



**Luís Miguel Isidoro
Costeira**

**Aproveitamento de energia térmica associada aos
diferentes pontos do processo produtivo**



**Luís Miguel Isidoro
Costeira**

Aproveitamento de energia térmica associada aos diferentes pontos do processo produtivo

Relatório de Estágio apresentado à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestrado em Engenharia Mecânica, realizado sob orientação científica de Fernando José Neto da Silva, Professor Auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro, e de Nelson Amadeu Dias Martins, Professor Associado do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro.

Este trabalho teve o apoio financeiro dos projetos UIDB/00481/2020 e UIDP/00481/2020 - FCT - Fundação para Ciência e Tecnologia; e CENTRO-01-0145-FEDER-022083 - Programa Operacional Regional do Centro (Centro2020), no âmbito do Acordo de Parceria Portugal 2020, através do Fundo Europeu de Desenvolvimento Regional.

O júri / The jury

Presidente / President

Prof. Doutor António Gil D'Orey de Andrade Campos
Professor Auxiliar C/Agregação da Universidade de Aveiro

Vogais / Committee

Prof. Doutor Fernando José Neto da Silva
Professor Auxiliar da Universidade de Aveiro (orientador)

Prof. Doutor Luís António da Cruz Tarelho
Professor Associado da Universidade de Aveiro

Agradecimentos / Acknowledgements

Expresso o meu profundo obrigado a todos aqueles que me acompanharam ao longo de todo o meu percurso Universitário. Em particular aos meus pais, por todo o apoio e sofrimento para que a minha formação pedagógica fosse possível.

De todas as pessoas presentes nos momentos em que tudo parecia mau a minha namorada, Marlene Silva, foi aquela, que sem sombra de dúvida, esteve sempre ao meu lado, animando-me e ajudando-me a ultrapassar os obstáculos de percurso. Felizmente, nos meus melhores dias, ela era obrigada a ouvir explicações e ensinamentos relacionados com engenharia mecânica. Deste modo posso afirmar que se perdeu uma ótima engenheira mecânica. Assim sendo só me resta deixar-lhe o meu profundo e sentido obrigado.

Não podia deixar de agradecer ao Professor Fernando Neto e ao Professor Nelson Martins por toda ajuda prestada. Quero ainda agradecer ao Engenheiro José Cepeda por todo o conhecimento que me transmitiu assim como ajuda prestada. Por fim, agradeço a todos os profissionais da Siderurgia Nacional da Maia pelo ótimo acolhimento.

Palavras-chave

Indústria Siderúrgica; Sistema ORC; Calor; Eficiência; Viabilidade Económica

Resumo

O presente relatório foi desenvolvido no âmbito do estágio final do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro que foi realizado na empresa SN Maia-Siderurgia Nacional, empresa pertencente ao Grupo Megasa SA. Este estágio surge face à crescente preocupação por parte das empresas em tornar os seus processos de fabrico mais eficientes, de forma a reduzir os seus custos mas também torná-los menos poluentes.

Sendo a SN Maia produtora de aço e tendo o seu processo de fabrico assente no uso de três fornos, um forno elétrico de fusão, um forno elétrico de afino e um forno a gás natural para o processo de laminagem, esta é enquadrada como uma indústria eletrointensiva e é também uma grande consumidora de gás natural. Assim, face aos altos níveis de temperatura de laboração do processo, existe um alto potencial de aproveitamento de calor residual e é preocupação da SN Maia procurar soluções técnicas que visem aproveitar este potencial.

Neste relatório estuda-se a possibilidade de integração de um sistema a operar segundo o Ciclo Orgânico de Rankine, com a finalidade de produção de energia elétrica. Das fontes de calor residual, aquela que apresenta maior potencial é aquela que resulta dos gases de exaustão do forno de reaquecimento de biletas.

Com base numa análise preliminar, verifica-se que um sistema ao utilizar o fluido n-Pentano no estado de vapor saturado a 19 *bar*, com um caudal de 10 *kg/s* apresenta bons indicadores técnicos e económicos. Com este sistema consegue-se produzir cerca de 5 145,2 *MWh/ano*. Estima-se um payback atualizado de 4,3 anos e valor atual líquido de 2 810 228 €. Este sistema é ainda responsável pela redução da produção de aproximadamente 2 500 *t/ano* de dióxido de carbono.

Keywords

Steel industry; ORC System; Heat; Efficiency; Economic Viability

Abstract

This report was made within the scope of the final internship of the Integrated Master in Mechanical Engineering of the University of Aveiro which was carried out in the company SN Maia-Siderurgia Nacional, a company belonging to the Group Megasa SA. This internship arises from the growing concern of companies in making their manufacturing processes more efficient, in order to reduce their costs but also make them less polluting.

As SN Maia produces steel and its manufacturing process is based on the use of three furnaces, an electric melting furnace, an electric refining furnace and a natural gas furnace for the rolling process, it is classified as an electro-intensive industry and is also a major consumer of natural gas. Therefore, given the high temperature levels of the process, there is a high potential for using waste heat, and SN Maia is concerned with seeking technical solutions to harness this potential.

In this report we study the possibility of integrating a system operating according to the Rankine Organic Cycle, with the purpose of producing electrical energy. Of the residual heat sources, the one with the greatest potential is that resulting from the exhaust gases of the billet reheating furnace.

Based on a preliminary analysis, it appears that a system using n-Pentane fluid in the saturated vapor state at 19 *bar*, with a flow rate of 10 *kg/s* presents good technical and economic indicators. With this system it is possible to produce about 5145.2 *MWh/year*. An updated payback of 4.3 years and net present value of 2 810 228 € is estimated. This system is also responsible for reducing the production of approximately 2,500 *tn/year* of carbon dioxide.

Índice

I	Enquadramento	1
1	Introdução	3
1.1	Enquadramento	3
1.2	Objetivos	3
1.3	Metodologia	4
1.4	Estrutura do trabalho	4
2	Contextualização	7
2.1	Descrição da indústria de ferro e aço	7
2.1.1	Rotas metalúrgicas de ferro e aço	7
2.1.2	Consumo de energia pela indústria do ferro e aço	8
2.2	Indústria Siderúrgica em Portugal	9
3	Descrição da Empresa	11
3.1	Descrição das Atividades	11
3.1.1	Aciaria	11
3.1.2	Laminagem	12
3.1.3	Serviços Auxiliares e VPSA	13
3.2	Potência eléctrica instalada, consumo de energia eléctrica e de combustíveis	13
3.2.1	Emissões de CO_2	13
3.3	Sistemas de água de refrigeração	14
3.4	Tratamento das emissões gasosas	15
3.4.1	Sistema de Despoeiramento da Aciaria	15
4	Revisão do Estado da Arte	17
4.1	Sistema de produção de energia recorrendo ao Ciclo Orgânico de Rankine	17
4.1.1	Comparação entre ciclo de Rankine e ciclo Orgânico de Rankine . .	17
4.1.2	Fontes de calor residual	17
4.1.3	Escolha do fluido de trabalho	18
4.1.4	Arquitetura	21
4.1.5	Fabricantes	21
4.2	Implementação por parte de outras empresas produtoras de aço	22
II	Métodos e Modelos	23
5	Identificação das fontes de calor residual	25

5.1	Tipos de fonte de calor residual a considerar	25
5.1.1	Água dos circuitos de refrigeração	25
5.1.2	Gases de exaustão	26
5.2	Fonte de calor a ser alvo de estudo	28
5.2.1	Ponto do sistema a ser alvo de estudo	29
5.2.2	Monitorização do fluxo gasoso no ponto de estudo	29
5.2.3	Composição dos gases de exaustão	29
5.3	Resumo dos condicionantes da fonte de calor	30
5.4	Fonte fria	31
6	Seleção do fluido de trabalho	33
6.1	Fluidos selecionados	33
6.2	Características de segurança e ambiental	34
6.3	Características dos fluidos	34
6.3.1	Benzeno	35
6.3.2	Tolueno	36
6.3.3	Pentano (n-Pentano)	36
7	Modelação Numérica	37
7.1	EES (Engineering Equation Solver)	37
7.2	Modelação dos Ciclos do ORC	37
7.2.1	Ciclo Orgânico de Rankine básico, com e sem sobreaquecimento	38
7.3	Modelação Permutadores de calor	40
7.3.1	Método da efetividade-NTU	40
7.3.2	Cálculo do coeficiente global de transferência de calor	41
7.3.3	Convecção interna	41
7.3.4	Convecção externa, escoamento externo cruzado em matrizes tubulares	42
7.3.5	Eficiência das alhetas	43
7.3.6	Ebulição	43
7.3.7	Condensação em filme sobre sistemas radiais	43
7.4	Evaporador	44
7.5	Condensador	44
7.6	Tubos alhetados usados nos 2 permutadores dimensionados	45
7.7	Dimensionamento da bomba de refrigeração	45
7.8	Dimensionamento ventilador	45
7.9	Modelos desenvolvidos no software EES	46
7.9.1	Ciclo ORC com vapor saturado e sobreaquecido	46
7.9.2	Evaporador	47
7.9.3	Condensador	48
8	Análise Económica	51
8.1	Custo do equipamento	51
8.1.1	Custo módulos básicos	51
8.1.2	Custo do fluido de trabalho	52
8.1.3	Custo do ventilador, custo operacional e de manutenção do sistema	53
8.2	Energia produzida pelo sistema	53

8.3	Indicadores económicos	54
8.3.1	Fluxos de Caixa	54
8.3.2	Valor Atualizado Líquido	54
8.3.3	Taxa interna de rentabilidade	55
8.3.4	Payback Simples e Payback Atualizado	55
8.3.5	Índice de Rentabilidade	55
8.3.6	Custo nivelado de energia elétrica	56
III	Resultados e Discussão	57
9	Análise dos pares fluido/arquitetura	59
9.1	Análise dos pares fluido/arquitetura	59
9.1.1	Ciclos com vapor saturado e vapor sobreaquecido	59
9.1.2	Seleção do Fluido	60
10	Estudos Paramétricos	61
10.1	Condições de referência	61
10.1.1	Eficiência isentrópica da turbina	62
10.1.2	Eficiência isentrópica da bomba	62
10.1.3	Pressão de condensação	62
10.1.4	Temperatura de sobreaquecimento	63
10.1.5	Conclusões preliminares	63
10.2	Estudo da influência dos parâmetros da fonte quente e fria do sistema	64
10.2.1	Caudal máximo de fluido operante	64
10.2.2	Primeira etapa, estudos paramétricos	64
10.2.3	Dimensões dos permutadores	66
10.2.4	Segunda etapa, estudos paramétricos	67
10.2.5	Análise preliminar	68
11	Otimização e Análise Económica	69
11.1	Otimização e Metodologia	69
11.1.1	Benzeno	70
11.1.2	n-Pentano	71
11.1.3	Tolueno	72
11.2	Comparação dos 3 fluidos operantes	73
11.3	Seleção da melhor configuração	74
11.3.1	Características técnicas e condições de operação do sistema	74
11.3.2	Resumo das características técnicas e económicas do sistema	75
11.4	Proposta Comercial	76
12	Conclusão	79
	Anexos	87
A	Perfil temperaturas Aciaria	89
B	Benzeno 33 bar e 299°C	91

Lista de Tabelas

3.1	Emissão de dióxido de carbono pelas diferentes fontes de energia consumidas	14
3.2	Poder calorífico inferior, Fator de emissão e Fator de oxidação, [12]	14
4.1	Classificação de toxicidade e inflamabilidade ASHRAE 34, [22]	19
4.2	Seleção de fluidos de trabalho em função da temperatura da fonte de calor, [21]	20
4.3	Fornecedores de equipamentos ORC, [29]	21
6.1	Temperatura crítica, pressão crítica, tipo e família do fluido, [1], [18], [21]	34
6.2	Classificação ASHRAE 34, ALT, ODP, GWP e AEL, [23], [37], [38], [39], [40], [22], [41], [1], [18], [21], [42], [21]	34
6.3	Característica dos fluidos a usar, [43], [44]	35
6.4	Propriedades físicas dos fluidos, [43], [45], [46], [47], [48]	35
6.5	Compatibilidade química Benzeno, [49]	36
6.6	Compatibilidade química Tolueno, [49]	36
6.7	Compatibilidade química n-Pentano, [49]	36
7.1	Características do tubo usado, [55]	45
8.1	Constantes empíricas de cada componente, [57]	52
10.1	Área permutadores	67
11.1	Otimização para o Benzeno	71
11.2	Otimização para o n-Pentano	72
11.3	Otimização para o Tolueno	74
11.4	Características técnicas	75
11.5	Indicadores económicos	75
11.6	Variação das propriedades da fonte quente e fria	76

Lista de Figuras

2.1	Rotas da fabricação do aço, [5] e [6]	8
2.2	Consumo das diferentes formas de energia na indústria do aço, [5] e [6]	9
3.1	Fluxograma do Processo de Fabrico da SN-Maia	12
4.1	Curva de fluido húmido, seco e isentrópico, [20]	19
4.2	Seleção de fluidos de trabalho em função da temperatura da fonte de calor, [21]	20
5.1	Identificação das fontes de calor residual a serem alvo de estudo	26
5.2	Esquema do sistema de exaustão/admissão do forno de reaquecimento de biletas	28
7.1	Esquema de um ORC básico	39
7.2	Diagrama Ts	40
7.3	Modelos desenvolvidos	46
7.4	Diagrams Windows para ciclos de vapor sobreaquecido, que retorna uma única solução	47
7.5	Diagrams Windows evaporador com sobreaquecimento	48
7.6	Diagrams Windows condensador	49
9.1	ciclo a operar com vapor saturado	60
9.2	ciclo a operar com vapor sobreaquecido	60
10.1	Efeito da eficiência isentrópica da turbina	62
10.2	Efeito da eficiência isentrópica da bomba	62
10.3	Efeito da pressão de condensação	63
10.4	Efeito da temperatura de sobreaquecimento	63
10.5	Áreas dos permutadores	65
10.6	Área do condensador	65
10.7	Área do evaporador	66
A.1	Perfil temperaturas Torre de Quenching	89
A.2	Perfil temperaturas Filtro de Mangas	89
B.1	Indicadores económicos VAL, TIR e Investimento	91
B.2	IR, Payback atualizado	92
B.3	LCOE	92
B.4	Custo do sistema ORC e dos componentes necessários	93

Nomenclatura

Abreviaturas

AEL	Limites de Exposição Atmosférica
ALT	Tempo de Vida Atmosférico
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
BF	Alto-Forno
BOF	Forno de Oxigénio Básico
CEPCI	Índice de custo de uma planta de engenharia
CFC	Clorofluorcarbonetos
CO	Monóxido de Carbono
DRI	Ferro reduzido direto
EAF	Forno de arco elétrico
EES	Engineering Equation Solver
GEE	Gases com Efeito de Estufa
GWP	Potencial de Aquecimento Global
HC	Hidrocarbonetos
HFC	Hidrofluorcarbonetos
HFO	Hidrofluorolefinas
IR	Índice de Rentabilidade
LCOE	Custo Nivelado de Energia Eléctrica
NTU	Número de Unidades de Transferência
ODP	Potencial de Destruição da Camada de Ozono
ORC	Ciclo Orgânico de Rankine
$Pr_{atualizado}$	Período de Retorno Atualizado

$Pr_{simples}$ Período de Retorno Simples
TIR Taxa Interna de Rentabilidade
VAL Valor Liquido Atual
VPSA Adsorção de oscilação de pressão de vácuo

Caracteres Especiais

ΔP Queda de pressão [Pa]
 \dot{m} Caudal mássico [kg/s]
 \dot{m}'' caudal mássico por unidade de área transversal, [kg/s.m²]
 \dot{V} Caudal volumétrico [m³/s]
 ϵ Efetividade [-]
 η_a Eficiência alheta [%]
 η_o Eficiência superfície alhetada [%]
 μ Viscosidade [N.s/m²]
 μ_l Viscosidade líquido [N.s/m²]
 \bar{h} Coeficiente de transferência de calor médio por convecção [W/m².k]
 \bar{X} Fração mássica de vapor média [%]
 ρ Massa específica [kg/m³]
 ρ_l Massa específica liquido [kg/m³]
 ρ_v Massa específica vapor [kg/m³]
 σ Razão entre área da secção transversal normal à direção do escoamento e área frontal do permutador de calor [-]

Grandezas

A Área [m²]
 A_a Área superficial alheta [m²]
 A_i Área interna [m²]
 A_t Área superficial alhetas e área primária [m²]
 A_{el} Área da secção transversal à direção do escoamento [m²]
 A_{total} Área total de transferência de calor [m²]
AEL Limites de Exposição Atmosférica [ppm]

ALT	Tempo de Vida Atmosférico [anos]
C_p^0	custo do equipamento caso este fosse de aço carbono e a operar próximas das condições ambientais [€]
C_1	Constante empírica [-]
C_2	Constante empírica [-]
C_3	Constante empírica [-]
C_f	Capacidade calorífica fluido frio [J/K]
c_p	Calor específico [J/kg.k]
C_q	Capacidade calorífica fluido quente [J/K]
C_{BM}	Custo do módulo base [€]
$C_{combustvel}$	Consumo de combustível, em [Nm ³ /ano]paraogsnaturale[ton/ano]paraogasleopropano
$C_{eletricidade}$	Consumo de eletricidade [kWh]
C_{max}	Capacidade calorífica máxima [J/K]
C_{min}	Capacidade calorífica mínima [J/K]
C_{SBM}	Custo total do sistema ORC, resultante da soma dos custo dos módulos base [€]
CF	Fluxo de caixa [€]
COeM	Custo de operação e manutenção [€]
D	Diâmetro [m]
E_{anual}	Energia produzida anualmente pelo sistema ORC [kWh]
E_{CO_2}	Quantidade de dióxido de carbono produzida [kg/ano]
f	Fator de atrito de Moody [-]
f(Fr)	Parâmetro de estratificação [-]
F_P^0	Fator responsável por levar em linha de conta as condições de operação do equipamento [-]
F_M	Fator responsável por levar em linha de conta o tipo material do equipamento [-]
F_{BM}	Fator de custo do módulo simples [€]
FE	Fator de emissão CO_2 [kg/GJ]
FO	Fator de oxidação [-]
Fr	Número de Froude [-]
G	Velocidade mássica [kg/s]

g	Aceleração gravítica [m/s^2]
G_{sf}	coeficiente dependente da combinação superfície-fluido [-]
h	Coeficiente de transferência de calor por convecção [$W/m^2.k$]
h	Entalpia [$kJ/kg.K$]
h'_{fg}	Calor latente modificado [J/kg]
h_i	Coeficiente de transferência de calor por convecção interna [$W/m^2.k$]
h_o	Coeficiente de transferência de calor por convecção externa [$W/m^2.k$]
H_{anual}	Número de horas de funcionamento do sistema [horas]
h_{fg}	Calor latente [J/kg]
H_{torre}	Altura torre de refrigeração [m]
I	Investimento [€]
K_1	Constante empírica [-]
K_2	Constante empírica [-]
K_3	Constante empírica [-]
k_l	Condutividade líquido [$W/m.K$]
L	Comprimento [m]
N	Número de tubos horizontal [-]
n_{bomba}	Eficiência isentrópica bomba [%]
n_{carnot}	Rendimento de Carnot [%]
n_{ciclo}	Eficiência ciclo [%]
$n_{recuperador}$	Eficiência recuperador [%]
$n_{turbina}$	Eficiência isentrópica turbina [%]
P	Perímetro superfície do tubo [m]
$P_{bomba,ref}$	Potência bomba de refrigeração [W]
PCI	Poder calorífico inferior, em [GJ/Nm^3] para o gás natural e [GJ/ton] para o gasóleo e propano
Pr	Número de Prandtl [-]
$Pr_{atualizado}$	Período de Retorno Atualizado [anos]
q''_s	Fluxo térmico na superfície [W/m^2]

$q_{condensador}$	Potência condensador [W]
$q_{evaporador}$	Potência evaporador [W]
q_{max}	Máximo fluxo de calor [W]
r	Custo de oportunidade [%]
r_i	Raio interno [m]
r_o	Raio externo [m]
ReD	Número de Reynolds [-]
S_L	Distância tubos da matriz, longitudinais ao escoamento [m]
S_T	Distância tubos da matriz, transversais ao escoamento [m]
T_1	Temperatura fonte quente [K]
T_2	Temperatura fonte fria [K]
T_{fent}	Temperatura entrada fonte fria [K]
T_{ment}	Temperatura entrada fluido [K]
T_{msai}	Temperatura saída fluido [K]
T_{qent}	Temperatura entrada fonte quente [K]
T_s	Temperatura superfície [K]
T_{sat}	Temperatura saturação [K]
U	Coefficiente global de transferência de calor [$W/m^2.K$]
V	Velocidade [m/s]
v_m	Volume específico médio [m^3/kg]
v_{ent}	Volume específico de entrada [m^3/kg]
V_{max}	Velocidade máxima [m/s]
v_{sai}	Volume específico de saída [m^3/kg]
VR	Valor residual [€]
w_{bomba}	Potência da bomba [W]
$w_{eletrica}$	Potência eléctrica do sistema [kW]
$w_{liquido}$	Potência líquida do ciclo [W]
$w_{turbina}$	Potência da turbina [W]

Parte I

Enquadramento

Capítulo 1

Introdução

A indústria siderúrgica é responsável por uma grande parte do consumo de energia industrial. Isto acontece porque esta indústria vê o seu processo produtivo assente no uso de fornos de elevada potência, tornando-a uma consumidora intensiva de energia primária e secundária. Dada a ineficiência intrínseca do processo de fabrico encontra-se calor residual entre as emissões. Devido à constante e crescente preocupação ambiental é importante trabalhar na âmbito da sua política de sustentabilidade na procura de medidas que visem tornar os processos de fabrico mais eficientes no sentido de reduzir as suas emissões e o consumo de energia. Desta forma, as empresas aumentam a sua competitividade empresarial.

A SN Maia-Siderurgia Nacional, empresa pertencente ao Grupo Mesaga SA, onde foi desenvolvido todo este trabalho, apresenta um processo de fabrico que pode ser considerado eficiente ao nível da indústria siderúrgica, uma vez que, a sua produção de aço é elaborada segundo a rota secundária do aço. Porém, este processo de fabrico é um processo de fusão, afino, deformação e tratamento térmico o que requer grandes quantidades de energia, trabalhando a altos níveis de entalpia o que intrinsecamente gera perdas caloríficas com grande potencial de aproveitamento.

O presente trabalho pretende desenvolver um estudo preliminar no que diz respeito à possibilidade de equipar a SN Maia com um sistema a operar segundo o Ciclo Orgânico de Rankine, que permita a produção de energia elétrica através do calor residual.

1.1 Enquadramento

O relatório apresentado é desenvolvido no âmbito do estágio curricular do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica na Universidade de Aveiro. Este estágio foi realizado na SN Maia, teve uma duração de três meses e pretende apresentar um estudo preliminar das medidas necessárias para a implementação de um sistema ORC na SN Maia bem como a viabilidade técnico-económica resultante da implementação de um destes sistemas.

1.2 Objetivos

Este relatório tem como objetivos:

- Dar a conhecer, de uma forma mais aprofundada os sistemas de produção de energia

elétrica baseados no Ciclo Orgânico de Rankine, através do aproveitamento de calor residual;

- Estudar a fonte de maior potencial para aproveitar o calor residual e identificar os constrangimentos e imposições associados à mesma;
- Realizar um estudo técnico-económico de uma configuração ORC de forma a perceber a viabilidade técnico-económica da introdução de um destes sistemas na SN Maia;

1.3 Metodologia

A primeira tarefa que se realizou, na empresa, foi conhecer todo o processo de fabrico. Após esta fase, partiu-se para a identificação das fontes de calor residual com maior aptidão para fornecer calor a um sistema ORC. No final, identificaram-se as possíveis fontes de calor residual a partir das quais se realizou um estudo mais aprofundado. Assim, percebeu-se qual é a fonte que apresenta um maior potencial e identificaram-se, de uma forma detalhada, todos os constrangimentos e imposições desta fonte de calor.

Já selecionada a fonte de calor residual, partiu-se para a identificação da fonte de refrigeração do sistema, bem como para as imposições e constrangimentos desta.

De seguida, elaboraram-se modelos numéricos que permitiram dimensionar e otimizar uma configuração de um sistema ORC com fim a perceber, de forma preliminar, a viabilidade económica que poderá resultar da implementação de um destes sistemas.

1.4 Estrutura do trabalho

O presente relatório encontra-se composto por doze capítulos cujo primeiro é a introdução.

No capítulo dois, apresenta-se uma contextualização sobre a indústria siderúrgica, focando-se no seu processo produtivo e no seu consumo de energia.

No capítulo três, efetua-se uma apresentação geral da SN Maia . Ainda neste capítulo, surge uma descrição detalhada e pormenorizada daqueles que foram os sistemas a serem alvo de estudo.

No capítulo quatro, encontra-se a revisão do estado de arte, onde são estudados os diversos parâmetros a levar em linha de conta aquando do projeto e seleção de um sistema ORC. Também, neste capítulo, são estudadas as implementações de sistemas ORC por parte de outras siderurgias.

No capítulo cinco, estuda-se, de forma aprofundada, as fontes de calor residual que podem ser coletadas para um sistema ORC por parte da SN Maia. Realiza-se, também, a identificação dos constrangimentos e das imposições presentes na fonte de calor residual com maior potencial. Analisa-se ainda a fonte a servir de refrigeração para o sistema ORC.

No capítulo seis, selecionam-se os fluidos a serem alvo de estudo e efetua-se uma análise sobre as propriedades dos diferentes fluidos.

No capítulo sete, apresentam-se os modelos numéricos realizados bem como os pressupostos e as equações que os regem.

No capítulo oito, encontra-se explicada a forma como o custo dos diversos equipamentos do sistema é estimado, bem como é realizada a análise económica das diversas configurações simuladas.

No capítulo nove, surge um estudo relativamente aos fluidos selecionados a operar nas diferentes arquiteturas. Neste capítulo, a análise é realizada ao nível do desempenho térmico de cada fluido presente em cada arquitetura usando diversos parâmetros técnicos de operação.

No capítulo dez, efetuam-se estudos paramétricos de forma a aferir a importância de parâmetros até então mantidos constantes, com base numa configuração específica do sistema ORC. Ainda neste capítulo, estudam-se as alterações que um sistema ORC poderá sofrer no momento da sua operação, no caso das condições das fontes quentes e fria do sistema se alterarem.

No capítulo onze, encontra-se realizada uma otimização e uma análise financeira, de forma a selecionar o fluido mais indicado para operar na SN Maia, entre os estudados, bem como a arquitetura e os parâmetros de funcionamento.

Por fim, no capítulo doze, encontram-se as conclusões obtidas com a realização deste estudo.

Capítulo 2

Contextualização

A indústria do aço constitui um indicador de prosperidade nacional e apresenta um papel de elevado relevo na economia mundial, [1]. No panorama nacional, a indústria siderúrgica e de fabricação de ferro-ligas representa 0,08% do Produto Interno Bruto Nacional e é responsável por empregar 0,03% da população, valores de 2018, [2].

Esta indústria baseia o seu processo de fabrico no uso de fornos de elevada potência para a produção de aço. Assim, é uma grande consumidora de energia primária e secundária o que resulta na geração de grandes quantidades de calor residual. A indústria siderúrgica foi responsável pela produção de cerca 3,5 Gt de dióxido de carbono, CO_2 , das cerca de 33 Gt produzidos mundialmente, representando assim 11 % da produção mundial de CO_2 , no ano de 2019. Destas 3,5 Gt de CO_2 produzidas no ano de 2019, aproximadamente 3Gt foram provenientes da queima de combustíveis fósseis e cerca de 0,5 Gt do uso de eletricidade, [3] e [4].

No decorrer da constante mobilização e sensibilização para a proteção do meio ambiente, torna-se imperativo adotar medidas e processos, ao nível da indústria em geral, que visam aumentar a eficiência de operação dos processos produtivos e assim reduzir o consumo de recursos naturais, de forma direta ou indireta. Consequentemente, acaba por produzir-se uma redução nas emissões de dióxido de carbono para a atmosfera.

2.1 Descrição da indústria de ferro e aço

2.1.1 Rotas metalúrgicas de ferro e aço

O processo de produção de aço pode ser decomposto em duas abrangentes rotas, a rota primária e a rota secundária, [1].

