



DANIEL DE JESUS ALJUSTREL

Licenciado em Ciências da Engenharia Química e Bioquímica

INTEGRAÇÃO DE CALOR RESIDUAL PARA AUMENTO DA EFICIÊNCIA ENER- GÉTICA

MESTRADO EM ENGENHARIA QUÍMICA E BIOQUÍMICA

Universidade NOVA de Lisboa

abril, 2025

INTEGRAÇÃO DE CALOR RESIDUAL PARA AUMENTO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA

DANIEL DE JESUS ALJUSTREL

Licenciado em Ciências da Engenharia Química e Bioquímica

Orientadora: Luís Pereira,
Desenvolvimento de Projetos de Descarbonização, Tecnologia, Refinaria de Sines, Galp

Coorientadores: Mário Fernando José Eusébio,
Professor Auxiliar, FCT NOVA

Júri:

Presidente: Professor Doutor Rafael Sousa Costa
Professor Auxiliar, Faculdade de Ciências e Tecnologia | NOVA FCT

Vogais: Professor Doutor José Paulo Barbosa Mota
Professor Catedrático, Faculdade de Ciências e Tecnologia | NOVA FCT
Professor Doutor Mário Fernando José Eusébio
Professor Auxiliar, Faculdade de Ciências e Tecnologia | NOVA FCT

Integração de Calor Residual para Aumento da Eficiência Energética

Copyright © Daniel de Jesus Aljustrel, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade NOVA de Lisboa.

A Faculdade de Ciências e Tecnologia e a Universidade NOVA de Lisboa têm o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar esta dissertação através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, e de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objetivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.

AGRADECIMENTOS

Gostaria de expressar a minha sincera gratidão a todas as pessoas que, de alguma forma, contribuíram para a realização desta dissertação.

Em primeiro lugar, à Galp Energia, por me ter proporcionado a oportunidade de realizar o estágio curricular na Refinaria de Sines. Um agradecimento especial ao Departamento de Tecnologia da refinaria, em particular ao Luís Pereira, meu orientador, pelo seu inestimável apoio, orientação e disponibilidade ao longo de todo o processo. O seu acompanhamento foi essencial para o desenvolvimento deste trabalho. Agradeço também ao Hugo Carabineiro, João Abenta Santos, Joana Brito, Tiago Godinho, João Rebelo e ao meu vizinho de secretária, Tito Gonçalves, pelo suporte prestado, pelos conhecimentos partilhados e pelas conversas animadas que tornaram os dias mais leves ao longo destes seis meses.

Ao professor Mário Eusébio, expresso o meu profundo reconhecimento pela disponibilidade, colaboração e valiosos ensinamentos ao longo de toda a dissertação, fundamentais para a concretização deste projeto.

Por fim, um agradecimento muito especial à minha mãe, pelo apoio incondicional e por ter compreendido e permitido o adiamento da entrega desta dissertação num momento particularmente difícil. Agradeço também a toda a minha família e amigos, cujo incentivo e presença foram essenciais para superar desafios e concluir este percurso com sucesso.

“It is impossible to live without failing at something, unless you live so cautiously that you might as well not have lived at all—in which case, you fail by default.” (J.K. Rowling).

RESUMO

O aumento da concentração de CO₂ na atmosfera impulsionou o estabelecimento de metas ambientais globais, nomeadamente o Acordo de Paris, promovendo a transição para um modelo energético mais sustentável. A otimização da eficiência energética e a recuperação de calor residual desempenham um papel fundamental na redução das emissões de CO₂ e nos custos operacionais da indústria.

Este trabalho teve como objetivo identificar e implementar medidas para melhorar a eficiência energética da refinaria de Sines, alinhando-se com a meta de reduzir as suas emissões em 40% até 2030, face a 2017. Para tal, foram analisadas duas oportunidades através do simulador PetroSIM, avaliando seu impacto e viabilidade.

Na primeira oportunidade, investigou-se a implementação de um termossifão para reaproveitamento do calor residual do resíduo atmosférico, reduzindo o consumo de vapor na coluna de fracionamento de GPL. O primeiro caso de estudo analisou a divisão do caudal do fundo da coluna entre o termossifão e o revaporizador pré-existente, resultando numa redução de 4 ton/h no consumo de vapor e numa diminuição anual de 6,2 kta de CO₂. O segundo caso maximizou o caudal alimentado ao termossifão, reduzindo o consumo de vapor em 8 ton/h e as emissões anuais em 12,3 kta de CO₂. A análise económica apontou um investimento de 5,6 milhões de euros, um payback de 3 anos e uma TIR de 37,4%, suportando a viabilidade do projeto.

Num terceiro caso independente, estudou-se a implementação de uma bomba de calor para recuperação de calor residual do resíduo atmosférico e de água temperada na produção de vapor. Apesar de reduzir 23,7 kta de CO₂ anualmente, a análise económica indicou um VAL negativo e uma TIR de 7%, tornando o projeto inviável nas condições atuais.

Concluiu-se que a implementação do termossifão é a solução mais eficiente e viável, reduzindo cerca de 0,5% das emissões totais de CO₂ da refinaria. Embora esse valor possa parecer pequeno, representa um impacto significativo dada a dimensão da refinaria.

Palavras chave: Emissões de CO₂, Eficiência energética 2, Calor residual 3, Resíduo atmosférico, Vapor

ABSTRACT

The increase in atmospheric CO₂ concentration has driven the establishment of global environmental targets, notably the Paris Agreement, which promotes the transition to a more sustainable energy model. Optimizing energy efficiency and recovering residual heat play a fundamental role in reducing CO₂ emissions and industrial operating costs.

This dissertation sought to identify and implement measures to improve the energy efficiency of the Sines refinery, aligning with the goal of reducing its emissions by 40% by 2030, compared to 2017 levels. For this purpose, two opportunities were analyzed using the PetroSIM simulator, evaluating their impact and feasibility.

In the first opportunity, the implementation of a thermosyphon for residual heat recovery from atmospheric residue was investigated, reducing steam consumption in the LPG fractionation column. The first case study analyzed the division of the column bottom flow between the thermosyphon, and the pre-existing reboiler, leading to a reduction of 4 ton/h in steam consumption and an annual decrease of 6.2 kt/y of CO₂. The second case maximized the flow to the thermosyphon, reducing steam consumption by 8 ton/h and annual emissions by 12.3 kt/y of CO₂. The economic analysis showed an investment of €5.6 million, a three-year payback period, and an IRR of 37.4%, validating the project's feasibility.

In a third independent case, the implementation of a heat pump for residual heat recovery from atmospheric residue and tempered water in steam production was studied. Despite achieving a reduction of 23.7 kt/y of CO₂ annually, the economic analysis showed a negative NPV and an IRR of 7%, making the project unfeasible under current conditions.

It was concluded that the implementation of the thermosiphon is the most efficient and viable solution, reducing the refinery's total CO₂ emissions by approximately 0.5%. While this value may seem small, it represents a significant impact given the refinery's scale.

Keywords: CO₂ emissions, Energy efficiency, Waste heat, Atmospheric residue, Steam

ÍNDICE

Índice

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Enquadramento e Motivações.....	1
1.2	Objetivos.....	5
1.3	Caso de estudo.....	6
1.3.1	Refinaria de Sines	6
1.3.2	Resíduo Atmosférico	8
1.3.3	Coluna de Fracionamento de GPL (GGV3).....	9
1.3.4	Bomba de calor	9
1.4	Estrutura da Dissertação	10
2	ESTADO DE ARTE	11
2.1	Dióxido de Carbono	11
2.2	Técnicas de recuperação de calor residual	13
2.2.1	Compressor mecânico de vapor	15
2.2.2	Bomba de calor	16
2.2.3	Compressor.....	19
2.2.4	<i>Chiller</i> de Absorção.....	20
2.2.5	Permutador de Calor.....	22

2.2.6	Termossifão	24
2.2.7	Ciclo de Rankine	28
2.2.8	Ciclo Orgânico de Rankine.....	30
2.2.9	Ciclo de Kalina	31
2.2.10	Armazenamento de energia térmica.....	32
2.3	Utilização de fluidos viscosos	34
3	METODOLOGIA.....	35
3.1	Oportunidade de utilização de Resíduo Atmosférico	35
3.1.1	Construção da Simulação.....	37
3.1.2	Simulação dos permutadores E'15s.....	38
3.2	Simulação da coluna de fracionamento de GPL (GGV3)	43
3.2.1	Elaboração da simulação <i>PetroSIM</i>	44
3.2.2	Simulação da coluna GGV3	47
3.2.3	Dimensionamento do termossifão vertical.....	48
3.2.4	Perda de carga tubagens.....	53
3.3	Simulação Bomba de Calor.....	57
3.3.1	Fonte de calor – Água Temperada.....	60
3.3.2	Fonte de calor – Resíduo Atmosférico	64
3.4	Elaboração da simulação <i>PetroSIM</i>	66
3.5	Dimensionamento dos equipamentos.....	71
3.5.1	Evaporador e Condensador.....	72
3.5.2	Separador de fases.....	72
3.6	Perda de carga tubagens.....	73
3.7	Avaliação de Viabilidade Económica.....	75
4	ANÁLISE E DISCUSSÃO DE RESULTADOS	79
4.1	Simulação coluna GGV3+Termossifão	79
4.1.1	Elaboração da simulação	79

4.1.2	Dimensionamento Termossifão	84
4.1.3	Perda de Carga.....	87
4.1.4	Avaliação de Viabilidade Económica.....	88
4.2	Simulação da Bomba de calor	92
4.2.1	Elaboração da Simulação.....	92
4.2.2	Dimensionamento da Bomba de Calor.....	102
4.2.3	Perda de Carga nas tubagens.....	103
4.2.4	Avaliação da Viabilidade Económica.....	104
5	CONCLUSÃO E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS.....	107

