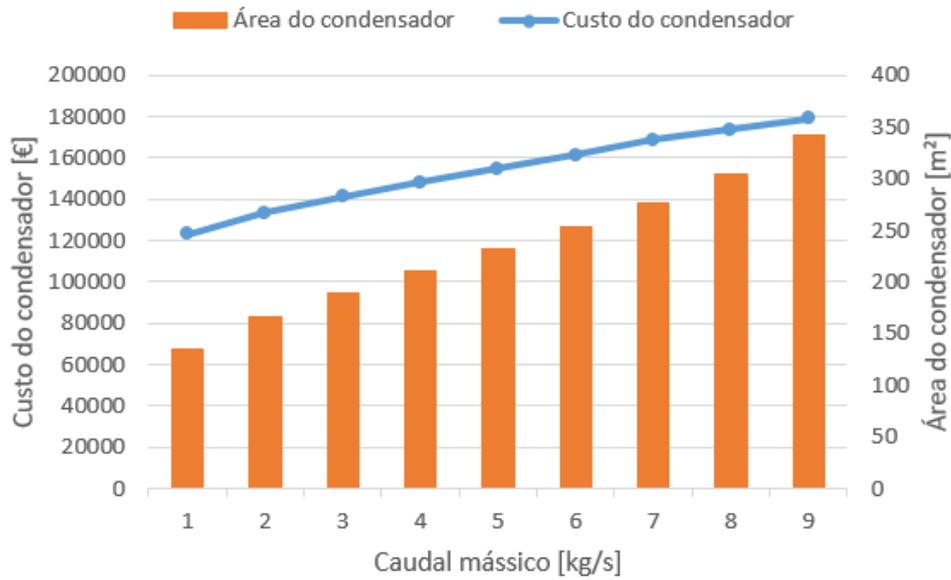


Figura 12.4: Custo e área do condensador utilizando diferentes caudais mássicos do fluido orgânico.

Analisando a curva logarítmica do gráfico da figura 12.4, verifica-se um aumento do custo associado ao condensador em função do aumento do caudal. Como seria de esperar, à medida que o caudal aumenta também a área do condensador aumenta. Com o propósito de melhor compreender quais os equipamentos cujo peso no investimento é mais significativo, optou-se por elaborar os gráficos das figuras 12.5 e 12.6, os quais indicam o custo que cada equipamento representa no investimento, considerando a situação em que o caudal mássico de fluido orgânico utilizado é de 1 kg/s e 9 kg/s , respetivamente.

Custo que cada componente representa no investimento [€]

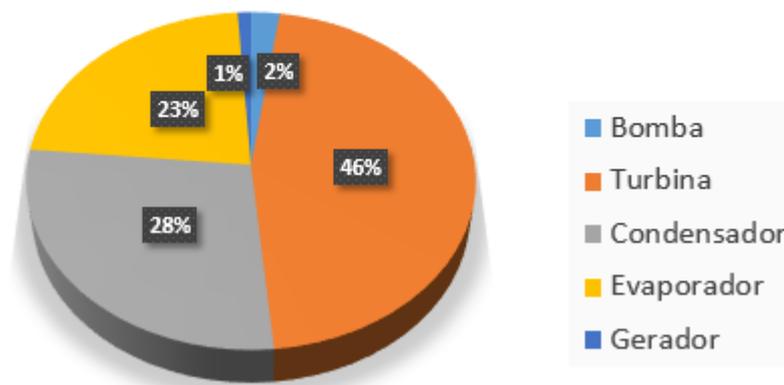


Figura 12.5: Custo que cada equipamento representa no investimento - 1 kg/s .

Custo que cada componente representa no investimento [€]

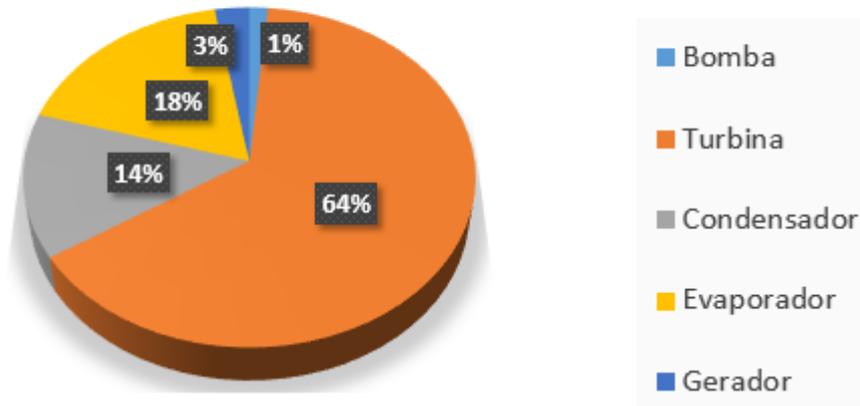


Figura 12.6: Custo que cada equipamento representa no investimento - 9 *kg/s*.

Como seria expectável, a máquina de expansão é aquela que representa a maior percentagem do custo total de aquisição dos equipamentos: para a situação em que o caudal mássico é 1 *kg/s* representa 46% do investimento e para o caso em que o caudal é 9 *kg/s* representa 64% do investimento. Por outro lado, os equipamentos que representam a menor percentagem no investimento são o gerador e a bomba, tanto para a situação de 1 *kg/s* como para a situação de 9 *kg/s*.

12.2 Produção de energia elétrica e poupanças associadas

O objetivo essencial deste projeto é a produção própria de eletricidade, tornando-se, por conseguinte, importante caracterizar a quantidade de energia elétrica que é possível produzir e a poupança que esta gera.

O gráfico da figura 12.7, mostra de que forma varia a eletricidade produzida por ano, com base em valores distintos do caudal mássico do fluido de trabalho, verificando-se uma relação linear entre eles, ou seja, à medida que aumenta o caudal utilizado, também a quantidade de energia produzida. Facilmente se constata que a eletricidade é superior para a situação em que o caudal mássico de fluido orgânico é de 9 *kg/s*.

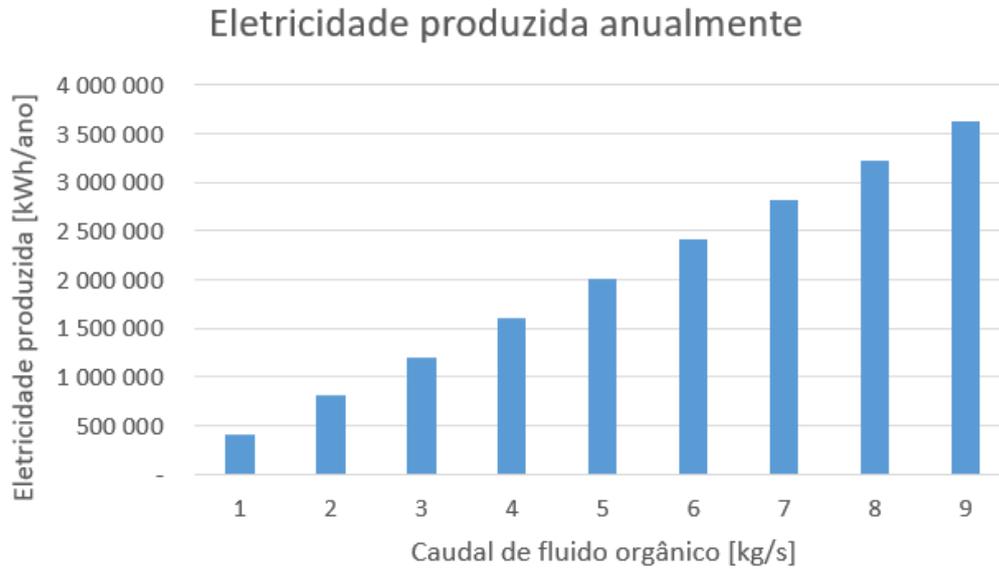


Figura 12.7: Eletricidade produzida anualmente em função dos diferentes caudais mássicos do fluido orgânico testados.