Na figura 2.1, encontra-se um diagrama ilustrativo das duas rotas do aço, anteriormente mencionadas.

2.1.1.1 Rota Primária

Nesta rota, o aço produzido resulta, essencialmente, da preparação de matéria-prima, ou seja, existe produção de aço novo. Os dois processos desta rota, que podem ser classificados como principais, são a sinterização e a pelletização, [7].

A rota primária de produção de aço encontra-se frequentemente descrita como rota BF-BOF. Isto acontece porque a produção de aço usa o Alto-Forno, BF, e Forno de

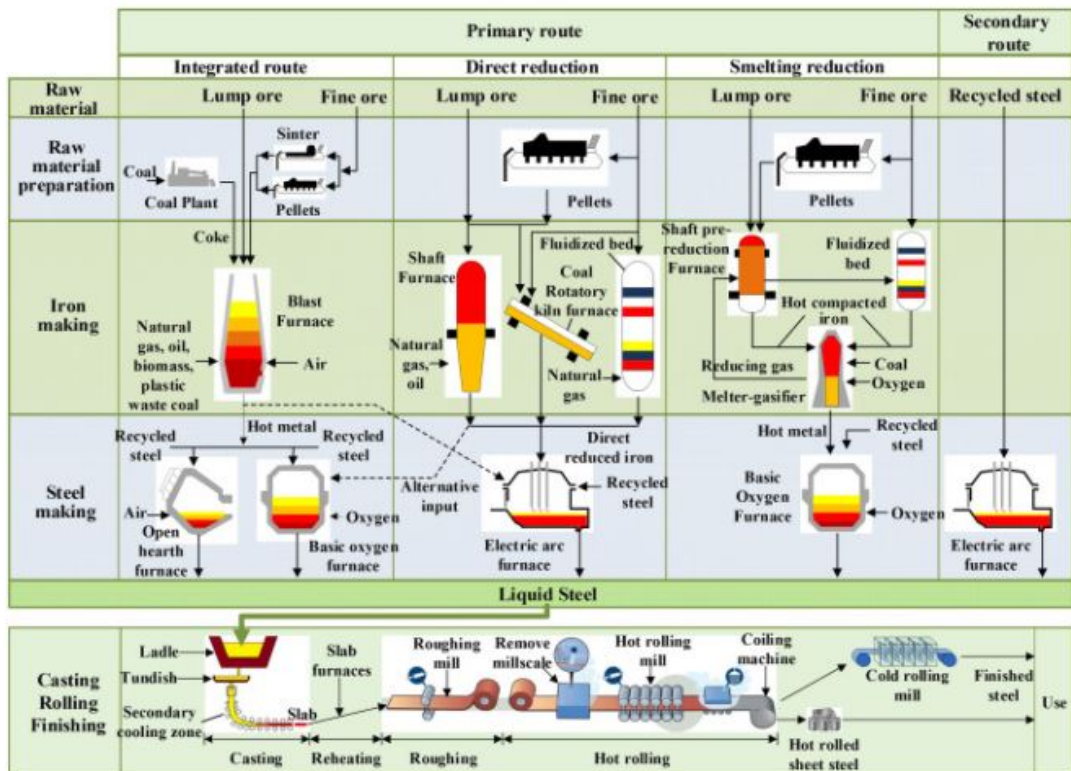


Figura 2.1: Rotas da fabricação do aço, [5] e [6]

Oxigénio Básico, BOF.

Este método de produção de aço é responsável pela produção de cerca de 64% da produção de aço bruto ao nível mundial, [8].

2.1.1.2 Rota Secundária

Segundo esta rota, não se procede à produção de aço novo, uma vez que o aço produzido é resultante da reciclagem de aço residual, ou seja sucata. Tal, é possível visto que o aço tem a capacidade de ser reutilizado diversas vezes sem que deteriore significativamente as suas propriedades mecânicas.

A produção de aço, segundo este modo de operação, resulta num menor consumo de recursos energéticos e numa conseqüente redução da produção de gases de efeito de estufa. Esta forma de produção de aço consome essencialmente energia elétrica, isto devido ao facto do seu processo ser baseado em EAF, Forno de Arco Elétrico. Assim, a produção de aço pode considerar-se um método eficiente, sendo viável a longo prazo vir a produzir maioritariamente aço desta forma, [6].

2.1.2 Consumo de energia pela indústria do ferro e aço

Face ao crescimento mundial, também a indústria do aço e ferro tem verificado um crescimento ao longo dos anos. Prevê-se que a indústria do ferro e do aço venha a crescer

aproximadamente 1,5 vezes. Porém, o maior crescimento desta indústria ocorreu a partir dos anos de 1950 até à atualidade, tendo-se registado um aumento de 7 vezes, [9].

Segundo, [10], o setor siderúrgico representou 21,4 % do consumo de energia industrial, a nível global, no ano de 2017, tendo consumido 33,44 EJ. Na figura 2.2, apresentam-se as diferentes percentagens de consumo, das diferentes formas de energia na indústria do aço e do ferro, representativas do ano de 2019.

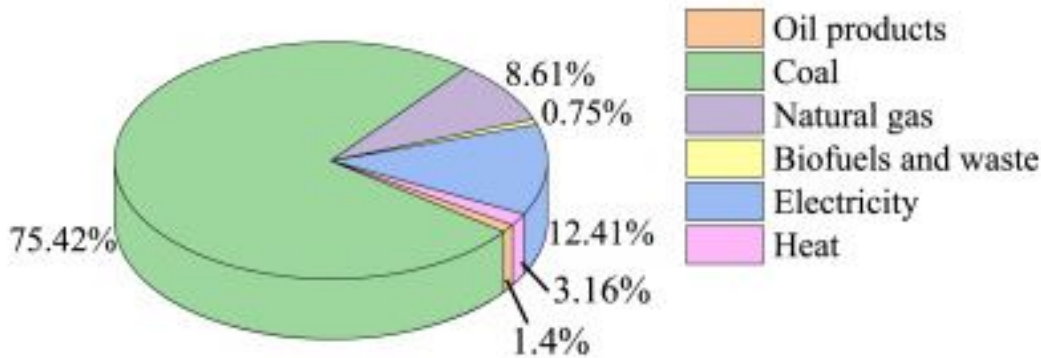


Figura 2.2: Consumo das diferentes formas de energia na indústria do aço, [5] e [6]

No que diz respeito à quantidade de energia necessária para produzir uma tonelada de aço, esta fixou-se no valor médio de $20,9 \text{ GJ.t}^{-1}$, no ano de 2015. Para o processo de produção de aço, pela rota BF-BOF, este consumo é estimado em $18,7 \text{ GJ.t}^{-1}$, enquanto que para o processo via DRI-EAF a estimativa é de $22,4 \text{ GJ.t}^{-1}$, para o processo só recorrendo a BOF cerca de $21,4 \text{ GJ.t}^{-1}$ e no que diz respeito à produção de aço baseado no EAF este atingiu o valor de $6,7 \text{ GJ.t}^{-1}$, [10] e [6].

2.2 Indústria Siderúrgica em Portugal

A indústria siderúrgica surgiu em Portugal através da implementação da unidade siderúrgica do Seixal a 24 de Agosto de 1961. A implementação desta unidade fabril representou um marco para Portugal, isto porque segundo Ferreira Dias, ministro da Economia nessa altura, a indústria siderúrgica era um símbolo de prosperidade nacional e uma fonte de riqueza, [11]. Durante a cruzada pela implementação desta indústria em Portugal Ferreira Dias proferiu uma expressão que ficou então marcada na história desta indústria, em que o mesmo afirmou que "País sem siderurgia, não é um país, é uma horta", [11].

Atualmente, em Portugal, encontram-se em funcionamento duas indústrias siderúrgicas, uma situada no Seixal e outra na Maia, ambas pertencentes ao grupo Megasa, S.A.

Capítulo 3

Descrição da Empresa

A SN Maia - Siderurgia Nacional, empresa que pertence ao Grupo Megasa SA dispõe de uma fábrica situada na Maia, próximo da cidade do Porto (Portugal) e a 15 Km do porto de Leixões. A sua atividade reside na produção de aço bruto (biletas) na Aciaria e de varão nervurado (para a construção civil) na Laminagem. A instalação utiliza como matérias-primas a sucata, gusa e minérios pré-reduzidos, constituintes metálicos ferrosos e outros, bem como aditivos. A instalação é uma consumidora intensiva de energia fazendo uso, principalmente, de energia elétrica e gás natural. Os principais equipamentos na zona da Aciaria consistem no forno de arco elétrico e num forno de afinação enquanto que a zona de laminagem tem um forno de reaquecimento de biletas. A SN Maia encontra-se, atualmente, comprometida, de uma forma ativa, com vários objetivos no âmbito energético e ambiental.

3.1 Descrição das Atividades

A instalação funciona em regime praticamente contínuo de 24 horas/dia, com três turnos. As principais matérias-primas consumidas são sucata, bem como adições metálicas e minerais. O processo produtivo da SN Maia divide-se em dois setores fundamentais: Aciaria e Laminagem. Na figura 3.1 encontra-se o fluxograma da SN Maia.

3.1.1 Aciaria

O regime de trabalho da Aciaria é composto por trabalhar de segunda a sexta aproximadamente 17 horas e aos fins de semana 24 horas.

O processo de fabrico da Aciaria inclui as operações de receção e de armazenamento das matérias-primas, a preparação da carga e do carregamento do forno, a fusão em forno de arco elétrico, a afinação do aço em forno de panela e o vazamento contínuo/produção de biletas. Antes de ser armazenada em parque, cada carga de sucata que chega às instalações da SN Maia é sujeita a um controlo de qualidade.

A carga do forno é introduzida em cestos metálicos de forma cilíndrica, com descarga pelo fundo. Os cestos são abertos na parte inferior, libertando a carga de sucata para dentro do forno de arco de elétrico. Este tem uma capacidade de 120 toneladas de aço líquido.

A operação é iniciada com a colocação da abóbada do forno em posição fechada e descida enquanto que a ligação dos eléctrodos proporciona condições para a formação

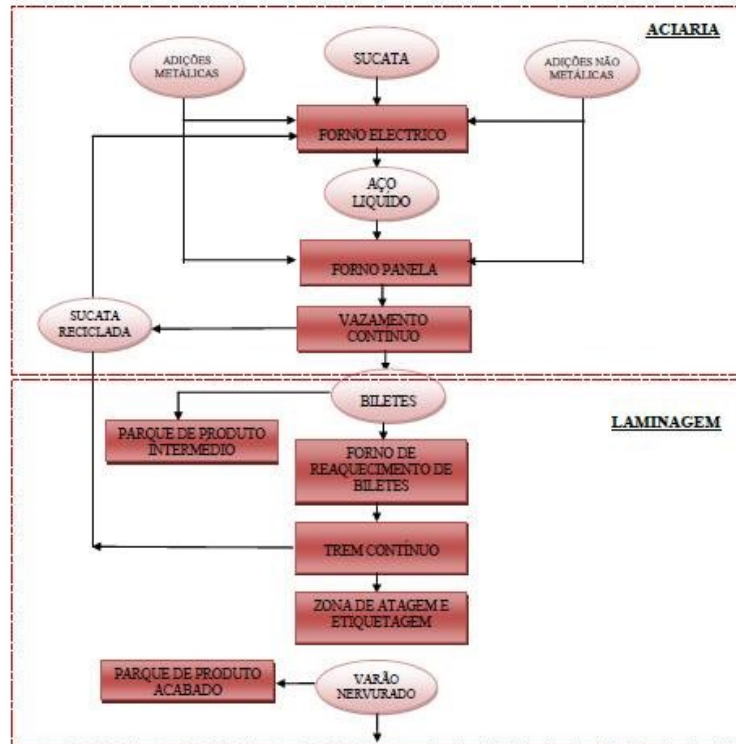


Figura 3.1: Fluxograma do Processo de Fabrico da SN-Maia

do arco elétrico e a geração do calor necessário para a fusão da carga. Para acelerar o processo e reduzir o consumo de energia elétrica, é insuflado oxigénio, bem como efetuada uma adição de cal que favorece a formação de escória.

A afinação do aço é realizada num forno separado, conhecido por forno de panela. O processo de aquecimento da carga é efectuado por um sistema semelhante ao do forno eléctrico. Promove-se a homogeneização do aço líquido (temperatura e composição química) através da insuflação de gás inerte (árgon). Seguidamente, introduzem-se as adições e ligas metálicas para ajustamento da composição do aço, atingindo a temperatura desejada e a composição química estabelecida. Finalmente, a panela é transportada por uma ponte rolante para o vazamento contínuo.

No processo de vazamento contínuo, o aço é vazado em lingoteiras especiais, de dimensão correspondente à secção do bilette a produzir. O produto é solidificado à medida que atravessa as várias zonas de refrigeração e cortado em comprimentos defendidos pelo programa de fabrico. De seguida os bilettes podem seguir dois caminhos diferentes. Os bilettes são evacuados para o leito de arrefecimento, ou são introduzidos diretamente no forno de reaquecimento de bilettes, situado na laminação, de forma a aproveitar o potencial calorífico que ainda apresentam.

3.1.2 Laminagem

Atualmente o regime de trabalho da laminagem é de 24 horas. As paragens de manutenção são efetuadas nos mesmos dias de mudança de produto perfazendo por semana

aproximadamente 16 horas.

Na laminagem é efetuada a operação de laminagem a quente, que pode resultar de billetes introduzidos diretamente da Aciaria ou de billetes armazenados, dependendo do tipo de produto que se pretende fabricar.

O processo de laminagem a quente consiste em alterar a forma e as propriedades do aço, através da deformação repetida do metal quente, partindo de billetes de secção quadrada. O processo de laminagem é composto pelas operações de armazenagem de billetes, de reaquecimento, de trem de laminagem, de embalagem, de etiquetagem e de armazenagem do produto acabado (varão em aço).

Assim, os billetes, provenientes da Aciaria ou do armazém, são introduzidos no forno de reaquecimento, que utiliza gás natural como combustível. Aí, os billetes são aquecidos até à temperatura de laminagem que é aproximadamente 1050°C e são retirados do forno de reaquecimento de billetes através de um equipamento específico para as caixas de laminagem, que os deformam até à obtenção de varão com a secção desejada, entre 10 a 40 mm. Para obter as características mecânicas desejadas, o varão passa por uma cortina de água após a última caixa de laminagem, sofrendo uma tempera em continuo e de seguida um revenido.

De seguida, efetua-se a preparação do varão para o armazenamento, com operações de corte, de atamento e de etiquetagem. A expedição é realizada por via rodoviária e ferroviária.

Todo o material antes de ser expelido é controlado através de ensaios geométricos, químicos e mecânicos, confirmando-se assim que o material produzido cumpre com as normas estabelecidas

3.1.3 Serviços Auxiliares e VPSA

Servindo de suporte, complementando ou integrando indiretamente a cadeia processual descrita, existe ainda um conjunto de instalações e de serviços auxiliares, dos quais se destacam as oficinas, as estações de serviço e os laboratórios.

A VPSA, Vacuum Pressure Swing Adsorption, é a unidade de produção de oxigénio da SN Maia. Esta unidade de produção de oxigénio opera segundo o processo descrito pela sigla VPSA.

3.2 Potência eléctrica instalada, consumo de energia eléctrica e de combustíveis

Em 2017 o consumo de electricidade representou 85,9% da energia total consumida, o gás natural 13,7%, o propano 0,4% e de gasóleo aproximadamente 0%.

3.2.1 Emissões de CO_2

O contributo percentual de cada uma das fontes de energia para a produção de dióxido de carbono, CO_2 , relativas ao ano de 2017, estão presentes na tabela 3.1.

Estes valores de emissões de dióxido de carbono, em kg/ano , para o gás natural, o gasóleo e o propano foram calculados segundo a equação 3.1, [12].

$$E_{CO_2} = C_{combustvel} \cdot PCI \cdot FE \cdot FO \quad (3.1)$$

Tabela 3.1: Emissão de dióxido de carbono pelas diferentes fontes de energia consumidas

Fonte de energia	Dióxido de carbono produzido [t/ano]
Energia elétrica	85,2%
Gás Natural	14,3%
Gasóleo	≈0%
Propano	0,5%

Em que $C_{combustvel}$ representa o consumo de combustível, PCI o poder calorífico inferior do combustível, FE, o fator de emissão e FO, o fator de oxidação que é o ajuste devido a reações incompletas, [13]. Os valores de PCI, FE e FO encontram-se na tabela 3.2.

Tabela 3.2: Poder calorífico inferior, Fator de emissão e Fator de oxidação, [12]

Combustível	Unidades do Combustível	PCI	Unidades PCI	Fator de Emissão CO2 [kg/GJ]	Fator de oxidação
Gás Natural	Nm ³	0,03844	GJ/Nm ³	56,6	0,995
Gasóleo	t	43,07	GJ/t	74,1	0,990
Propano	t	48,28	GJ/t	63,1	0,995

As emissões de dióxido de carbono produzidas através da energia elétrica foram calculadas segundo, a equação 3.1, com alguns reajustes resultando na equação 3.2.

$$E_{CO_2} = C_{eletricidade} \cdot FE \quad (3.2)$$

O fator de emissão toma o valor de 0,487 (Kg_{CO_2}/KWh), [14], este fator representa um consumo de energia elétrica através da rede.

3.3 Sistemas de água de refrigeração

A instalação fabril é constituída por diversos circuitos de água de refrigeração, o circuito fechado 1, o circuito fechado 2, o circuito aberto e o circuito da VPSA.

A água do circuito fechado 1 não entra em contacto direto com o material a arrefecer. Este circuito é responsável pela refrigeração dos compressores, pelo compensador dinâmico, pelo forno de reaquecimento, pelo trem e pelos sistemas auxiliares.

Relativamente ao circuito fechado 2, mais uma vez, a água deste circuito não entra em contacto direto com o material a arrefecer. Este circuito é responsável pelo arrefecimento do forno de arco elétrico, pelo forno de panela e pelo sistema de despoeiramento da Aciaria.

O tratamento das águas residuais industriais está associado ao circuito aberto da água de arrefecimento, onde se verifica o contacto direto com o material a arrefecer.

No que concerne ao circuito de arrefecimento da VPSA a água que circula neste circuito é responsável pelo arrefecimento dos diversos componentes constituintes da central

de produção de oxigénio(VPSA).

3.4 Tratamento das emissões gasosas

As emissões gasosas que necessitam de ser tratadas são aquelas cuja origem resulta da atividade da Aciaria.

3.4.1 Sistema de Despoeiramento da Aciaria

O sistema de despoeiramento das emissões da Aciaria foi instalado, há já alguns anos, para dar resposta à eliminação das emissões difusas que se verificavam anteriormente neste edifício.

O sistema de despoeiramento destina-se à captação de partículas do forno elétrico e do forno de panela, bem como das emissões difusas que ocorrem durante as operações de carga e vazamento. A redução efetiva dos níveis de ruído produzida pela instalação, através do encapsulamento do forno eléctrico (“Dog-house”) e da insonorização dos grupos moto-ventiladores é outra vantagem deste sistema.

A instalação do despoeiramento é composta por duas linhas de aspiração, sendo elas a linha primária e a linha secundária. A linha primária faz a captação dos fumos primários do Forno de Arco Elétrico durante o período de fusão. Já a linha secundária faz a captação dos fumos produzidos durante a carga de sucata, através de uma campânula, "Canopy". A linha secundaria realiza também a captação dos fumos das emissões difusas, através do encapsulamento do forno de arco elétrico durante as fases de fusão e vazamento, "Dog-house".

O sistema de aspiração do Forno de Panela está ligado à linha secundária através de um ventilador.

Os equipamentos instalados no sistema de despoeiramento são os seguintes:

- Campânula de teto (“Canopy”);
- Encapsulamento do Forno de Arco Elétrico (“Dog-house”);
- Câmara de combustão ou decantação;
- Torre de “Quenching”;
- Ciclone;
- Filtro de mangas;
- Ventiladores principais;
- Chaminé;
- Sistema de transporte e armazenamento de pó;

3.4.1.1 Campânula ("Canopy")

Destina-se à captação de poeiras no interior da nave da Aciaria nas diferentes fases do processo, mantendo-se um pequeno caudal de aspiração permanente durante a fusão, para a depuração do ambiente e a diminuição da temperatura dos gases da linha primária.

3.4.1.2 Encapsulamento do Forno de Arco Elétrico (“Dog-house”)

Durante as operações de fusão e vazamento do Forno Elétrico, os fumos são captados através de condutas instaladas na “Dog-house”, que envolve completamente o forno e que é constituída por paredes de betão e painéis isolantes de grande capacidade de absorção, para assegurar o objetivo complementar de redução dos níveis de ruído.

3.4.1.3 Câmara de Combustão ou Decantação

Esta câmara tem como objetivo separar os fragmentos de pó e de escórias de maiores dimensões e de minimizar a emissão de CO.

3.4.1.4 Torre de “Quenching”

Este equipamento destina-se a efetuar o arrefecimento dos gases e está instalado a seguir à câmara de combustão, de forma a tornar mais eficiente e acelerar o processo de arrefecimento dos gases provenientes da linha primária, através da injeção de água e ar, possibilitando uma redução do teor de dioxinas e furanos. Assim, tem por objetivo fazer o arrefecimento brusco dos fumos captados, através da vaporização da água que é introduzida na torre de “quenching”, por intermédio de injetores. A água é integralmente vaporizada e arrastada pelos fumos.

3.4.1.5 Ciclone

Este encontra-se instalado antes do filtro de mangas, com o objetivo de separar as partículas de maiores dimensões e as faúlhas (partículas incandescentes), que poderiam deteriorar as mangas. Deste modo, reduz-se a carga de partículas retidas nos filtros, conduzindo ao aumento do período de duração das mangas e à diminuição do consumo de ar comprimido que é necessário para proceder à limpeza das mangas,

3.4.1.6 Filtro de Mangas

No filtro de mangas realiza-se a separação do pó dos fumos arrefecidos, a partir de um coletor geral, distribuindo os fumos por todos os compartimentos, onde as mangas de poliéster realizam a filtragem. Os gases limpos são evacuados em depressão, pela chaminé através dos ventiladores principais da instalação. O pó recolhido nas câmaras inferiores é evacuado e transportado até aos dois silos de armazenamento através de meios mecânicos.

3.4.1.7 Ventiladores Principais

Os ventiladores principais têm por função efetuar a aspiração dos gases gerados nas distintas fases do processo e enviá-los para a chaminé. Os locais de instalação dos ventiladores dispõem de painéis acústicos que reduzem significativamente os níveis de ruído.

3.4.1.8 Silo de Armazenagem de Pó

O pó removido dos fumos é devidamente recolhido e transportado por um sistema mecânico para dois silos de armazenamento.

Capítulo 4

Revisão do Estado da Arte

Sendo de elevado relevo a procura de fontes e tecnologias, que permitam a produção de energia elétrica de formas alternativas e detendo a indústria siderúrgica um enorme potencial de aproveitamento de calor residual, neste capítulo, estudar-se-á o Ciclo Orgânico de Rankine, ORC. O funcionamento de um ORC, com fim à produção de energia elétrica, está dependente de diversos fatores, afim de apresentar viabilidade técnica, económica e ambiental. Entre os diversos fatores, condicionantes do desempenho de uma instalação ORC, podem destacar-se, o tipo de fonte de calor residual, tipo de fluido de trabalho e arquitetura do sistema.

4.1 Sistema de produção de energia recorrendo ao Ciclo Orgânico de Rankine

4.1.1 Comparação entre ciclo de Rankine e ciclo Orgânico de Rankine

O funcionamento de um sistema, ao trabalhar segundo o Ciclo Orgânico de Rankine é em tudo igual ao funcionamento de um sistema segundo o Ciclo de Rankine. A diferença entre estes dois ciclos reside no tipo de fluido de trabalho usado. O Ciclo de Rankine opera com água, já o Ciclo de Orgânico de Rankine usa, como fluido de trabalho, um fluido orgânico. Assim, este sistema utiliza substâncias de baixo ponto de ebulição, [15].

Quando o intuito é a produção de energia eléctrica com recurso a fontes de calor residual, as temperaturas destas mesmas encontram-se, por norma, em gamas de temperaturas inferiores a 500°C. Desta forma, o uso de um Ciclo de Rankine, ou seja, um ciclo que opera com água, pode ver o seu rendimento afetado uma vez que apenas se poderá produzir vapor de baixa pressão. Assim, face às propriedades dos fluidos orgânicos, um sistema que funcione segundo o Ciclo Orgânico de Rankine, torna-se uma tecnologia viável, com vários casos de sucesso demonstrados, [1], [16] e [15].

Segundo [15], o uso de um sistema a operar segundo o Ciclo Orgânico de Rankine numa instalação siderúrgica pode alcançar eficiências de operação até 22%.

4.1.2 Fontes de calor residual

Os principais transportadores de calor residual, segundo [16], encontram-se nos fluxos gasosos, líquidos e sólidos. Nos fluxos gasosos, o calor residual é proveniente de fluxos de gases de exaustão, vapor de baixa qualidade, ar de arrefecimento, entre outros. Já

no que diz respeito aos fluxos líquidos, esse calor é proveniente, por exemplo, de água quente de circuitos de refrigeração. Em relação aos sólidos, esse calor residual pode ser encontrado na escória da produção de aço.

O calor residual é, por norma, classificado em função da sua temperatura. Para temperaturas de 200°C o calor residual é classificado como calor de baixa temperatura, para temperaturas de 200°C a 500°C trata-se de calor de média temperatura e para temperaturas superiores a 500°C é calor de alta temperatura, [17]. Uma análise efetuada ao potencial do calor residual, na União Europeia, estimou que este se apresenta com um potencial de 300 *TWH/ano*, em que se encontra distribuído numa média de 33% na gama calor residual de baixa temperatura, 25% na gama de calor residual de média temperatura e o restante na gama de alta temperatura, [17].

Segundo [16], é mais viável técnico-economicamente fazer uso de calor residual nas gamas de temperatura media-alta.

4.1.3 Escolha do fluido de trabalho

Como referido anteriormente, a viabilidade de implementação de um sistema ORC depende, em muito, do tipo de fluido de trabalho escolhido. A escolha deste último deve ser efetuada, entre os diversos fatores que condicionam esta escolha, numa fase preliminar, com base no tipo de fonte de energia a que se destina o sistema ORC, ou seja, energia geotérmica, energia solar térmica ou energia proveniente de calor residual, [18]. Isto, porque o tipo de fonte de calor influencia a temperatura disponível destinada à evaporação do fluido de trabalho.

O uso do fluido de trabalho correto contribui para o aumento da eficiência térmica, para o aumento da viabilidade económica, para a redução do tamanho dos componentes do sistema ORC e para a redução dos problemas de segurança causados por este, [19].

Os fluidos orgânicos podem ser divididos em três tipos, isto é, os fluidos húmidos, os fluidos isentrópicos e os fluidos secos. Os fluidos húmidos são caracterizados pelo facto da sua curva de vapor saturado apresentar declive negativo e resultar de estruturas moleculares simples, [18]. No que diz respeito aos fluidos secos, estes apresentam declive positivo na linha de vapor saturado e possuem uma estrutura molecular de maior complexidade, face aos húmidos, [18]. Por fim, os fluidos isentrópicos são detentores de uma linha de vapor saturado de declive infinito e estes apresentam uma estrutura molecular de complexidade intermédia face aos anteriores, [18]. A figura 4.1 ilustra o declive da curva de vapor saturado dos 3 tipos de fluidos explicados.

Os fluidos húmidos são negligenciados nas aplicações ORC devido à necessidade de serem superaquecidos, porque caso não aconteça, ao serem expandidos, na turbina, incorre-se o risco de se formar uma mistura bifásica. Desta forma, os fluidos isentrópicos e secos são considerados os mais adequados para este tipo de aplicação, [21].