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 - Consumo global de energia por fonte em 2022. [4].....	2
Figura 1.2 - Evolução dos preços das licenças de emissões de CO ₂ [9].	3
Figura 1.3 - Mapa de melhorias face às melhores tecnologias, adaptado de dados fornecidos pela GALP, 2017	4
Figura 1.4 - Mapa de emissões de CO ₂ , adaptado de dados fornecidos pela GALP, 2017	4
Figura 1.5- Diagrama geral de processo da Refinaria de Sines, adaptado de informação fornecida pela GALP [17]	7
Figura 1.6 - Esquema do trem de permuta do resíduo atmosférico.....	8
Figura 1.7 - Esquema do corte inferior da coluna GGV3 com o revaporizador adicional	9
Figura 2.1 - Tecnologias de recuperação de calor residual [34].....	15
Figura 2.2 - Diagrama de funcionamento da bomba de calor [38].....	18
Figura 2.3 - Tecnologias de recuperação de calor residual [34].....	19
Figura 2.4 - Diagrama de funcionamento da bomba de calor [38].....	22
Figura 2.5 - Diagrama de funcionamento da bomba de calor Diagrama de Mollier, ou diagrama entalpia-entropia [38].....	22
Figura 2.6 - Diagrama Chiller de absorção [44]	22
Figura 2.7 - Configuração típica de um reboiler tipo: a) kettle b) termossifão vertical c) termossifão horizontal [49].....	25
Figura 2.8 - Princípios físicos de funcionamento de um termossifão vertical [47].....	26
Figura 2.9 - Ciclo de Rankine, Q_{in}/Q_{out} – Calor fornecido/ Calor rejeitado, W_{in}/W_{out} – Trabalho fornecido/ Trabalho produzido [52].....	29
Figura 2.10 - Esquema de um ciclo orgânico típico de Rankine[51].....	30
Figura 2.11 - Configuração de um ciclo Kalina constituído por um Recuperador e um Separador [51]	31

Figura 3.1 - Trem de permuta - Resíduo Atmosférico.....	36
Figura 3.2 - Processo de resíduo Atmosférico – EServer.....	37
Figura 3.3 - Etapas associadas à realização de uma simulação	38
Figura 3.4 - Simulação dos Permutadores E'15s.....	39
Figura 3.5 - Simulação da coluna GGV3	45
Figura 3.6 - Implementação do termossifão adicional.....	46
Figura 3.7 - Modelo de simulação da coluna GGV3 com um termossifão adicional.....	47
Figura 3.8 - Especificações da coluna GGV3	48
Figura 3.9 - Diagrama de Moody[46].....	55
Figura 3.10 - Percurso percorrido pelo resíduo atmosférico	56
Figura 3.11 - Tubagem existente na refinaria para armazenagem do resíduo atmosférico	57
Figura 3.12 - Transferência térmica no sistema de bomba de calor utilizando resíduo atmosférico como fonte de calor	59
Figura 3.13 - Transferência térmica no sistema de bomba de calor utilizando água temperada como fonte de calor	59
Figura 3.14 - Diagrama de Mollier de água como fluido refrigerante, utilizando água temperada como fonte de calor [75].	60
Figura 3.15 - Diagrama de Mollier de isobutano como fluido refrigerante, utilizando água temperada como fonte de calor [75]	62
Figura 3.16 - Diagrama de Mollier de n-butano como fluido refrigerante, utilizando água temperada como fonte de calor [75]	63
Figura 3.17 - Diagrama de Mollier de água como fluido refrigerante, utilizando resíduo atmosférico como fonte de calor [75]	64
Figura 3.18 - Diagrama de Mollier de isobutano como fluido refrigerante, utilizando resíduo atmosférico como fonte de calor [75]	65
Figura 3.19 - Diagrama de Mollier de n-butano como fluido refrigerante, utilizando resíduo atmosférico como fonte de calor[75]	66
Figura 3.20 - Esquema de bomba de calor e recompressor, utilizando água como fluido refrigerante e água temperada como fonte de calor	67
Figura 3.21 - Esquema de bomba de calor, recompressor e separador de fases, utilizando n-butano como fluido refrigerante e RAT como fonte de calor.....	68
Figura 3.22 - Esquema de bomba de calor, recompressor, separador de fases e duas válvulas expansoras, utilizando n-butano como fluido refrigerante e RAT como fonte de calor.....	69

Figura 3.23 - Esquema de bomba de calor, recompressor, e dois separadores de fases, utilizando n-butano como fluido refrigerante e RAT como fonte de calor	70
Figura 3.24 - Gama de operação de compressores [46].....	70
Figura 3.25 - Eficiência e Trabalho elétrico do primeiro estágio de compressão	71
Figura 3.26 - Eficiência e Trabalho elétrico do segundo estágio de compressão	71
Figura 3.27 - Percurso percorrido pelo resíduo atmosférico até ao local de implementação da bomba de calor	74
Figura 4.1 - Comportamento da temperatura ao longo dos andares da coluna GGV3, obtido por simulação PetroSIM.....	80
Figura 4.2 - Variação do caudal de butano para o termossifão face ao modo de RAT no processo	81
Figura 4.3 - Variação do caudal de vapor no revaporizador pré-existente com a variabilidade do caudal de RAT	82
Figura 4.4 - Redução da quantidade de vapor utilizada na coluna GGV3.....	83
Figura 4.5 - Representação dos caudais de passagem no termossifão para o primeiro caso de estudo.....	86
Figura 4.6- Representação dos caudais de passagem no termossifão para o segundo caso de estudo.....	86
Figura 4.7- Análise de sensibilidade para o primeiro caso de estudo.....	89
Figura 4.8 - Análise de sensibilidade para o segundo caso de estudo.....	91
Figura 4.9 - COP da bomba de calor para os diferentes casos de estudo	94
Figura 4.10 - Comportamento da pressão em função da temperatura para cada fluido refrigerante [61]. Necessário que o fluido refrigerante atinja temperaturas de cerca 150°C e pressões de próximas de 30 bares.....	95
Figura 4.11 - Eficiência do compressor recíproco	96
Figura 4.12 - Diagrama de Mollier para o n-butano [75].....	97
Figura 4.13 - Variação do caudal de refrigerante face à variabilidade do caudal de RAT.....	98
Figura 4.14 - Eficiência de Lorenz para uma bomba de calor [19] Está sinalizado a zona de operação, ou seja, MVR relativamente ao aumento de temperatura através da bomba de calor	101
Figura 4.15 - COP com base na elevação de temperatura para uma bomba de calor [19] Está sinalizado a zona de operação, ou seja, MVR relativamente ao aumento de temperatura através da bomba de calor e à eficiência de Lorenz.....	102

Figura 4.16 - Representação dos caudais de passagem nos queipamentos dimensionados da bomba de calor	102
Figura 4.17 - Análise de sensibilidade aos custos do projeto da implementação da bomba de calor	105

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1 - Potencial de aquecimento global de gases de efeito de estufa [22].....	11
• <i>Aspen</i> – Através das "tags" presentes no <i>EServer</i> , foi possível aceder aos dados em tempo real e históricos relativos à pressão, caudal e temperatura dos medidores envolvidos no processo, valores retirados em Tabela A.1 e A.2 do Anexo A.	36
Tabela 3.1 - <i>Inputs</i> de cada ramal dos permutadores E'15s	41
Tabela 3.2 - Inputs de construção de cada permutador E'15.....	42
Tabela 3.3 - Dados para simulação de permutadores E'15s	43
Tabela 3.4 - Inputs em PetroSIM da coluna GGV3	44
Tabela 4.1 - Temperatura do resíduo atmosférico à saída dos permutadores E'69	80
Tabela 4.2 - Resultados do dimensionamento Termossifão para ambos os casos de estudo .	85
Tabela 4.3 - Perda de carga ao longo da tubagem.....	87
Tabela 4.4 - Perda de carga desde utilização de RAT até armazenamento	87
Tabela 4.5 - Custo do projeto para o 1º caso de implementação de termossifão [76-78]	88
Tabela 4.6 - Parâmetros analisados na viabilidade do projeto para o 1º caso	88
Tabela A.1 - Comportamento do RAT ao longo do processo, permutador limpo - AGOSTO 2023	122
Tabela A.2 - Comportamento do RAT ao longo do processo, permutador limpo - dezembro 2023	122
Tabela B.1 - Recolha de dados obtidos na simulação "Termossifão" em processo RAT mode	122
Tabela B.2 - Recolha de dados obtidos na simulação "Termossifão" em processo VLS mode	122
Tabela C.1 - N Butano Fluido Refrigerante, RAT Fonte de Calor. Resultados RAT mode.....	122
Tabela C.2 - N Butano Fluido Refrigerante, RAT Fonte de Calor. Resultados VLS mode.....	122

Tabela C.3 - N Butano Fluido Refrigerante, AT Fonte de Calor.....	122
Tabela C.4 - Iso-Butano Fluido Refrigerante, RAT Fonte de Calor. Resultados RAT mode.....	122
Tabela C.5 - Iso-Butano Fluido Refrigerante, RAT Fonte de Calor. Resultados VLS mode.....	126
Tabela C.6 - Iso-Butano Fluido Refrigerante, AT Fonte de Calor.	126
Tabela C.7 - Água Fluido Refrigerante, RAT Fonte de Calor. Resultados RAT mode.....	126
Tabela C.8 - Água Fluido Refrigerante, RAT Fonte de Calor. Resultados VLS mode.....	126
Tabela C.9 - Água Fluido Refrigerante, AT Fonte de Calor.	126
Tabela D.1 - Preço das licenças de CO ₂ , GN, e eletricidade importada.....	127
Tabela D.2 - Simulação da análise de rentabilidade em m€ do 1º caso de estudo do projeto de implementação do termossifão	128
Tabela D.3 - Simulação da análise de rentabilidade em m€ do 2º caso de estudo do projeto de implementação do termossifão.....	128
Tabela D.4 - Simulação da análise de rentabilidade do projeto de bomba de calor em m€.....	129

LISTA DE SIGLAS E ACRÓNIMOS

AEI	Agência Internacional de Energia
BFW	<i>Boiling feed water</i>
C3	Propano
C4	Butano
CAPEX	<i>Capital Expenditure</i>
CO2	Dióxido de carbono
COP	Coeficiente de Performance
FCC	<i>Fluid Catalytic Cracking</i>
GEE	Gases com efeito de estufa
GOP	Gasóleo pesado
GOV	Gasóleo de vácuo
GPL	Gás de petróleo liquefeito
GWP	<i>Global Warming Potential</i>
HFC	Hidrofluorcarboneto
IPCC	<i>Intergovernmental Panel on Climate Change</i>
KTA	Quilotoneladas por ano
KTAP	Quilotoneladas por ano
ORC	<i>Organic Rankine Cycle</i>
P&ID	<i>Piping and Instrumentation Diagram</i>
PPM	Partes por milhão
QW	<i>Quick Wins</i>

RAT	Resíduo atmosférico
RV	Resíduo de vácuo
RVB	Resíduo de <i>visbreaker</i>
TIR	Taxa interna de rentabilidade
UCO	<i>Unconverted oil</i>
VAL	Valor atual líquido
VB	<i>Visbreaker</i>
VC1	Coluna 1 de destilação a vácuo
VC2	Coluna 2 de destilação a vácuo

INTRODUÇÃO

1.1 Enquadramento e Motivações

Os combustíveis fósseis, como carvão, petróleo e gás natural representam a maior fonte de energia do mundo e são a base de muitos produtos essenciais no quotidiano. Contudo, o seu uso é o maior contribuinte para as emissões de dióxido de carbono, impulsionando as alterações climáticas e destruição ambiental [1]. Portanto, torna-se necessário desenvolver e explorar alternativas renováveis.