Na tabela 12.1, apresentam-se os valores de potência elétrica instalada e energia elétrica produzida anualmente para o caudal que apresentou melhores resultados de produção de eletricidade, em concordância com os dados do gráfico da figura 12.7.

Tabela 12.1: Potência elétrica instalada, número de horas de funcionamento anuais e energia elétrica produzida anualmente.

Potência elétrica instalada [kW]	413,1
Número de horas de funcionamento anuais [horas]	8 760
Energia elétrica produzida anualmente [kWh]	3 618 493

12.3 Avaliação do investimento e análise dos indicadores económicos

O desempenho económico da unidade *ORC*, depende em grande medida do custo de aquisição dos equipamentos e do custo de aquisição do fluido operante, que em conjunto representam o investimento inicial que é preciso efetuar.

Para melhor avaliar se um projeto é ou não um bom investimento, recorre-se a critérios ou indicadores de rentabilidade para suportar a tomada de decisão de investir ou não investir num dado projeto.

O gráfico da figura 12.8, mostra para valores de caudal de fluido orgânico que variam entre 1 *kg/s* e 9 *kg/s*, qual o investimento inicial necessário e qual o Valor Atual Líquido resultante.

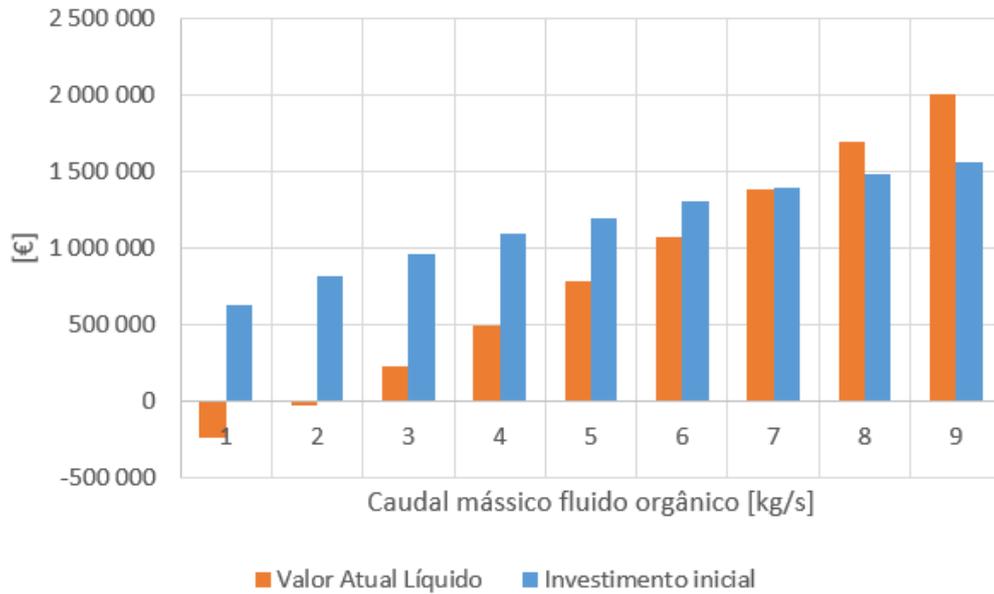


Figura 12.8: Investimento inicial e Valor Atual Líquido em função de diferentes valores de caudal mássico do fluido orgânico.

Verifica-se que para um caudal de 1 kg/s e de 2 kg/s , o Valor Atual Líquido obtido é negativo, o que constitui, para estas situações em específico, um indicador de que o projeto não deve seguir para a frente. Para os restantes valores de caudal mássico, o Valor Atual Líquido passa a ser positivo, sendo, portanto, para estes últimos casos, mais oportuno o investimento no projeto. O gráfico da figura 12.9 indica qual o custo total de aquisição dos equipamentos, qual a poupança anual e qual o retorno do investimento para os diversos valores do fluxo mássico do fluido operante.

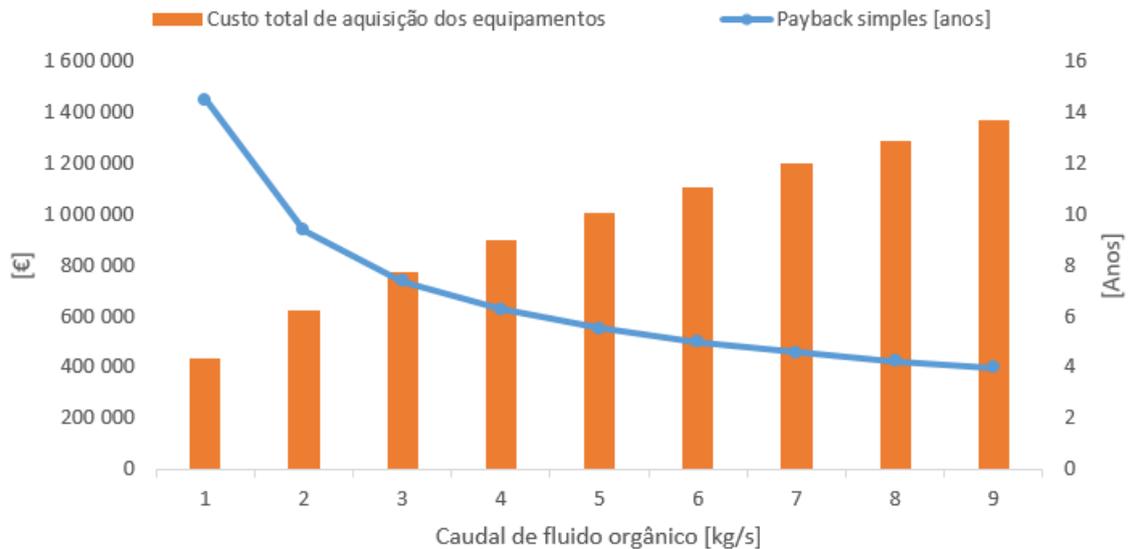


Figura 12.9: Custo de aquisição dos equipamentos e *Payback* simples em função dos valores de caudal mássico do fluido orgânico.

Verifica-se, novamente, que apesar do custo de aquisição dos equipamentos ser o mais elevado para o caudal de 9 kg/s , é também para este caso que a poupança anual e o *payback*, ou retorno do investimento, se verificam mais promissores (Tabela 12.2 e Figura 12.10). Para este caudal, o investimento inicial, isto é, o investimento associado à aquisição dos equipamentos e fluido orgânico, é de $1\,563\,370 \text{ €}$.

Na tabela 12.2, apresenta-se um conjunto de indicadores económicos considerados para avaliar a viabilidade económica do projeto do ciclo orgânico de *Rankine*.

Tabela 12.2: Indicadores económicos utilizando um caudal de 9 kg/s de fluido orgânico.