Aquando da escolha de um fluido orgânico, existem diversas propriedades termo-físicas a ter em atenção, tais como, pressão crítica, temperatura de ebulição, volume específico, calor latente, ponto de inflamação, calor específico e condutividade térmica. Deve-se ter, ainda, em linha de conta, propriedades que dizem respeito à segurança, ao custo, à disponibilidade, à toxicidade, à estabilidade química em altas temperaturas e aos fatores ambientais, [18]. Relativamente à toxicidade e à inflamabilidade dos diversos fluidos de trabalho, a ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, apresenta através da norma número 34, uma classificação para

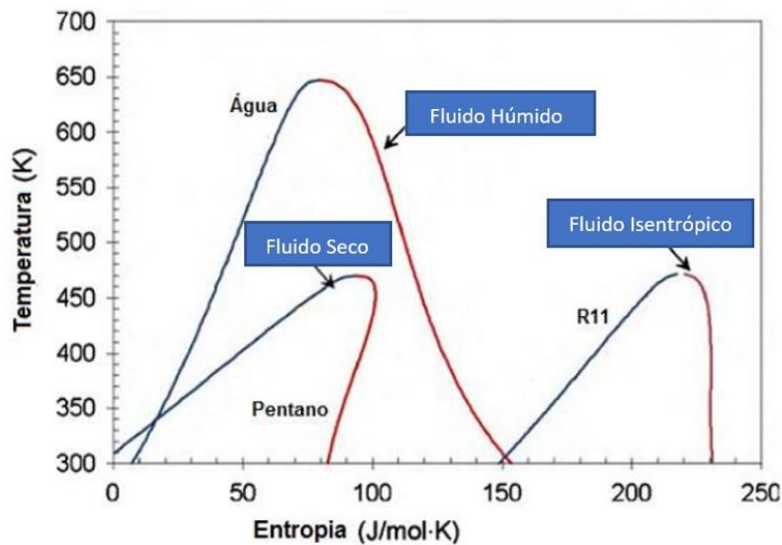


Figura 4.1: Curva de fluido húmido, seco e isentrópico, [20]

diversos fluidos. A classificação, anteriormente descrita, encontra-se presente na tabela 4.1.

Tabela 4.1: Classificação de toxicidade e inflamabilidade ASHRAE 34, [22]

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

No que concerne aos requisitos ambientais, os mais recentes para fluidos orgânicos são um potencial zero de destruição da camada de ozono, ODP, e um baixo potencial de aquecimento global, GWP, [1]. De forma complementar, deve-se evitar o uso de fluidos orgânicos do tipo clorofluorocarbonos, CFCs, uma vez que a recente legislação prevê a descontinuidade do fabrico destes nos próximos anos. Já os hidrofluorocarbonos, HFCs, irão provavelmente ser descontinuados. Assim, os CFCs e os HFCs devem ser substituídos por fluidos orgânicos de tipo hidrocarbonetos, HCs, e hidrofluoroolefinas, HFOs, [1].

Além dos fatores ambientais ODP e GWP o tempo de vida atmosférico de cada fluido também deve ser analisado, ALT, [23]. O fator ODP tem por base o fluido R11, que apresenta um ODP igual a 1 e traduz o coeficiente entre a destruição que um dado fluido causará na cama de ozono em função da sua massa libertada, [23]. O fator GWP tem por base o CO_2 , que apresenta um valor de GWP de 1 e traduz quanto a massa de cada fluido irá contribuir para o aquecimento global durante um espaço de tempo de 100 anos, [23]. Já o ALT representa o tempo que um dado fluido permanece na atmosfera até se decompor, [23].

Outro fator que assume um papel importante no que diz respeito à segurança das pessoas que contactam com os fluidos orgânicos é o limite de exposição ao fluido, AEL. Normalmente este fator é expresso em ppm e representa o limite máximo a que se pode estar exposto a um dado fluido num período de 8 horas, [23]

Após uma revisão de literatura, com a finalidade de perceber as conclusões presentes nesta ultima, constaram-se diversos resultados que são de extrema importância aquando da seleção de fluidos a testar no presente trabalho.

Foram testados em [18] diversos fluidos orgânicos não convencionais tais como o Benzeno, Propano, Acetona, Metanol e Etanol. Testaram-se também fluidos convencionais, tipicamente usados em ORC tais como R134a e R245fa. Deste estudo, verificou-se que a eficiência térmica diminui com o aumento da temperatura do condensador e aumenta com o aumento da pressão no evaporador. Porém, a principal conclusão, deste estudo, é a identificação do Benzeno como um fluido de trabalho que fornece eficiências melhoradas em diversas condições de operação num sistema ORC. Este estudo também concluiu que o Benzeno, Metanol e Etanol apresentam boas eficiências em fontes de elevada temperatura.

Já [21] apresentou uma categorização de diversos fluidos a usar conforme a gama de temperatura em que se encontra a fonte de calor, como se observa na figura 4.2 e na tabela 4.2.

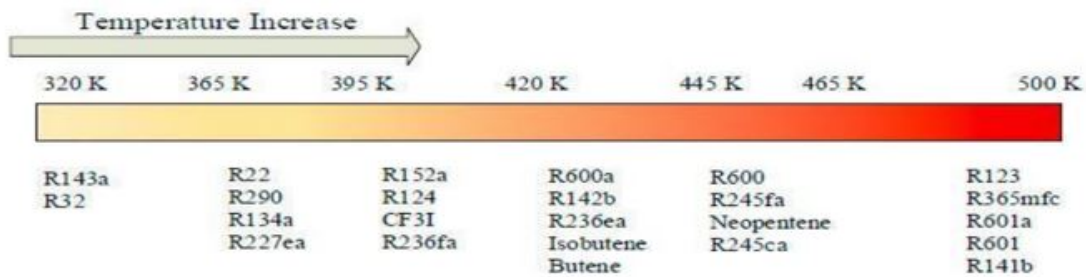


Figura 4.2: Seleção de fluidos de trabalho em função da temperatura da fonte de calor, [21]

Tabela 4.2: Seleção de fluidos de trabalho em função da temperatura da fonte de calor, [21]

Temperatura de Evaporação (°C)	Sugestão de fluido por várias pesquisas e resumida por [4]
50 - 100	R134a, R245fa, R227ea, Hexano, R123, Butano e R141b
100 - 150	R236ea, Solkatherm, R245fa, R11, R114, R245fa, R601a, R601, R141b e R113
150 - 200	R245fa, benzeno e etanol
200 - 300	Butilbenzeno e R123
250 - 500	n-hexano, n-pentano, tolueno, n-octano, tolueno e n-dodecano

Segundo [24] um elevado potencial elétrico pode ser obtido fazendo uso do fluido Tolueno.

Por fim, [1] e [18] constataram que os fluidos de trabalho devem operar perto das suas propriedades críticas para se obter o máximo rendimento possível.

4.1.4 Arquitetura

Uma vez que um sistema em funcionamento segundo o Ciclo Orgânico de Rankine, se encontra a operar seguindo os fundamentos de um Ciclo de Rankine convencional, então, também para este existem diversas arquiteturas possíveis de implementar. Porém, nem todas elas se mostram rentáveis no momento da sua aplicação.

Segundo [24], muitas arquiteturas são passíveis de ser utilizadas num sistema ORC. No entanto, os sistemas que fazem uso de extração de fluido operante de turbinas e consecutivamente de várias regenerações vêm aumentar o seu custo propriamente dito. Isto acontece em virtude do maior número de trocadores de calor. Em [24] também se concluiu que uma prática comum é usar um recuperador de calor de forma a pré aquecer o fluido que sai da bomba de compressão com o calor disponível no fluido à saída da turbina de expansão. Daí resulta um aumento da eficiência do ciclo, [25]. Contudo, segundo [26] e [27], o uso de recuperador de calor não é justificado nas aplicações de recuperação de calor residual.

Já [28] justifica que, devido aos sistemas ORC, operarem na sua maioria com fluidos secos não apresenta benefícios a implementação de arquiteturas mais complexas, tipicamente usadas em ciclos convencionais de Rankine, tais como utilização de mais que um estágio de aquecimento do fluido de trabalho. Desta forma, o sistema torna-se mais económico visto que o aquecimento, a evaporação e o sobreaquecimento do fluido podem ser realizados com um único evaporador.

4.1.5 Fabricantes

Relativamente, ao fabrico e à venda de sistemas ORC, já se encontram diversos fabricantes no mercado. Os equipamentos disponíveis por estes apresentam-se com bastante flexibilidade ao nível da potência em função do tipo de fonte de calor disponível. Na figura 4.3, encontram-se enumerados alguns dos fabricantes existentes no mercado, bem como a respetiva gama de temperaturas em que estes sistemas podem operar e a sua respetiva produção de energia elétrica.

Tabela 4.3: Fornecedores de equipamentos ORC, [29]

Fabricante	Potência	Temperatura da fonte térmica
ORMAT, U.S.A.	200 kWe – 72 MWe	150 – 300°C
Turboden, Itália	200 kWe – 2 MWe	100 – 300°C
Adoratec, Alemanha	315 – 1600 kWe	300°C
Freepower, Reino Unido	6 – 120 kWe	180 – 225°C
Tri-o-gen, Holanda	160 kWe	>350°C
Electratherm, U.S.A.	50 kWe	>93°C
Infinity Turbine	250 kWe	>80°C

4.2 Implementação por parte de outras empresas produtoras de aço

Após o conhecimento de alguns dos principais fabricantes de sistemas ORC, procedeu-se à análise de documentos que relatassem a instalação destes sistemas em espaços siderúrgicos.

Nesta análise foram estudadas implementações de sistemas ORC por parte da siderurgia de MARTIN em Brescia (Itália) [30] e da siderurgia do grupo Feralpi em Riesa (Alemanha) [31]. Assim, percebeu-se que ambas as siderurgias optaram pela implementação de um sistema a operar segundo o Ciclo Orgânico de Rankine em detrimento de um sistema a operar segundo o Ciclo de Rankine pelas mesmas razões.

Segundo [30] e [31] um sistema a operar segundo o Ciclo de Rankine é aplicado na indústria quando o objetivo é produzir potências entre 10MW e 50MW e como tal são necessárias fontes de calor de alta temperatura. Aliado à elevada potência que estes sistemas permitem produzir, eles tornam-se bastante mais caros devido aos equipamentos serem de maiores dimensões. Também aquando da sua operação, um sistema a operar segundo o Ciclo de Rankine torna-se mais dispendioso ao nível da sua manutenção e operação, em comparação com um sistema de Ciclo Orgânico de Rankine, porque necessitam de uma permanente vigilância por parte de engenheiros com qualificações específicas na área da produção de vapor. Em contrapartida, um sistema ORC apresenta um custo de instalação e manutenção mais reduzido e não necessita de vigilância permanente visto que a sua operação é autónoma.

Outro fator, de grande relevância, para ambas as siderurgias optarem por um sistema de Ciclo Orgânico de Rankine face a um sistema de Ciclo de Rankine é que estes últimos são bastante afetados, a nível da sua eficiência, pelas quedas de temperatura da fonte quente resultantes do processo em lotes das siderurgias. Enquanto que um sistema ORC lida de forma bastante mais satisfatória com esta questão.

Parte II

Métodos e Modelos

Capítulo 5

Identificação das fontes de calor residual

Uma fase importante do trabalho desenvolvido é a identificação dos pontos de potencial aproveitamento de energia térmica residual, sobre a forma de calor. Nesta secção, efetuase, além da identificação das possíveis fontes de calor residual, uma análise preliminar de cada uma destas fontes.

5.1 Tipos de fonte de calor residual a considerar

Em virtude das características de operação da SN Maia e da vontade de aplicar um sistema de captura de calor residual com recurso a permutadores de fácil acesso no mercado e constituídos por tecnologia amplamente conhecida na indústria, percebeu-se, ainda, numa fase precoce, que os pontos onde se pode efetuar a coleta de energia residual corresponde ao sitio onde essa mesma energia se encontra na forma de fluxo gasoso ou líquido.

Assim sendo, as fontes de energia de fluxo gasoso que se têm em consideração no estudo são a energia contida nos gases de exaustão, provenientes do forno de arco elétrico, do forno de panela e do forno de reaquecimento dos biletos. Já, no que toca à energia contida em fluxos líquidos, as fontes que se têm em estudo são a água quente, proveniente dos diversos circuitos de refrigeração.

Na figura 5.1 encontra-se um esquema ilustrativo dos diversos pontos alvos da análise de uma possível captura de calor residual.

5.1.1 Água dos circuitos de refrigeração

No que diz respeito à água dos circuitos de refrigeração, esta constitui uma fonte de energia de baixa entalpia, que se apresenta assim como calor residual de baixa temperatura.

Após a análise dos perfis de temperatura dos quatro circuitos já identificados, percebeu-se, que o valor de temperatura máximo, representativo de todos estes circuitos, situa-se em torno dos 35 °C. É de notar que em dias muito quentes de Verão, o circuito fechado 2 alcança valores de temperatura que chegam aos 50 °C. Este circuito constitui o circuito mais quente da fábrica, porque é responsável pelo arrefecimento do forno de arco elétrico, do forno de panela e de todo o sistema de despoejamento.

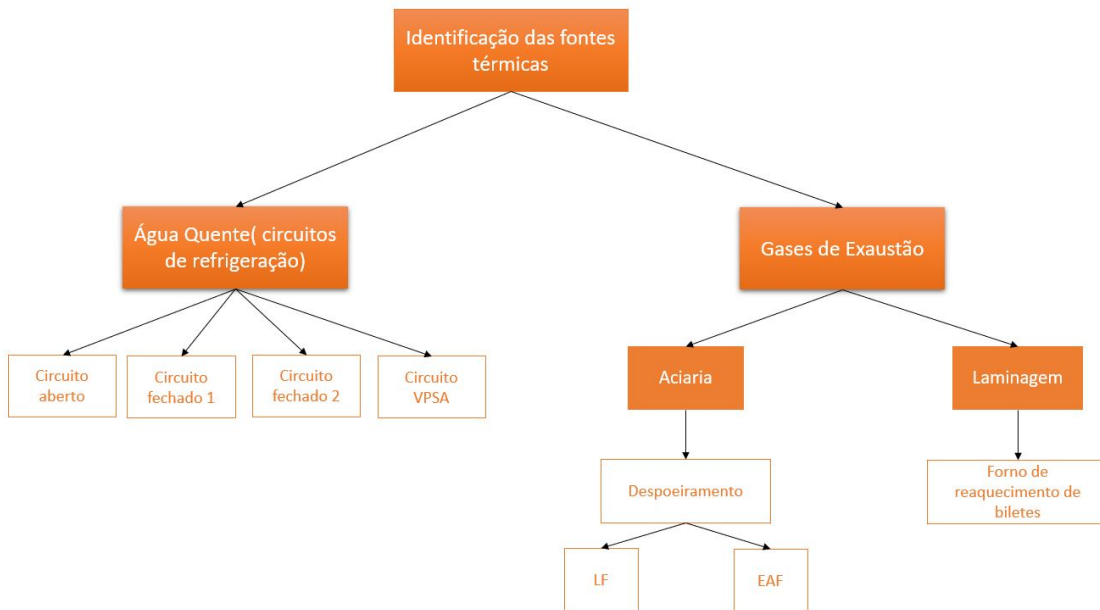


Figura 5.1: Identificação das fontes de calor residual a serem alvo de estudo

Calculando o rendimento de Carnot, segundo a equação 5.1, conclui-se que este rendimento apresenta-se em 2,9%, valor este muito baixo.

$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (5.1)$$

A variável T_1 é a temperatura da fonte quente, neste caso 35 °C e T_2 corresponde à temperatura da fonte fria, que será a temperatura ambiente, usualmente considerada em 25°C.

Pode-se concluir que esta fonte de calor revela a incapacidade de operação de um sistema ORC. O rendimento de Carnot representa o máximo rendimento possível que uma máquina térmica ideal pode obter, isto é, uma máquina que não apresenta perdas por ruído, por aquecimento e por outro tipo de irreversibilidade.

5.1.2 Gases de exaustão

Ao contrário à água dos circuitos de refrigeração, os gases de exaustão apresentam, em alguns pontos do seu percurso, elevadas temperaturas, constituindo assim uma energia de alta entalpia. No entanto, apresentam, no final do seu percurso, valores de baixa temperatura.

5.1.2.1 Gases de exaustão resultantes da Aciaria

Os gases de exaustão provenientes da Aciaria resultam da atividade do forno de arco elétrico e do forno de panela. Todos estes gases são encaminhados pelo sistema de despoeiramento. O trabalho resultante da fundição da sucata, na Aciaria, gera quantidades muito elevadas de pó. Posto isto, existe a necessidade de todos os produtos expelidos por esta zona passarem pelo sistema de despoeiramento antes de poderem ser libertados

para a atmosfera. Assim sendo são recolhidas aproximadamente 350 toneladas de pó semanalmente, nos silos existentes neste sistema. Outro aspeto de especial relevância, encontra-se na necessidade de tratamento destes mesmos gases, uma vez têm diversas toxinas que não podem ser expelidas diretamente para a atmosfera. A redução do nível de toxinas é conseguido através do processo de injeção de carvão ativado no escoamento gasoso, responsável por efetuar a adsorção seguida de filtragem destas toxinas.

É importante realçar que os gases de exaustão da Aciaria, que circulam pelo sistema de despoeiramento, apresentam um regime de temperaturas com bastante oscilação, ao longo do seu dia. Isto acontece porque quando se encere um cesto de sucata no forno de arco eléctrico as temperaturas dos gases aumentam instantaneamente e assim afetam a temperatura de todos os gases que circulam neste mesmo sistema. A título ilustrativo apresenta-se o regime de temperatura dos gases de exaustão à entrada da torre de "quenching" e nos filtros de mangas, nas figuras A.1 e A.2. Nestes dois gráficos, verifica-se entre as 15:30 e 21:30, aproximadamente, que a temperatura decaem para valores relativamente próximos da temperatura ambiente. Esta situação demonstra a paragem da Aciaria neste dia.

Desta forma, pode-se concluir que uma possível implementação dum sistema ORC a operar com base nestes gases irá tornar-se bastante dispendioso no que toca à aquisição previa dos equipamentos, bem como a nível das suas manutenções. Devido à grande quantidade de pó que se encontra a circular neste sistema existe a necessidade de dimensionar permutadores de maiores áreas para estes não verem a sua eficiência rapidamente afetada pela acumulação de pó. Mesmo assim existe a necessidade de realizar manutenções frequentemente, uma vez que o pó se irá inevitavelmente acumular. Outra desvantagem reside no regime oscilatório das temperaturas do sistema de despoeiramento em que irá obrigar a implementação de um sistema ORC sobredimensionado a fim de conseguir lidar com os picos máximos de energia residual disponível. Esta situação poderá levar a possíveis avançamentos do sistema quando a energia térmica disponível para a evaporação do fluido de trabalho for mínima. Em alternativa ao sobredimensionamento, poderá existir um sistema intermédio entre o ORC e o sistema de despoeiramento com a função de "buffer" de energia térmica.

Pode concluir-se que a implementação de um sistema ORC, neste ponto, apresenta-se inviável, porque irá estar sujeito a diversos condicionantes técnicos, destacando sobretudo a existência de grandes quantidades de pó.

5.1.2.2 Gases de exaustão resultantes da Laminagem

Os gases de exaustão resultantes da laminagem são originados pelo forno de reaquecimento de billetes, que opera a gás natural.

A operação deste forno é praticamente contínua, só pára duas vezes por ano, mais concretamente nas paragens anuais de manutenção. Contudo, ao longo de cada mês são compridos planos de paragem, em que o forno de reaquecimento de billetes vê a sua potência ser reduzida, como foi referido anteriormente. Nestas paragens, os gases de exaustão expelidos apresentam uma temperatura inferior em aproximadamente 70°C.

Analisaram-se as temperaturas ao longo da conduta de exaustão, nos pontos 1, 2, 3, que correspondem à saída do forno, à entrada no recuperador de calor e à saída do permutador, conforme a figura 5.2. Desta análise, verifica-se que as temperaturas no ponto 1 oscilam entre os 900°C e os 1000°C. Este é o ponto onde a temperatura

apresenta maiores variações. No ponto 2, as temperaturas apresentam-se em torno dos 760°C e no ponto 3 rodeiam os 420 °C. É de notar que os valores de temperatura foram obtidos com base no histórico criado pelo sistema de controlo e monitorização deste sistema. O recuperador existente destina-se a pré aquecer o ar de admissão do forno de reaquecimento de biletas, com o calor que os gases de exaustão transportam.

O nível de pó destes gases de exaustão é residual.

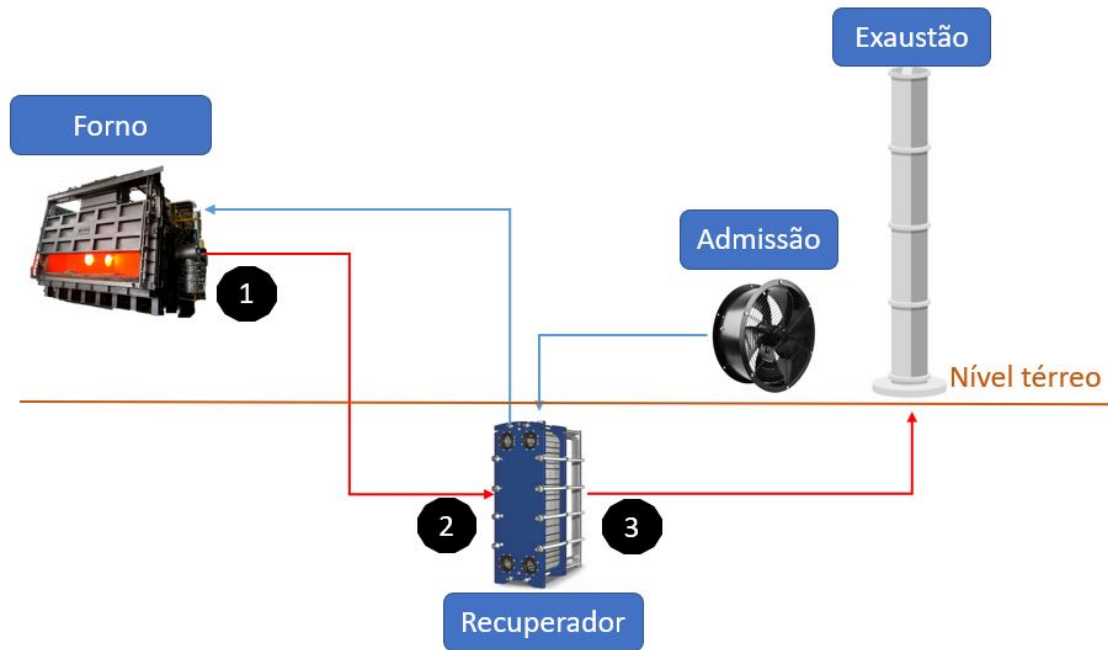


Figura 5.2: Esquema do sistema de exaustão/admissão do forno de reaquecimento de biletas

5.2 Fonte de calor a ser alvo de estudo

Face às características das três fontes de calor analisadas, exclui-se a água dos circuitos de refrigeração e os gases de exaustão circulantes no sistema de despoejamento. A água dos circuitos de refrigeração tendo em atenção a sua baixa temperatura apresenta incapacidade de operar num sistema ORC. Os gases de exaustão circulantes, no sistema de despoejamento, apesar de em alguns pontos apresentarem valores de temperaturas altas, mas oscilatórias, vêem a sua viabilidade de aproveitamento ser reduzida por causa da grande quantidade de pó que transportam. Por fim, os gases de exaustão do forno de reaquecimento de biletas apresentam um perfil de operação praticamente constante, uma baixa quantidade de pó e uma gama de temperatura média-alta.

Por estes motivos, irá ser estudada a viabilidade de aproveitamento do calor residual nos gases de exaustão provenientes da atividade do forno de reaquecimento de biletas.

5.2.1 Ponto do sistema a ser alvo de estudo

O local, onde será estudada a possibilidade de aproveitamento de calor residual na conduta de exaustão, localiza-se a seguir ao recuperador existente. Isto, deve-se ao facto que a coleta destes gases, antes do recuperador existente, não se torna viável técnico-economicamente. Tal acontece porque a inserção de um outro permutador, antes do existente, para evaporar o fluido de trabalho do sistema ORC, irá prejudicar a eficiência do permutador destinado a aquecer o ar de admissão mas também porque se verificam elevados constrangimentos físicos.

Além do ponto de recuperação de calor ter de estar a seguir ao permutador já existente, o ponto de coleta será estudado imediatamente antes da chaminé. Esta situação justifica-se pelo facto de a chaminé existente encontrar-se com redução de espessura que futuramente obrigará à sua substituição, tornando-se assim viável colocar um possível permutador na base da chaminé e reprojeter esta mesma. Este ponto também se torna viável visto que, como a figura 5.2 indica, este sistema de exaustão é maioritariamente efetuado abaixo da cota térrea e a entrada da chaminé consiste no ponto onde os gases de exaustão voltam a estar à cota térrea.

5.2.2 Monitorização do fluxo gasoso no ponto de estudo

Já definido o ponto a ser alvo de estudo, existiu a necessidade de recorrer a uma empresa externa com o intuito de realizar medições de caudal, de pressão e de temperatura destes gases. Esta necessidade existiu, uma vez que não se encontram sensores de medição destas três propriedades físicas neste ponto do fluente gasoso. Também se recorreu a uma empresa externa porque todo o sistema de exaustão é constituído por diversos ventiladores, que tornam difícil estimar um possível caudal de ar típico, bem como os valores de pressão e temperatura.

Após análise do ponto onde se pretendia efetuar tal monitorização, por parte do técnico da empresa a que se recorreu, chegou-se à conclusão que tal não seria possível porque os furos existentes na chaminé não apresentam diâmetro suficiente para realizar as medições.

Posto isto, o dimensionamento do sistema será efetuado com base nos valores teóricos existentes no fluxograma do sistema de exaustão. Segundo este diagrama, os gases de exaustão, na zona da conduta onde se pretende implementar o evaporador do sistema ORC, apresentam uma temperatura de 413°C , um caudal volumétrico de $95200 \text{ m}^3/\text{h}$ e uma pressão relativa de -49 Pa . Com base nestes valores o fluente gasoso apresenta neste ponto uma potência calorífica de aproximadamente $7,5\text{MW}$, estando-se a considerar a temperatura ambiente igual a 25°C .

5.2.3 Composição dos gases de exaustão

Como se irá estudar a possibilidade de inserção de um permutador de calor na conduta de exaustão, é de elevada relevância saber se os gases são compostos por substâncias que podem causar corrosão. Caso estas substâncias existam, poderão impor um limite à temperatura até à qual os gases de exaustão poderão arrefecer, de forma a que estas substâncias não condensem.

Das substâncias usualmente presentes em gases de exaustão, o dióxido de enxofre, SO_2 , pode conduzir à formação de ácido sulfúrico, H_2SO_4 , que pode originar corrosão

como será explicado a seguir, [32] e [33]. Por este motivo consultou-se os resultados da auditoria ambiental realizada a 18/3/2021 à chaminé deste sistema de exaustão. Aí, constatou-se a existência de dióxido de enxofre. Apesar de não se prever a existência de dióxido de enxofre nos gases de exaustão porque são provenientes da combustão de gás natural, ele encontra-se na sua constituição propriamente dita, se bem que num limiar bastante baixo. Porém, a existência de dióxido de enxofre não pode ser negligenciada uma vez que é do conhecimento da SN Maia que este sistema sofre de corrosão, mesmo sendo moderada.

Assim, o sistema a ser estudado não poderá arrefecer os gases de exaustão abaixo da temperatura de condensação do ácido sulfúrico. Irá ser considerado o limite mínimo admissível de temperatura, 180°C, para os gases de exaustão à saída do evaporador, do sistema ORC a ser estudado. Tal será realizado porque, segundo [33], a condensação do ácido sulfúrico ocorre tipicamente abaixo dos 180°C.

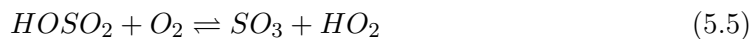
5.3.2.1 Formação de Ácido Sulfúrico

A formação de ácido sulfúrico, H_2SO_4 , a partir de dióxido de enxofre, SO_2 , começa com a formação de trióxido de enxofre. O SO_3 forma-se a partir do SO_2 .

A formação de SO_3 pode ocorrer através de uma reação homogénea em fase gasosa com oxidação direta do SO_2 , como explicitado nas equações químicas 5.2 e 5.3, [32].



A formação de SO_3 também pode acontecer na presença do radical OH , como expresso nas equações químicas 5.4 e 5.5, [32].



Tendo sido formado SO_3 ele é convertido em H_2SO_4 , através da reação com água, como expressa a equação química 5.6, [33].