De modo a alcançar a descarbonização das economias mundiais e impedir o aumento da temperatura média global, em 2016, entrou em vigor o Acordo de Paris, que reconhece a possibilidade de alcançar a neutralidade carbónica até 2050, ou seja, equilibrar as emissões e as remoções de CO₂ e outros gases de efeito estufa (GEE) [2]. O Roteiro para a Neutralidade Carbónica 2050 concluiu que, ao aumentar a eficiência e a inovação em todos os setores, principalmente no setor energético, é possível reduzir as emissões entre 85% e 90% [2].

O consumo de energia está em crescimento em muitos países devido à rápida industrialização e urbanização, resultando no aumento das emissões de GEE [3]. Em 2022, a indústria do petróleo e gás natural representou cerca de 52% do consumo global de energia primária [4], conforme demonstrado na figura 1.1.

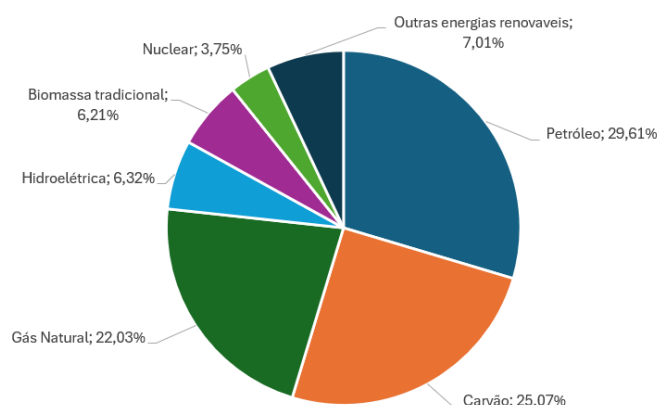


Figura 1.1 - Consumo global de energia por fonte em 2022. [4]

Como se pode observar pela figura 1.1, o petróleo é a principal fonte de energia para satisfazer a procura de serviços energéticos e de transporte. Em Portugal, a energia fóssil representa atualmente 80% da energia primária [5]. Os principais desafios enfrentados incluem a volatilidade do preço do crude e dos seus derivados, a transição para fontes de energia renováveis, paragens não planeadas e melhoria da eficiência energética dos processos, visando minimizar perdas e reduzir danos ambientais. [5,6]

A volatilidade nos preços da energia, com o gás natural e o petróleo apresentando flutuações significativas e, por vezes, atingindo níveis elevados, representa um risco para a estabilidade económica [6]. Para mitigar esse risco, é crucial investir em soluções que reduzam a dependência de combustíveis fósseis e promovam a transição para energias renováveis, garantindo maior segurança e resiliência nos processos industriais e nas margens de lucro das empresas [7].

As refinarias de petróleo são complexos industriais que transformam o crude em produtos químicos de alto valor monetário. Devido à natureza destes processos, emitem grandes quantidades de dióxido de carbono, produzindo quase 500 mil toneladas de CO₂ todos os anos [3]. As principais fontes de emissão a unidade de *Fluid Catalytic Cracking* (FCC), fornos e a unidade de *steam methane reforming*. [3,8] A figura 1.2 ilustra a evolução do preço das licenças de emissão de CO₂.

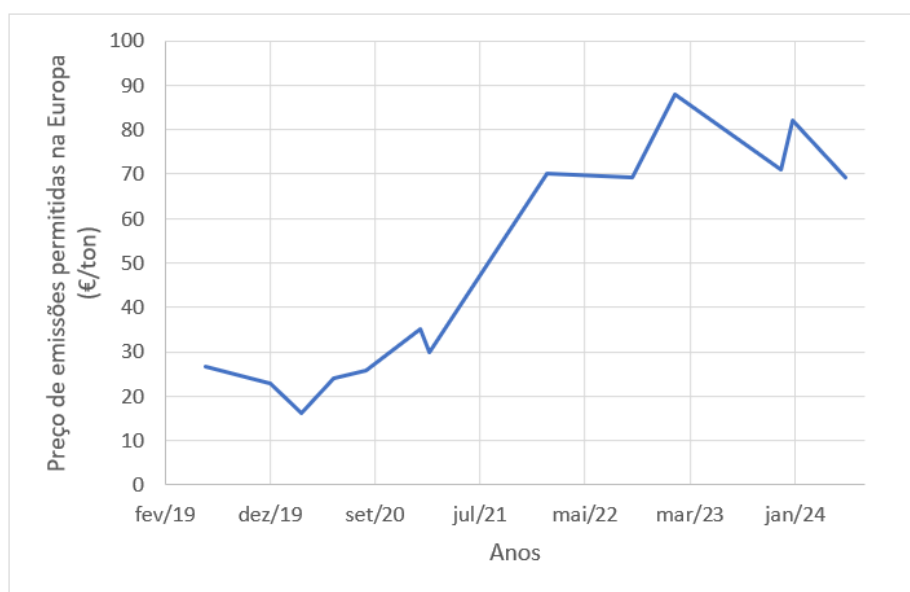


Figura 1.2 - Evolução dos preços das licenças de emissões de CO₂ [9].

O preço das licenças de emissões de dióxido de carbono tem vindo a aumentar ao longo dos anos. Segundo a BloombergNEF (BNEF), prevê-se que os preços alcancem quase os 194€/ton de CO₂ emitida até 2035[9].

Estas emissões podem ser classificadas em três âmbitos, sendo as de categoria 1 e 2 de comunicação obrigatória [1]. As emissões do tipo 1 são as diretas, resultantes dos recursos controlados pela empresa [11]. As de tipo 2 são emissões indiretas, correspondem aos GEE libertados para a atmosfera provenientes do consumo de eletricidade, vapor e calor [11]. Por último, as do tipo 3 são todas as restantes emissões indiretas, como as provenientes do transporte e distribuição [11].

As principais medidas para reduzir a pegada carbónica da refinaria incluem a captura do CO₂, expansão das operações com uso de biocombustíveis, a utilização de fontes de energia com baixo teor de carbono, como o hidrogénio verde, e o método economicamente mais eficaz: melhorar a eficiência energética operacional [12,13].

A figura 1.3 apresenta as previsões para o abatimento de CO₂ no processo na Refinaria de Sines.

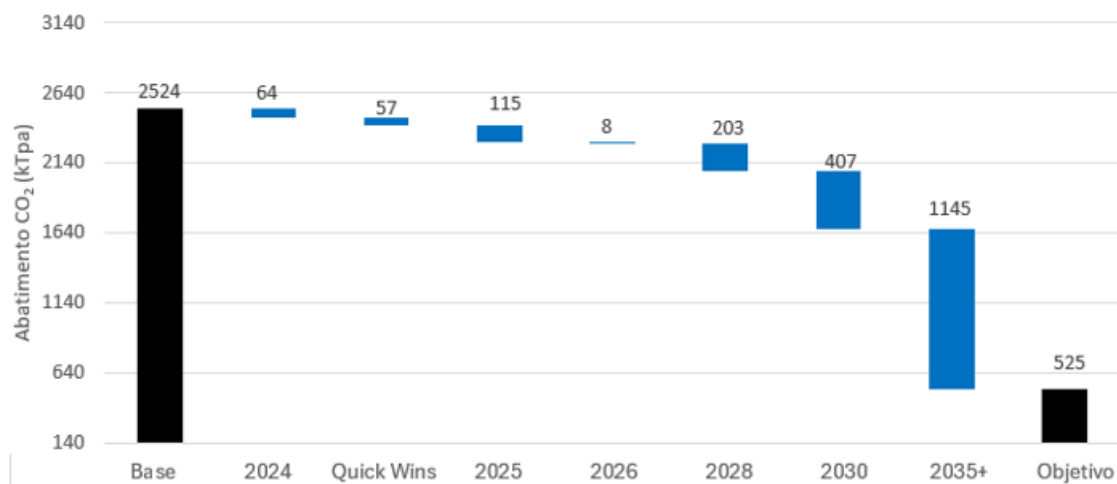


Figura 1.4 - Mapa de emissões de CO₂, adaptado de dados fornecidos pela GALP, 2017

Até 2030, a Galp tem como objetivo reduzir as emissões em 40% em comparação com 2017 [14]. Como as três fábricas presentes na refinaria de Sines foram construídas em tempos diferentes, destacam-se várias oportunidades para otimizar a integração energética e melhorar a eficiência do processo, demonstrado na figura 1.4.