Valor Atual Líquido [€]	2 001 071
Taxa Interna de Rentabilidade [%]	25
Índice de rentabilidade	1,28
Retorno do capital investido [anos]	4,00
Custo nivelado de energia [€/kWh]	0,05

Analisando a tabela 12.2, verifica-se que a obtenção de um Valor Atual Líquido positivo e superior ao investimento inicial, indica que o investimento deve ser aceite, pois prevê-se que da implementação do investimento resulte um excedente que corresponde a $2\,001\,071 \text{ €}$. Por sua vez, comparando o valor obtido para a taxa interna de rentabilidade, de 25%, com uma taxa de referência fornecida pela empresa, dado que a primeira é superior à segunda, também este indicador aponta para a aceitação do projeto. O mesmo sucede com o índice de rentabilidade, que, sendo superior a 1, sugere que o projeto deve ser aceite, uma vez que os benefícios futuros são superiores ao capital investido. Quanto ao retorno do capital investido, será tanto melhor quanto mais reduzido for este valor, tendo-se obtido para o projeto em estudo, um *payback* de 4 anos, valor que do ponto de vista da empresa, pode ser considerado atrativo. Como já foi mencionado, o custo nivelado de energia traduz o custo de gerar um *kWh* de energia elétrica, sendo que é vantajoso para a empresa que este seja o mais reduzido possível. Comparando o *LCOE* obtido com o valor médio que a Crisal pagou por *kWh* no ano de 2018, verifica-se que este último é superior.

A figura 12.10, mostra de que forma os fluxos de caixa variam ao longo dos anos atingindo-se no quarto ano, o momento em que se recupera o investimento inicial.

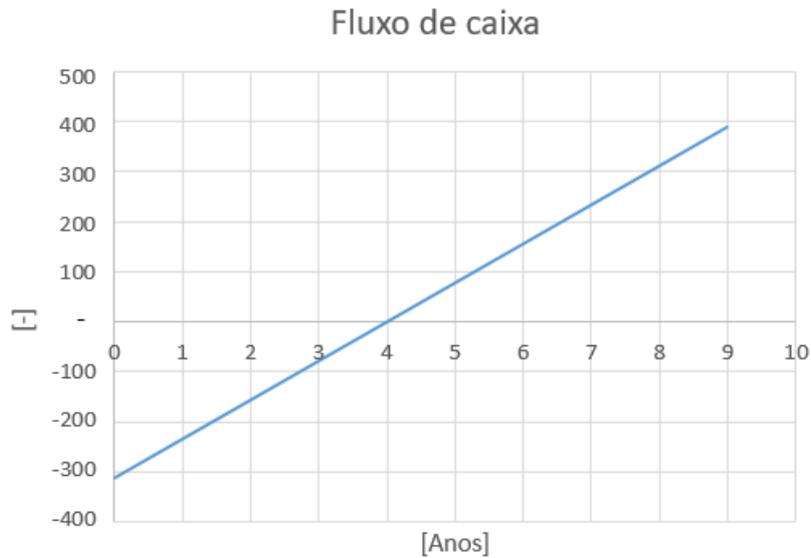


Figura 12.10: Fluxo de caixa.

12.4 Poupança nas emissões de dióxido de carbono

Anteriormente, na tabela 12.1, mostrou-se que é possível produzir anualmente cerca de 3 618 493 kWh de energia elétrica efetuando o aproveitamento do calor residual contido nos gases de escape resultantes dos fornos de fusão de vidro. Assim, em vez deste calor ser libertado e perdido para a atmosfera, utilizando o ciclo *ORC*, é possível produzir de forma sustentável, eletricidade. Utilizando o fator de emissão indicado na tabela 12.3, verifica-se uma poupança de cerca de 1 700 692 $kg CO_2$ por ano.

Tabela 12.3: Fator de emissão associado ao consumo de eletricidade [18].

Fator de emissão	
Tipo de energia	$kg CO_2/kWh$
Eletricidade	0,47

Tendo em consideração as emissões de CO_2 para o ano de 2018 relacionadas com a produção de energia (eletricidade e gás natural), verifica-se associado à implementação do sistema *ORC*, um decréscimo desse valor de cerca de 3,5%.

Parte IV
Conclusão

Sabe-se que, atualmente, os combustíveis fósseis constituem as fontes preponderantes na geração de energia, contribuindo com mais de 80% do total da produção de energia a nível global, sendo que uma parte significativa é utilizada sob a forma de eletricidade [47]. Contudo, nos últimos anos, verificou-se um crescimento da produção deste tipo de energia através de fontes renováveis, nomeadamente, hídrica, solar, eólica, biomassa e geotérmica. Assim, evita-se a importação de combustíveis fósseis e a emissão de gases com efeito de estufa e reduz-se o preço da energia elétrica no mercado, o que por si só conduz a uma maior sustentabilidade económica e também ambiental [48].

O objetivo central do presente trabalho, é precisamente a produção de energia elétrica, a partir do calor residual proveniente do processo de fusão do vidro, que, de outra forma, seria desperdiçado e perdido para a atmosfera.

Na base do desenvolvimento do projeto esteve a modelação de um ciclo orgânico de *Ran-kine*, a simulação e dimensionamentos dos permutadores de calor, diretamente ligados ao aproveitamento do potencial existente nos gases de escape e ainda a otimização tanto do ciclo em si, como dos próprios permutadores, de forma a que estes fossem o mais eficientes possível.

Inicialmente, aquando da modelação do *ORC*, sem considerar as limitações existentes na empresa, e assumindo um caudal de fluido orgânico de 10 kg/s , de acordo com a informação disponibilizada pelo fabricante de turbinas *ORC*, *Enertime*, o ciclo com reaquecimento foi aquele que apresentou os valores mais elevados de potência útil. No entanto, aquando da simulação e dimensionamento do evaporador, verificou-se que para o caudal de $4,525 \text{ kg/s}$ e para a temperatura aproximada de $400 \text{ }^\circ\text{C}$ de gases de escape disponível, a transferência de calor dos gases de escape para o fluido orgânico só era possível para um caudal deste último de 8 kg/s , o que provocou um decréscimo na potência útil possível de extrair. De seguida, realizou-se o mesmo procedimento para as outras configurações, tendo-se concluído que o ciclo com sobreaquecimento, permitia operar com um caudal superior aos restantes, resultando uma potência útil também superior comparativamente aos ciclos convencionais, com reaquecimento e com regeneração aberta. Obteve-se, então, para um ciclo com sobreaquecimento, uma potência útil de cerca de $421,5 \text{ kW}$, para um caudal de fluido orgânico de 9 kg/s . Também a eficiência do ciclo, para as mesmas condições, constitui um valor atrativo, de aproximadamente 16,9% apesar de não ser o mais elevado, de entre os vários ciclos estudados.

Para a selecção do fluido orgânico, utilizaram-se critérios de desempenho termodinâmico, ambientais e de segurança. O fluido HFO1336mzz(Z) foi o fluido seleccionado, dado que não é inflamável, tem ODP nulo, tem baixo GWP, é estável e apresenta um bom desempenho termodinâmico.