5.3 Resumo dos condicionantes da fonte de calor

A fonte de calor que apresenta maior potencial para um primeiro estudo da viabilidade técnico-económica da implementação de um sistema ORC é o sistema de exaustão do forno de reaquecimento de billetes.

Como já foi visto, esta fonte de calor apresenta algumas imposições importantes, a terem-se em linha de conta, desde o início de um projeto de implementação dum sistema ORC. Relativamente ao local de coleta de calor residual terá de ser depois do permutador já existente no sistema de exaustão. Para tornar esta implementação ainda mais viável é benéfico a implementação do evaporador estar na construção existente que serve de suporte à chaminé atual. Tal advém do facto do sistema de exaustão ser efetuado abaixo da cota térrea e este ser o ponto onde o fluxo gasoso se encontra à conta térrea, como

ilustra a figura 5.2. Logo, a chaminé poderá ser reprojeta de forma a acoplar na sua base o evaporador do sistema ORC.

Em relação à temperatura possível de arrefecimento destes gases de exaustão, não é aconselhável que sejam arrefecidos a temperaturas inferiores a 180°C. Isto, porque existe na composição dos gases de exaustão, dióxido de enxofre que pode dar origem à formação de ácido sulfúrico e este condensa a temperaturas tipicamente inferiores a 180°C, [33].

Um aspeto de particular importância é a perda de carga inculida pelo evaporador do sistema ORC, uma vez que o sistema de exaustão opera em depressão, -49 Pa.

5.4 Fonte fria

Para arrefecer o fluido operante as duas fontes térmicas possíveis de usar são o ar ambiente ou a água proveniente das torres de refrigeração que equipam a SN Maia. Se a fonte for o ar ambiente o condensador necessário terá de ser de maior dimensão, porque a condutividade térmica do ar é inferior à da água. Ou fazer uso de maiores caudais de fluido refrigerante caso as temperaturas da água e do ar sejam semelhantes.

De todos os circuitos de refrigeração existentes na fábrica aquele que apresenta maior potencial para fornecer água fria ao sistema é o circuito fechado 1, porque pode ser obtida água a 25°C. O uso da água deste sistema é possível tendo em conta que a torre de refrigeração que o equipa encontra-se a operar abaixo da sua capacidade, com aproximadamente metade da sua capacidade disponível. A capacidade de refrigeração desta torre é de aproximadamente 2000m³/h de água. Existe, ainda, a vantagem que o uso desta torre para refrigerar a água proveniente do sistema ORC não representa um custo extra ao nível da torre de refrigeração, uma vez que o seu ventilador não é de velocidade variável. É importante notar que a torre de refrigeração deste sistema apresenta um ΔT de operação de 15°C, então será benéfico dimensionar o condensador a equipar o sistema ORC, para que a água de refrigeração à saída do condensador apresente, no máximo, 40°C. Assim, não existe a possibilidade de afetar a temperatura da água que se encontra a ser arrefecida pela torre de refrigeração e deste modo não se altera a temperatura da água de refrigeração dos restantes sistemas.

Outro aspeto a ter em consideração é que este sistema ao longo do ano vê a temperatura da sua água à saída da torre de refrigeração atingir valores de temperatura inferiores em mais de 10°C. Assim, será benéfico que o sistema que irá fornecer água fria ao condensador do sistema ORC, seja equipado de um controlo de caudal, para não afetar o bom funcionamento do sistema ORC. Isto, porque uma diminuição da temperatura da água de refrigeração acaba por afetar a temperatura com que o fluido operante do sistema ORC sairá do condensador e/ou o seu estado físico. O controlo de caudal pode ser facilmente garantido fazendo uso de uma válvula de controlo de caudal.

Capítulo 6

Seleção do fluido de trabalho

Aquando da seleção dos fluidos de trabalho a usar, de forma a efetuar um comparativo entre os demais e perceber quais apresentam maior viabilidade técnica, económica e ambiental, teve-se em consideração todo o conhecimento adquirido na fase de revisão de estado da arte.

6.1 Fluidos selecionados

Face à grande quantidade de fluidos orgânicos, disponíveis para serem testados na operação de um sistema ORC e devido à limitação temporal existente para a realização do trabalho existe a necessidade de efetuar uma pré-seleção de um número razoável de fluidos, assim é possível otimizar e perceber o comportamento do sistema para cada fluido. Desta serão elegidos 5 fluidos.

Os fluidos escolhidos são o Benzeno, HFO1336mzz(Z), Tolueno, R601 (pentano) e o R245fa. Evita-se fazer uso de fluidos do tipo CFCS e HFCS, sendo só selecionado o R245fa que é um CFC.

Os fluidos Benzeno, Tolueno e Pentano são selecionados porque segundo a literatura encontram-se indicados para operar na gama de temperaturas da fonte de calor em estudo. Já o HFO1336mzz(Z) é escolhido porque apresentou bons indicadores técnicos e económicos numa dissertação já realizada neste âmbito, [34]. O fluido R245fa apesar de segundo a literatura não se apresentar indicado para a gama de temperatura da fonte quente selecionada é selecionado posto que este estudo pretende, também, transmitir conhecimento à SN Maia ao nível dos aspetos relevantes para a seleção de um sistema ORC. Também se selecionou este fluido porque é facilmente encontrado ao operar em sistemas ORC, como descrito no estado de arte, por exemplo nos sistemas ORC fornecidos pelo ElectraTherm, [35]. Assim está-se a validar o facto de este fluido ser, ou não, indicado para a fonte térmica em estudo na SN Maia.

Na tabela 6.1 apresenta-se a temperatura crítica, a pressão crítica, o tipo de fluidos e a família de cada fluido, propriedades que são importantes para a escolha de um fluido orgânico. A temperatura crítica representa o valor da temperatura em que cada substância só se encontra no estado gasoso, ou seja, independentemente da pressão a que seja sujeita uma dada substância esta só se apresenta em estado gasoso, [36]. Já a pressão crítica representa a pressão a partir do qual uma substância deixa de ter zona de mistura bifásica, independentemente da sua temperatura, ou seja, o fluido encontra em estado

líquido ou em estado gasoso.

Tabela 6.1: Temperatura crítica, pressão crítica, tipo e família do fluido, [1], [18], [21]

Fluido	Temperatura crítica [°C]	Pressão crítica [Kpa]	Tipo	Familia
Benzeno	288,9	4894	seco	HC
HFO1336mzz(Z)	171,3	2900	seco	HFO
Tolueno	318,6	4126	seco	HC
R601(n-pentano)	196,7	3360	seco	HC
R245fa	153,9	3051	seco	HFC

6.2 Características de segurança e ambiental

Sendo de grande relevo os parâmetros de segurança e ambientais, encontra-se na tabela 6.2 a classificação dos diversos fluidos segundo a norma 34 de ASHRAE, bem como o ALT, o ODP o GWP e o AEL de cada fluido.

Tabela 6.2: Classificação ASRHAE 34, ALT, ODP, GWP e AEL, [23], [37], [38], [39], [40], [22], [41], [1], [18], [21], [42], [21]

Fluido	ASHRAE grupo 34	ALT	ODP	GWP 100 anos	AEL [ppm] 8 horas de exposição
Benzeno	n.a	0,047	0	n.a	n.a
HFO1336mzz(Z)	A1	0,06	0	2	500
Tolueno	n.a	n.a	n.a	n.a	100
R601 (n-pentano)	A3	0,01	0	20	700
R245fa	B1	7,6	0	858	n.a

Como se verifica na tabela 6.2 os fluidos Benzeno e Tolueno não apresentam classificação segundo a norma ASHRAE 34, mas o Tolueno é conhecido por ser um fluido altamente inflamável e tóxico. Já o Benzeno é altamente tóxico, inflamável e cancerogénico, sendo aconselhável a execução de exames periódicos a quem contacte com este fluido, [36].

6.3 Características dos fluidos

Na tabela 6.3 apresenta-se uma breve descrição dos fluidos em estudo.

Tabela 6.3: Característica dos fluidos a usar, [43], [44]

Designação	Benzeno- Ciclohexatriene	Buteno- hexafluoro- HFO1336mzz(Z)	Tolueno- metibenzo	Pentano- R601	Pentafluoropropano- R245fa
Estrutura	C ₆ H ₆	C ₄ H ₂ F ₆	C ₇ H ₈	C ₅ H ₁₂	C ₃ H ₃ F ₅
Aparência	Incolor	Incolor	Incolor	Incolor	Incolor
Odor	Semelhante à gasolina	Inodoro	Aromático característico	Semelhante a petróleo	Inodoro
Toxico	Sim	Muito reduzido	Sim	Muito reduzido	Sim
Inflamável	Sim	Não	Sim	Sim	Não

Tabela 6.4: Propriedades físicas dos fluidos, [43], [45], [46], [47], [48]

Composto	Benzeno	HFO1336mzz(Z)	Tolueno	R601 (n-pentano)	R245fa
Massa molar [g/mol]	78,11	164,5	92,14	72,15	134,05
Ponto de fusão a 1 atm [°C]	5,6	-90,5	-94,9	-129,7	-102
Temperatura de ebulição a 1 atm [°C]	80,1	33	110,6	27,57	15,3

Na tabela 6.4 encontram-se mais propriedades de cada um dos fluidos a ser estudado.

Outra característica relevante, dos fluidos a serem estudados, é a sua compatibilidade com os materiais metálicos.

Nas secções 6.3.1, 6.3.2, 6.3.3 apresenta-se a compatibilidade química do Benzeno, Tolueno e n-Pentano com os materiais metálicos usualmente usados em permutadores de calor, turbinas e bombas bem como a sua estabilidade química. Só são abordados estes três fluidos, porque como veremos, estes são os que irão ser estudados em maior detalhe.

6.3.1 Benzeno

O Benzeno é compatível quimicamente com diversos materiais, destacando-se alguns materiais metálicos presentes na tabela 6.5.

Ao nível da estabilidade química o Benzeno é termicamente estável, decompondo-se para temperaturas muito elevadas. Por exemplo para temperaturas de 650°C quando se encontra em contacto com ferro, [36].

Tabela 6.5: Compatibilidade química Benzeno, [49]

Fluido	Metais						
Benzeno	Aço inoxidável 302	Aço inoxidável 304	Aço inoxidável 316	Alumínio	Titânio	Bronze fundido	Ferro fundido

6.3.2 Tolueno

O tolueno é conhecido por ser muito estável termicamente, apresenta uma boa estabilidade térmica para temperaturas até 400°C, sendo descrito como um fluido com bom potencial para aplicar em sistemas que operam a alta temperatura, [50].

Quanto à compatibilidade química, o Tolueno é compatível com diversos materiais, encontra-se na tabela 6.6 alguns dos materiais metálicos com os quais ele é compatível.

Tabela 6.6: Compatibilidade química Tolueno, [49]

Fluido	Metais							
Tolueno	Aço inoxidável 302	Aço inoxidável 304	Aço inoxidável 316	Alumínio	Titânio	Bronze fundido	Ferro fundido	Aço carbono

6.3.3 Pentano (n-Pentano)

O n-Pentano é compatível quimicamente com diversos materiais, destacando-se os materiais metálicos presentes na tabela 6.7.

Tabela 6.7: Compatibilidade química n-Pentano, [49]

Fluido	Metais				
n-Pentano	Aço inoxidável 302	Alumínio	Bronze fundido	Ferro fundido	Aço carbono

Este fluido apresenta boa estabilidade química para valores de temperaturas de operação entre os 280°C e os 300 °C, [51], [52], [50].

Capítulo 7

Modelação Numérica

Já conhecendo a fonte quente e fria do sistema, executa-se agora o desenvolvimento e estudo de uma solução ORC, com o objetivo de verificar a viabilidade de implementação na SN Maia. Posto isto, elaboraram-se modelos numéricos simples, que permitem estudar os parâmetros de maior relevância para a obtenção de uma boa viabilidade técnico-económica. Assim, existe a necessidade de recorrer a um software que permita uma fácil iteração e resolução das equações pelo qual os modelos a desenvolver se irão reger. Postas tais premissas o software do qual se faz uso é o EES, Engineering Equation Solver.

7.1 EES (Engineering Equation Solver)

O software EES, [53], como o próprio nome indica, é um software destinado à programação matemática. Este software permite a resolução de equações diferenciais e lineares, a resolução de equações não-acopladas algébricas e a resolução de equações lineares. O EES, tem a vantagem de possuir na sua base de dados propriedades termofísicas de inúmeros fluidos destacando de entre eles diversas substâncias orgânicas. O EES caracteriza-se pela existência de vários ambientes, sendo os de maior relevância, para este trabalho, o Equation Windows e o Diagrame Windows. O Equation Windows é o ambiente onde se procede à programação das equações pelas quais os modelos desenvolvidos se irão reger. O Diagrame Windows é o local onde se desenvolve a interface gráfica dos modelos.

Este software permite a geração de gráficos, a execução de estudos paramétricos, a realização de optimizações e ainda o cálculo de incertezas.

7.2 Modelação dos Ciclos do ORC

Para perceber qual a configuração do sistema que detém maior eficiência e potência específica procedeu-se à simulação de duas configurações, Ciclo Orgânico de Rankine com configuração básica, sem sobreaquecimento e com sobreaquecimento. É de notar que a escolha destes ciclos teve por base o descrito na revisão do estado de arte.

Para a modelação de todos os sistemas foi necessário tomar algumas considerações. Sendo elas:

- Sistema a operar em regime estacionário;
- Variações de energia potencial e cinética desprezáveis;

- Líquido saturado à saída do condensador;
- Só ocorrem irreversibilidades ao longo do ciclo na turbina de expansão e na bomba;
- Todos os constituintes do sistema operam adiabaticamente;
- Não existem perdas de calor para o ambiente;
- As quedas de pressão no fluido de trabalho são desprezáveis;
- Todos os fluidos selecionados encontram-se a ser simulados abaixo das suas pressões críticas;
- O nível mais baixo de pressão no sistema encontra-se em 1,2 bar, pressão superior à atmosférica, de forma a evitar infiltrações de ar ambiente no sistema. Porém, o valor do nível de pressão mais baixa do sistema poderá ser superior a 1,2 bar, uma vez que se estipulou que a temperatura de saturação do fluido teria de ser no mínimo 50°C, tendo por objetivo assegurar que existe um intervalo de temperatura entre a água fria no condensador, que se encontra a 25 °C, e o fluido a condensar;
- Como dito no tópico anterior, a temperatura de saturação mínima no condensador é de 50°C, ou superior caso à pressão de 1,2 bar o fluido em uso apresente um valor superior;
- Os fluidos em estudo à pressão de condensação encontram-se acima da temperatura ambiente;

7.2.1 Ciclo Orgânico de Rankine básico, com e sem sobreaquecimento

Na figura 7.1 apresenta-se o esquema de um sistema ORC básico. Este é constituído por uma bomba de pressão, um evaporador, uma turbina e um condensador. A diferença dos ciclos a operar com sobreaquecimento e sem sobreaquecimento encontra-se no evaporador. Para o caso de vapor sobreaquecido o evaporador está dimensionado para sobreaquecer o fluido de trabalho, além do seu aquecimento e evaporação.

As equações implementadas para estes sistemas são agora discutidas. Do ponto 1 para o ponto 2, efetua-se a compressão do fluido de trabalho, no estado líquido, este processo apresenta-se irreversível. A potência da bomba pode ser calculada segundo a equação 7.1.

$$w_{bomba} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (7.1)$$

Em que \dot{m} corresponde ao caudal do fluido de trabalho, h_1 representa a entalpia do fluido à entrada da bomba, e h_2 a entalpia do fluido à saída da bomba. A eficiência isentrópica da bomba obtém-se segundo a equação 7.2.

$$\eta_{bomba} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (7.2)$$

Onde h_{2s} representa a entalpia do fluido no ponto 2, caso a bomba não apresente-se irreversibilidades. Já de 2 para 3 ocorre a evaporação do fluido de trabalho, logo, a potência necessária para tal obtém-se através da equação 7.3.

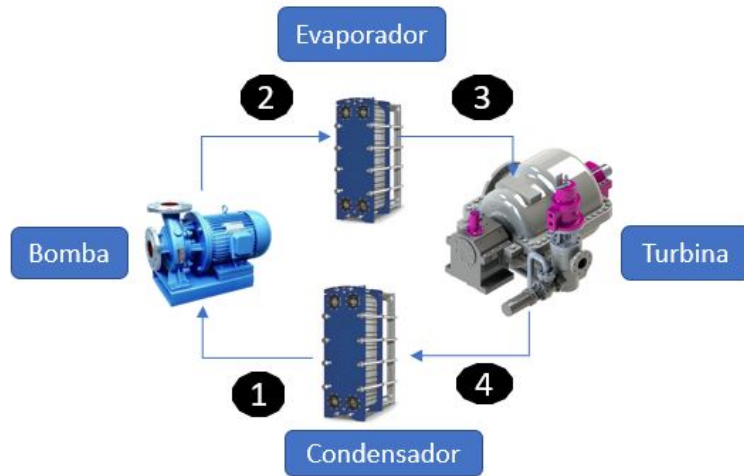


Figura 7.1: Esquema de um ORC básico

$$q_{evaporador} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2) \quad (7.3)$$

Em que h_3 representa a entalpia do fluido à saída do evaporador. Já de 3 para 4 dá-se a expansão do fluido de trabalho, e mais uma vez ocorrem irreversibilidades neste processo, ou seja, geração de entropia. A potência gerada na turbina calcula-se através da equação 7.4.

$$w_{turbina} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_4) \quad (7.4)$$

Onde h_4 representa a entalpia do fluido à saída da turbina. A eficiência isentrópica da turbina calcula-se segundo a equação 7.5.

$$\eta_{turbina} = \frac{h_3 - h_4}{h_{3s} - h_4} \quad (7.5)$$

Em que h_{3s} representa a entalpia isentrópica do fluido no ponto 4. Já de 4 para 1 existe condensação do fluido de trabalho e pode ser expresso segundo a equação 7.6.

$$q_{evaporador} = \dot{m} \cdot (h_4 - h_1) \quad (7.6)$$

No que concerne à potência líquida do sistema pode ser calculada pela equação 7.7.

$$w_{liquido} = w_{turbina} - w_{bomba} \quad (7.7)$$

Já a eficiência do ciclo é obtida segundo pela equação 7.8.

$$\eta_{ciclo} = \frac{w_{ciclo}}{q_{evaporador}} \quad (7.8)$$

Na figura 7.2 encontram-se os diagramas temperatura/entropia para o caso do sistema ORC a operar com vapor saturado e vapor sobreaquecido.

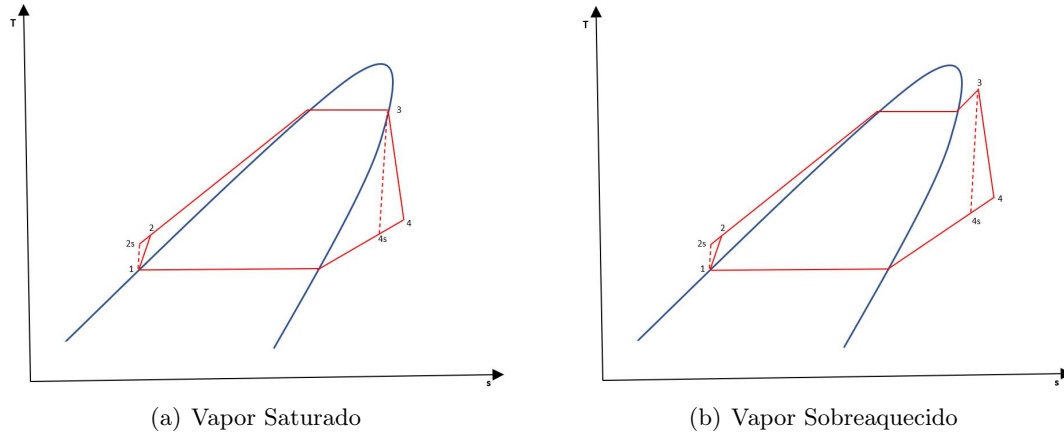


Figura 7.2: Diagrama Ts

7.3 Modelação Permutadores de calor

Todos os permutadores de calor dimensionados para este sistema, o evaporador e o condensador, consistem em permutadores de escoamentos cruzados com feixes de tubos constituídos por alhetas circulares. O fluido que circula no exterior dos tubos está misturado. A matriz dos permutadores dimensionados está disposta em arranjo alinhado.

7.3.1 Método da efetividade-NTU

Para ser possível perceber qual a área da superfície necessária para cada um dos permutadores, recorreu-se ao método da efetividade.

Neste método de cálculo existe a necessidade de proceder ao cálculo do máximo calor possível de trocar entre a fonte quente e fria, este valor pode ser calculado pela equação 7.9, [54].

$$q_{max} = C_{min} \cdot (T_{q,ent} - T_{f,ent}) \quad (7.9)$$

Em que o C_{min} corresponde ao C_q caso este seja menor que C_f e vice-versa. Respetivamente equações 7.10 e 7.11.

$$C_q = cp_q \cdot \dot{m}_q \quad (7.10)$$

$$C_f = cp_f \cdot \dot{m}_f \quad (7.11)$$

Tendo o valor do calor máximo possível de trocar e sabendo qual o calor que efetivamente se pretende trocar, pode-se obter o valor da efetividade do permutador em dimensionamento pela equação 7.12, [54].

$$q = \epsilon \cdot C_{min} \cdot (T_{q,ent} - T_{f,ent}) \quad (7.12)$$

Detendo o valor da efetividade e sabendo que os permutadores são de escoamento cruzado com um fluido não misturado, faz-se uso da figura 11.14 de [54]. Esta figura permite calcular o valor do número de unidades de transferência, NTU, com base no valor da

efectividade obtido e do coeficiente C_{min}/C_{max} . O NTU é um parâmetro adimensional, bastante utilizado no dimensionamento de permutadores de calor, [54]

Por fim, sabendo o valor de NTU e segundo a equação 7.13, [54], obtem-se o valor da área, A, que o permutador terá de apresentar.

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{min}} \quad (7.13)$$

Porém, existe a necessidade de calcular previamente o valor do coeficiente global de transferência de calor, U. O valor da área obtido por este método pode ser a área interna ou externa, dependendo se o coeficiente global de transferência de calor, U, é calculado em ordem à área interna ou externa.

7.3.2 Cálculo do coeficiente global de transferência de calor

O coeficiente global de transferência de calor pode ser calculado pela equação 7.14.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{hi} + \frac{Ai \cdot \ln(\frac{ro}{ri})}{2\pi \cdot kt \cdot L} + \frac{Ai}{\eta_o \cdot ho \cdot At}} \quad (7.14)$$

Segundo a equação 7.14 o valor do coeficiente global de transferência de calor está a ser calculado com base na área interna do permutador.

7.3.3 Convecção interna

Para um escoamento, interno ou externo, um dos parâmetros mais importantes a ser cálculo é o número de Reynolds. Este parâmetro é adimensional e quantifica o tipo de escoamento, de um qualquer fluido. O número de Reynolds, no caso de um escoamento interno, pode ser calculado segundo a equação 7.15, [54].

$$Re_D = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot D \cdot \mu} \quad (7.15)$$

7.3.3.1 Correlação de convecção, em escoamentos turbulentos em tubos circulares

Gnielinski, propôs a correlação 7.16. Esta é válida numa ampla faixa de números de Reynolds, incluindo a região de transição, [54].

$$Nu_D = \frac{(f/8) \cdot (Re_D - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (7.16)$$

A correlação 7.16 é válida para $0,5 < Pr < 2000$ e $3000 < Re_D < 5 \times 10^6$. A correlação tanto se aplica em caso de fluxo térmico constante como em caso de temperatura da superfície constante. Em ambos os casos as propriedades devem ser estimadas a T_m . O fator de atrito pode ser calculado pela equação 7.17, [54].

$$f = (0,790 \cdot \ln(Re_D) - 1,64)^{-2} \quad (7.17)$$

A equação 7.17 é válida para números de Reynolds de $3000 < Re_D < 5 \times 10^6$. Em alternativa, o fator de atrito pode ser obtido pelo diagrama de Moody, [54].

7.3.3.2 Temperatura da superfície constante

Quando a convecção ocorre num cilindro em condição de temperatura da superfície constante a temperatura da superfície pode ser calculada segundo a equação 7.18, [54].

$$\frac{T_s - T_{m,sai}}{T_s - T_{m,ent}} = \exp\left(\frac{P \cdot L}{\dot{m} \cdot c_p} \cdot \bar{h}\right) \quad (7.18)$$

7.3.3.3 Perda de carga no interior dos tubos

A queda de pressão incutida num escoamento interno planeamento desenvolvido pode ser calculada pela equação

$$\Delta P = f \cdot \frac{\rho \cdot u_m^2}{2 \cdot D} \cdot (x_2 - x_1) \quad (7.19)$$

Os valores de x_1 e x_2 correspondem às posições axiais do tubo que está a ser analisado.

A potência requerida na bomba, para vencer a resistência desta queda de pressão, pode ser calculada pela equação 7.20, [54].

$$P = \Delta P \cdot \dot{V} \quad (7.20)$$

O valor de \dot{V} representa o caudal volumétrico do escoamento. Este valor para um fluido incompressível pode ser calculado segundo a equação 7.21.

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (7.21)$$

7.3.4 Convecção externa, escoamento externo cruzado em matrizes tubulares

Para escoamentos externos cruzados, em arranjo tubular alinhado, o valor de Reynolds calcula-se pela equação 7.22, [54].

$$Re_{D,max} = \frac{\rho \cdot V_{max} \cdot D}{\mu} \quad (7.22)$$

A velocidade máxima ocorre no plano transversal. Posto isto, a velocidade máxima deste escoamento pode ser obtida através da equação 7.23, considerando conservação de massa em um fluido incompressível, [54].

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_D - D} \cdot V \quad (7.23)$$

Para este tipo de escoamento ZuKauskas apresentou a correlação 7.24, [54].

$$\overline{Nu_D} = C \cdot Re_{D,max}^m \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{1/4} \quad (7.24)$$

A correlação 7.24 é válida para $Ni \geq 20$, $0,7 < Pr < 500$ e $1000 < Re_{D,max} < 2 \times 10^6$. Todas as propriedades são avaliadas à temperatura média, entre temperatura de entrada e a temperatura de saída do fluido. As constantes C e m encontram-se tabeladas. Caso $Ni \geq 20$ não se verifique teremos de corrigir o valor de Nu_D através da constante C_2 , também tabelada, [54].

7.3.4.1 Perda de carga na matriz tubular

Em geral a queda de pressão introduzida no escoamento externo cruzado, devido à matriz tubular, constitui um parâmetro de relevância, porque o custo operacional para deslocar o fluido é proporcional a este valor, [54].

O valor da queda de pressão pode ser calculado recorrendo à equação 7.25, [54].

$$\Delta P = N_L \cdot \chi \cdot \left(\frac{\rho \cdot V_{max}^2}{2} \right) \cdot f \quad (7.25)$$

Os valores de f e χ são encontrados em [54].

7.3.5 Eficiência das alhetas

A eficiência de um conjunto de alhetas pode ser calculada-se pela equação 7.26, [54].

$$\eta_o = 1 - \frac{N \cdot A_a}{A_t} \cdot (1 - \eta_a) \quad (7.26)$$

A eficiência de uma alheta, η_a , pode ser obtida na figura 3.19 de [54].

7.3.6 Ebulição

O coeficiente convectivo para o processo de ebulição no interior de tubos circulares lisos é calculado através das equações 7.27 e 7.28, [54]. O valor a usar é o maior valor obtido, destas duas equações.

$$\frac{h}{h_{inf}} = 0,6683 \cdot \left(\frac{\rho_l}{rho_v} \right)^{0,1} \cdot \bar{X}^{0,16} \cdot (1 - \bar{X})^{0,64} \cdot f(Fr) + 1058 \cdot \left(\frac{q_s''}{\dot{m}'' \cdot h_{fg}} \right)^{1/7} \cdot (1 - \bar{X})^{0,8} \cdot G_{s,f} \quad (7.27)$$

e

$$\frac{h}{h_{inf}} = 1,136 \cdot \left(\frac{\rho_l}{rho_v} \right)^{0,45} \cdot \bar{X}^{0,72} \cdot (1 - \bar{X})^{0,08} \cdot f(Fr) + 667,2 \cdot \left(\frac{q_s''}{\dot{m}'' \cdot h_{fg}} \right)^{1/7} \cdot (1 - \bar{X})^{0,8} \cdot G_{s,f} \quad (7.28)$$

Todas as propriedades são avaliadas à temperatura de saturação.