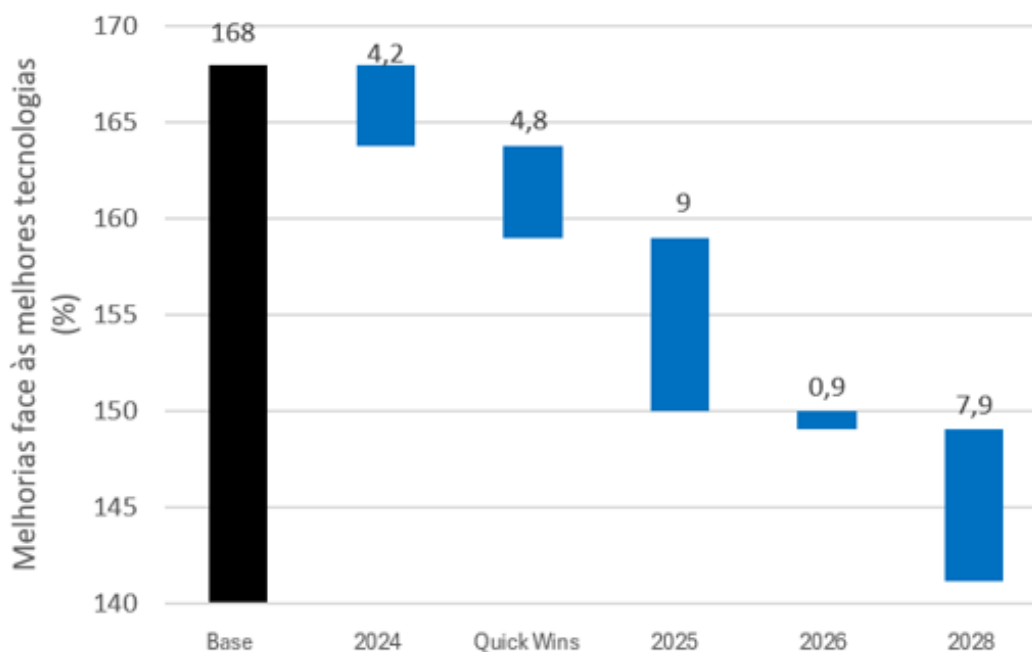


Figura 1.3 - Mapa de melhorias face às melhores tecnologias, adaptado de dados fornecidos pela GALP, 2017

Relativamente ao desempenho energético, atualmente a Refinaria de Sines apresenta um consumo 68% superior ao de uma refinaria construída nos dias de hoje com as melhores tecnologias, como ilustrado na primeira coluna a preto. Com implementação das medidas e projetos identificados, a GALP conseguiria reduzir este consumo para 40% acima do de uma moderna

com as melhores tecnologias. A execução destas medidas está planeada até 2028, com a realização anual desses projetos a diminuir gradualmente o consumo energético do processo, demonstrado pelas colunas a azul. Estas melhorias, destinadas a tornar o processo mais rentável e económico, incluem cerca de 30 oportunidades de melhorias operacionais *Quick Wins* (QW), e 31 oportunidades *CapEX*, que requerem investimento.

O presente trabalho tem como objetivo a otimização da eficiência energética na refinaria de Sines, reduzindo as emissões de CO₂. Serão estudadas duas oportunidades *CAPEX* onde, através de integração energética, se recupera e aproveita- o calor residual do resíduo atmosférico. A primeira oportunidade consiste no estudo da possibilidade de utilizar energia térmica no resíduo atmosférico através de um revaporizador adicional, para minimizar a quantidade de vapor necessária na coluna de fracionamento propano-butano. A segunda oportunidade pretende recuperar o calor da corrente de resíduo atmosférico para produzir vapor através de uma bomba de calor. Ambos serão desenvolvidos através de simulações com o auxílio da ferramenta PetroSIM e, após realizados os respetivos dimensionamentos, será feita a análise económica destas oportunidades, verificando se há retorno financeiro, considerando o ganho relativo ao vapor e, consequentemente, a redução das emissões de CO₂.

1.2 Objetivos

Os objetivos definidos para realização deste estudo foram os seguintes:

- Aproveitamento do calor residual do resíduo atmosférico na coluna de fracionamento de GPL (GGV3) para reduzir o consumo de vapor.
 - Realizar uma simulação da coluna GGV3 com um reboiler adicional (termossifão) utilizando RAT como fonte de calor.
 - Simular a passagem do RAT desde os permutadores E15's até ao seu armazenamento
 - Analisar a variação da pressão ao longo do trem de permutadores.
 - Verificar a viabilidade de integrar o RAT na coluna GGV3 e considerar retrocesso do mesmo para o processo, considerando a perda de carga.
 - Avaliar a viabilidade económica da implementação do termossifão.
- Simular uma bomba de calor para produção de vapor a 3,5 barg.
 - Avaliar a possibilidade de utilizar o calor residual da água temperada e do resíduo atmosférico como fonte de calor.
 - Estudar várias opções para fluido refrigerante.

- Avaliar viabilidade económica do projeto.

1.3 Caso de estudo

1.3.1 Refinaria de Sines

A refinaria de Sines é a única refinaria em funcionamento em Portugal e uma das maiores da Península Ibérica. Tem capacidade para destilar 220 mil barris por dia, cerca de 11 milhões de toneladas de petróleo bruto por ano [15]. A sua laboração iniciou-se em 1978 e ocupa uma área de 320 hectares [15].

Atualmente, possui 58 unidades processuais, estando dividida em Fábrica I, Fábrica II, Fábrica III, Fábrica de Utilidades e Central de Cogeração. Os derivados do petróleo resultantes da refinaria de Sines são hidrocarbonetos como GPL, jet fuel, gasolina, gasóleo, fuelóleo, nafta, betume e enxofre[15].

A Fábrica I é composta pela destilação atmosférica e destilação a vácuo. Na coluna de destilação atmosférica ocorre a primeira separação do crude nas suas principais frações: gases e naftas, petróleo, gasóleo ligeiro e pesado e resíduo atmosférico. Estes produtos serão alimentados a outras unidades, sendo que o RAT seguirá para a destilação a vácuo para obtenção de gasóleo de vácuo, que por sua vez será alimentado ao FCC e ao *hydrocracker*, e o resíduo será destilado novamente a pressão reduzida [15].

A Fábrica II é constituída pela segunda unidade de destilação a vácuo, a unidade de *cracking* catalítico (FCC) e pelo *visbreaker* (VB). Esta última destina-se a produzir fuelóleo por diminuição da viscosidade do resíduo de vácuo, através de cracking térmico. Além do resíduo, produzem-se gases e nafta que fazem carga ao FCC. Por sua vez, esta unidade promove o cracking das moléculas de grande peso molecular em produtos valiosos como GPL e gasolina [15].

A Fábrica III é um complexo destinado para operações de *hydrocracking*, sendo a unidade principal o *hydrocracker*, onde se dá a desmetalização, dessulfuração e conversão de uma fração pesada de crude, o gasóleo de vácuo. Ao valorizar matérias-primas menos nobres, permite uma maior rentabilização de cada barril, aumentando a produção de gasóleo, nafta e GPL. Esta tecnologia torna mais flexível a escolha do tipo de crude a tratar, permitindo que sejam adquiridos crudes mais pesados e de menor valor [16].

Na figura 1.5 está representado o diagrama geral de processo da refinaria de Sines, tendo a fábrica I a cor-de-laranja, a fábrica II a verde e a fábrica III a azul.

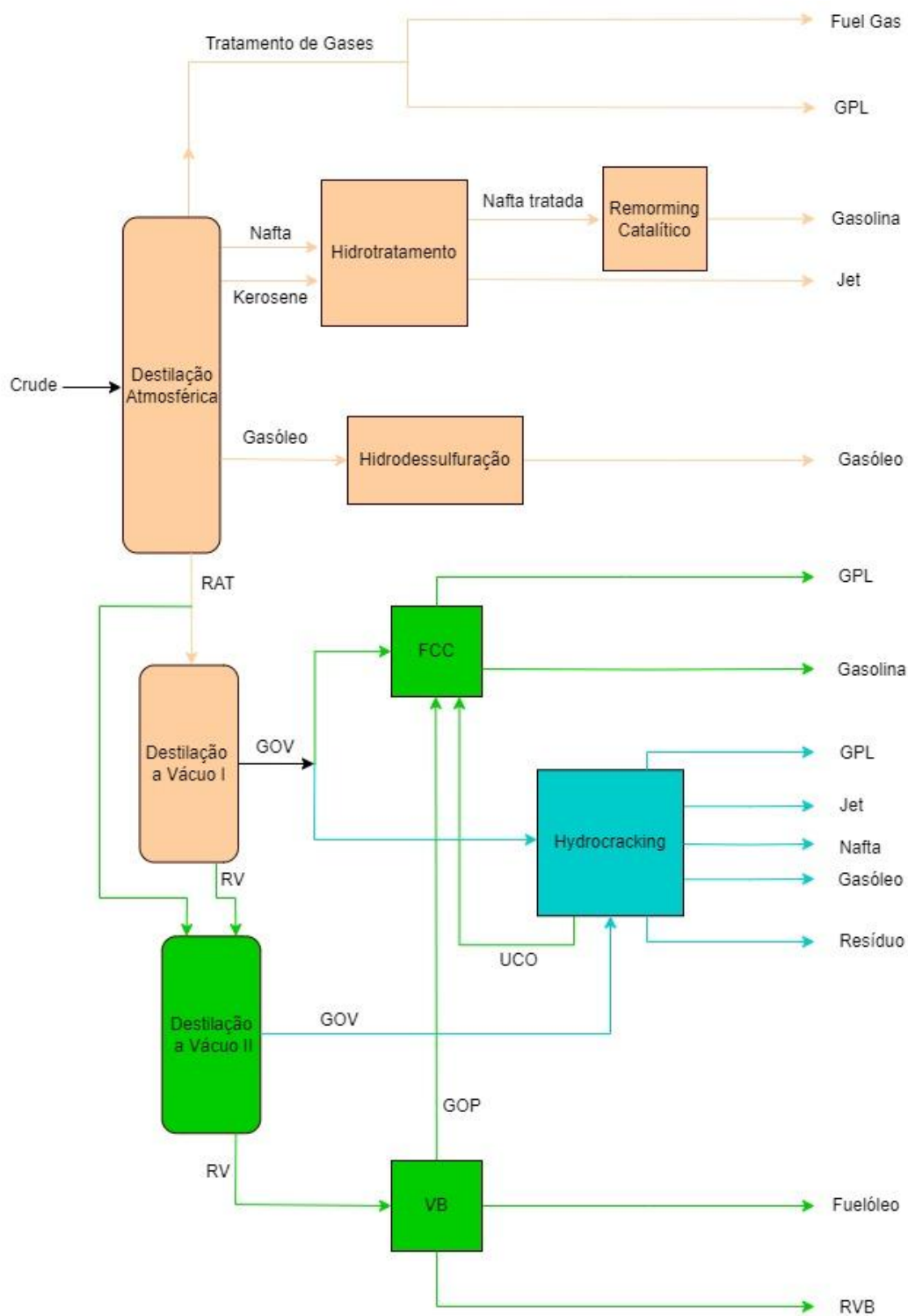


Figura 1.5- Diagrama geral de processo da Refinaria de Sines, adaptado de informação fornecida pela GALP [17]

1.3.2 Resíduo Atmosférico

Na coluna de destilação atmosférica ocorre a primeira separação do crude nas suas principais frações: gases e naftas, petróleo, gasóleo ligeiro, gasóleo pesado e resíduo atmosférico. O resíduo atmosférico à saída da coluna de destilação encontra-se a temperaturas elevadas e, constituindo um projeto de integração energética, é utilizado para aquecer o crude através de um conjunto de permutadores, denominado de trem de permuta. De seguida, ainda a uma temperatura elevada, este segue para a coluna de destilação a vácuo ou é armazenado, apresentando assim uma oportunidade de projeto para recuperar e reaproveitar esse calor. [18]

Na figura 1.6 é possível observar o trem de permuta do resíduo atmosférico.