Posteriormente, seguiu-se o dimensionamento do permutadores de calor, o evaporador e o condensador. Estudou-se a possibilidade do evaporador ter a forma de uma serpentina, na qual o fluido orgânico circulava no interior da mesma e os gases de escape no exterior em escoamento cruzado, no entanto o comprimento de tubo necessário verificou-se desajustado. Efetuaram-se ainda cálculos para uma situação em que existiriam dois tubos concêntricos, com escoamento cruzado. Também para este caso se obteve um comprimento de tubo muito elevado. Por fim, optou-se por uma matriz tubular, dado que foi a opção que permitiu coeficientes de transferência de calor mais elevados e por conseguinte uma área para realizar a transferência de calor menor, tendo obtido cerca de $548,2 \text{ m}^2$. Esta área resultou da soma das áreas de cada uma das fases pelas quais o fluido operante passa ao longo da sua operação no evaporador, ou seja, aquecimento, evaporação

e sobreaquecimento. Também para o condensador se optou por uma matriz tubular, na qual a água circula no interior dos tubos e o fluido orgânico no exterior. Obteve-se uma área de cerca de $342,6 \text{ m}^2$, a qual resultou da soma entre as áreas obtidas para a fase de arrefecimento e condensação do fluido orgânico.

Por fim, avaliou-se a viabilidade económica do projeto. Do estudo e análise da implementação do *ORC*, resultaram $3\,618\,493 \text{ kWh}$ anuais, os quais representam uma redução de aproximadamente $11,7\%$ da eletricidade total consumida no ano de 2018. Considerando uma vida útil para o projeto de 20 anos e tendo em consideração o investimento que é necessário efetuar para adquirir todos os equipamento e o fluido operante, verifica-se o retorno de todo o capital investido em 4 anos, valor este que pode ser considerado atrativo para a empresa. Por sua vez, obtiveram-se outros indicadores económicos favoráveis, nomeadamente, uma taxa interna de rentabilidade de 25% e um Valor Atual Líquido de $2\,001\,071 \text{ €}$ face a um investimento inicial de $1\,563\,370 \text{ €}$. Adicionalmente, ao converter o calor residual para energia elétrica, possível de ser utilizada internamente pela Crisal, gera-se uma poupança de, aproximadamente, $1\,701$ toneladas de CO_2 por ano, valor que constitui uma redução de cerca de $3,5\%$ das emissões de CO_2 associadas à produção de energia na Crisal para o ano de 2018.

Bibliografia

- [1] Patrícia Abreu, Consumo de energia global cresceu em 2017 ao ritmo mais rápido desde 2013, <https://www.jornaldenegocios.pt/mercados/materias-primas/detalhe/consumo-de-energia-global-cresceu-em-2017-ao-ritmo-mais-rapido-desde-2013>, 2018, acessado a 15/02/19;
- [2] Direcção-Geral de Energia e Geologia, Caracterização Energética Nacional 2017, <http://www.dgeg.gov.pt/default.aspx?cn=774977507751AAAAAAAAAAAAA>, 2018, acessado a 15/02/19;
- [3] AREAM Agência Regional da Energia e Ambiente da Região Autónoma da Madeira, SGCIE - Sistema de Gestão dos Consumos Intensivos de Energia, <https://aream.pt/2016/05/16/sgcie-sistema-de-gestao-dos-consumos-intensivos-de-energia/>, 2016, acessado a 15/02/19;
- [4] Direcção-Geral de Energia e Geologia, A ENERGIA é de importância vital nas economias de hoje., <http://www.dgeg.gov.pt/default.aspx?cn=774977577758AAAAAAAAAAAAA>, acessado a 15/02/19;
- [5] MARSH, Índice do Trilema da Energia Mundial 2018, <https://www.marsh.com/br/insights/research/indice-do-trilema-da-energia-mundial-2018.html>, 2018, acessado a 15/02/19;
- [6] A. Mahmoudi, M. Fazli and M.R. Morad, A recent review of waste heat recovery by Organic Rankine Cycle, Applied Thermal Engineering, Volume 143, 2018, Pages 660-675, ISSN 1359-4311, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.07.136>;
- [7] Francesco Calise et al., A comparison of heat transfer correlations applied to an Organic Rankine Cycle, Engineering Science and Technology, an International Journal, Volume 21, 2018, Pages 1164-1180, ISSN 2215-0986, <https://doi.org/10.1016/j.jestch.2018.09.009>;
- [8] Bertrand F. Tchanche, Gr. Lambrinos, A. Frangoudakis, and G. Papadakis, Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles - A review of various applications, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 15, 2011, Pages 3963-3979, ISSN 1364-0321, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.07.024>;
- [9] Bertrand F.Tchanche, M.Pétrissans and G.Papadakis, Heat resources and organic Rankine cycle machines, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 39, 2014, Pages 1185-1199, ISSN 1364-0321, <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2014.07.139>;

- [10] D. Wang, X. Ling, H. Peng, L. Liu, L.L. Tao, Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation, *Energy*, Volume 50, 2013, Pages 343-352, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.11.010>;
- [11] Sylvain Quoilin et al., Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 22, 2013, Pages 168-186, ISSN 1364-0321, <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2013.01.028>;
- [12] BCS Incorporated, Waste heat recovery: Technology and Opportunities in U.S. Industry, Industrial Technologies Program, DOE, 2008;
- [13] Duffy, D., Better Cogeneration through Chemistry: the Organic Rankine Cycle, Distributed Energy, SOWA and Distributed Energy, 2005;
- [14] Heidelberg Cement, Organic Rankine Cycle Method, http://www.heidelbergcement.com/global/en/company/products_innovations/-innovations/orc.htm, 2007, acedido a 10/03/19;
- [15] Bao, Junjiang, and Li Zhao, A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 24, 2013, Pages 325-342, ISSN 1364-0321, <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2013.03.040>;
- [16] Libbey Portugal - Crisal Cristalaria Automatica, S.A., <http://crisal.pt/>, acedido a 16/03/2019;
- [17] Sistema de Gestão dos Consumos Intensivos de Energia, Conversor SGCIE, <https://www.sgcie.pt/conversor-sgcie/>, 2018, acedido a 12/03/19;
- [18] Despacho n.º 17313/2008, Diário da República, 2.ª série, N.º122, 26 de Junho de 2008, páginas 27912-27913.
- [19] APA agência portuguesa do ambiente, Monitorização das emissões, <http://apambiente.pt/index.php?ref=17&subref=150>, 2019.
- [20] Enertime, <https://www.enertime.com/es/productos>, acedido a 20/02/2019;
- [21] F-Chart Software, LLC., <http://fchartsoftware.com/ees/>, acedido a 20/02/2019;
- [22] Sebastian Eyerer et al., Experimental investigation of modern ORC working fluids R1224yd(Z) and R1233zd(E) as replacements for R245fa, *Applied Energy*, Volume 240, 2019, Pages 946-963, ISSN 0306-2619, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.02.086>;
- [23] M. T. White et al., Integrated computer-aided working-fluid design and thermo-economic ORC system optimisation, *Energy Procedia*, Volume 129, 2017, Pages 152-159, ISSN 1876-6102, <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.09.095>;
- [24] Kankeyan Thuraiaraja et al., Working Fluid Selection and Performance Evaluation of ORC, *Energy Procedia*, Volume 156, 2019, Pages 244-248, ISSN 1876-6102, <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2018.11.136>;