7.3.7 Condensação em filme sobre sistemas radiais

Numa fileira vertical de N tubos horizontais, o coeficiente convectivo médio pode ser calculado pela equação 7.29, [54]. Esta configuração é frequentemente usada no projeto de condensadores, [54].

$$\overline{h_{D,N}} = 0,729 \cdot \left(\frac{g \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot k_l^3 \cdot h'_{fg}}{N \cdot \mu_l \cdot (T_{sat} - T_s) \cdot D} \right)^{1/4} \quad (7.29)$$

7.4 Evaporador

O evaporador encontra-se dimensionado em 3 zonas, a zona de aquecimento do fluido operante, a zona de mudança de fase do fluido operante e a zona de sobreaquecimento do fluido operante. Este evaporador encontra-se dimensionado com curvas, ou seja, as diversas colunas de tubos do evaporador encontram-se ligadas através de curvas, encontrando-se um único tubo alhetado por cada coluna do evaporador. Isto, foi realizado de modo ao fluido operante não ser repartido por um número de tubos tão elevado, porque iria reduzir muito o caudal que circularia em cada tubo. Assim, iria afetar o tipo de escoamento porque conduziria a um baixo número de Reynolds, e consequentemente os valores convectivos no interior dos tubos seriam inferiores. É de notar que este permutador foi dimensionado de forma a que os gases de exaustão circulem no exterior da matriz alhetada.

O evaporador foi dimensionado para que os gases de exaustão ao entrarem nele efetuem permuta térmica com o fluido operante que está no estado de vapor sobreaquecido, e a deslocar-se para a saída do evaporador. Isto foi projetado para que a zona de sobreaquecimento do fluido operante seja a zona onde os gases de exaustão apresentem a maior temperatura. Pois, caso os gases de exaustão não efetuassem a sua primeira permuta de calor com esta região do fluido operante corria-se o risco de não ser possível efetuar a troca térmica. Ou caso fosse possível a área do evaporado seria demasiadamente grande, para esta região.

Respetivamente, à segunda zona com a qual os gases de exaustão efetuam troca térmica é com o fluido operante que está na zona de mudança de fase, evaporação. E posteriormente, quando os gases se encontram a sair do evaporador, irão trocar calor com o fluido operante que entra no evaporador, em estado líquido.

É importante referir, que foi desenvolvido um modelo para um evaporador que apresente apenas zona de aquecimento e mudança de fase. Neste evaporador a explicação anterior é igualmente válida, com a particularidade de que os gases de exaustão efetuam a sua primeira permuta térmica com o fluido que se encontra em mudança de fase, seguida da zona de aquecimento.

7.5 Condensador

O condensador foi dimensionado em duas fases, a fase de arrefecimento e a fase de mudança de fase. Na fase de arrefecimento o fluido operante encontra-se a sair da turbina em estado de vapor sobreaquecido. Na fase de mudança de fase ocorre a condensação do fluido operante. O condensador foi dimensionado para que o fluido operante circule no exterior da matriz tubular.

Mais uma vez, também, o condensador foi dimensionado fazendo uso de curvas.

A primeira zona a ser arrefecida pela água de refrigeração é a de condensação do fluido operante, seguida da zona de arrefecimento. Isto, foi realizado porque a zona de mudança de fase do fluido é onde o fluido tem uma temperatura mais reduzida.

Só se fez uso de alhetas na zona de arrefecimento do vapor sobreaquecido.

7.6 Tubos alhetados usados nos 2 permutadores dimensionados

Relativamente, aos tubos alhetados usados em cada permutador não se estudaram várias configurações, uma vez que já existem uma grande quantidade de variáveis a ser analisadas. Desta forma faz-se uso do mesmo tipo de tubo para o evaporador e o condensador. Também o distanciamento entre os tubos foi fixado num valor e usado para todos os permutadores dimensionados.

Na tabela 7.1 apresentam-se as propriedades geométricas do tubo alhetado usado. É de notar que os tubos usados são do fabricante AIRCO.FIN e estes podem apresentar qualquer tipo de material no tubo, já as alhetas só podem ser em alumínio, [55]. Apresenta-se também o valor do distanciamento horizontal e vertical usado entre cada tubo dos permutadores.

Tabela 7.1: Características do tubo usado, [55]

Diâmetro tubo base [mm]	Comprimento alheta [mm]	Espessura alheta [mm]	Número de alhetas por metro	Material tubos	Material alheta	Distância horizontal [mm]	Distância vertical [mm]
44,40	12,70	2	275	Aço	Alumínio	80	80

7.7 Dimensionamento da bomba de refrigeração

A potência necessária para assegurar o fornecimento da água de refrigeração resulta da soma da potência necessária para vencer a perda de carga inculida pelo permutador, equação 7.20, mais a potência necessária para vencer duas vezes a altura da torre de refrigeração, que é de 6,225 metros. Utiliza-se duas vezes a altura da torre de refrigeração com o intuito que este coeficiente de segurança leve em linha de conta outras perdas existentes num circuito de refrigeração, tal como perdas por atrito, perdas devido a contrações e expansões das condutas, entre outras.

Assim a potência necessária para esta bomba é calculada pela equação 7.30.

$$P_{bomba,ref} = \frac{(\Delta P + (H_{torre} \cdot 2 \cdot 9086,38)) \cdot \dot{V}}{0,8} \quad (7.30)$$

O valor 0,8 representa a eficiência considerada para o motor elétrico, responsável por acionar a bomba. A variável H_{torre} corresponde à altura da torre de refrigeração. O valor de 9086,38 é responsável por converter a altura de água que equivale à altura da torre de refrigeração, em metros, para a unidade de pressão Pascal. Já o valor 2 é o coeficiente de segurança.

7.8 Dimensionamento ventilador

A potência do ventilador necessário para superar a queda de pressão inculida pelo evaporador do sistema ORC nos gases de exaustão é calculada recorrendo ao configurador

online do fabricante Systemair, [56], em que se introduz neste site o caudal que o ventilador tem de movimentar bem como queda de pressão a vencer e assim retorna um conjunto de possíveis ventiladores para satisfazer as condições impostas, acompanhados da sua potência e do seu preço. O valor de caudal a ser usado é o valor de caudal dos gases de exaustão.

7.9 Modelos desenvolvidos no software EES

Para ser possível efetuar a simulação dos dois ciclos do sistema ORC com os cinco fluidos escolhidos para a análise e dimensionar os permutadores de calor desenvolveu-se dois modelos para cada uma das arquiteturas do sistema ORC, dois modelos para o evaporador e um modelo para o condensador. Na figura 7.3 encontra-se ilustrado os modelos desenvolvidos.

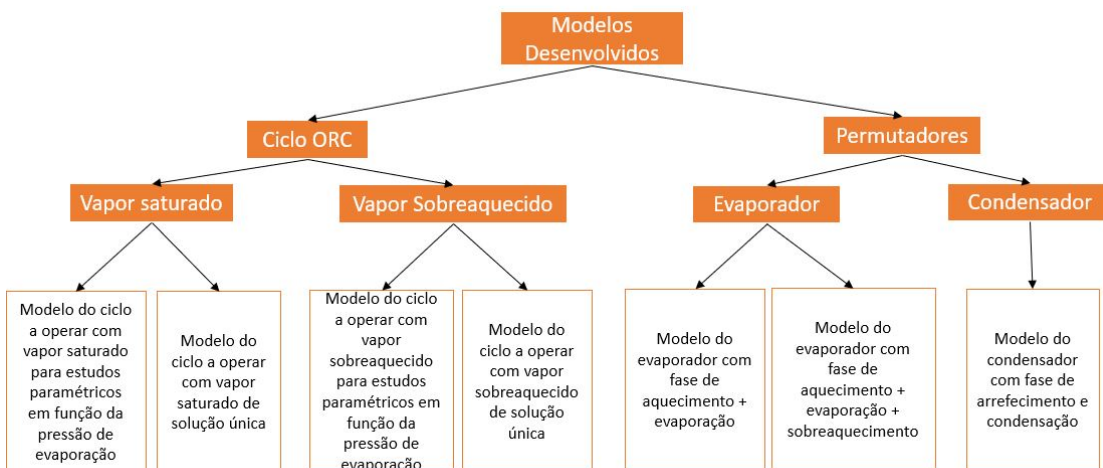


Figura 7.3: Modelos desenvolvidos

7.9.1 Ciclo ORC com vapor saturado e sobreaquecido

Para os sistemas ORC a operar com vapor saturado e sobreaquecido são desenvolvidos 4 modelos, em que a sua interação com o Diagrama Windows é praticamente igual, residindo as suas principais diferenças na parte da programação. Para o caso de vapor saturado existem dois modelos desenvolvidos, um que efetua um estudo paramétrico em função da variação da pressão de saturação e um com a finalidade de fornecer resultados para o valor de pressão de saturação introduzido. Para o caso de vapor sobreaquecido existem dois modelos, tal como para o caso de vapor saturado.

A interface gráfica criada permite selecionar o tipo de fluido a testar e introduzir os valores de eficiência isentrópica da turbina, da eficiência isentrópica da bomba e da pressão de evaporação, para o caso do modelo que retorna uma única solução. No caso do modelo que efetua um estudo paramétrico não se introduz os valores de pressão de evaporação.

Estes modelos retornam os valores da eficiência do ciclo, da potência específica do ciclo, da potência da bomba, da potência da turbina, da temperatura crítica e da pressão crítica do fluido operante. São ainda retornados por este modelo os valores de pressão, de temperatura e de entalpia para cada ponto do ciclo.

Na figura 7.4 encontra-se o Diagrame Windows desenvolvido para o ciclo a operar com vapor sobreaquecido, que retorna uma solução em função do valor de pressão de evaporação introduzido. Nesta figura encontra-se a ser testado o fluido Benzeno para uma pressão de evaporação de 33 bar, um caudal de 5 kg/s e uma temperatura de sobreaquecimento de 299°C. As entradas do modelo encontram-se a cor preta e as saídas a vermelho e azul.

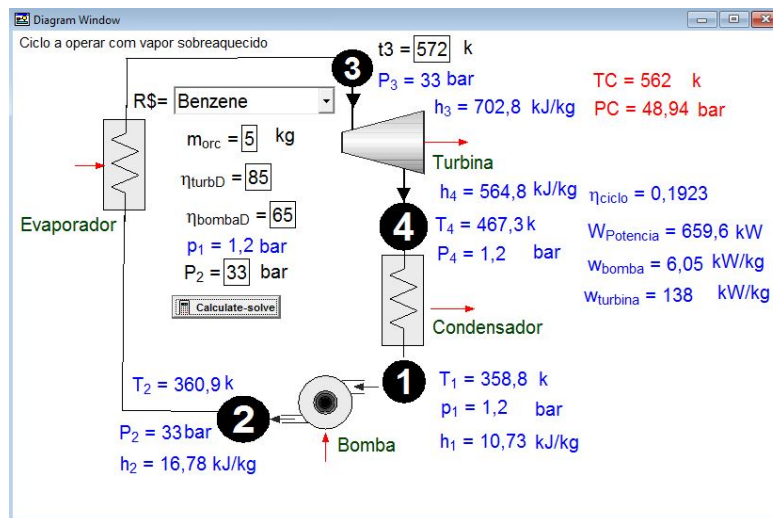


Figura 7.4: Diagrame Windows para ciclos de vapor sobreaquecido, que retorna uma única solução

O Diagrame Windows criado para os ciclos a operar com vapor saturado são iguais aos já descritos para os ciclos a operar com vapor sobreaquecido, com a diferença que não é necessário introduzir o valor de temperatura até onde se pretende sobreaquecer o fluido.

7.9.2 Evaporador

Relativamente ao evaporador, foram desenvolvidos 2 modelos, um para dimensionar o evaporador dos ciclos a operar com vapor saturado e outro para dimensionar o evaporador dois ciclos a operar com vapor sobreaquecido. Para estes modelos existem diversos dados de entrada e diversos dados de saída.

No que concerne às variáveis de entrada, elas são o fluido operante, a pressão de evaporação, a temperatura de entrada do fluido operante e a temperatura de saída do fluido operante, isto para o caso de vapor sobreaquecido. As dimensões da base do evaporador também são parâmetros do sistema, porém estes foram mantidos constante, porque o evaporador foi dimensionado com as dimensões da base da chaminé. No caso do modelo do evaporador para os ciclos a operar com vapor saturado não é necessário introduzir o valor da temperatura de saturação, sendo este uma saída do modelo, mas todo o resto é igual ao modelo do evaporador dos ciclos a operar com vapor sobreaquecido.

Relativamente às variáveis de saída, as de maior relevância são o valor total da área do evaporador, a temperatura de saída dos gases de exaustão e a queda de pressão inculida.

Na figura 7.5 encontra-se o Diagrame Windows do evaporador com sobreaquecimento a retornar valores para o exemplo do fluido operante ser sobreaquecido até uma temperatura de 299°C, ter uma pressão de evaporação de 33 bar e um caudal de 5 kg/s de Benzeno.

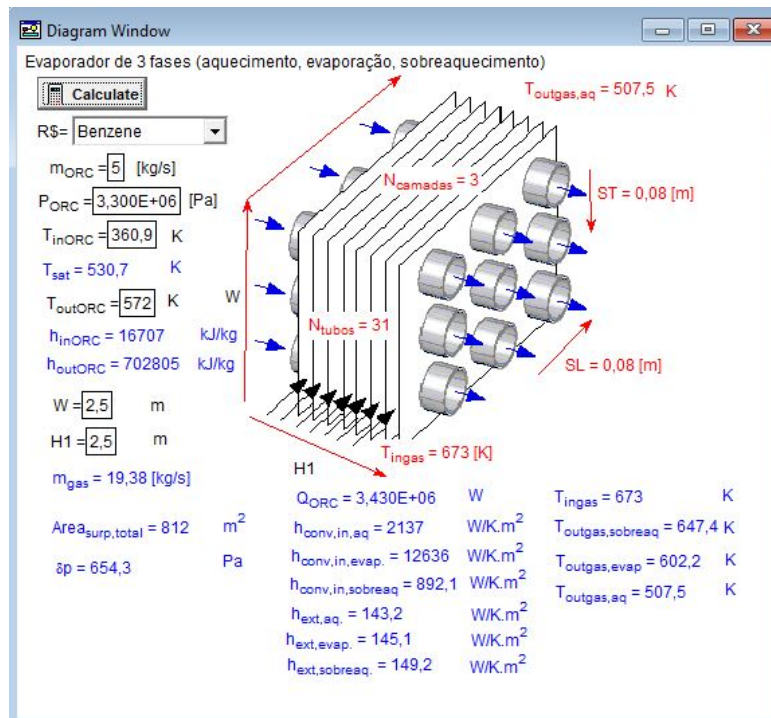


Figura 7.5: Diagrame Windows evaporador com sobreaquecimento

7.9.3 Condensador

No caso do condensador um só modelo foi desenvolvido. Na figura 7.6 encontra-se o Diagrame Windows do condensador. As variáveis de entrada encontram-se a preto e as de saída a vermelho e azul. Na figura 7.6 encontra-se um exemplo de dimensionamento de um condensador para um sistema com um caudal de fluido operante de 5 kg/s de Benzeno, uma pressão de condensação de 1,2 bar, uma temperatura de liquido refrigerante de 25°C e uma temperatura de sobreaquecimento de 299°C.

As variáveis de entrada do modelo são o tipo de fluido operante do sistema, a temperatura de entrada do fluido operante, a pressão de condensação do fluido operante e a temperatura de entrada da água de refrigeração

Já, as variáveis de saída de maior relevância são área total necessária de condensador, a temperatura de saída da água de refrigeração, a queda de pressão inculida na água de refrigeração, o caudal de água de refrigeração necessário e a potência da bomba necessária para assegurar o caudal de água de refrigeração.

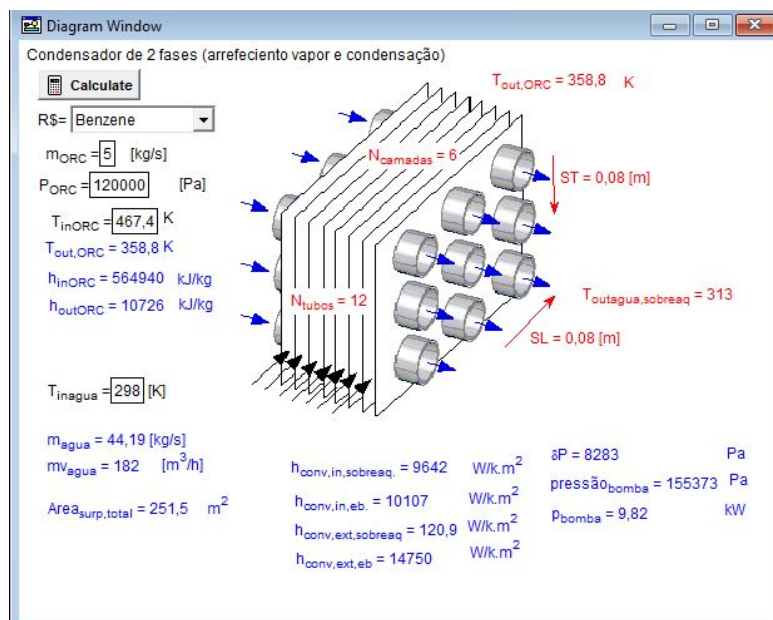


Figura 7.6: Diagrame Windows condensador

Capítulo 8

Análise Económica

8.1 Custo do equipamento

8.1.1 Custo módulos básicos

De modo a ser possível obter o custo dos equipamentos dimensionados e tratando-se de uma análise preliminar efectuou-se uma estimativa de estudo. Este tipo de estimativa calcula o custo aproximado dos principais componentes de um sistema, tais como bombas, permutadores de calor, turbinas, entre outros, [57]. A estimativa do custo é efetuada com base no tamanho aproximado de cada um dos equipamento principais, [57].

A maioria dos projetos, vê a sua aprovação ou reprovação ser obtida com base nestas estimativas de custo, [57].

O custo de cada modulo do equipamento pode ser calculando recorrendo à equação 8.1, [57].

$$C_{BM} = C_P^0 \cdot F_{BM} \quad (8.1)$$

O custo de cada modulo do equipamento, C_{BM} , contempla os custos diretos e indiretos da aquisição. O custo adquirido para as condições básicas, C_P^0 , representa o custo do equipamento caso este fosse de aço carbono e a operar em condições próximas das ambientais. Já o fator de custo do módulo simples, F_{BM} visa especificar o material de construção do equipamento e considerar as suas condições de operação.

O valor de, C_P^0 , pode ser obtido pela equação 8.2, [57].

$$C_P^0 = K_1 + K_2 \cdot \log_{10}(A) + K_3 \cdot (\log_{10}(A))^2 \quad (8.2)$$

Em que K_1 , K_2 e K_3 são constantes empíricas tabelas em [57], e A representa o tamanho de cada componente. No caso dos permutadores de calor o valor de A será a área externa em m^2 e no caso das turbinas e bombas é a sua potência em kW . É importante realçar que para um gerador estas constantes não são fornecidas, então C_P^0 calcula-se através da equação 8.3, [58] e [59].

$$C_P^0 = 60 \cdot A^{0,95} \quad (8.3)$$

O gerador deve ser dimensionado para uma potência 20% a cima da potência da turbina ao qual será acoplado, [60].

O fator F_{BM} calcula-se pela equação 8.4, [57].

$$F_{BM} = B_1 + B_2 \cdot F_M \cdot F_P \quad (8.4)$$

Em que B_1 e B_2 são constantes empíricas tabeladas em [57]. O F_M é o fator que leva em linha de conta o material, este também se encontra tabelado em [57]. Já F_P é fator responsável por levar em linha de conta a pressão de operação de cada componente. Este fator calcula-se segundo a equação 8.5, [57].

$$F_P^0 = C_1 + C_2 \cdot \log_{10}(P) + k_3 \cdot (\log_{10}(A))^2 \quad (8.5)$$

Os valores de C_1 , C_2 e C_3 são constantes empíricas tabeladas em [57]. É de notar que para a turbina não se calcula o fator F_{BM} por este processo, pois este encontra-se tabelado em [57]. Para o gerador este fator também não se calcula pelo processo anterior, apresentando o valor de 1,5 segundo [58] e [59].

Na tabela 8.1, encontram-se as constantes empíricas necessárias para calcular o custo de cada um dos componentes do sistema.

Tabela 8.1: Constantes empíricas de cada componente, [57]

	K_1	K_2	K_3	C_1	C_2	C_3	B_1	B_2
Evaporador	4,3247	-0,303	0,1634	0,03881	-0,11272	0,08183	1,63	1,66
Condensador	4,3247	-0,303	0,1634	0,03881	-0,11272	0,08183	1,63	1,66
Recuperador	4,3247	-0,303	0,1634	0,03881	-0,11272	0,08183	1,63	1,66
Bomba Sistema ORC	3,4771	0,135	0,1438	-0,24538	0,259016	-0,01363	1,89	1,35
Bomba Sistema de Refrigeração	3,4771	0,135	0,1438	-0,24538	0,259016	-0,01363	1,89	1,35
Turbina	2,2476	1,4965	-0,1618	-	-	-	-	-
Gerador	-	-	-	-	-	-	-	-

Tendo o custo de cada módulo do equipamento resta efetuar a soma de todos estes custos e daí obter o custo do sistema, C_{SBM} , ainda sem considerar o custo do ventilador e do fluido. Com base nas correlações anteriores o valor do equipamento está em dólar, sendo necessário converter este valor para euro.

Tendo sido calculado o custo do sistema, sem o fluido e o ventilador, C_{SBM} , existe a necessidade de atualizar estes valores, pois todas as constantes e fatores fornecidos por [57] estão para o ano de 2001. Assim o valor do custo de cada equipamento pode ser atualizado para o ano de 2020 recorrendo à equação 8.6, [57].

$$C_{SBM}^{2020} = C_{SBM}^{2001} \cdot \frac{CEPCI^{2020}}{CEPCI^{2001}} \quad (8.6)$$

Os valores de CEPCI são o índice de custo de um projeto de uma instalação fabril. Sendo $CEPCI^{2001} = 397$, [57], e $CEPCI^{2020} = 593,7$, [61].

8.1.2 Custo do fluido de trabalho

A quantidade volúmica necessária de fluido de trabalho é calculada pelo dobro da quantidade de fluido operante necessária para preencher os permutadores do sistema, [58].

Relativamente ao custo de cada fluido de trabalho usado é de extrema dificuldade encontrar valores compatíveis em diferentes fontes. O custo do quilograma de Benzeno utilizado é de 48 €/kg, para o n-Pentano é de 50 €/kg e para o Tolueno de 19 €/kg, [62]. Só se apresentam o custo para estes três fluidos, porque como veremos são os fluidos analisados a quando da otimização e análise financeira.

8.1.3 Custo do ventilador, custo operacional e de manutenção do sistema

Relativamente ao ventilador a adicionar ao sistema de exaustão, como já explicado, o seu custo é obtido do configurador online do fabricante Systemair, [56]. O ventilador a ser dimensionado está pensado de forma a incorporar o sistema após o evaporador do sistema ORC, assim ele terá de lidar com temperaturas na ordem dos 200°C. Porém o fabricante Systemair, [56], não disponibiliza no seu configurador ventiladores preparados para operar constantemente nestas condições de temperatura.

Desta forma, existiu a necessidade de usar o dobro do custo do ventilador obtido do configurador do fabricante Systemair, [56], porque os ventiladores disponíveis no seu configurar estão preparados para operar a temperaturas de 55°C e um ventilador preparado para operar a temperaturas mais elevadas apresenta custo mais elevado.

É de notar que o valor do preço deste ventilador não foi estimado através do método do calculo do custo do módulo base porque este método não está preparado para calcular o custo para ventiladores que tenham de operar caudais superiores a 100 m³/h.

No que concerne ao custo operacional e de manutenção de um sistema ORC, este pode ser estimado como 1,5% por ano do custo de aquisição do sistema, [19].

8.2 Energia produzida pelo sistema

Para saber a energia produzida pelo sistema é necessário, primeiramente, calcular o tempo de operação do sistema ao longo de um ano, H_{annual} .

Tendo o número de horas de funcionamento do sistema e sabendo a potência deste sistema calcula-se a energia total produzida num ano recorrendo à equação 8.7.

$$E_{annual} = H_{annual} \cdot W_{eletrica} \quad (8.7)$$

A potência do sistema será igual à diferença entre a potência produzida pela turbina e a consumida pela bomba de pressão do sistema, pela bomba responsável por fornecer a água de refrigeração e pela potência consumida pelo ventilador a adicionar. Não se considera a eficiência do gerador porque se encontra sobredimensionado em 20%.

Possuindo a energia total produzida pelo sistema num ano, e sabendo o custo da energia obtém-se a receita energética gerada pelo sistema.

O custo do kWh de energia elétrica para este trabalho é de 0,08€/kWh. Faz-se uso deste valor uma vez que a SN Maia utiliza uma elevada potência elétrica, o que encarece o custo do kWh. Porém, é uma consumidora intensiva de energia e assim vê os seus preços negociados. Deste modo, como não se conhece quanto a SN-Maia paga por kWh de energia e de modo a não influenciar pela positiva a análise financeira a realizar optou-se por usar o preço de 0,08€/kWh.

8.3 Indicadores económicos

Segundo [63], o segredo do êxito da gestão financeira é a criação de valor. Pode-se assim afirmar, que o valor de uma empresa está fortemente dependente das suas decisões relativas aos seus investimentos e aos seus financiamentos.

Aquando do estudo de rentabilidade económica de um projeto é crucial fazer uso dos indicadores económicos corretos. De entre os diversos indicadores possíveis de usar, aqueles que assumem um papel de maior relevância são o valor atualizado líquido, VAL , e a taxa interna de rentabilidade, TIR , [63]. No caso de estes dois indicadores não apresentarem concordância, em relação ao próprio projeto ou em relação a projetos a comparar, o indicador pelo qual se deve reger uma análise será o VAL . Isto, porque o VAL como o próprio nome indica traduz a quantidade de dinheiro que o investimento retorna, em valor líquido para o momento atual.

De forma auxiliar podem ser calculados indicadores como índice de rentabilidade e Payback. Estes indicadores tomam o papel de aferir e detalhar a viabilidade económica de um projeto.

Sendo este um projeto que envolve a produção de energia elétrica, é importante perceber qual custo nivelado da energia elétrica produzida pelo sistema.

8.3.1 Fluxos de Caixa

Antes de se analisar os indicadores económicos utilizados é importante compreender o conceito de fluxo de caixa, CF , porque apresenta um papel importante no cálculo dos diversos indicadores económicos, [63].

A viabilidade económica de um projeto está dependente da capacidade que este terá de gerar fluxos de caixa positivos num futuro mais ou menos próximo. Assim, avalia-se se os fluxos de caixa gerados conseguem cobrir o investimento realizado e as despesas geradas ao longo do funcionamento de um dado projeto, [63].

De uma forma simples, os fluxos de caixa correspondem à diferença entre o que foi gerado pelo projeto e aquilo que foi gasto nesse mesmo projeto. Tipicamente os fluxos de caixa são calculados para um período temporal de um ano, [63].

8.3.2 Valor Atualizado Líquido

O valor atualizado líquido, VAL , representa a vantagem, ou não, de investir no projeto em análise, face à alternativa de investir os capitais em outro tipo de investimento. Neste cálculo é usada a taxa de rendibilidade, oferecida pelo investimento dos fundos em outros ativos, [63]. A taxa de rendibilidade é também intitulada de taxa de atualização, de taxa mínima e de custo de oportunidade, [64]. Chama-se de custo de oportunidade porque representa a rendibilidade que se deixa de ter, com os fundos a serem investidos, que podia ser obtida através da aplicação dos mesmo em outros investimentos, [64]. A taxa de rendibilidade é considerada frequentemente 7%, [58].

O VAL pode ser calculado segundo a equação 8.8, [63].

$$VAL = \sum_{i=0}^t \frac{I_i}{(1+r)^i} + \sum_{i=0}^t \frac{CF_i}{(1+r)^i} + \frac{VR}{(1+r)^t} \quad (8.8)$$

Uma vez que o sistema ORC não será vendido depois da sua utilização o valor residual, VR , é zero.