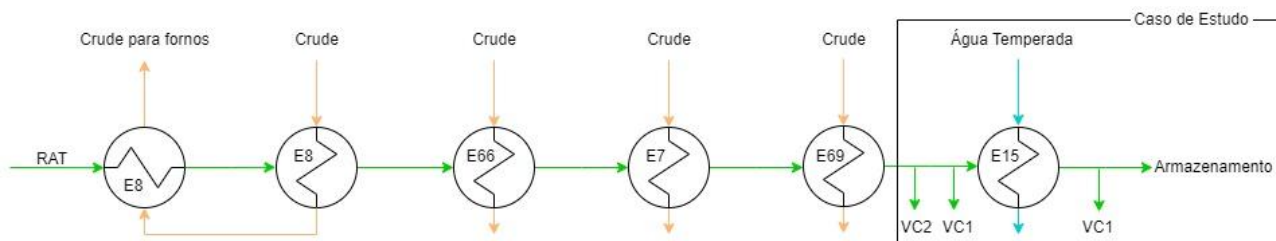


Figura 1.6 - Esquema do trem de permuta do resíduo atmosférico

O resíduo atmosférico, ao sair no fundo da coluna de destilação a temperaturas elevadas, é utilizado para aquecer o crude antes deste ser alimentado aos fornos e, consecutivamente, à própria coluna. Esta integração energética é realizada através dos permutadores E8, E66, E7 e E69. Após este processo, o RAT é alimentado à coluna de destilação a vácuo ou segue para armazenamento, como se pode verificar na figura 6, sendo arrefecido primeiramente nos permutadores E15, utilizando água temperada como utilidade. O arrefecimento é crucial por razões de segurança, uma vez que o resíduo pode conter gases ou vapores inflamáveis [19]. Arrefecê-lo reduz o risco de incêndios e explosões, tornando-o mais seguro e fácil de manusear e armazenar [19].

Ao ser arrefecido, há um desperdício de energia térmica. Assim, este estudo visa verificar a possibilidade de aproveitar a corrente quente de RAT antes de passar nos permutadores E15. Num primeiro projeto, pretende-se reaproveitar esse calor residual para minimizar a quantidade de vapor necessária na coluna de fracionamento de GPL. Num segundo caso, pretende-se recuperar essa energia térmica através de uma bomba de calor.

1.3.3 Coluna de Fracionamento de GPL (GGV3)

Esta coluna é um *splitter* que fraciona o GPL em propano e butano. O butano (fundo da coluna) é enviado para armazenagem, enquanto o propano é enviado para a coluna de secagem antes de ser armazenado, pois precisa de ser seco para ser comercialmente aceite. O fundo da coluna possui um revaporizador (GGE2) que utiliza vapor a 10,5 bar como meio de aquecimento.

Este primeiro projeto de integração energética consiste em simular a coluna GGV3, implementando um revaporizador adicional que utiliza RAT como meio de aquecimento, reduzindo o caudal necessário de vapor no GGE2 para atingir a mesma percentagem de pureza de C₃ e C₄. A figura 1.7 apresenta um esquema representativo do caso de estudo, com o revaporizador adicional, neste caso um termossifão, destacado a vermelho.

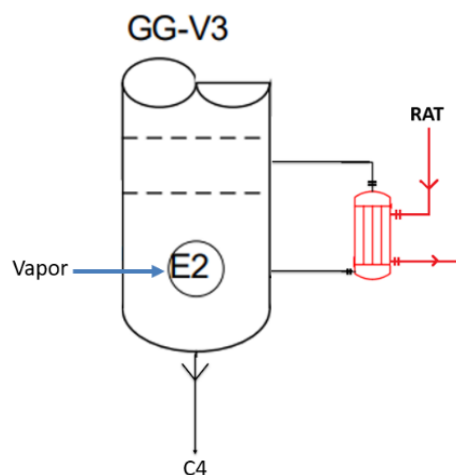


Figura 1.7 - Esquema do corte inferior da coluna GGV3 com o revaporizador adicional

1.3.4 Bomba de calor

Uma bomba de calor é um dispositivo que utiliza eletricidade ou calor para transferir calor de uma temperatura mais baixa para uma temperatura mais elevada. Ao fazê-lo, recupera o calor que, de outra forma, seria desperdiçado e torna-o disponível para fins práticos, como o aquecimento de processos ou outras aplicações.[20] Neste projeto, pretende-se produzir vapor a 3,5 barg e a 220°C, 200°C e 180°C a partir de *boiler feed water* (BFW) a 110 °C. Através da integração energética, pretende-se utilizar o calor residual do RAT para atingir o objetivo mencionado e explorar outras fontes de calor, como água temperada.

1.4 Estrutura da Dissertação

A dissertação encontra-se organizada em cinco capítulos, estruturados da seguinte forma:

O capítulo 1 inclui o enquadramento do tema, considerando as necessidades da Refinaria de Sines, os objetivos propostos e o caso de estudo.

O capítulo 2 refere-se ao estado da arte, onde são descritos conceitos e informações bibliográficas que suportam o estudo abordado neste trabalho. São apresentadas tecnologias para atingir metas de eficiência energética, como a recuperação e reaproveitamento de calor residual e integração energética.

O capítulo 3 compreende a metodologia, explicando todos os materiais e procedimentos utilizados para atingir os objetivos propostos, incluindo simulações, dimensionamentos e avaliações económicas.

O capítulo 4 contém os resultados obtidos e a sua respetiva análise.

O capítulo 5 apresenta as conclusões retiradas do estudo realizado e propostas para trabalhos futuros.

ESTADO DE ARTE

2.1 Dióxido de Carbono

O dióxido de carbono (CO_2) é um gás incolor e não inflamável à temperatura e pressão normais [21]. É um importante gás de efeito estufa, que absorve a radiação infravermelha e, consequentemente, retém calor na atmosfera [21]. É libertado através de atividades humanas, como a queima de combustíveis fósseis, e por processos naturais, como a respiração e as erupções vulcânicas [21].

Um termo utilizado para classificar o impacto de um GEE é o potencial de aquecimento global (GWP) [82]. Trata-se de uma medida da quantidade de energia absorvida por 1 tonelada de CO_2 ao longo de um determinado período [22]. Por definição, o CO_2 tem um GWP de 1, independentemente do período. Na tabela 2.1, é possível observar o potencial de aquecimento global de vários gases efeito de estufa num horizonte de 100 anos [22].

Tabela 2.1 - Potencial de aquecimento global de gases de efeito de estufa [22]

	Vida útil na atmosfera (anos)	GWP (100 anos)
Dióxido de carbono (CO_2)	-	1
Metano (CH_4)	12	25
Óxido nitroso (N_2O)	114	298

A vida útil do dióxido de carbono não pode ser representada com um único valor, pois o gás não é eliminado ao longo do tempo. Uma porção adicional é absorvida rapidamente, pela superfície do oceano, enquanto outra parte se mantém na atmosfera por milhares de anos devido ao processo gradual de transferência para os sedimentos oceânicos [23].

Embora o CO_2 não seja o gás mais potente em termos de GWP, constitui o maior volume de gases de efeito de estufa, como se pode ver na figura 2.1, o que impacta significativamente as mudanças climáticas globais.

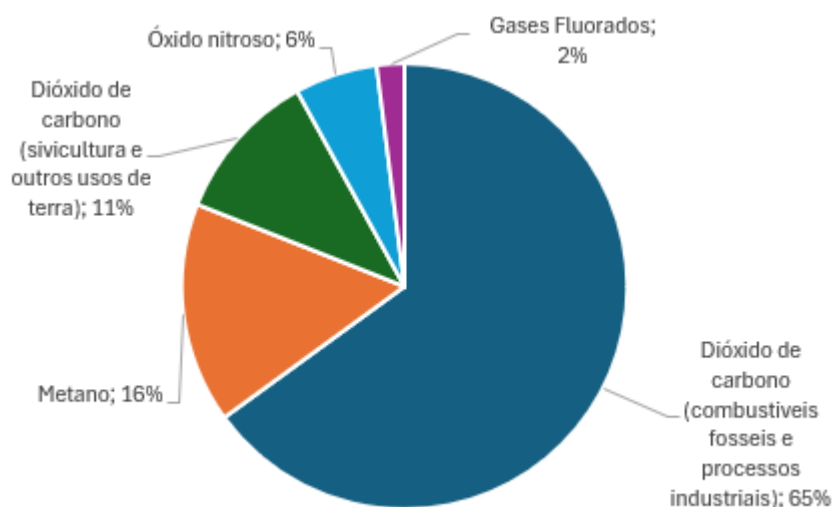


Figura 2.1 - Emissões globais de gases com efeito de estufa [22]

De acordo com o Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas (IPCC), o dióxido de carbono é o principal contribuinte para as emissões de gases com efeito de estufa e o principal impulsionador das mudanças climáticas, sendo responsável por mais de 70% das emissões globais [24]. Embora a concentração atmosférica de dióxido de carbono flutue ao longo dos ciclos sazonais [25], a tendência geral tem sido um aumento constante [26], como visível na figura 2.2.