- [25] Michael J. Moran et al, Fundamentals of Engineering Thermodynamics, eighth edition, Publisher Wiley, 2014;
- [26] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2005 Handbook: Fundamentals, Chapter 19 - Refrigerants, I-P edition, 2005;
- [27] Chemours, Segurança: Normas para fluidos refrigerantes, https://www.chemours.com/Refrigerants/pt_BR/news_events/news/2016/-ed27_seguranca.html, 2016, acessado a 10/03/2019;
- [28] Jorge Facão e Armando C. Oliveira, Analysis of Energetic, Design and Operational Criteria when choosing an adequate Working Fluid For Small ORC Systems, Proceedings of the ASME 2009 International Mechanical Engineering Congress & Exposition IMECE2009, 2009;
- [29] Kostas Kontomaris, DuPont Fluorochemicals, Zero-ODP, Low GWP, Non-Flammable Working Fluid for Organic Rankine Cycles: HFO-1336mzz-Z, 2014;
- [30] 3M Novec Engineered Fluids, 3M Novec 7000 Engineered Fluid, <https://multimedia.3m.com/mws/media/121372O/3m-novec-7000-engineered-fluid-tds.pdf>, 2014, acessado a 10/04/2019;
- [31] 3M Novec Engineered Fluids, 3M Novec 7100 Engineered Fluid, <https://ideopro.sk/files/documents/847.pdf>, 2014, acessado a 10/04/2019;
- [32] 3M Novec Engineered Fluids, 3M Novec 7200 Engineered Fluid, <https://multimedia.3m.com/mws/media/199819O/3mtm-novectm-7200-engineered-fluid.pdf>, 2014, acessado a 10/04/2019;
- [33] 3M Novec Engineered Fluids, 3M Novec 7500 Engineered Fluid, <https://multimedia.3m.com/mws/media/65496O/3m-novec-7500-engineered-fluid.pdf>, 2014, acessado a 10/04/2019;
- [34] Kontomaris, Konstantinos, HFO-1336mzz-Z: High Temperature Chemical Stability and Use as A Working Fluid in Organic Rankine Cycles, 2014, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Paper 1525, <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/1525>;
- [35] Ramesh K. Shah and Duan P. Sekulic, Fundamentals of Heat Exchanger Design, John Wiley & Sons, Inc., 2003;
- [36] Frank P. Incropera, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, seventh edition, Publisher John Wiley & Sons, Inc., 2011;
- [37] Aircor Fin, Tubos com alhetas altas, <https://www.aircofin.com/home-pt>, acessado a 15/07/19;
- [38] Vulcan Finned Tubes, Welded Helical Solid Finned Tubes, <https://vulcanfinnedtubes.com/>, acessado a 15/07/19;
- [39] M. Necati Ozisik, Transferência de Calor - um texto básico, editora Guanabara, 1990;

- [40] Turton Richard, Bailie Richard C, Whiting Wallace B, Analysis JAS. Synthesis and design of chemical processes, third edition, Pearson Education, 2013;
- [41] Leonardo Pierobon et al., Multi-objective optimization of organic Rankine cycles for waste heat recovery: Application in an offshore platform, *Energy*, Volume 58, 2013, Pages 538-549, ISSN 0360-5442, <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2013.05.039>;
- [42] Andrea Toffolo et al., A multi-criteria approach for the optimal selection of working fluid and design parameters in Organic Rankine Cycle systems, *Applied Energy*, Volume 121, 2014, Pages 219-232, ISSN 0306-2619, <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.01.089>;
- [43] Scott Jenkins, Chemical Engineering Plant Cost Index: 2018 Annual Value, <https://www.chemengonline.com/2019-cepci-updates-january-prelim-and-december-2018-final/>, 2019, acedido a 15/06/19;
- [44] Tchanche, B. F., Papadakis, G., Lambrinos, G., Frangoudakis, A Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle, *Applied Thermal Engineering*, Volume 29, 2009, Pages 2468-2476, ISSN 1359-4311, [ff10.1016/j.applthermaleng.2008.12.025](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.12.025), [ffhal-00528081f](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.12.025);
- [45] EFCTC - European Fluorocarbons Technical Committee, Organic Rankine Cycles (ORC) 2019, <https://www.fluorocarbons.org/organic-rankine-cycle-and-waste-heat-recovery-using-hfcs/>, 2019, acedido a 10/07/19;
- [46] Alex Pezzuolo, et al. The ORC-PD: A versatile tool for fluid selection and Organic Rankine Cycle unit design, *Energy*, Volume 102, 2016, Pages 605-620, ISSN 0360-5442, <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2016.02.128>;
- [47] João Luiz Afonso e Vitor Monteiro, Energia mais renovável, descentralizada, flexível, de mais qualidade, <https://www.publico.pt/2018/08/10/economia/analise/energia-mais-renovavel-descentralizada-flexivel-de-mais-qualidade-1840597>, 2018, acedido a 01/09/2019;
- [48] APREN Associação de Energias Renováveis, Energias Renováveis, <https://www.apren.pt/pt/energias-renovaveis/destaques>, acedido a 01/09/2019;
- [49] Enertime, Turbinas ORC, <https://www.enertime.com/es/tecnologia/soluciones/-turbinas-orc>, acedido a 08/03/2019;
- [50] Againity, ORC Systems, <http://againity.com/produktter-2/>, acedido a 08/03/2019;
- [51] Aqylon, Heat and Power ORC Solutions: ORC solutions to transform heat into green power, www.aqylon.com, acedido a 08/03/2019;
- [52] Viking Heat Engines, HeatBooster: a climate solver, vikingheatengines.com/craftengine, acedido a 08/03/2019;
- [53] Durr, Cyplan ORC Organic Rankine Cycle, <https://www.durr.com/en/products/decentral-power-generation/cyplan-orc/>, acedido a 08/03/2019;

-
- [54] GE Power & Water Distributed Power, Clean Cycle II R-Series Technical Specification <https://www.ge.com/power/gas/gas-turbines?t=pdf&cont=recip>, acedido a 08/03/2019;
- [55] Rank Machine, Rank Organic Rankine Cycle (ORC) Modules, <https://www.rank-orc.com/>, acedido a 08/03/2019;
- [56] Pratt and Whitney Power Systems, Organic Rankine Cycle Technology, <http://movaria.com/catalogos-productos/ORC%20Brochure%20610.pdf>, acedido a 08/03/2019;
- [57] Turboden, Heat Recovery Units, https://www.turboden.com/upload/blocchi/-X10764allegato1-8731X_Turboden_Waste_Heat_Recovery.pdf, acedido a 08/03/2019;
- [58] Verdicorp, Turning waste heat into energy, www.verdicorp.com, acedido a 08/03/2019;
- [59] ElectraTherm, 6500 Specification Sheet, <http://biomasssystemssupply.com/sites/default/files/BSS%20ElectraTherm%20SS-6500-POWER.pdf>, acedido a 08/03/2019.