Se $VAL > 0$ então é viável investir no projeto, se $VAL < 0$ então não é viável investir no projeto e caso $VAL = 0$ apresenta-se o ponto de indiferença, porém a probabilidade de o projeto ser viável ou não é bastante alta, [64].

Para este projeto será considerado um tempo útil de 20 anos, uma vez que os fluidos em análise são todos bastante estáveis para a gama de temperaturas em que irão operar.

8.3.3 Taxa interna de rentabilidade

A taxa interna de rentabilidade, TIR , permite calcular o retorno máximo que o projeto poderá proporcionar aos investidores, tornando o VAL do projeto nulo. Este indicador calcula-se através da equação 8.9.

$$0 = \sum_{i=0}^t \frac{I_i}{(1 + TIR)^i} + \sum_{i=0}^t \frac{CF_i}{(1 + TIR)^i} + \frac{VR}{(1 + TIR)^t} \quad (8.9)$$

mais uma vez $VR = 0$.

O critério de decisão em função da TIR indica que um projeto deve prosseguir se a $TIR >$ custo de oportunidade, [63].

8.3.4 Payback Simples e Payback Atualizado

O payback simples representa o tempo decorrido desde que foi efetuado um investimento até o somatório dos fluxos de caixa anuais serem iguais ao investimento inicial, [63]. O payback atualizado atribui uma ponderação diferente aos fluxos de caixa gerados antes da data de recuperação e assim ultrapassa uma das desvantagem do payback simples. Ou seja, o payback simples não considera o valor temporal do dinheiro, uma vez que não procede à atualização dos fluxos de caixa ao custo de oportunidade do capital, [63].

O payback simples poderia ser calculado segundo a equação 8.10, [63].

$$PR_{simples} = Tquando \sum_{i=0}^t I_i = \sum_{i=0}^t CF_i \quad (8.10)$$

Já o Payback atualizado pode ser calculado segundo a equação 8.11, [63].

$$PR_{atualizado} = Tquando \sum_{i=0}^t I_i = \sum_{i=0}^t \frac{CF_i}{(1 + r)^i} \quad (8.11)$$

Será o payback atualizado que se irá ter em linha de conta.

É importante perceber que através do payback podemos verificar quando conseguimos fazer face ao investimento inicial, no entanto não podemos concluir qual o melhor projeto. Isto acontece porque um projeto com payback inferior pode ter um VAL inferior.

8.3.5 Índice de Rentabilidade

O índice de rentabilidade, IR , pode ser obtido da equação 8.12, [63].

$$IR = \frac{VAL}{I} \quad (8.12)$$

Caso o projeto, em análise, apresente $IR \geq 0$, então este deve ser aceite, [63]. Pois isto indica que o VAL será positivo, [63].

8.3.6 Custo nivelado de energia elétrica

O custo nivelado de energia elétrica, $LCOE$, representa o preço em euros, neste caso, do kWh de energia elétrica produzida pelo sistema, [58]. Este valor pode ser calculado pela equação 8.13, [58].

$$LCOE = \frac{I + \sum_{i=0}^t COeM}{\sum_{i=0}^t \frac{E_{anual}}{(1+r)^i}} \quad (8.13)$$

em que E_{anual} representa a energia produzida anualmente, em kWh .

Parte III

Resultados e Discussão

Capítulo 9

Análise dos pares fluido/arquitetura

Neste capítulo é estudado o comportamento dos 5 fluidos em análise nas duas arquiteturas a estudar.

9.1 Análise dos pares fluido/arquitetura

Com o intuito de perceber quais os fluidos que apresentam maior potencial de implementação e a respetiva configuração, começou por se testar todos os fluidos nas duas arquiteturas em estudo.

Nesta fase só se tem por meio de comparação os valores de potência específica e de eficiência do ciclo. Todas as simulações são efetuadas num intervalo de variação de pressão de evaporação entre os 5 bar e os 40 bar. Optou-se por este intervalo de pressões porque o fluido que apresenta pressão crítica mais elevada é o Benzeno e esta pressão tem o valor de 48,9 bar. É de ressaltar que nesta gama de pressões de evaporação todos os restantes fluidos ultrapassam os valores das suas pressões críticas. Por este motivo os modelos não retornam valores de eficiência e potência específica para valores de pressão de evaporação acima da pressão crítica de cada fluido.

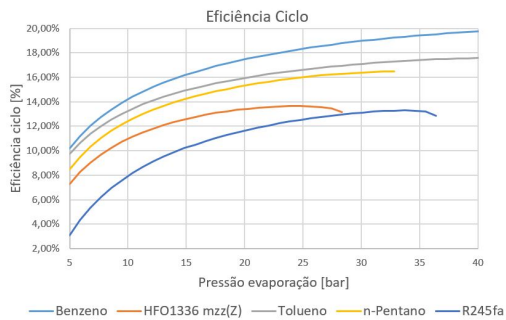
Para todas as simulações considerou-se um valor de eficiência isentrópica da bomba de 65% e de eficiência isentrópica da turbina de 85%. A interferência destes valores na eficiência e potência específica do ciclo será analisada.

Os fluidos a operar em estado de vapor sobreaquecido encontram-se com uma temperatura de vapor de 10°C acima da sua temperatura crítica.

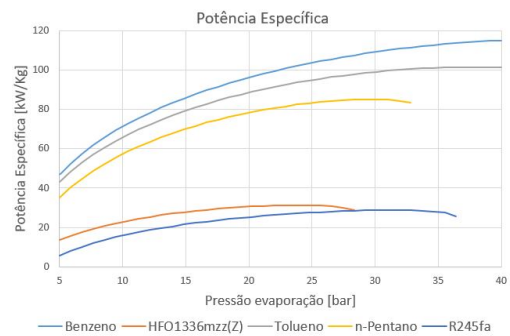
9.1.1 Ciclos com vapor saturado e vapor sobreaquecido

Perante os gráficos apresentado na figura 9.1 é possível perceber que para o ciclo a operar com vapor saturado o fluido que apresenta melhor prestação, tanto a nível de eficiência como de potência específica, é o Benzeno, seguido do Tolueno, com o n-Pentano a apresentar a terceira melhor prestação.

Para a configuração em que o ciclo opera com vapor sobreaquecido uma vez mais o fluido que apresenta melhor prestação é o Benzeno, seguido do Tolueno, com o n-Pentano a apresentar a terceira melhor prestação. Isto é ilustrado na figura 9.2.

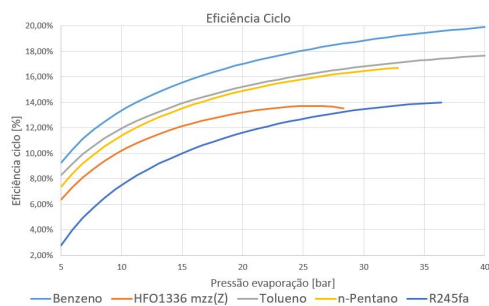


(a) Eficiência

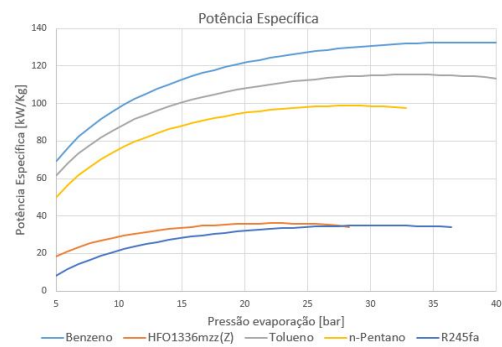


(b) Potência específica

Figura 9.1: ciclo a operar com vapor saturado



(a) Eficiência



(b) Potência específica

Figura 9.2: ciclo a operar com vapor sobreaquecido

9.1.2 Seleção do Fluido

Os fluidos a serem alvo de otimização e análise financeira são o Benzeno, o Tolueno e o n-Pentano.

Esta escolha foi efetuada porque estes três fluidos apresentam em ambas as configurações os melhores resultados de eficiência e destacam-se bastante ao nível da potência específica. Nesta etapa não se elegeu qual a melhor arquitetura porque tal será efetuado tendo por base a análise financeira.

Capítulo 10

Estudos Paramétricos

Com o intuito de perceber o efeito, sobre a eficiência e potência específica do sistema ORC, de algumas variáveis mantidas constantes ao longo do estudo dos pares fluido/arquitetura, realiza-se um estudo paramétrico centrado no fluido Benzeno a operar em estado de vapor sobreaquecido. Este estudo tem o intuito de perceber a influência da eficiência isentrópica da bomba e turbina, da pressão de condensação e do distanciamento da temperatura de sobreaquecimento à temperatura crítica. A análise é efetuada às condições de referência, variando um parâmetro e mantendo todos os outros constantes.

Neste capítulo é ainda estudada a importância de conhecer de forma detalhada os valores do caudal dos gases de exaustão, a sua temperatura e ainda a interferência da variação da temperatura do fluido de refrigeração.

10.1 Condições de referência

De forma a realizar os estudos paramétricos referidos, dimensionam-se os permutadores de calor para um sistema que apresente uma eficiência isentrópica da turbina de 85%, uma eficiência isentrópica da bomba de 65%, uma pressão de condensação de 1,2 bar, uma pressão de evaporação de 33 bar e uma temperatura de evaporação de 299°C.

O valor da pressão de condensação é fixado em 1,2 bar porque como se verá quanto menor este valor mais benéfico para o sistema será. Porém, decidiu-se operar o sistema com um valor de pressão um pouco acima da pressão atmosférica, com a finalidade de evitar absorção de ar exterior numa situação de mau funcionamento do sistema.

Relativamente à pressão de evaporação é fixa em 33 bar uma vez que quanto maior a pressão de evaporação melhores valores são apresentados para a eficiência e para a potência específica do ciclo. Contudo, optou-se por deixar um intervalo de segurança em relação ao valor da pressão crítica.

O valor da temperatura de sobreaquecimento está fixado em 299°C, de modo a este se encontrar em 10°C acima do valor de temperatura crítica e assim ir de encontro à literatura.

É de notar que para os seguintes estudos paramétricos a correção automática do caudal de fluido de refrigeração encontra-se removida do modelo do condensador, ou seja não se está a obrigar que a temperatura da água de refrigeração à saída do condensador seja de 40°C. Assim é possível estudar mais detalhadamente a importância do caudal e da temperatura da água de refrigeração.

10.1.1 Eficiência isentrópica da turbina

Como se pode observar na figura 10.1 a eficiência da turbina apresenta um efeito notório na eficiência e na potência específica do ciclo, estas diminuem significativamente com a diminuição da eficiência isentrópica da turbina.

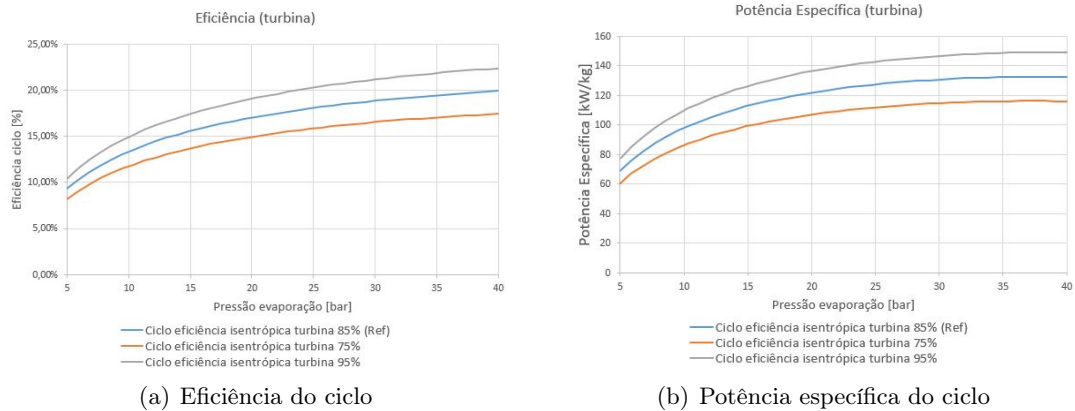


Figura 10.1: Efeito da eficiência isentrópica da turbina

10.1.2 Eficiência isentrópica da bomba

Através da figura 10.2 é possível perceber que a eficiência isentrópica da bomba não apresenta grande relevância na eficiência e potência específica do ciclo. Porém, é de realçar que quando a eficiência isentrópica da bomba aumenta também a eficiência e potência específica do ciclo aumentam e vice-versa.

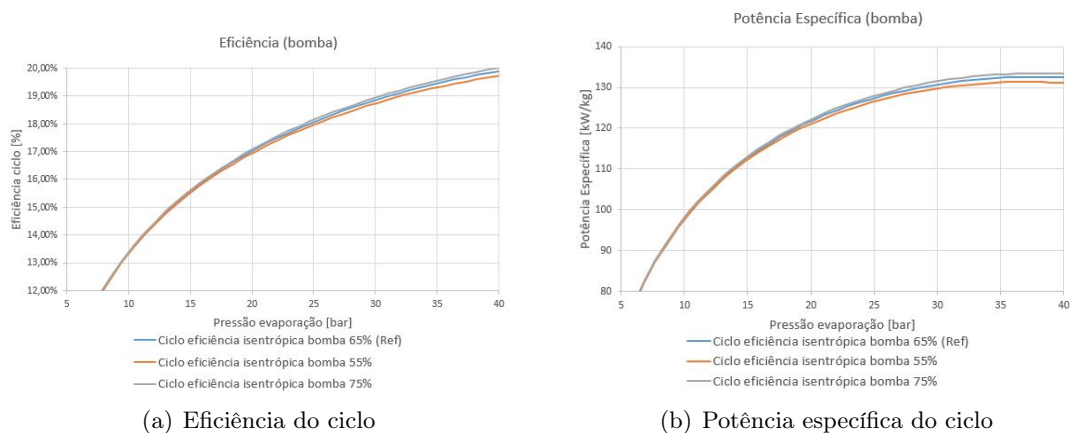


Figura 10.2: Efeito da eficiência isentrópica da bomba

10.1.3 Pressão de condensação

A figura 10.3 demonstra que o valor de pressão de condensação apresenta um elevado peso nos valores da eficiência e da potência específica do ciclo. Como é possível observar

à medida que o valor de pressão de condensação aumenta a eficiência e potência específica diminuem. Isto acontece porque com o aumento da pressão de condensação do fluido de trabalho a temperatura a que este condensa aumenta.

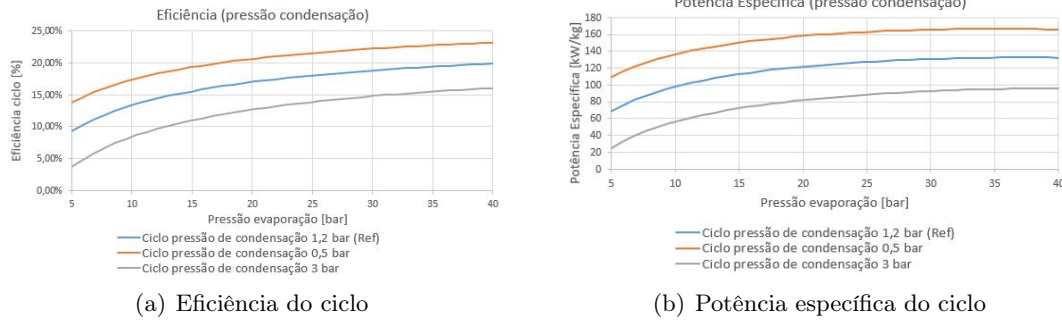


Figura 10.3: Efeito da pressão de condensação

10.1.4 Temperatura de sobreaquecimento

Na figura 10.4 encontra-se em avaliação o efeito na eficiência e na potência específica do ciclo, resultante da proximidade do valor da temperatura de sobreaquecimento em relação ao valor da temperatura crítica. Como se pode verificar quanto mais perto o valor de sobreaquecimento se encontra do valor da temperatura crítica melhor é o desempenho do ciclo ao nível da sua eficiência, como descrito na revisão de estado de arte. Porém, o valor da potência específica aumenta com o aumento da temperatura de sobreaquecimento.

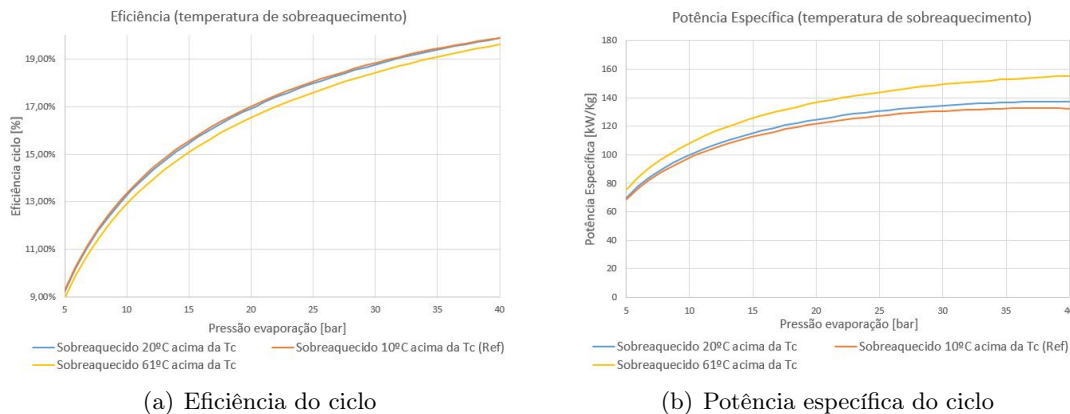


Figura 10.4: Efeito da temperatura de sobreaquecimento

10.1.5 Conclusões preliminares

A eficiência isentrópica da turbina apresenta um papel preponderante na eficiência e na potência específica de cada ciclo. Quanto maior for a eficiência isentrópica da bomba do sistema ORC mais elevada será para a eficiência e a potência específica do ciclo, apesar de esta eficiência não deter um papel de grande relevo.

No que concerne à pressão de condensação do ciclo quanto mais reduzida for melhor é a eficiência e a sua potência específica do ciclo. Assim, é benéfico usar uma pressão de condensação superior à ambiente, mas próxima desta. De forma a favorecer o ciclo ORC ao nível da sua eficiência e potência específica, mas garantido que não existe possibilidade de ocorrerem infiltrações de ar ambiente no sistema em caso de falha.

Por fim, o aumento da temperatura de sobreaquecimento diminui a eficiência do ciclo ORC, mas a potência específica do ciclo aumenta. Assim, este parâmetro será estudado de forma mais detalhada na otimização e análise financeira.

10.2 Estudo da influência dos parâmetros da fonte quente e fria do sistema

Com a finalidade de perceber a influência dos parâmetros associados à fonte quente e fria do sistema ORC, tais como o caudal e a temperatura, é agora efetuado um estudo paramétrico. Este estudo é efetuado em duas etapas.

Na primeira etapa, percebe-se a influência do caudal e da temperatura, da fonte quente e da fonte fria, na área do evaporador e do condensador. Na segunda etapa, fixa-se um valor de área, para o evaporador e para o condensador, para perceber a influência dos parâmetros em estudo no valor da temperatura de aquecimento do fluido operante.

Ambos os estudos paramétricos foram realizados às condições de referência.

10.2.1 Caudal máximo de fluido operante

O valor da potência produzida pelo sistema ORC está inteiramente depende da quantidade de fluido operante e o caudal de fluido operante possível de operar está dependente das fontes quente e fria do sistema. Assim, este é o primeiro parâmetro pelo qual se começa a análise. A quantidade de fluido operante depende da fonte quente e fria do sistema porque quando maior a quantidade de fluido operante maior será a troca térmica necessária a realizar e conseqüentemente maior será área necessária do evaporador e do condensador. Posto isto, pode-se chegar a valores de troca térmica necessários impossíveis de realizar, face à área do evaporador e do condensador necessário. Para o condensador existe a possibilidade de aumentar o caudal de fluido refrigerante, o que permite que o valor da área de condensador não aumente tão significativamente.

O valor máximo do caudal de fluido operante possível de usar no sistema é de 5 kg/s, porque para valores superiores de caudal o valor de efetividade do evaporador supera o limite de 0,7. Impõem-se este limite de efetividade para não incorrer no risco de obter áreas muito elevadas do evaporador e do condensador.

Na figura 10.5 apresenta-se a área necessária do evaporador e do condensador para um caudal mássico de Benzeno de 4 kg/s e 5 kg/s. É de notar, que para o dimensionamento do condensador está fixado um caudal de água de 30 kg/s com uma temperatura de 25 °C. Estes valores ainda serão estudados.

10.2.2 Primeira etapa, estudos paramétricos

Como já foi referido começou por se variar as condições de operação dos permutadores de forma a perceber a sua influência na área, para um caudal de fluido operante de 5kg/s.

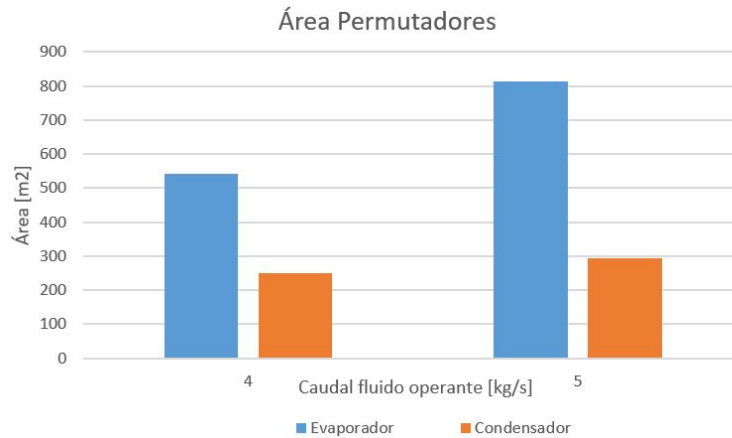


Figura 10.5: Áreas dos permutadores

10.2.2.1 Temperatura e caudal da água de refrigeração

Como se pode observar na figura 10.6, à medida que a temperatura da água aumentam também a área de condensador necessária aumenta. É de salientar que para uma temperatura da água 15°C e 25°C a área de condensador toma o mesmo valor devido à necessidade de o condensador apresentar um número inteiro de camadas de tubos. Já quando o caudal de água aumenta a área de condensador necessária diminui.

É de realçar que o aumento da temperatura da água de refrigeração leva a que a mesma saia mais quente do condensador, pois para uma temperatura de entrada de 15°C a água de refrigeração encontra-se a sair do condensador a aproximadamente 37°C. Para uma temperatura de 25°C esta sai do condensador a aproximadamente 47°C. Já para uma temperatura de entrada da água de 35 °C esta sai do condensador a 57°C.

O aumento do caudal da água de refrigeração leva à diminuição da sua temperatura de saída do condensador. Para um caudal de água de 20 kg/s a temperatura de saída da água de refrigeração é de aproximadamente 58 °C. Já se o caudal de água for de 30kg/s a temperatura de saída é de aproximadamente 47°C. Por fim se o caudal da água for de 40kg/s a temperatura de saída da água é de aproximadamente 42°C.

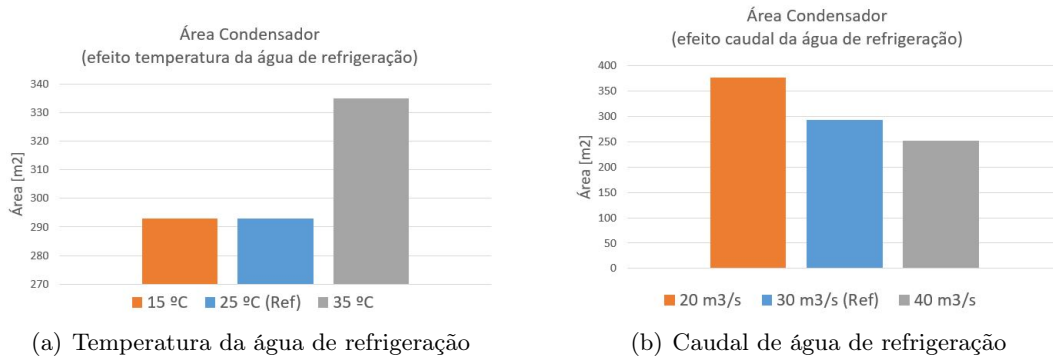


Figura 10.6: Área do condensador

10.2.2.2 Temperatura e caudal dos gases de exaustão

Relativamente aos gases de exaustão varia-se a sua temperatura para 350 °C e 450°C, porque o valor a usar para o dimensionamento é de 400 °C. Já a o seu caudal é aumentado em 10% e diminuído em 10% face ao valor a usar para o dimensionamento, 95000 m³/h.

Como se pode observar na figura 10.7 (a) não se apresenta o valor de área necessária do evaporador para o valor da temperatura dos gases de exaustão de 350°C, isto porque o valor de efetividade ultrapassa o limite de 0,7. Porém, pode-se observar que através do aumento do valor da temperatura dos gases de exaustão o valor da área necessária para aquecer o fluido de trabalho, até à temperatura de sobreaquecimento, diminui.

Para um valor de temperatura dos gases de exaustão de 400°C a sua temperatura de saída do evaporador é de aproximadamente 235°C. Já se os gases de exaustão se encontrarem a 450°C o valor de temperatura de saída do evaporador é de aproximadamente 306°C

No que diz respeito ao valor do caudal dos gases de exaustão, figura 10.7 (b), quando o caudal dos gases apresenta valores superiores a área de evaporador necessária diminui.

Quando o valor do caudal volumétrico dos gases de exaustão é inferior em 10% do valor de projeto o valor de temperatura de saída destes gases do evaporador é de aproximadamente 216°C. Para o valor de caudal de projeto o valor desta temperatura é de 235°C. Já para um caudal superior em 10% ao de projeto o valor de temperatura dos gases de exaustão à saída do condensador é de aproximadamente 250°C.

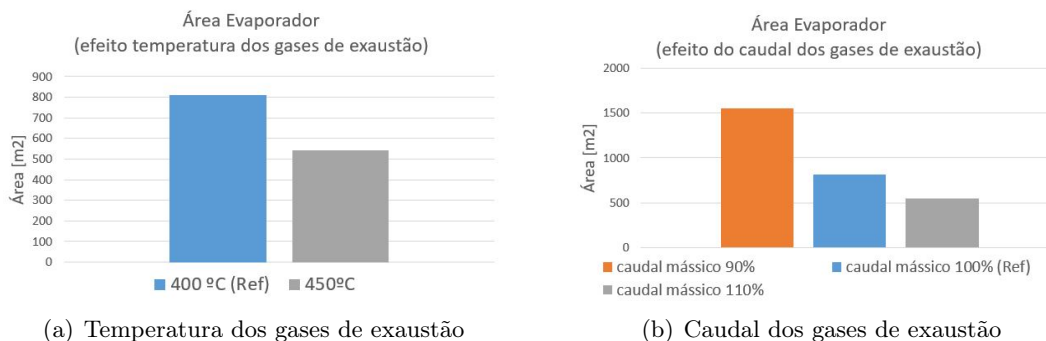


Figura 10.7: Área do evaporador

10.2.3 Dimensões dos permutadores

Parte-se agora para o dimensionamento dos permutadores. Este dimensionamento é efetuado com base nas condições de projeto, deixando uma margem de segurança. Também para esta etapa são utilizadas as condições de referência.

O evaporador será dimensionado para uma temperatura os gases de exaustão de 400°C e um caudal mássico de 95000 m³/h. Isto, porque a temperatura de projeto é de 413°C e o caudal de projeto de 95200 m³/h.

Na tabela 10.1 apresentam-se as áreas dos 2 permutadores dimensionados.

Tabela 10.1: Área permutadores

Evaporador [m ²]	Condensador [m ²]
812	293

10.2.4 Segunda etapa, estudos paramétricos

Já estando os permutadores dimensionados procede-se agora à variação das condições de operação, de modo a perceber qual a sua influência. As condições variadas são a temperatura dos gases de exaustão, o caudal dos gases de exaustão, a temperatura da água de refrigeração e o caudal da água de refrigeração.

10.2.4.1 Temperatura e caudal dos gases de exaustão

Para a temperatura dos gases de exaustão testou-se o evaporador dimensionado a operar com gases a 450°C. Conclui-se que para um caudal de 5 kg/s de fluido operante, este irá chegar a uma temperatura de sobreaquecimento de aproximadamente 351°C, face aos 299°C para o qual foi projetado.