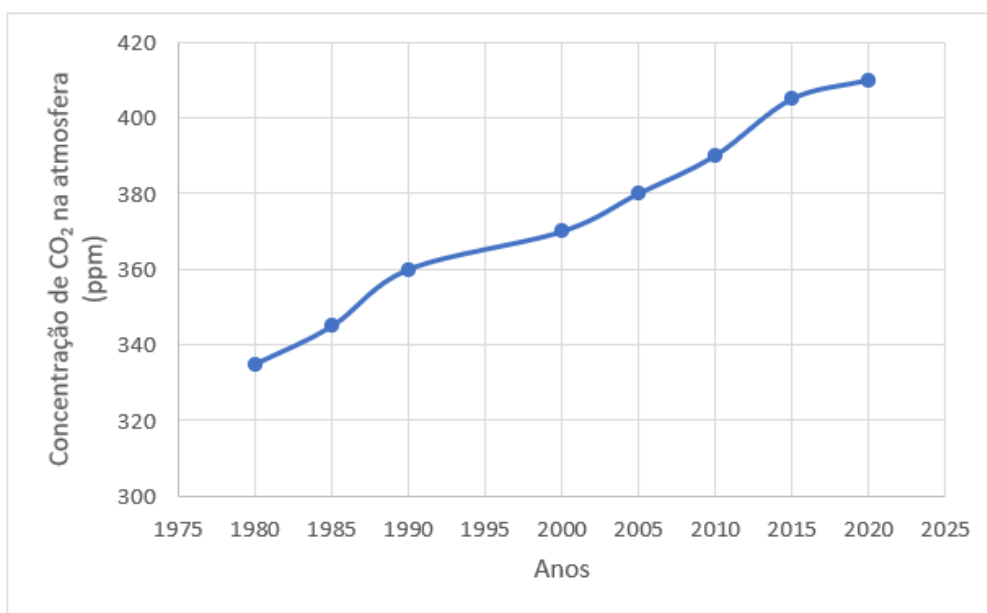


Figura 2.2 - Concentração global de Dióxido de Carbono na atmosfera [26]

As concentrações médias mensais globais de dióxido de carbono aumentaram de cerca de 340 ppm em 1979 (média ao longo do ano) para 420 ppm em 2022, o que representa um aumento superior a 20% [26]. Em 2023, o IPCC alertou que o planeta poderia aquecer 3,2°C até ao final do século, o que torna crucial reduzir as emissões para a atmosfera a fim de limitar o aumento da temperatura a 1,5°C, conforme estipulado no Acordo de Paris [27]. Evidências do aquecimento global incluem o derretimento de camadas de gelo, o aumento do nível médio global do mar, a migração de animais marinhos para regiões mais a norte, mudanças nos habitats e maior frequência de chuvas fortes [28].

O aumento da poluição ambiental está ligado ao crescimento económico, à urbanização e à exploração de recursos naturais [3]. O refino de petróleo representa a terceira maior fonte global de emissões de gases com efeito de estufa, cujas emissões têm aumentado ao longo dos anos [3]. Uma das razões para este crescimento é a adoção de especificações mais rigorosas para os combustíveis à base de petróleo, como a redução do teor de enxofre [29]. As principais estratégias para reduzir as emissões diretas de CO₂ nas refinarias incluem a captura e armazenamento de carbono, a substituição de combustíveis e a melhoria da eficiência energética [30].

2.2 Técnicas de recuperação de calor residual

Atualmente, um dos maiores desafios é conseguir gerir e aproveitar o desperdício de forma sustentável [31]. Uma parcela significativa de energia pode ser recuperada a partir de fontes residuais, o que contribui significativamente para a melhoria da eficiência energética [82]. Eficiência energética mede a quantidade de energia utilizada por um equipamento ou sistema para fornecer o desempenho desejado, ao invés de ser desperdiçada, como calor residual [82]. É considerada um recurso energético valioso, pois permite poupanças que podem substituir a produção de eletricidade a partir de recursos primários [82].

A eficiência energética é a forma mais económica de energia, uma vez que se utiliza menos energia para realizar a mesma tarefa ou produzir o mesmo resultado. Este método de fornecimento energético não só reduz a intensidade energética, como também é crucial para processos de descarbonização, ao diminuir as emissões de GEE [31]. A gestão da energia é, assim, fundamental para aumentar a produtividade, reduzir o desperdício de recursos e a poluição, além de diminuir os custos de funcionamento e manutenção [82]. Alcançar a eficiência energética é essencial para reduzir os problemas ambientais, reduzir as emissões de carbono e construir uma economia sustentável [31].

A maioria das refinarias de petróleo pode melhorar a eficiência energética em 10-20% de forma económica [32]. Muitos processos industriais exigem grandes quantidades de calor para a formação de produtos, reações químicas ou secagem [32]. No entanto, esses processos raramente conseguem transmitir calor com alta eficiência, criando oportunidades de recuperação do mesmo [82]. Com os recursos e tecnologias disponíveis, é possível reduzir o consumo de energia na indústria sem comprometer a qualidade dos produtos fabricados. A integração de processos, que explora as sinergias entre componentes de um sistema que trabalham em conjunto, pode melhorar significativamente a eficiência energética [82]. Nas instalações que têm necessidades tanto de aquecimento como de arrefecimento, a utilização de técnicas de integração de processos, combinando fluxos quentes e frios, pode ser eficaz [32].

O consumo médio de energia nas refinarias a nível mundial é cerca de 95% superior ao objetivo das melhores práticas estabelecidas pela KBC [33]. Dado que a eficiência energética inicial de uma refinaria média é relativamente baixa, existe uma grande para melhorias.

As razões geralmente apontadas para esta situação incluem [33]:

- As unidades foram projetadas numa época em que o custo da energia era baixo;
- E expansão das refinarias resultou em novas unidades construídas de forma autónoma, sem integração térmica com as unidades mais antigas;
- Os sistemas de utilidades não foram otimizados em relação às expansões das instalações;
- Para poupar capital, as unidades foram concebidas para minimizar o custo de investimento;
- As refinarias dependem de energia importada e apresentam uma baixa eficiência na produção interna de energia.

Espera-se que as melhorias na eficiência energética contribuam com cerca de 40% da redução das emissões necessárias até 2050, de acordo com o Cenário de Desenvolvimento Sustentável da Agência Internacional de Energia (AIE) [84]. A utilização do calor residual é uma forma de reduzir o uso de energia primária, podendo também ser utilizado para gerar eletricidade e contribuir para a mitigação global das emissões de CO₂ [85].

O processo de recuperação de calor deve ser localizado perto da fonte e garantir uma elevada eficiência na transferência de calor. As características do calor residual, como quantidade e qualidade, determinam a viabilidade da sua recuperação. A quantidade refere-se à energia contida nas correntes, enquanto a qualidade mede a utilidade dessa energia, determinada pela temperatura que apresenta [34]. O calor emitido a temperaturas baixas, ou seja 250°C ou menos, apresenta limitações para a sua utilização e recuperação [85]. Por outro lado, quando o calor residual se encontra a temperaturas elevadas, a seu reaproveitamento torna-se simples, desde que não danifique a unidade de recuperação [85].

A melhoria da eficiência energética e a utilização do calor residual resultam em ganhos ambientais e económicos, o que sublinha a importância de desenvolver e aplicar tecnologias de recuperação de energia. Estas tecnologias estão representadas na figura 2.3.

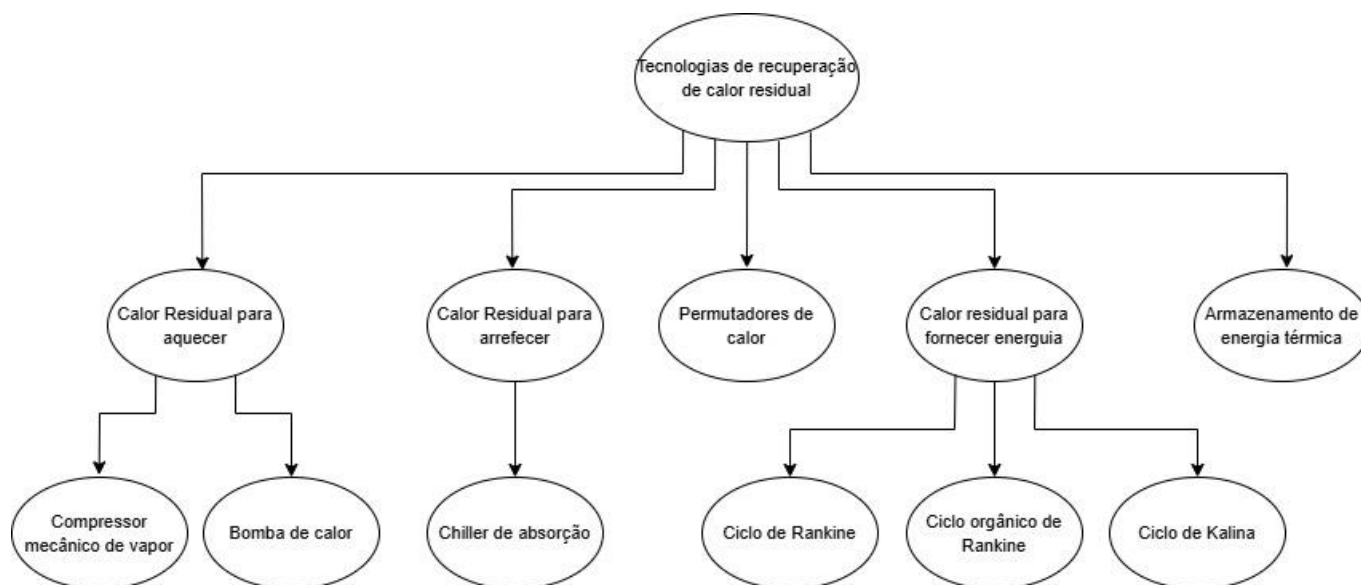


Figura 2.3 - Tecnologias de recuperação de calor residual [34]

2.2.1 Compressor mecânico de vapor

O princípio fundamental da Recompressão Mecânica de Vapor (MVR) baseia-se na utilização de calor residual, que é mecanicamente comprimido e convertido novamente em uma fonte de energia útil para o processo, através de um compressor operado eletricamente [36]. O MVR eleva a pressão e a temperatura de vapor são elevadas por meio de compressão [86].

Em vez de expandir o vapor de alta pressão através de uma válvula de estrangulamento, o vapor residual de baixa pressão é mecanicamente comprimido a uma pressão superior, permitindo a sua reutilização no processo [86].