Anexos

Anexos A

Turbinas e módulos ORC

Tabela A.1: Máquinas ORC [9]

Modelo	Fabricante	Output de potência [kW]	Fluido de trabalho	Dispositivo de expansão	Fontes de calor/ termo fluido/ temperatura de evaporação [°C]	Refrigeração/ Temperatura de condensação [°C]	Eficiência Elétrica [%]
IT10	Infinity turbine	10	R134a	Screw	80-120	15-30	-
PureCycle	Pratt & Whitney Power Systems	280	R245fa	Radial inflow turbine	80-120	-	-
TD4HR	Turboden	418		Turbine	150-275	25-35	18.2
TD12HRs	Turboden	1188		Turbine	206-305	25-35	23.6
TD27HR	Turboden	2740		Turbine	155-285	25-48	19.5
TD7CHP	Turboden	738		Turbine	240-300	60-80	18.4
Green Machine	Electratherm	50	R245fa	Twin screw	80-93	21	12
BEP module	BEP Europe	50	R245fa	Single and Z-screw	80-120	20	12
Triogen Module	Tri-o-gen	80-165	Tolueno	High speed turbogenerator	>350	35-50	20-22
Calnetix series S,P,M	Calnetix Power Systems	125	R245fa	High speed turbine	121	21	-
AD300 TF-plus	Adoratec	300		Turbine	155/245	60/80	17.03
AD625 TF-plus	TF-plus	325		Turbine	155/245	60/80	17.90
AD2400 TF-plus	Adoratec	2400		Turbine	160/250	60/90	17.35
Enefcogen plus 05PLU-01	Eneftch	5		Scroll	160-200	20-50	-
Prometheus-25	Enerbasque	20		-	80-90	10-25	4-8
EF60-ERS	Exergy	400-650		Radial outflow turbine	230-315	-	15-22

Tabela A.2: Fabricantes ORC, aplicações, potência, temperatura da fonte de calor e tecnologia [11]

Fabricante	Aplicações	Gama de potência [kWe]	Temperatura da fonte de calor [°C]	Tecnologia
ORMAT, US	Geotérmica Recuperação de calor residual Solar	200-70000	150-300	Fluido: n-pentano e outros Turbina axial de dois estágios Gerador síncrono
Turboden, Itália	Biomassa-cogeração Recuperação do calor residual Geotermia	200-2000	100-300	Fluidos: OMTS,Solkatherm Turbinas axiais de dois-estágios
Adoratec/Maxxtec, Alemanha	Biomassa-cogeração	315-1600	300	Fluido: OMTS
Opcon, Suíça	Recuperação de calor residual	350-800	<120	Fluido: Amoníaco Turbina Lysholm
GMK, Alemanha	Recuperação de calor residual Geotermia Biomassa-cogeração	50-5000	120-350	3000 rpm Turbinas axiais multi-estágio
Bosh KWK, Alemanha	Recuperação de calor residual	65-325	120-150	Fluido: R245fa
Turboden PureCycle, US	Recuperação de calor residual Geotermia	280	91-149	Turbina radial Fluido: R245fa
GE CleanCycle	Recuperação de calor residual	125	>121	Turbina radial de estágio único 30 000 rpm Fluido:R245fa
Cryostar, França	Recuperação de calor residual Geotermia	n/a	100-400	Turbina radial, Fluidos: R245fa,R134a
Tri-o-gen, Holanda	Recuperação de calor residual	160	>350	Turbo expansor radial Fluido: Tolueno
Electratherm, US	Recuperação de calor residual Solar	50	>93	Expansor screw duplo Fluido: R245fa

Tabela A.3: Fabricantes *ORC*, gama de potências e temperaturas da fonte térmica admitidas [49], [50], [51], [52], [53], [54], [55], [56], [57], [58], [59].

Fabricante	Modelo(s)	Potência	Temperatura da fonte térmica [°C]
Enertime	Turbina Rainbow	100-300 kWe	200-550
	Turbina Orchid	300-3000 kWe	
Againty ORC Systems	AT20;AT50;AT100;AT200; AT400;AT800;AT1000;AT2000	20-2000 kWe	>90
	ATM-1000 L,M or H; ATM-3000H L,M or H; ATM-5000H L,M or H	500-5000 kWe	85-330
Viking heat Engines	Craft Engine CE40	45 kWe	>=80
	Large Series	100-400 kWe	
Durr	Cyplan	40-1000 kWe	90-600
(General Electric Company)	Clean Cycle II R-Series	50-140 kWe	>=155
	LT1;LT2;LT3;MT1;MT2;MT3; HT1;HT2;HT3;HTC1;HTC2;HTC3	100-145 kWe	90-210
Pratt & Whitney	PureCycle	260 kW	90-350
Turboden	TD4 HR; TD6 HR;TD7 HR;TD10 HR;	400-5000 kWe	120 a >350
	TD14 HR;TD18 HR;TD22 HR;TD27 HR		
Heat Recovery Units	Turbo Expander	20-115 kWe	—
Verdicorp	SS-6500	>100 kWe	—
Electratherm			

Anexos B

Modelação

Tabela B.1: Ciclo *ORC* convencional utilizando um caudal de fluido orgânico de 10 *kg/s*.

Fluido orgânico	Pressão mínima [<i>kPa</i>]	Pressão máxima [<i>kPa</i>]	Potência útil [<i>kW</i>]	Eficiência ciclo [%]	Pressão crítica [<i>kPa</i>]	Temperatura crítica [<i>°C</i>]
HFE7000	100	2400	333,4	15,7	2478	164,6
HFE7100	100	2200	285,5	13,2	2229	195,3
HFE7200	100	2000	266,4	12,4	2006	209,8
HFE7500	100	1540	176,1	8,6	1550	261,0
HFO1336mzz(Z)	100	2550	428,6	17,0	2900	171,3
Tolueno	100	4000	1065,0	18,5	4126	318,6
m-xileno	100	3450	1031,0	17,1	3535	343,7
R1224yd(Z)	100	2950	446,3	19,4	3337	155,5
R1225ye(Z)	100	2950	423,5	19,7	3528	106,9
R1233zd(E)	100	3000	518,5	19,8	3573	165,6
R1234yf	100	2958	468,7	20,3	3382	94,7
R1234ze(E)	100	2965	498,7	19,9	3632	109,4
R1234ze(Z)	100	2986	511,2	20,1	3533	150,1
R134a	100	3996	479,7	20,3	4059	101,0

Tabela B.2: Ciclo *ORC* com sobreaquecimento utilizando um caudal de fluido orgânico de 10 *kg/s*.

Fluido orgânico	Pressão mínima [<i>kPa</i>]	Pressão máxima [<i>kPa</i>]	Potência útil [<i>kW</i>]	Eficiência ciclo [%]	Pressão crítica [<i>kPa</i>]	Temperatura crítica [<i>°C</i>]
HFE7000	100	2014	369,9	15,4	2478	164,6
HFE7100	100	1820	305,7	13,1	2229	195,3
HFE7200	100	1663	288,6	12,5	2006	209,8
HFE7500	100	1335	189,5	8,5	1550	261,0
HFO1336mzz(Z)	100	2187	468,3	16,9	2900	171,3
Tolueno	100	4000	1111,0	18,7	4126	318,6

Tabela B.3: Ciclo *ORC* com reaquecimento utilizando um caudal de fluido orgânico de 10 *kg/s*.

Fluido orgânico	Pressão mínima [kPa]	Pressão intermédia [kPa]	Pressão máxima [kPa]	Potência útil [kW]	Eficiência ciclo [%]	Pressão crítica [kPa]	Temperatura crítica [°C]
HFE7000	100	772	2241	398,5	14,6	2478	164,6
HFE7100	100	629	1946	321,9	12,3	2229	195,3
HFE7200	100	608	1772	303,2	11,7	2006	209,8
HFE7500	100	543	1390	195,8	8,1	1550	261,0
HFO1336mzz(Z)	100	712	2458	510,4	16,0	2900	171,3
Tolueno	100	1000	3637	1274,0	16,9	4126	318,6

Tabela B.4: Ciclo *ORC* com regeneração aberta utilizando um caudal de fluido orgânico de 10 *kg/s*.