Já para uma temperatura de gases de exaustão de 350°C o caudal de 5 kg/s de fluido operante não irá ser sobreaquecido, ficando na zona bifásica. Tal só é possível para um caudal máximo de 4 kg/s em que este irá apresentar uma temperatura de 267°C. É de notar que para a pressão de evaporação de 33 bar a temperatura de saturação do fluido operante é de 258°C.

No caso de o caudal dos gases aumentar em 10% o seu caudal volumétrico o fluido operante irá apresentar uma temperatura de aproximadamente 311°C.

Já se o aumento do caudal dos gases for de 20% o fluido operante irá apresentar uma temperatura de aproximadamente de 323°C

Porém, se o valor do caudal dos gases, tiver uma redução de 10% do seu caudal volumétrico, o caudal de 5kg/s irá apresentar uma temperatura de sobreaquecimento de 289°C.

Ainda, se o caudal dos gases apresentar uma redução de 20% do seu valor de caudal volumétrico o fluido operante irá apresentar uma temperatura de 268°C.

10.2.4.2 Temperatura da água de refrigeração

No caso da água de refrigeração sofrer um aumento de temperatura de 5°C será necessário um caudal de aproximadamente 35 kg/s, para que o fluido operante continue a sair do condensador no estado de líquido saturado. Para este valor de temperatura de entrada e caudal o valor da temperatura da água de refrigeração à saída o condensador é de aproximadamente 48°C

No entanto, caso a água de refrigeração baixe a sua temperatura 5°C bastarão apenas 26 kg/s de água a circular no permutador para a mesma condição ser mantida. Caso não se diminua o caudal de água o fluido operante sairá do condensador no estado de líquido sob arrefecido. Isto irá requerer um maior fornecimento de calor, por parte do evaporador, para manter as mesmas condições de vapor sobreaquecido à entrada da turbina. E consecutivamente a eficiência do ciclo será afetada. Para este valor de

temperatura de entrada e caudal a temperatura de saída da água do condensador é de aproximadamente 42°C

Não se apresenta um estudo da variação do caudal da água de refrigeração porque em condições normais de operação este valor não sofrerá oscilações. Pois, este valor depende simplesmente do bom funcionamento da bomba de circulação da água de refrigeração.

10.2.5 Análise preliminar

Desta etapa, do trabalho, conclui-se que é imperativo efetuar uma monitorização do fluxo gasoso dos gases de exaustão. Assim percebe-se-á os valores típicos da temperatura e do caudal e ainda o seu perfil de variação. Esta monitorização é importante para não incorrer o risco de dimensionar um sistema com base nos valores teóricos e o seu funcionamento ser muito diferente do previsto. Esta situação pode levar, em caso limite, ao danificar do sistema. Pois, se a turbina deste sistema operar na zona bifásica irá inevitavelmente degradar-se rapidamente. Ou caso o fluido operante seja aquecido a temperaturas acima das que é estável quimicamente este irá degradar rapidamente.

É conhecido com base no sistema de monitorização da temperatura, instalado na conduta dos gases de exaustão, que nas paragens programadas os gases de escape apresentam reduções da sua temperatura na ordem dos 70°C. Isto para os valores de temperatura medidos a seguir ao recuperador de calor existente nesta conduta, que se localiza cerca de 5 metros antes do local a instalar o evaporador. Desta forma, uma vez que este tipo de sistema é caracterizado pelo seu funcionamento autónomo e a sua fácil paragem e arranque será de todo viável proceder à paragem do sistema quando as paragens programadas do forno de reaquecimento de billetes ocorrerem.

É importante evidenciar que quanto mais afastadas as condições de operação do sistema ORC forem daquelas para o qual foi projeto menor será a sua viabilidade técnico-económica.

Relativamente ao sistema de fornecimento da água de refrigeração comprova-se que é vantajoso ser equipado com um sistema de controlo de caudal, uma vez que a variação da temperatura da água de refrigeração representa um parâmetro importante. Pois, este valor pode deslocar o funcionamento do sistema ORC para condições muito afastadas daquelas que são as de projeto.

Capítulo 11

Otimização e Análise Económica

A análise do fluido que se apresenta mais adequado para a implementação, bem como a sua configuração e os seus parâmetros operacionais é realizada numa perspetiva económica. Uma vez que a melhor configuração técnica pode não ser aquela que apresenta os melhores indicadores económicos e são os indicadores económicos que irão apresentar o maior peso na hora da seleção de um sistema por parte da SN Maia.

Esta decisão é baseada na análise económica porque, como já foi discutido e explicado, existem limites ao nível das fontes térmicas quente e fria o que irá afetar o máximo caudal de fluido operante que cada configuração poderá usar. É necessário ter em atenção que uma solução pode ser tecnicamente viável mas não o ser economicamente.

É de notar que a eficiência isentrópica da turbina é mantida em 85% e a eficiência isentrópica da bomba mantida em 65%.

11.1 Otimização e Metodologia

Com o aumento da temperatura de sobreaquecimento verifica-se uma diminuição da eficiência do ciclo e um aumento da potência específica e tal irá conduzir a um aumento da área dos permutadores necessários. Enquanto que um aumento da pressão de evaporação conduz a um aumento da potência específica e da eficiência do ciclo e também os valores de área do permutadores irão aumentar.

Assim, de forma a efetuar um processo de otimização, cada um dos três fluidos é testado com um valor máximo de pressão, de forma a garantir um intervalo de segurança para a sua respetiva pressão crítica. Para cada valor de pressão é simulado o fluido em estado de vapor saturado e sobreaquecido.

Como descrito no parágrafo anterior realiza-se o mesmo processo para um valor de pressão inferior, de forma a que a eficiência e a potência específica do ciclo sejam prejudicadas.

De seguida, alterou-se a pressão de evaporação para valores situados entre a pressão superior e a pressão inferior. Depois testaram-se ainda valores de pressão, mas desta vez, inferiores à pressão mínima. Destas variações percebe-se a tendência dos indicadores económicos e efetua-se uma otimização de modo a convergir estes indicadores para valores máximos. É de salientar que estes ensaios são realizados com o fluido em estado de vapor saturado, pois como se verá esta configuração apresenta-se mais benéfica para os dois primeiros valores de pressão testados, em todos os fluidos.

Por fim, para selecionar o fluido e a respetiva configuração do sistema ORC, que apresenta maior viabilidade de implementação, analisa-se os indicadores económicos obtidos por cada configuração testada bem como os parâmetros de segurança e ambientais que cada fluido apresenta. Deste modo, escolhe-se uma configuração vantajosa a nível económico, ambiental e de segurança.

Todas as soluções que estão a ser comparadas encontram-se a atuar no seu máximo caudal de fluido operante, porque se verificou para todas as configurações que à medida que o caudal de fluido operante aumenta os indicadores económicos apresentam melhores valores. É de notar que o máximo caudal testado para cada configuração baseiam-se nos limites da fonte quente e fria, como já foi explicado anteriormente. A título de exemplo apresenta-se, nas figuras B.1, B.2, B.3 e B.4, o fluido Benzeno a operar com uma pressão de evaporação de 33 bar e com o vapor sobreaquecido a 10^oC acima do valor da sua temperatura crítica. Como se pode verificar, à medida que o caudal aumenta, os indicadores económicos tornam-se mais favoráveis.

11.1.1 Benzeno

Testa-se este fluido a uma pressão de evaporação de 33 bar, de forma a deixar um intervalo de segurança para a sua pressão crítica. Para esta pressão, estuda-se o fluido sobreaquecido a uma temperatura de 10^oC acima da sua temperatura crítica mas também a uma temperatura sobreaquecida de 350^oC e em estado saturado. Concluiu-se que, no estado saturado, os indicadores económicos são mais favoráveis, isto porque neste estado obtém-se uma eficiência do ciclo superior e uma potência específica inferior. No entanto, devido às limitações da fonte de calor conseguimos operar um caudal de fluido operante superior e isto torna-se mais vantajoso. Ou seja, para o caso de vapor sobreaquecido até 10^oC acima da temperatura crítica, o caudal máximo de fluido operante possível de se usar é de 5 kg/s, para um vapor sobreaquecido a 350^oC é de 4 kg/s e para um vapor saturado é de 7 kg/s.

Testou-se igualmente o fluido a uma pressão de evaporação de 23 bar em estado sobreaquecido de 10^oC acima da temperatura crítica e em estado saturado. Mais uma vez é notável que no estado saturado, o fluido apresenta melhores indicadores devido ao maior caudal de fluido operante possível de se usar. Sendo possível usar um caudal de fluido operante de 6 kg/s para o caso de haver vapor sobreaquecido de 10^oC acima da temperatura crítica e um caudal de 9 kg/s para o estado de vapor saturado.

Dos dois ensaios anteriormente apresentados, conclui-se que os ciclos a operar com vapor no estado saturado são mais vantajosos, tudo porque o maior caudal possível que se pode usar compensa, face à redução da potência específica do ciclo.

De seguida, foram testados valores de pressão entre os 10 bar e os 23 bar, e entre os 23 bar e os 33 bar de forma a perceber a tendência dos indicadores económicos destes, em estado de vapor saturado. Tendo em conta estas simulações, pode-se salientar que os ciclos que operam um caudal de fluido operante de 9 kg/s são aqueles cujos indicadores económicos são mais favoráveis. Percebe-se que para um caudal de 9kg/s, à medida que a pressão de evaporação é superior, o VAL é crescente. Porém, os restantes indicadores decrescem porque os ciclos com pressão de evaporação superior são capaz de obter um maior lucro apesar de apresentarem um custo de energia superior.

É importante perceber que para analisar os ciclos a operar com um caudal de 9 kg/s existe a necessidade de formar 3 grupos, sendo o primeiro para os ciclos que operam

com pressões de 18, 19 e 20 bar, isto porque estes três ciclos convergem para uma área de evaporador de 812 m². Já o segundo grupo é formado pelos ciclos a operar com pressão de evaporação de 21 e 22 bar que convergem para uma área de evaporador de 1083 m². Por fim, o terceiro grupo é formado pelo ciclo a operar a 23 bar que converge para uma área de evaporador de 1353 m². Assim analisando cada grupo percebemos que dentro de cada grupo o indicadores económicos tornam-se mais favoráveis com o aumento da pressão de evaporação. Tal ocorre porque os ciclos a operar com pressão de evaporação mais baixa vêem os seu evaporador muito sobredimensionado, por causa de um permutador ter de apresentar camadas de tubos completas. Porém, analisando os 3 grupos percebemos que à medida que avançamos de grupo o VAL aumenta, mas os restantes indicadores decrescem. Na tabela 11.1 encontram-se os indicadores económicos para a otimização acima descrita.

Tabela 11.1: Otimização para o Benzeno

Caudal Benzeno [kg/s]	VAL [€]	TIR [%]	Payback atualizado [anos]	LCOE [€]	Investimento [€]	IR	Configuração
10	2 568 296 €	27,4%	4,33	0,031	1 336 496 €	1,92	10 bar saturado
9	2 647 413 €	27,7%	4,28	0,031	1 353 914 €	1,96	13 bar saturado
9	3 108 876 €	28,6%	4,12	0,0299	1 514 375 €	2,05	18 bar saturado
9	3 195 704 €	29,0%	4,06	0,030	1 529 518 €	2,09	19 bar saturado
9	3 278 612 €	29,3%	4,01	0,029	1 543 612 €	2,12	20 bar saturado
9	3 276 684 €	28,3%	4,18	0,030	1 626 105 €	2,02	21 bar saturado
9	3 349 240 €	28,5%	4,13	0,030	1 639 095 €	2,04	22 bar saturado
9	3 341 672 €	27,6%	4,29	0,0310	1 716 417 €	1,95	23 bar saturado
6	2 507 080 €	24,0%	5,01	0,035	1 588 133 €	1,58	23 bar sobreaquecido 10°C acima da Tc
8	3 026 446 €	28,0%	4,22	0,031	1 520 690 €	1,99	24 bar saturado
8	3 084 101 €	28,3%	4,18	0,030	1 530 949 €	2,01	25 bar saturado
8	3 135 045 €	25,9%	4,62	0,033	1 772 827 €	1,77	31 bar saturado
7	2 816 572 €	26,7%	4,45	0,032	1 516 051 €	1,86	33 bar saturado
5	2 155 229 €	23,5%	5,13	0,036	1 411 357 €	1,53	33 bar sobreaquecido 10°C acima da Tc
4	1 804 759 €	20,8%	5,89	0,040	1 434 019 €	1,26	33 bar sobreaquecido a 350 °C

11.1.2 n-Pentano

O n-Pentano foi testado a uma pressão de evaporação de 25 bar, de forma a garantir um intervalo de segurança para a sua pressão crítica. Para esta pressão o fluido foi testado a uma temperatura de 10°C acima da sua temperatura crítica, a uma temperatura de vapor sobreaquecido de 270°C e com vapor saturado. Destes 3 cenários o que tem melhores indicadores económicos é o ciclo a operar com vapor saturado, uma vez que é possível

operar um caudal de fluido superior, 9kg/s. Enquanto para o caso de vapor sobreaquecido a 10°C acima da sua temperatura crítica só é possível operar 7kg/s de fluido operante e para o caso de vapor sobreaquecido a uma temperatura de 270°C um caudal de 6kg/s.

De seguida, testou-se o ciclo para uma pressão de 15 bar na configuração de vapor sobreaquecido até uma temperatura de 10°C acima da sua temperatura crítica e com vapor saturado. Mais uma vez o ciclo a operar com vapor saturado apresenta melhores indicadores económicos. É de notar que para a configuração de vapor sobreaquecido o caudal máximo de fluido operante é de 7kg/s e para o ciclo de vapor saturado é de 10kg/s.

Assim verifica-se, uma vez mais, que as configurações a operar com vapor saturado retornam melhores indicadores económicos, tal deve-se aos motivos já explicados para o Benzeno.

De seguida, testou-se o fluido para pressões de evaporação entre os 15 bar e os 25 bar. Testa-se também o fluido com uma pressão de evaporação de 10 bar. Entre os 10 bar e os 15 não se testaram pressões intermédias uma vez que se percebe que o n-Pentano retorna melhores valores para pressões entre os 15 e os 25 bar. Das simulações efetuadas percebe-se que a configuração onde os indicadores se apresentam todos eles superiores é para a pressão de evaporação de 19 bar, com um caudal de fluido operante de 10 kg/s. A pressão de evaporação de 19 bar corresponde à máxima pressão de evaporação possível de operar um caudal de fluido operante de de 10 kg/s

Na tabela 11.2 encontra-se os indicadores económicos para a otimização do n-pentano.

Tabela 11.2: Otimização para o n-Pentano

Caudal n-Pentano [kg/s]	VAL [€]	TIR [%]	Payback atualizado [anos]	LCOE [€]	Investimento [€]	IR	Configuração
11	1 862 724 €	21,6%	5,7	0,039	1 399 484 €	1,33	10 bar saturado
10	2 236 839 €	23,4%	5,2	0,036	1 479 211 €	1,51	15 bar saturado
7	1 750 520 €	20,4%	6,0	0,041	1 442 488 €	1,21	15 bar sobreaquecido 10°C acima da Tc
10	2 734 149 €	26,0%	4,6	0,035	1 534 364 €	1,78	18 bar saturado
10	2 810 228 €	26,3%	4,5	0,034	1 550 473 €	1,81	19 bar saturado
9	2 262 756 €	23,4%	5,2	0,036	1 496 675 €	1,51	20 bar saturado
9	2 415 109 €	24,1%	5,0	0,035	1 524 575 €	1,58	23 bar saturado
9	2 488 452 €	24,3%	4,9	0,035	1 543 345 €	1,61	25 bar saturado
7	2 097 523 €	21,9%	5,5	0,038	1 533 543 €	1,37	25 bar sobreaquecido 10°C acima da Tc
6	2 389 164 €	23,8%	5,0	0,035	1 537 833 €	1,55	25 bar sobreaquecido a 270 °C

11.1.3 Tolueno

Começou por se testar o fluido a uma pressão de evaporação de 30 bar, de forma a deixar um intervalo de segurança à sua pressão crítica. Para esta pressão testou-se o fluido a uma temperatura 10°C acima da sua temperatura crítica e em estado de vapor

saturado. Mais uma vez os ciclos a operar com vapor saturado apresentam melhores indicadores económicos, pelo motivo já explicado. O caudal máximo possível de usar para a configuração de vapor sobreaquecido é de 4 kg/s já para a configuração de vapor saturado é de 6 kg/s

De seguida, testou-se este fluido para uma pressão de evaporação de 20 bar, em estado de vapor sobreaquecido a uma temperatura 10^oC acima da sua temperatura crítica e em estado de vapor saturado. Verifica-se novamente que a configuração a operar com vapor saturado apresenta melhores indicadores económicos. Para a configuração de vapor saturado o máximo caudal de fluido operante possível de usar é 7 kg/s e para o estado de vapor sobreaquecido a uma temperatura de 10^oC acima da sua temperatura crítica é de 5 kg/s.

Mais uma vez, este fluido nas configurações a operar com vapor no estado saturado retorna melhores indicadores económicos.

De seguida, testou-se os ciclos para pressões de evaporação entre os 20 bar e os 30 bar e para pressões entre os 10 bar e os 20 bar. Como se verifica que para 12 bar os indicadores apresentam os melhores indicadores económicos testa-se também a 8 bar, de forma a verificar a tendência destes indicadores. Das simulações efetuadas para o Tolueno percebe-se que este fluido retorna melhores indicadores económicos quando é operado para pressões de evaporação mais baixas, face aos fluidos Benzeno e n-Pentano. Estes indicadores económicos tem tendência para decrescer com o aumento da pressão de evaporação. Este facto explica-se porque este fluido, dos testados, é aquele que apresenta as maiores temperaturas de saturação para a mesma pressão de evaporação. Por exemplo, para 23 bar este fluido apresenta uma temperatura de saturação de aproximadamente 273 °C, enquanto o Benzeno apresenta uma temperatura de 231^oC e o n-Pentano 171^oC. Por este motivo, o Tolueno vê os caudais de fluido operante possíveis de operar bastante reduzidos com o aumento da pressão de evaporação. Assim, para pressões de evaporação mais baixas o aumento do caudal de fluido operante possível de operar compensa o decrescer da eficiência e da potência específica de cada ciclo.

Na tabela 11.3 apresentam-se os indicadores para a otimização efetuada para o tolueno.

11.2 Comparação dos 3 fluidos operantes

Dos três fluidos testados verifica-se que os ciclos a operar com Benzeno são aqueles que apresentam os melhores indicadores económicos seguido das configurações a operar com n-Pentano e por fim com Tolueno.

Relativamente às configurações a opera com Tolueno estas encontram-se como as piores configurações, porque é o fluido que apresenta as temperaturas de saturação mais elevadas para os mesmos valores de pressão, apesar de não apresentar os valores de eficiência e potência específica mais elevados.

O n-Pentano apresenta-se com indicadores económicos intermédios. Este fluido apresenta uma baixa temperatura de condensação, sendo esta de 50^oC para uma pressão de 1,59 bar. Enquanto o Benzeno apresenta uma temperatura de saturação de 85,8^oC para 1,2 bar e o Tolueno uma temperatura de saturação de 116,6^oC para 1,2 bar. Esta característica do n-Pentano leva a que sejam necessárias áreas de condensador superiores e caudais de fluido refrigerante superiores. Isto traduz-se em maiores potências da bomba

Tabela 11.3: Otimização para o Tolueno

Caudal Tolueno [kg/s]	VAL [€]	TIR [%]	Payback atualizado [anos]	LCOE [€]	Investimento [€]	IR	Configuração
10	1 930 371 €	23,5%	5,13	0,036	1261192,11	1,53	8 bar saturado
10	2 176 006 €	23,9%	5,05	0,035	1391292,85	1,56	10 bar saturado
9	2 184 190 €	24,7%	4,9	0,034	1 326 306 €	1,65	12 bar saturado
8	2 138 364 €	24,5%	4,9	0,035	1 315 557 €	1,63	15 bar saturado
7	2 044 455 €	23,7%	5,1	0,036	1 322 968 €	1,55	20 bar saturado
5	1 403 807 €	18,1%	6,9	0,045	1 419 626 €	0,99	20 bar sobreaquecido 10°C acima da Tc
7	2 036 228 €	22,9%	5,3	0,037	1 385 376 €	1,47	21 bar saturado
7	2 075 801 €	23,0%	5,3	0,036	1 402 161 €	1,48	22 bar saturado
7	2 038 646 €	22,0%	5,5	0,038	1 481 043 €	1,38	23 bar saturado
6	1 749 646 €	21,9%	5,6	0,038	1 282 439 €	1,36	24 bar saturado
6	1 706 211 €	20,1%	6,1	0,041	1 440 734 €	1,18	28 bar saturado
6	1 743 039 €	20,2%	6,1	0,041	1 453 642 €	1,20	30 bar saturado
4	1 123 572 €	17,2%	7,3	0,047	1 244 477 €	0,90	30 bar sobreaquecido 10°C acima da Tc

requerida para movimentar a água de refrigeração.

11.3 Seleção da melhor configuração

De entre as configurações testadas, para os três fluidos, torna-se benéfico selecionar uma configuração a operar com n-Pentano. Isto porque este fluido é o que se apresentou em segundo lugar relativamente aos indicadores económicos e porque comparado com o Benzeno apresenta parâmetros ambientais e de segurança mais benéficos. Pois, este fluido apresenta baixa toxicidade face ao Benzeno o que permite apresentar um valor de AEL muito superior. O n-Pentano também apresenta um ALT inferior ao do Benzeno, como presente na tabela 6.2. Outra vantagem do n-Pentano é que ele bastante utilizado em aplicações de sistemas ORC para fins de coleta de calor geotérmico o que certamente será uma vantagem, dada a experiências de utilização, [65].

Esta escolha, teve em conta o facto da torre refrigeração apresentar capacidade para refrigerar a quantidade de água necessária para o sistemas ORC a operar com n-Pentano, apesar de ser um caudal bastante elevado.

11.3.1 Características técnicas e condições de operação do sistema

De acordo com os resultados anteriores, a configuração selecionado é o sistema ORC a operar com o fluido n-Pentano em estado de vapor saturado a uma pressão de evaporação 19 bar e um caudal de fluido operante de 10kg/s. Esta configuração a operar com n-Pentano é a selecionada porque das configurações a operar com n-Pentano apresenta os melhores indicadores económicos.

Para este sistema a área necessária do evaporador é de $541m^2$. Os gases de exaustão

encontram-se a sair do evaporador com uma temperatura de 180,9°C. Este evaporador incute uma queda de pressão de 473,5 Pa, nos gases de exaustão, sendo assim necessário adicionar um ventilador ao sistema. Este ventilador tem de ter uma potência de 30 kW. A referência do ventilador selecionado é AXC 1250-8/23°-4 (30 kW) S IE3, [56].

Relativamente ao condensador este apresenta uma área de 754m². É necessário fornecer um caudal de água de refrigeração de 403m³/h de forma a que esta água apresenta à saída do condensador uma temperatura de 40°C. A bomba de circulação da água de refrigeração terá de incutir uma pressão de aproximadamente 2,5 bar, para vencer a queda de pressão causada pelo condensador, para elevar a água ao top da torre de refrigeração e para vencer as restantes queda de pressão, como já foi explicado. Esta bomba têm de apresentar uma potência de aproximadamente 34 kW.

Assim, este sistema apresenta uma potência útil de 704,8 kW. Uma vez que o tempo de operação anual deste sistema é de 7 300,3 horas irão ser produzidos 5 145 241,4 kWh de energia elétrica.

Este sistema apresenta um VAL de 2 810 228 €.

11.3.2 Resumo das características técnicas e económicas do sistema

Na tabela 11.4 encontra-se um resumo das características técnicas do sistema. Os indicadores económicos do sistema e o seu custo de manutenção e operação encontram-se resumidos na tabela 11.5.

Tabela 11.4: Características técnicas

Componente	Potência [kW]	Área [m ²]	Custo [€]
Turbina	814,7	-	848 681
Gerador	977,64	-	77 405
Bomba do fluido operante	44,9	-	67 464
Bomba do fluido de refrigeração	35	-	45 567
Ventilador	30	-	14 054
Evaporador	-	541	220 217
Condensador	-	754	267 085
Potência útil do sistema	704,8		

Tabela 11.5: Indicadores económicos

Caudal [kg/s]	VAL [€]	TIR [%]	Payback atualizado [anos]	LCOE [€/kWh]	Investimento [€]	IR	Custo operação/manutenção [€/ano]
10	2 810 228 €	26,3%	4,5	0,034	1 550 473 €	1,81	23 257

Como são produzidos 5 145 241,4 kWh/ano de energia elétrica por ano neste sistema, recorrendo à equação 3.2, conclui-se que este sistema é responsável pela diminuição de

aproximadamente 2 500 t/ano de CO_2 .

Outro aspeto de elevada relevância é qual a gama de variação das condições da fonte quente e da fonte fria de forma que o sistema possa continuar em operação. Desta forma, apresenta-se a tabela 11.6. Como é de notar, para a variação da temperatura e caudal dos gases de exaustão o mínimo a que estes parâmetros podem chegar é muito próximo dos valores usados para o dimensionamento, 400°C e 9500m³/h, tal deve-se porque para esta configuração os gases de exaustão encontram-se a ser arrefecidos a uma temperatura muito próxima do limite de 180°C, que é a mínima temperatura a que estes gases podem ser arrefecidos, como explicado. Porém este facto não é problemático uma vez que o sistema ORC em causa foi dimensionado deixando uma margem de segurança para os valores reais de caudal e temperatura dos gases de exaustão, como explicado. O limite máximo do caudal e temperatura dos gases de exaustão não é apresentado porque este não impede o funcionamento do sistema ORC, uma vez que este sistema poderá continuar em operação se bem que afastado das condições de projeto.

Para a água de refrigeração só se apresenta a máxima temperatura que esta poderá apresentar de forma a não se ultrapassar a máxima capacidade disponível da torre de refrigeração, indo de encontro ao explicado nos capítulos 5 e 10. Não se apresenta o limite mínimo de temperatura para a água de refrigeração uma vez que a queda de temperatura desta água será compensada com a diminuição do caudal de água fornecido ao sistema ORC, como já explicado.

Tabela 11.6: Variação das propriedades da fonte quente e fria

		Mínimo Admissível	Valor de Projeto	Máximo Admissível
Gases de Exaustão	Temperatura	395°C	400°C	-
	Caudal	94%	100%	-
Água de Refrigeração	Temperatura	-	25°C	36°C

11.4 Proposta Comercial

Após a identificação da fonte de calor disponível na siderurgia com maior potencial de aproveitamento e sabendo os valores de projeto deste ponto procedeu-se à realização de pedido de propostas comerciais aos fabricantes. Inicialmente estabeleceu-se contacto com o fabricante do forno de reaquecimento de billetes de forma a perceber se este tinha interesse em apresentar uma proposta, tendo o mesmo recusado. De seguida estabeleceu-se contacto com os fabricantes de sistemas ORC TURBODEN e EXERGY, [66] e [67]. É de notar que o fabricante TURBODEN apresenta diversas instalações efetuadas na Europa de sistemas ORC, tanto em siderurgias como em outro tipo de indústrias.

Face ao tempo que este tipo de processos demoram só se obteve uma proposta comercial do fabricante TURBODEN, [66]. Este fabricante apresentou um sistema ORC composto por um recuperador de calor, sistema padrão deste fabricante, a operar com o fluido Hexametildisiloxano em que o valor deste equipamento é de 1 200 000 € e apresenta uma potência específica de 640 kW. Este fabricante na sua proposta refere que os gases de exaustão serão arrefecidos até uma temperatura de 180°C, estando também a

prevenir o efeito da corrosão.

É de notar que a proposta apresentada pela TURBODEN, [66], não contempla os custos do sistema de resfriamento nem o custo do ventilador extra adicionado ao sistema. Também é importante referir que não se conhece o valor da queda de pressão inculida pelo evaporador do sistema apresentado, nem o caudal de fluido operante que este sistema irá operar.

Efetuada uma comparação entre os resultados obtidos através da realização dos modelos numéricos e os apresentados pelo fabricante TURBODEN, [66], pode-se concluir que os modelos apresentam coerência na gama de valores que retornam.