Este sistema, ao elevar a pressão e a temperatura do vapor, fornece vapor sobreaquecido, que é posteriormente dessuperaquecido para atingir as condições necessárias ao processo. A energia necessária é fornecida na forma de energia elétrica, utilizada para operar um compressor mecânico, que aumenta a temperatura do calor latente do vapor, tornando-o novamente utilizável. [36]

Embora o MVR exija um investimento de capital superior ao necessário para outros processos de evaporação, apresenta diversas vantagens, tais como [29, 87]:

- Menor necessidade de vapor e água de arrefecimento, em comparação com os requisitos de outros sistemas de evaporação;

- Eficiência energética superior, caracterizando-se por um baixo consumo de energia e um coeficiente de performance elevado;
- Compatibilidade com diversos tipos de evaporadores, incluindo "*falling film evaporators*" e evaporadores de circulação forçada;
- Simplificação do processo de evaporação;
- Redução dos custos energéticos, diminuindo consequentemente a pegada de carbono e o impacto ambiental associado.

2.2.2 Bomba de calor

Na indústria, é comum observar uma diferença significativa entre a temperatura efetivamente necessária e a temperatura utilizada, onde frequentemente se empregam chamas muito quentes para gerar temperaturas baixas, sem que isso seja necessário [37]. Este cenário destaca o potencial das bombas de calor como uma alternativa eficiente [37].

Nas bombas de calor, um líquido de refrigeração é inicialmente evaporado a baixa pressão, comprimido num compressor e, em seguida, condensado a uma pressão mais elevada. Durante o processo de evaporação, o fluido absorve calor de uma fonte a baixas temperaturas e, durante a condensação, ocorre a libertação de calor [36].

O compressor, reconhecido como dispositivo que consome trabalho, é amplamente utilizado em diversos ciclos e sistemas, tais como turbinas a gás, sistemas de refrigeração e bombas de calor. A principal função é aumentar a pressão de um gás, desempenhando um papel semelhante ao de bombas e ventiladores [88]. Para que este processo ocorra, é necessário fornecer energia ao compressor a partir de uma fonte externa. Em algumas situações, uma única compressão pode não ser suficiente para alcançar o aumento de pressão desejado, tornando o processo inviável. Por essa razão, foi introduzido o conceito de compressão em múltiplos estágios, o que, embora eficiente, resulta num aumento dos custos de capital e operação [88]. Para fechar o ciclo de funcionamento da bomba de calor, utiliza-se um equipamento de redução de pressão, como uma válvula de expansão [37].

Os sistemas de bombas de calor oferecem uma alternativa económica e eficiente de recuperação de calor de várias fontes, melhorando assim a eficiência energética global [37].

Uma outra vantagem das bombas de calor é a capacidade de gerar mais calor com a mesma quantidade de eletricidade quando comparada a outras tecnologias. Além disso, se for utilizada eletricidade proveniente de fontes renováveis, como solar, eólica, hídrica, ou outras, não há emissões de CO₂ associadas [37]. Contudo, existem preocupações relacionadas com o impacto ambiental de alguns fluidos refrigerantes, como HFC, que são poluentes e possuem um

elevado potencial de aquecimento global [20]. Para mitigar esse impacto, são utilizados refrigerantes naturais, que estão disponíveis a baixo custo, como hidrocarbonetos, água, gases inertes e dióxido de carbono [20].

As exigências de sustentabilidade e o aumento dos preços dos combustíveis fósseis tornam imperativa a adoção desta tecnologia industrial, sendo um passo crucial para a descarbonização, uma vez que permite a redução das emissões de CO₂ [38].

Na indústria, as bombas de calor são utilizadas para fornecer ar quente, água ou vapor, ou ainda para aquecer materiais diretamente [90]. Como a maior parte do calor é transferida em vez de gerada, as bombas de calor são significativamente mais eficientes do que as tecnologias convencionais de aquecimento, como caldeiras ou aquecedores elétricos, e podem ser mais económicas na sua operação [89].

Uma bomba de calor industrial permite aumentar a temperatura até cerca de 120°C, reutilizando calor de baixas temperaturas (<50°C) [39].

De acordo com os padrões comportamentais do processo termodinâmico de uma bomba de calor, a variação de temperatura do fluido refrigerante na fonte de aquecimento e arrefecimento é de 11°C [20]. Em particular, à entrada do evaporador, o refrigerante apresenta uma temperatura aproximadamente 11°C inferior à temperatura de saída da fonte de calor. Subsequentemente, à entrada do condensador, a temperatura do refrigerante encontra-se 11°C acima da temperatura de saída do fluido de arrefecimento [20].

Para se perceber o comportamento de um fluido refrigerante ao longo de uma bomba de calor, figura 2.4, recorre-se ao diagrama de Mollier, ilustrado na figura 2.5 [40].

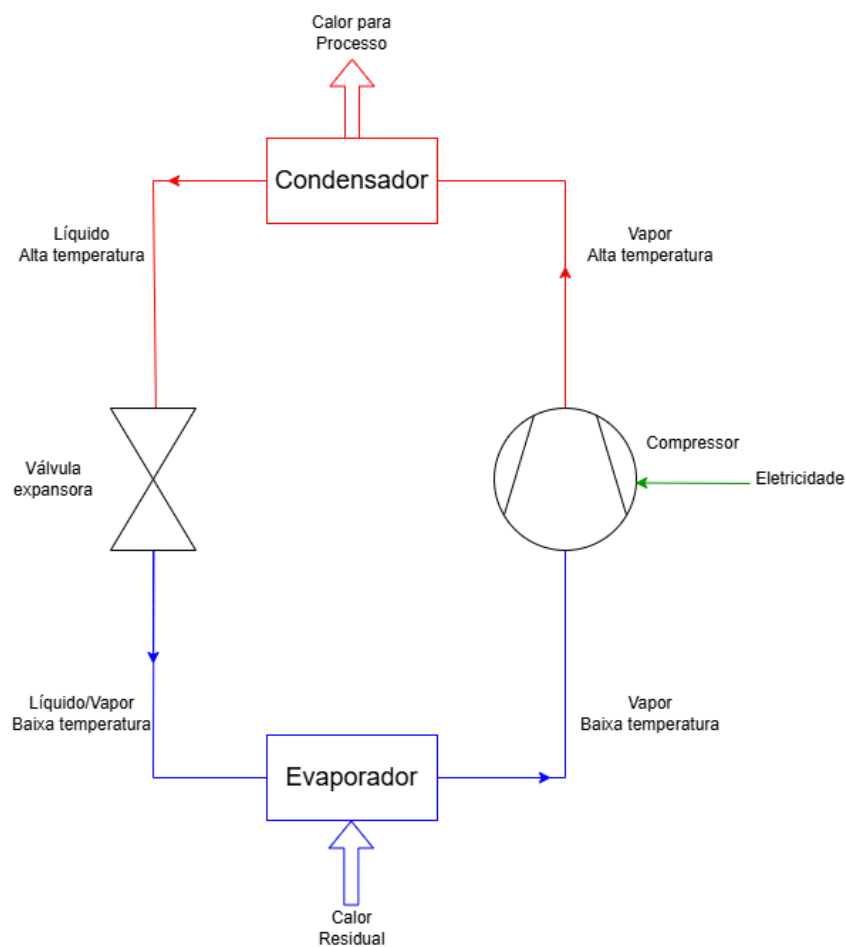


Figura 2.4 - Diagrama de funcionamento da bomba de calor [38]

O diagrama de Mollier é uma ferramenta essencial em sistemas de refrigeração e aquecimento. É usado para representar graficamente os estados termodinâmicos de um fluido de trabalho, como o refrigerante, e os processos que ocorrem em ciclos termodinâmicos, como neste caso a compressão de vapor em bombas de calor [91]. Cada ponto no diagrama representa um estado específico do fluido, definido por propriedades como entalpia, entropia, pressão e temperatura [91].

Para determinar o desempenho de uma bomba de calor, utiliza-se o Coeficiente de Performance (COP), definido pela equação 2,1 [20]:

$$COP = \frac{Q}{W} = \frac{\text{Calor térmica fornecida no condensador}}{\text{Energia elétrica consumida}} \quad (2.1)$$

O Coeficiente de Performance (COP) de uma bomba de calor é obtido pela razão entre a quantidade de energia térmica transferida (Q) e a energia elétrica consumida pelo sistema (W), ambas as grandezas em megawatt.

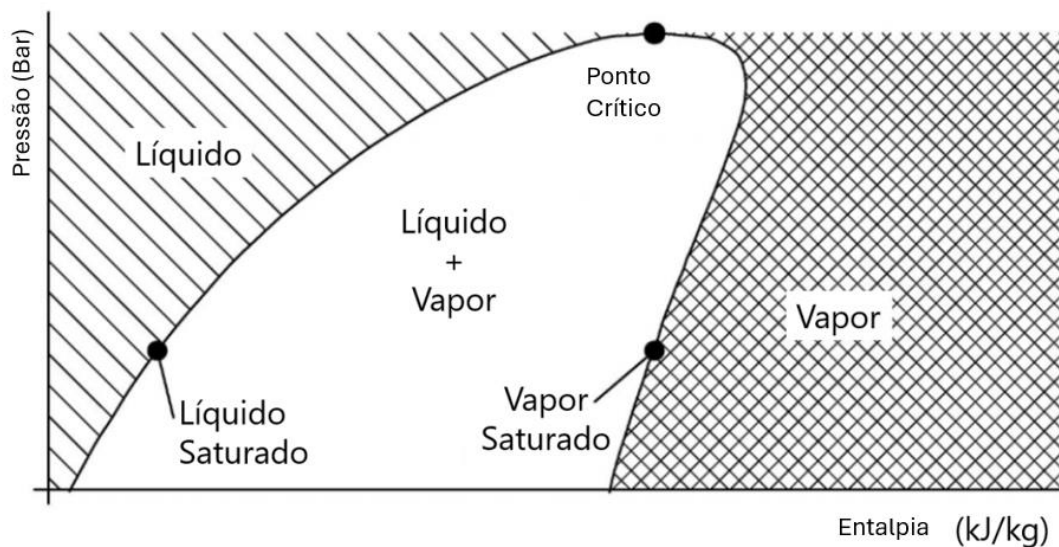


Figura 2.5 - Diagrama de Mollier, ou diagrama entalpia-entropia [38]

2.2.3 Compressor

Os compressores são dispositivos mecânicos essenciais que permitem o aumento da pressão de fluidos, geralmente gases ou vapores, por meio da redução do seu volume [41]. Estes equipamentos desempenham um papel crucial em aplicações industriais, como bombas de calor, refrigeração e turbinas, ao facilitar a circulação e transformação de energia térmica.