Fluido orgânico	Pressão mínima [kPa]	Pressão intermédia [kPa]	Pressão máxima [kPa]	Potência útil [kW]	Eficiência ciclo [%]	Pressão crítica [kPa]	Temperatura crítica [°C]
HFE7000	100	772	2241	257,8	18,6	2478	164,6
HFE7100	100	629	1946	197,8	15,4	2229	195,3
HFE7200	100	608	1772	193,7	14,5	2006	209,8
HFE7500	100	543	1390	104,5	10,4	1550	261,0
HFO1336mzz(Z)	100	712	2458	335,6	19,5	2900	171,3
Tolueno	100	1000	3637	985,3	24,9	4126	318,6

Anexos C

Desenhos 2D e 3D dos permutadores de calor

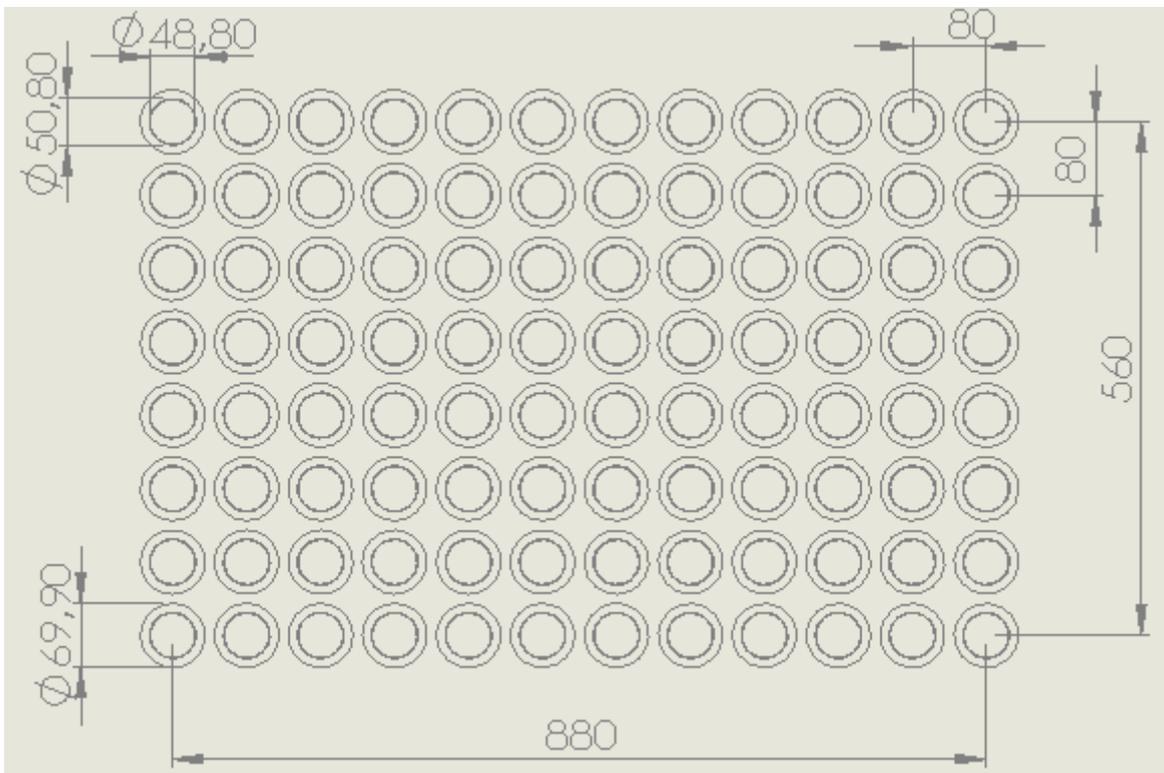


Figura C.1: Dimensões do tubos da matriz tubular que constitui o evaporador.

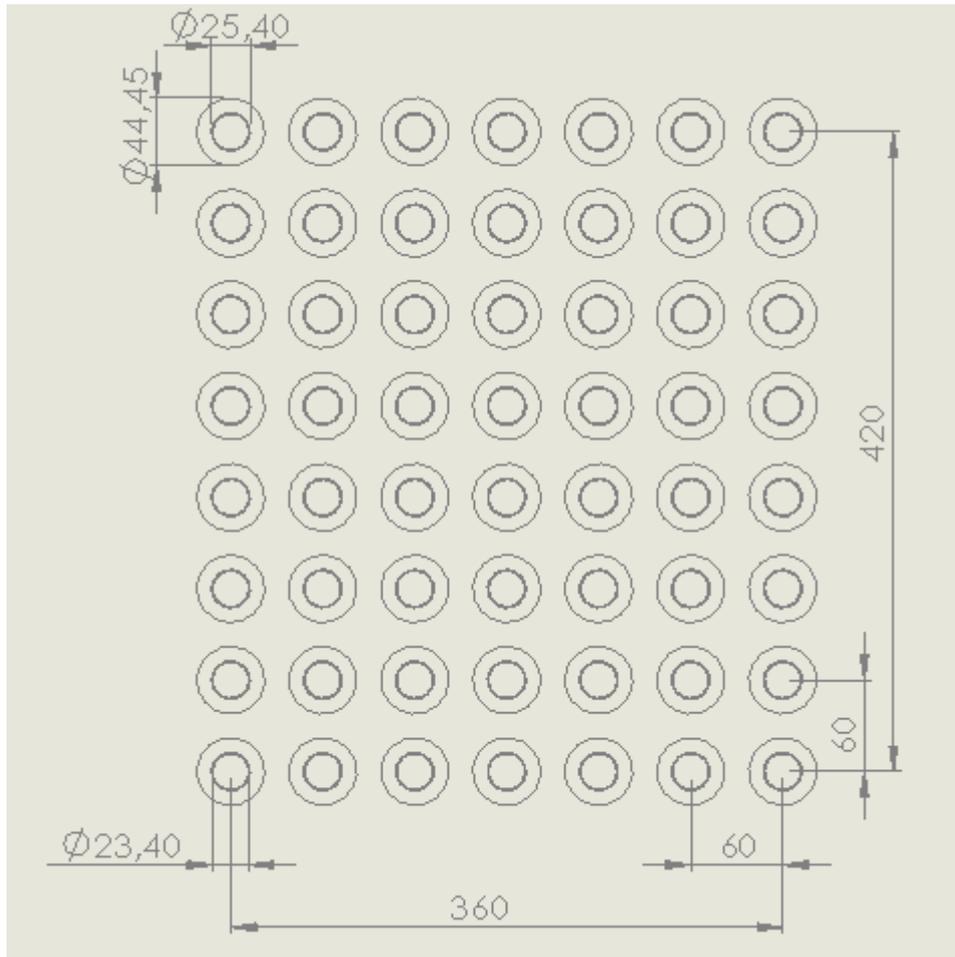


Figura C.2: Dimensões do tubos da matriz tubular que constitui o condensador.



Figura C.3: Modelação 3D do evaporador com recurso ao *Solidworks*.