Capítulo 12

Conclusão

A SN Maia, uma produtora de aço que opera segundo a rota secundária do aço, vê o seu processo de fabrico assente no uso de três fornos, dois deles a eletricidade e um a gás natural. Devido às ineficiências intrínsecas próprias do processo de fabrico, a SN Maia é portadora de inúmeras fontes de energia residual na forma de calor.

Das fontes de calor residual aquela que apresenta maior potencial, para coleta de calor residual para um sistema ORC, é a que resulta da atividade do forno de reaquecimento de billetes, ou seja os seus gases de exaustão. Esta é a fonte selecionada porque não é influenciada pelo regime de produção cíclico da SN Maia, operando praticamente em contínuo, e porque os níveis de pó que esta transporta são residuais. O ponto de possível coleta deste calor residual é na base da chaminé existente cuja temperatura é de 413 °C, apresentando-se assim classificada como uma fonte de calor residual de média temperatura. Assim faz-se uso de uma fonte de calor residual que o estado de arte identifica como sendo uma das mais viáveis. Estes gases de exaustão não devem ser arrefecidos a temperaturas inferiores a 180°C, uma vez que, apesar de em pequenas quantidades, estes gases transportam dióxido de enxofre, o que pode originar a formação de ácido sulfúrico. E como é do conhecimento da SN Maia, este sistema de exaustão sofre de corrosão. Outro constrangimento desta fonte de calor é a queda de pressão que o evaporador do sistema ORC irá incutir, uma vez que este sistema opera em depressão, - 49 Pa. Sendo este sistema de exaustão de elevada complexidade será benéfico os seus fabricantes terem uma presença ativa aquando da realização de um projeto de inserção de um sistema ORC.

Também se estudou aquela que será a fonte fria do sistema ORC. Conclui-se que o circuito de refrigeração fechado 1 apresenta um potencial adequado ao fornecimento de água fria. A água de refrigeração, à saída do condensador do sistema ORC, não deve apresentar temperaturas superiores a 40°C afim de não prejudicar o bom funcionamento do sistema de refrigeração. Ao nível do sistema ORC será benéfico que este seja equipado com um controlo de fluxo de água de refrigeração.

Ao estudar a viabilidade técnico-económica da implementação de um sistema ORC, teve-se em conta os fluidos Benzeno, Tolueno, n-Pentano, HFO1336mzz(Z) e R245fa, a operar em estado de vapor saturado e vapor sobreaquecido. O fluido que se revelou com melhores prestações térmicas é o Benzeno. Quanto à arquitetura, devido aos constrangimentos da fonte de calor residual, percebe-se que a melhor configuração a ser implementada na SN Maia é um Ciclo Orgânico de Rankine a operar com vapor saturado. Isto, uma vez que permite fazer uso de caudais maiores face aos ciclos a operar com vapor sobreaquecido. Entre os fluidos estudados, aquele que se apresenta mais capacitado para

ser implementado é o n-Pentano, visto que este, ao nível dos indicadores económicos, se encontra abaixo do Benzeno mas este é extremamente inflamável e cancerígeno. Para além disto, o n-Pentano encontra-se implementado em diversos sistemas ORC a operar com calor geotérmico e assim a experiência adquirida será uma vantagem.

A configuração que se apresenta com maior potencial de aplicação na SN Maia após se realizar uma otimização dos parâmetros operacionais com vista a obter uma maior viabilidade económica, é um sistema ORC a operar com vapor saturado a 19 bar, com o fluido n-Pentano e um caudal de 10 kg/s. Este sistema apresenta um VAL de 2 810 228 € e um payback atualizado de 4,3 anos. Ele será ainda responsável pela redução de aproximadamente 2 500 t/ano de CO_2 .

Assim, pode-se concluir que a SN Maia dispõem de calor residual com potencial para ser aproveitado, que até então se encontra a ser desperdiçado. Desta forma, a SN Maia conseguirá melhorar a eficiência do seu processo de fabrico, o que se tornará benéfico a nível económico e ambiental.

Bibliografia

- [1] R. Q. Wang, L. Jiang, Y. D. Wang, and A. P. Roskilly, “Energy saving technologies and mass-thermal network optimization for decarbonized iron and steel industry: A review,” p. 122997, nov 2020.
- [2] I. M. D. Base, “Indústrias Metalúrgicas de Base,” no. Cpa 2008, pp. 10–11, 2020.
- [3] IEA, “Global CO2 emissions in 2019,” 2020. [Online]. Available: <https://www.iea.org/articles/global-co2-emissions-in-2019>
- [4] Global Efficiency Intelligence, “Global Efficiency Intelligence,” 2021. [Online]. Available: <https://www.globalefficiencyintel.com/>
- [5] W. Uribe-Soto, J. F. Portha, J. M. Commenge, and L. Falk, “A review of thermochemical processes and technologies to use steelworks off-gases,” pp. 809–823, jul 2017.
- [6] L. E. Singer and D. Peterson, *International energy outlook 2016*, 2011, vol. 0484, no. May.
- [7] B. Study, E. Use, P. Energy, S. Opportunities, and S. Manufacturing, “THE U . S . DEPARTMENT OF ENERGY (DOE)’ S ADVANCED MANUFACTURING OFFICE The DOE Office of Energy Efficiency and Renewable Energy (EERE)’ s Advanced Manufacturing Office works with industry , small business , universities , and other stakeholders to id.”
- [8] I. H. González and J. Kamiński, “The iron and steel industry: A global market perspective,” *Gospodarka Surowcami Mineralnymi / Mineral Resources Management*, vol. 27, no. 3, pp. 5–28, 2011.
- [9] Worldsteel, “Sustainable Steel. At the core of a green economy,” p. 40, 2012. [Online]. Available: <https://www.worldsteel.org/en/dam/jcr:5b246502-df29-4d8b-92bb-afb2dc27ed4f/Sustainable-steel-at-the-core-of-a-green-economy.pdf>
- [10] *International Energy Agency*. [Online]. Available: <https://www.iea.org>
- [11] “ORDEM DOS ENGENHEIROS.” [Online]. Available: <https://www.ordemengenharios.pt/pt/centro-de-informacao/dossiers/historias-da-engenharia/pais-sem-siderurgia-nao-e-um-pais-e-uma-horta/>

- [12] “Formulário Único SIRAPA Manual de Apoio ao Preenchimento do Formulário PRTR Emissões de Combustão Determinação de emissões ar por fatores de emissão Índice Resumo das Revisões ao Documento,” 2015.
- [13] R. Monitoriza, “Documento de orientação O Regulamento Monitorização e Comunicação Orientações sobre amostragem e análise,” pp. 1–41, 2012.
- [14] “APDL.” [Online]. Available: <http://www.apdl.pt/relatoriosustentabilidade/6.1.html>
- [15] H. Jouhara, N. Khordehgah, S. Almahmoud, B. Delpech, A. Chauhan, and S. A. Tassou, “Waste heat recovery technologies and applications,” *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 6, no. April, pp. 268–289, 2018. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2018.04.017>
- [16] K. Couvreur, W. Beyne, M. De Paepe, and S. Lecompte, “Hot water storage for increased electricity production with organic Rankine cycle from intermittent residual heat sources in the steel industry,” *Energy*, vol. 200, p. 117501, 2020. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117501>
- [17] M. Papapetrou, G. Kosmadakis, A. Cipollina, U. La Commare, and G. Micale, “Industrial waste heat: Estimation of the technically available resource in the EU per industrial sector, temperature level and country,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 138, no. February, pp. 207–216, 2018. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.04.043>
- [18] H. M. Herath, M. A. Wijewardane, R. A. Ranasinghe, and J. G. Jayasekera, “Working fluid selection of Organic Rankine Cycles,” *Energy Reports*, vol. 6, pp. 680–686, 2020. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.egy.2020.11.150>
- [19] S. Wang, C. Liu, Q. Li, L. Liu, E. Huo, and C. Zhang, “Selection principle of working fluid for organic Rankine cycle based on environmental benefits and economic performance,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 178, no. December 2019, p. 115598, 2020. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115598>
- [20] S. Botelho, Renan; Luz, “9^o Congresso Brasileiro De Pesquisa E Desenvolvimento Em Petróleo E Gás Reologia Dos Fluidos De Perfuração Autores,” no. 5, 2017. [Online]. Available: http://www.portalabpg.org.br/site_portugues/anais/anais9/repositorio/trabalho/242810170820178438.pdf
- [21] K. Thurairaja, A. Wijewardane, S. Jayasekera, and C. Ranasinghe, “Working fluid selection and performance evaluation of ORC,” *Energy Procedia*, vol. 156, no. September 2018, pp. 244–248, 2019. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2018.11.136>
- [22] D. H. Kenney, S. Cunningham, G. W. Jepson, J. A. Kohler, S. Kujak, T. J. Leck, S. Macleod, S. R. Murphy, J. M. O. Leary, G. M. Rusch, J. Senediak, R. M. Harrold, S. J. Emmerich, J. D. Aswegan, K. I. Emerson, J. M. Ferguson, M. W. Gallagher, W. T. Grondzik, S. S. Hanson, and R. L. Hedrick, “Designation and Safety Classification of Refrigerants,” vol. 34, 2019.

- [23] J. Facão and A. C. Oliveira, “Analysis of energetic, design and operational criteria when choosing an adequate working fluid for small orc systems,” *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Proceedings*, vol. 6, pp. 175–180, 2010.
- [24] A. Pezzuolo, A. Benato, A. Stoppato, and A. Mirandola, “The ORC-PD: A versatile tool for fluid selection and Organic Rankine Cycle unit design,” *Energy*, vol. 102, pp. 605–620, 2016. [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2016.02.128>
- [25] P. J. Mago, L. M. Chamra, K. Srinivasan, and C. Somayaji, “An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 28, no. 8-9, pp. 998–1007, 2008.
- [26] S. Quoilin and V. Lemort, “Technological and Economical Survey of Organic Rankine Cycle Systems,” *5th European Conference Economics and Management of Energy in Industry*, vol. 278, no. 36, p. 12, 2009. [Online]. Available: <http://orbi.ulg.ac.be/handle/2268/14609>
- [27] Y. Dai, J. Wang, and L. Gao, “Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery,” *Energy Conversion and Management*, vol. 50, no. 3, pp. 576–582, 2009. [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2008.10.018>
- [28] S. Quoilin, M. V. D. Broek, S. Declaye, P. Dewallef, and V. Lemort, “Techno-economic survey of organic rankine cycle (ORC) systems,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 22, pp. 168–186, 2013.
- [29] R. L. L. Carlão, “Projecto de um ciclo de Rankine orgânico para produção de 200 kWe,” p. 84, 2010. [Online]. Available: <http://repositorio-aberto.up.pt/handle/10216/59624>
- [30] P. T. E.-S. Bause T.1, Campana F.2, Filippini L.3, Foresti A.2, Monti N.4, “Cogeneration with ORC at Elbe-Stahlwerke Feralpi EAF Shop,” 1843.
- [31] M. Ramirez, M. Epelde, M. G. De Arteché, A. Panizza, A. Hammerschmid, M. Baresi, and N. Monti, “Performance evaluation of an ORC unit integrated to a waste heat recovery system in a steel mill,” *Energy Procedia*, vol. 129, pp. 535–542, 2017. [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2017.09.183>
- [32] E. Vainio, T. Laurén, N. Demartini, A. Brink, and M. Hupa, “Understanding low-temperature corrosion in recovery boilers: Risk of sulphuric acid dew point corrosion?” *J-for*, vol. 4, no. 6, pp. 14–22, 2014.
- [33] R. V. Filho, “Artigos técnicos Emissão de óxidos de enxofre (SO X) na combustão industrial,” pp. 65–76, 2020.
- [34] R. F. Costa, “RIA UA,” 2019. [Online]. Available: <https://ria.ua.pt/handle/10773/29118>
- [35] BITZER GROUP, “ElectraTherm.” [Online]. Available: <https://electratherm.com/power-generator/>

- [36] Fritz Ullmann, *Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry*.
- [37] EC, "Recommendation from the Scientific Committee on Occupational Exposure Limits for benzene," no. December, pp. 1–28, 1991. [Online]. Available: file:///C:/Users/nsteckling/Downloads/SUM140withannexnewtemplateWEBready_corr.pdf
- [38] A. K. Persily, H. Burge, R. Daynard, F. M. Gallo, J. L. Halliwell, K. Q. Hart, M. J. Hodgson, M. A. Huza, J. K. Mcfarland, R. A. Morris, D. M. Naughton, F. J. Offerman, J. A. Reese, M. H. Sherman, D. A. Stanke, J. A. Tiffany, W. G. Tucker, A. S. H. Rae, and S. Committee, "ffi)1f."
- [39] T. Environment, E. Hazards, M. Energies, E. Radiation, O. A. Ventilation, I. Air, and Q. Guide, "Indoor environmental health."
- [40] H. Baehr, "New Refrigerants - Research into their Thermodynamic Property Data," *Heat Pumps*, pp. 243–251, 1990.
- [41] Z. Ge, J. Li, Y. Duan, Z. Yang, and Z. Xie, "Thermodynamic performance analyses and optimization of dual-loop organic Rankine cycles for internal combustion engine waste heat recovery," *Applied Sciences (Switzerland)*, vol. 9, no. 4, pp. 1–23, 2019.
- [42] K. Kontomaris, "HFO-1336mzz-Z: High Temperature Chemical Stability and Use as A Working Fluid in Organic Rankine Cycles," *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, p. 10, 2014.
- [43] "pubchem." [Online]. Available: <https://pubchem.ncbi.nlm.nih.gov>
- [44] D. H. Kennoy, S. Cunningham, G. W. Jepson, J. A. Kohler, S. Kujak, T. J. Leck, S. Macleod, S. R. Murphy, J. M. O. Leary, G. M. Rusch, J. Senediak, R. M. Harrold, S. J. Emmerich, J. D. Aswegan, K. I. Emerson, J. M. Ferguson, M. W. Gallagher, W. T. Grondzik, S. S. Hanson, and R. L. Hedrick, "Designation and Safety Classification of Refrigerants," vol. 34, 2019.
- [45] "The Engineerign Toolbox." [Online]. Available: <https://www.engineeringtoolbox.com/>
- [46] D. G. Class, P. Description, and C. Name, "Health Hazard Information," no. 67, pp. 0–4, 2010.
- [47] Honeywell International Inc, "Genetron® 245fa Working Fluid for ORC Systems," pp. 1–2, 2010. [Online]. Available: <https://www.honeywell-refrigerants.com/europe/wp-content/uploads/2013/03/honeywell-genetron-245a-orc-systems-brochure1.pdf>
- [48] O. WEEL, "Workplace Environmental Exposure Level," no. 3, pp. 1–5, 2014.
- [49] M. P. Productions, "Chemical Resistance Chart," *Glass*, vol. 6393, no. February, pp. 1889–900, 2005. [Online]. Available: <http://www.pubmedcentral.nih.gov/articlerender.fcgi?artid=187577&tool=pmcentrez&rendertype=abstract>

- [50] C. M. Invernizzi, P. Iora, G. Manzolini, and S. Lasala, “Thermal stability of n-pentane, cyclo-pentane and toluene as working fluids in organic Rankine engines,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 121, pp. 172–179, 2017. [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.04.038>
- [51] X. Dai, L. Shi, Q. An, and W. Qian, “Screening of hydrocarbons as supercritical ORCs working fluids by thermal stability,” *Energy Conversion and Management*, vol. 126, pp. 632–637, 2016. [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2016.08.024>
- [52] —, “Chemical kinetics method for evaluating the thermal stability of Organic Rankine Cycle working fluids,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 100, pp. 708–713, 2016. [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.02.091>
- [53] F.-C. Software, “Engineering Equation Solver.”
- [54] Incropera; DeWit; Bergman; Lavine, *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*.
- [55] “AIRCO.FIN.” [Online]. Available: <https://www.aircofin.com/high-finned-tubes/>
- [56] “systemair.” [Online]. Available: <https://www.systemair.com>
- [57] R. Turton, J. A. Shaeiwitz, and D. Bhattacharyya, *Analysis, Synthesis, and Design of Chemical Processes*.
- [58] V. L. Le, A. Kheiri, M. Feidt, and S. Pelloux-Prayer, “Thermodynamic and economic optimizations of a waste heat to power plant driven by a subcritical ORC (Organic Rankine Cycle) using pure or zeotropic working fluid,” *Energy*, vol. 78, pp. 622–638, 2014. [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2014.10.051>
- [59] L. Pierobon, T. V. Nguyen, U. Larsen, F. Haglind, and B. Elmegaard, “Multi-objective optimization of organic Rankine cycles for waste heat recovery: Application in an offshore platform,” *Energy*, vol. 58, pp. 538–549, 2013. [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2013.05.039>
- [60] A. Toffolo, A. Lazzaretto, G. Manente, and M. Paci, “A multi-criteria approach for the optimal selection of working fluid and design parameters in Organic Rankine Cycle systems,” *Applied Energy*, vol. 121, pp. 219–232, 2014. [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.01.089>
- [61] C. Engineering, “Controlling Electrostatic Hazards,” 2021. [Online]. Available: www.chemengonline.com
- [62] “Chemical Book.” [Online]. Available: <https://www.chemicalbook.com>
- [63] R. Bender and K. Ward, *Principles of Corporate Finance.*, 10th ed., 2012.
- [64] M. Capitão, “ANÁLISE DAS METODOLOGIAS DE SELEÇÃO DE PROJETOS DE INVESTIMENTO DAS PME,” p. 52, 2016.
- [65] R. Costa, “Modelação térmica da Central Geotérmica do Pico Vermelho,” 2012.

[66] “TURBODEN.” [Online]. Available: <https://www.turboden.com>

[67] “EXERGY.” [Online]. Available: <https://www.exergy-orc.com>

Anexos

Apêndice A

Perfil temperaturas Aciaria

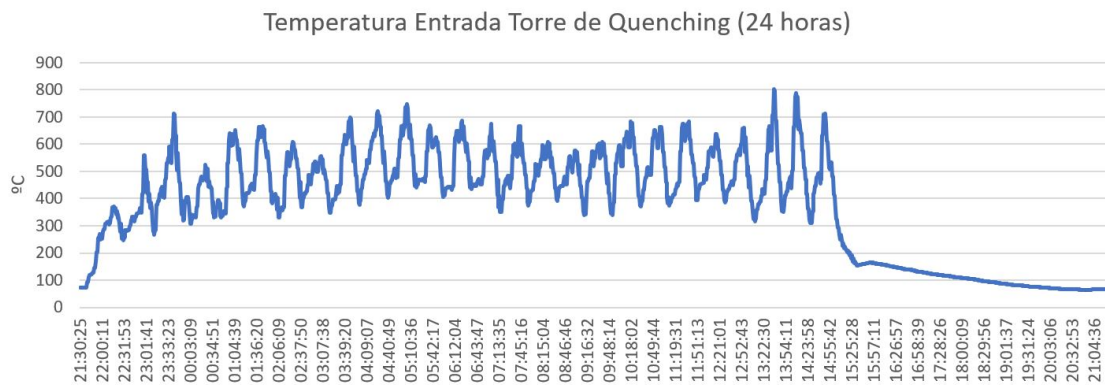


Figura A.1: Perfil temperaturas Torre de Quenching

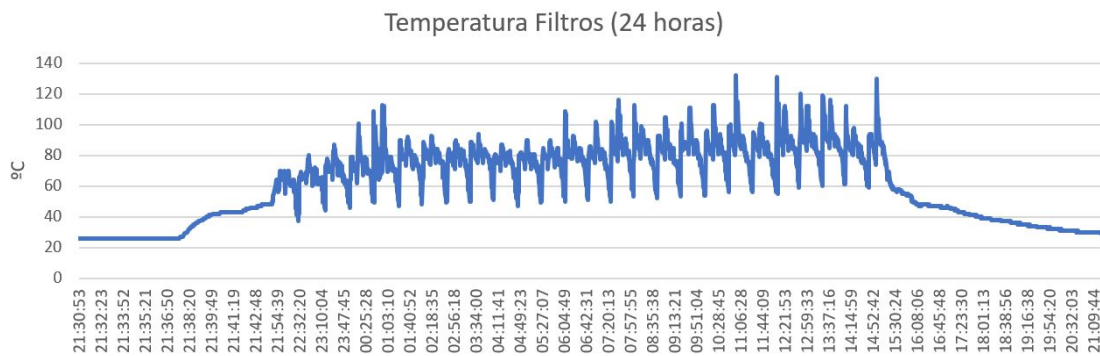


Figura A.2: Perfil temperaturas Filtro de Mangas

Apêndice B

Benzeno 33 bar e 299°C

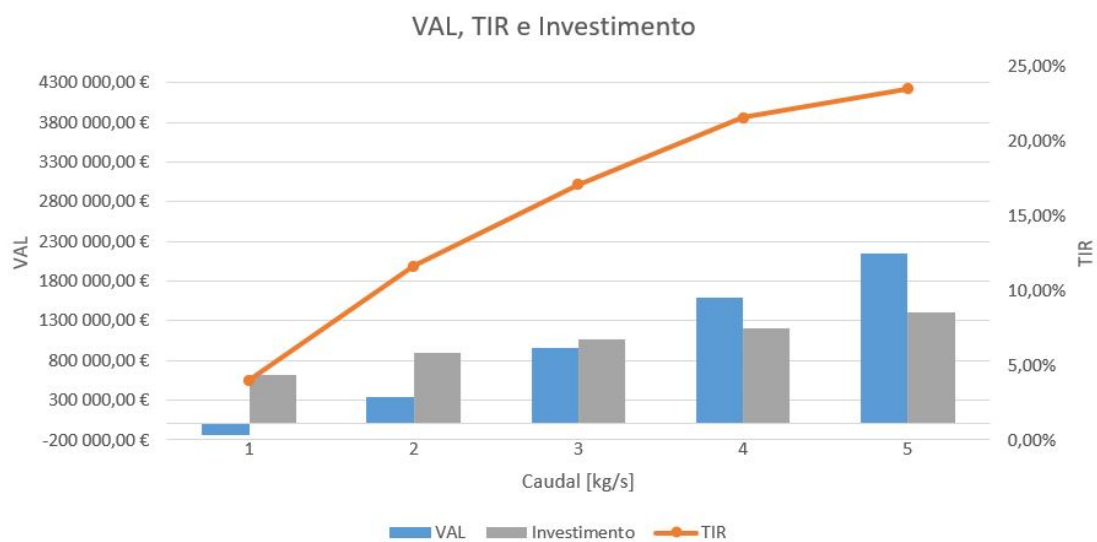


Figura B.1: Indicadores económicos VAL, TIR e Investimento

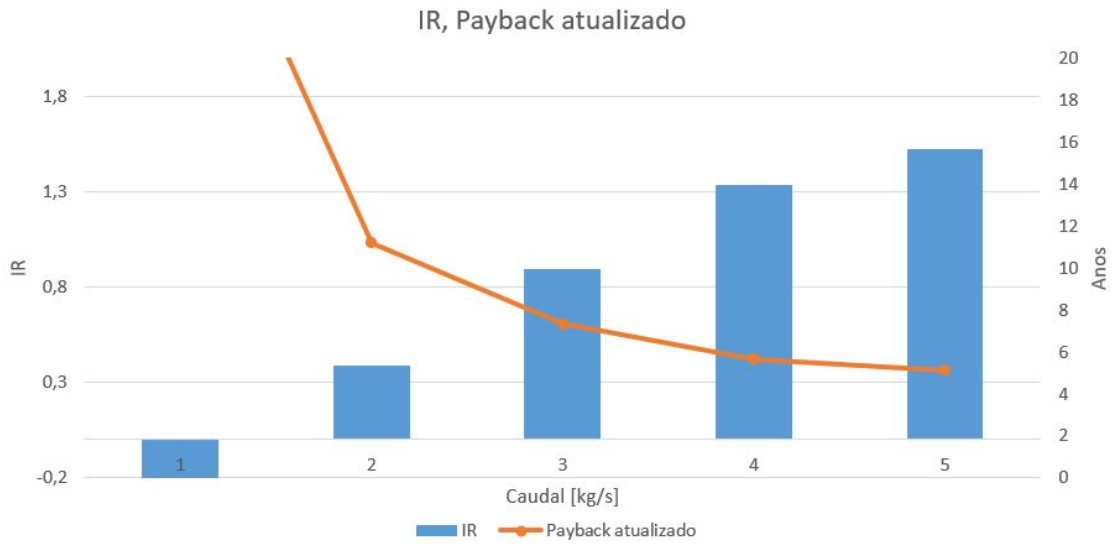


Figura B.2: IR, Payback atualizado

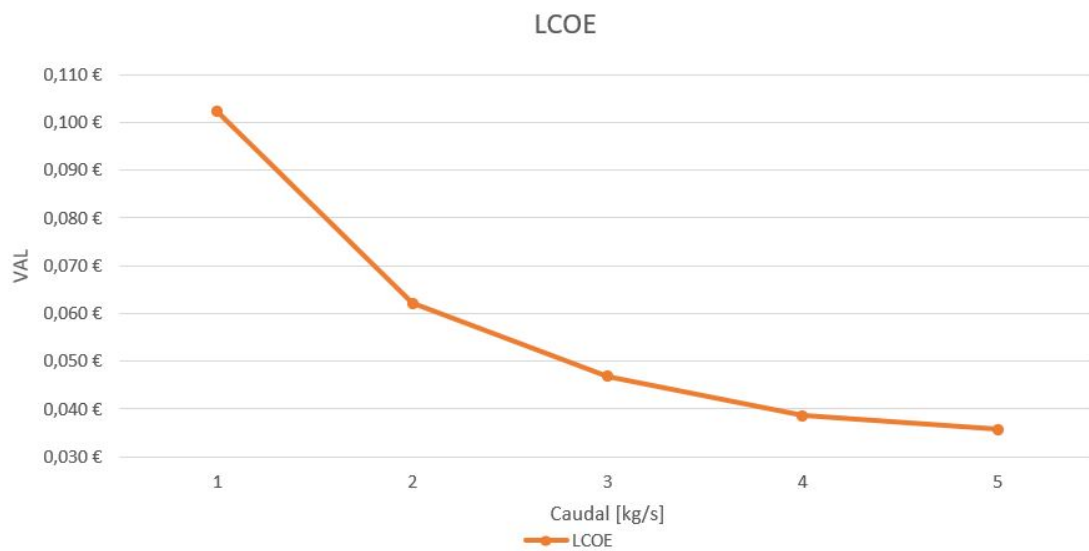


Figura B.3: LCOE

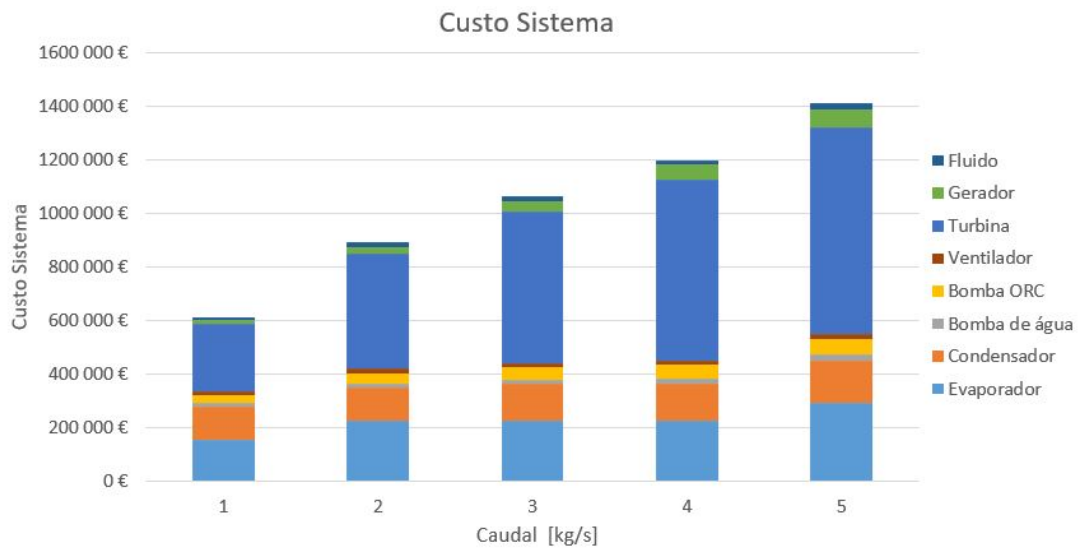


Figura B.4: Custo do sistema ORC e dos componentes necessários