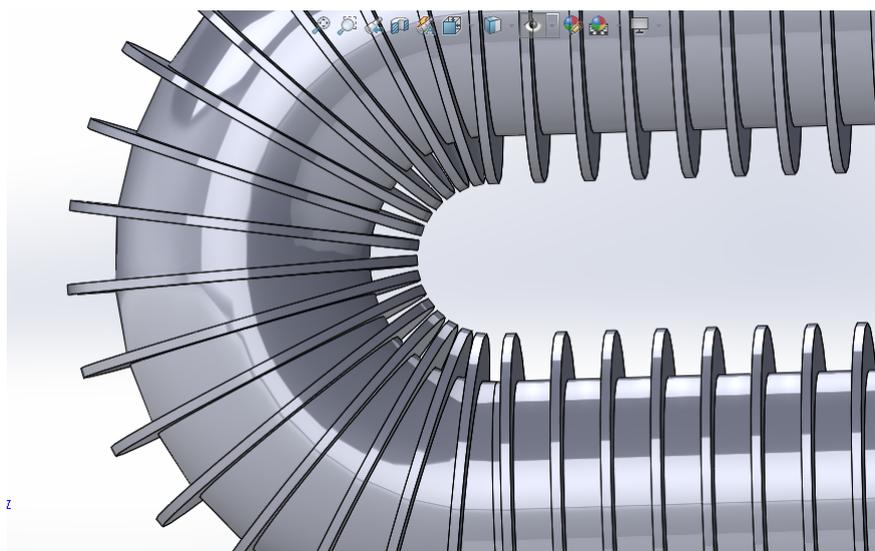
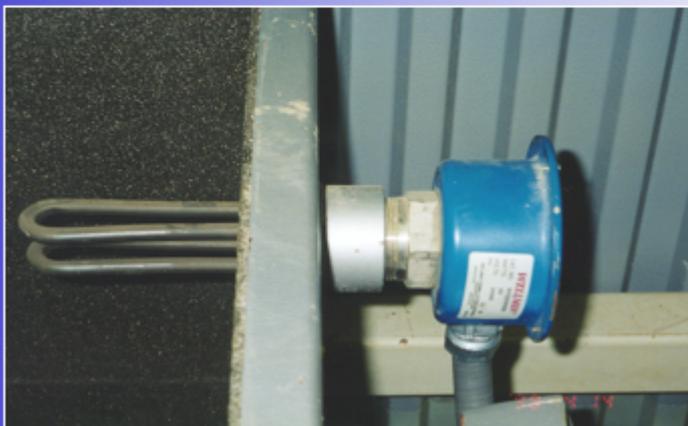


Figura C.4: Matriz tubular com alhetas circulares obtidas a partir do *Solidworks*.

Anexos D

Eletrofiltro

During normal EP operation, heat radiated from the interior of the EP chamber keeps the insulators warm enough to prevent condensation on their surface. However, for times when the temperature in the top and side boxes is below 250°F, electric heaters are provided to keep these areas warm. Times when this may occur are when the unit is offline, or when the outside purge air for the boxes is very cold.



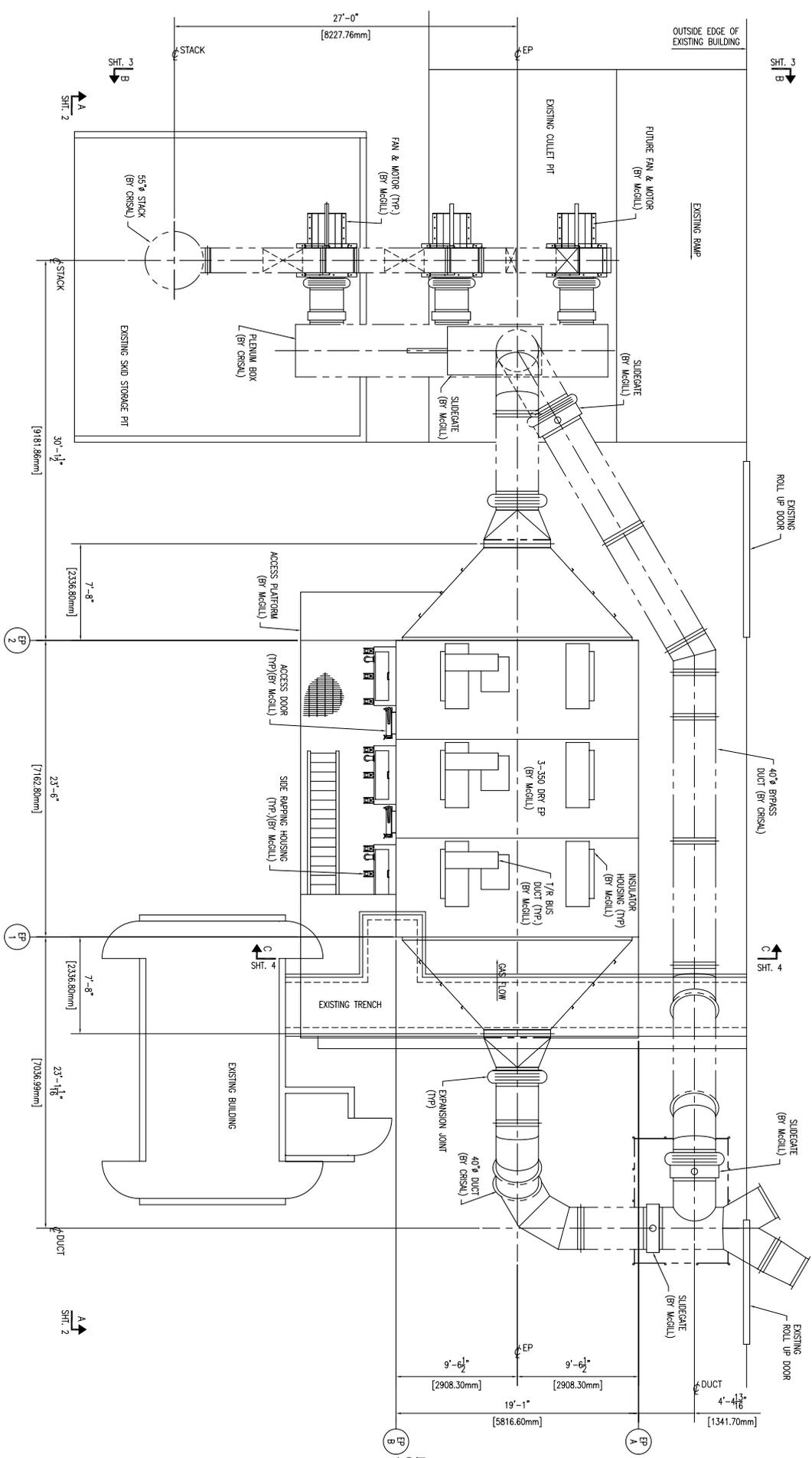
Heater



Temperature switch

Figura D.1: Limitações na temperatura de entrada dos gases de escape no eletrofiltro.

GENERAL ARRANGEMENT ~ PLAN VIEW



127

GENERAL ARRANGEMENT ~ PLAN VIEW		PORTUGAL		This drawing is based on the condition that it is the property of McGill AirClean LLC. It is subject to "as-is" on request. It must not be used in any way detrimental to McGill AirClean LLC. The items shown may be patented. Adaptation or use may constitute infringement.		Description	
3-350 DRY EP		CRISAL (LIBBEY)		DRAWN: N.BROWN	09/29/08		
SCALE: 1/4" = 1'-0"				CHECKED: MEL	10/02/08		
JOB No. H-2911-9				APPROVED: MEL	10/02/08		
CUST. No.							
DRAWING No. 42911-0000		SHEET 1	REV 0				
TOLERANCE (UNLESS OTHERWISE SPECIFIED): FRACTIONS ±1/16", ANGULARITY ±0°-30'. COMMERCIAL TOLERANCES ON FORGINGS AND CASTINGS.							