Os principais tipos de compressores incluem[41]:

- Compressores Alternativos (recíprocos): Funcionam com pistões que comprimem o fluido em cilindros. Este modelo é ideal para aplicações que requerem alta pressão e baixos fluxos volumétricos. No entanto, devido ao movimento alternado dos pistões, tendem a apresentar maiores níveis de vibração e ruído.
- Compressores Centrífugos: Equipados com motores que aceleram o fluido, convertendo energia cinética em pressão. São amplamente utilizados em aplicações industriais que exigem grandes volumes de fluxo com aumentos de pressão moderados.
- Compressores Parafusos: Baseados em dois motores helicoidais, comprimem o fluido por meio de rotação sincronizada.
- Compressores Axiais: Projetados para mover o fluido paralelamente ao eixo do compressor, permitindo manipular altas taxas de fluxo com compressão contínua.

Os compressores são avaliados com base em suas eficiências termodinâmicas, sendo as principais a eficiência adiabática (isentrópica) e a eficiência politrópica [92]:

Compressão isentrópica ocorre quando o fluido passa por um processo teórico ideal no qual não há transferência de calor (adiabático) e a entropia do fluido permanece constante. A eficiência adiabática mede o quão próximo um compressor real está desse processo ideal. Essa eficiência indica a energia que é efetivamente usada para comprimir o fluido comparada à energia gasta no compressor real. Valores mais próximos de 100% significam que o compressor está operando com maior proximidade de condições ideais.

O processo politrópico descreve uma compressão que considera as transferências de calor entre o fluido e o ambiente, tornando-o mais próximo da realidade. Embora a eficiência politrópica considere não idealidades, ela tende a apresentar valores mais elevados em comparação à isentrópica, devido à suavização das condições rigorosas do modelo ideal.

A eficiência dos compressores pode ser otimizada por meio de utilização de práticas comuns, como a implementação de *intercoolers*, que, reduzem a temperatura do fluido entre os estágios de compressão, diminuindo o trabalho necessário em estágios seguintes. Dividir a compressão em multi-estágios, como fatores de compressão equilibrados em cada etapa, reduz o esforço de cada compressor, aumentando a eficiência global [42].

2.2.4 *Chiller* de Absorção

O *Chiller* de absorção é uma solução eficiente para remover o calor indesejado de processos industriais ou sistemas de geração de energia, sendo uma opção economicamente mais viável do que os *chillers* de compressão convencionais. O seu princípio de funcionamento é semelhante ao da refrigeração por compressão de vapor, com a principal diferença a residir na forma de energia de entrada: enquanto os *chillers* de compressão requerem trabalho mecânico, os *chillers* de absorção utilizam calor [43].

Os principais componentes de um *chiller* de absorção incluem o condensador, o gerador, o evaporador e absorvedor. Além disso, existe um permutador de calor para melhorar a eficiência do sistema [93].

Este tipo de *chiller* utiliza uma solução refrigerante, como brometo de lítio e água, para gerar água fria através de mudanças de pressão e transferência de calor. Inicialmente, a solução é aquecida no gerador, onde a água se evapora e sobe para o condensador, enquanto o brometo de lítio retorna ao absorvedor. O vapor de água condensa-se ao passar por uma torre de arrefecimento de baixa pressão, transformando-se novamente em água fria. Esta água fria é então utilizada no evaporador para remover o calor indesejado do processo industrial. A água

evaporada no evaporador é atraída de volta para o absorvedor, onde se junta novamente ao brometo de lítio, reiniciando o ciclo [93].

A principal vantagem dos *chillers* de absorção reside na eficiência energética. Em vez de depender exclusivamente de eletricidade, este sistema pode utilizar fontes de calor residual ou energias renováveis, como energia solar térmica, para alimentar o processo de refrigeração. Isto resulta numa redução significativa do consumo de eletricidade e, consequentemente, numa menor emissão de CO₂, especialmente se o calor utilizado for de origem sustentável. Além de melhorar a eficiência energética global, o *chiller* de absorção contribui para a sustentabilidade ao reduzir a pegada de carbono associada à climatização e ao arrefecimento industrial [43,44].

Um aspeto interessante a ter em conta sobre os *chillers* de absorção é o facto de não utilizarem refrigerantes convencionais, mas sim água como refrigerante, combinada com amoníaco ou brometo de lítio. O brometo de lítio é mais comum devido à sua segurança e por ser não tóxico [93].

As principais características destes sistemas incluem alta fiabilidade, possibilidade de instalação ao ar livre, consumo reduzido de eletricidade (uma vez que apenas as bombas são operadas por eletricidade), baixo ruído, baixo consumo de combustível, baixa manutenção e COP elevado [42].

Assim, a implementação de um *chiller* de absorção, esquematicamente visível na figura 2.6, numa instalação industrial oferece vantagens significativas em termos de eficiência energética, redução de custos operacionais e impacto ambiental [93].

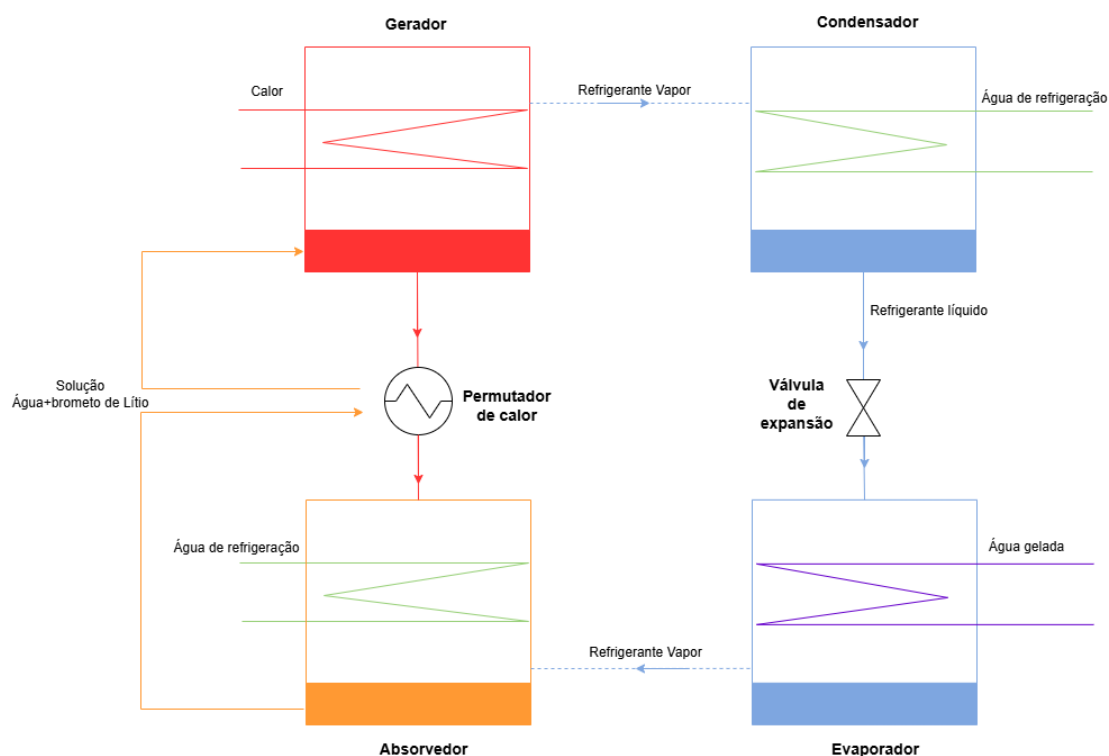


Figura 2.6 - Diagrama Chiller de absorção [44]

2.2.5 Permutadores de Calor

Os permutadores de calor são utilizados para efetuar a transferência de calor entre diferentes substâncias sem que ocorra mistura direta. Nestes processos vários fatores influenciam e desempenham um papel crucial na eficiência da troca de energia, tais como o comprimento do equipamento, o tipo de material, o fluido de troca e o ambiente circundante [94].

Além disso, os permutadores de calor podem aumentar a eficiência energética de um sistema, transferindo calor de onde não é necessário para onde pode ser utilizado de forma útil. Quando não há correntes de processo disponíveis, é necessário um fluxo de utilidade para proceder ao aquecimento ou ao arrefecimento necessário. Este equipamento pode ser empregue tanto para a recuperação de calor residual quanto para a recuperação de calor do processo, sendo possível otimizar o seu desempenho através da técnica *pinch* [94].

Para selecionar um permutador de calor adequado a uma aplicação específica, é necessário considerar diversos fatores, como as condições de operação (por exemplo, mudança de fase), a limpeza das correntes, os limites de pressão e temperaturas de projeto, o tipo de aplicação (seja aquecimento, arrefecimento ou ambos) e a compatibilidade do material do equipamento com os fluidos do processo [45].

O permutador tipo *shell and tube* é o mais utilizado nas indústrias químicas, pois a sua configuração permite uma grande área de superfície num pequeno volume, podendo ser contruído a partir de uma variedade de materiais e operando numa ampla gama de temperaturas e pressões [46]. Este tipo de permutador consiste num arranjo de tubos dentro de um corpo metálico, onde um fluido circula no interior dos tubos enquanto outro flui no corpo.

Para definir as zonas de circulação de cada fluido no equipamento, é necessário considerar alguns fatores [46]:

- Corrosão: O fluido mais corrosivo deve estar alocado no interior dos tubos, reduzindo os custos em ligas e revestimentos;
- Temperatura do fluido: O fluido mais quente deve circular nos tubos para diminuir a temperatura da superfície e evitar a necessidade de revestimento para reduzir perdas de calor e por razões de segurança;
- Pressão de operação: O fluido com maior pressão deve circular nos tubos para reduzir os custos associados;
- Viscosidade: Normalmente, obtém-se um coeficiente de transferência de calor mais elevado alocando o fluido mais viscoso no lado do corpo;
- Caudal: O fluido com menor caudal deve ser colocado no lado do corpo.
- Sujidade: O fluido que apresenta maior sujidade deve estar nos tubos, para facilitar a limpeza.

Dado o número de fatores a considerar, nem sempre é possível cumprir todas as regras.

As principais vantagens dos permutadores de calor tipo *shell and tube* em comparação com outros tipos incluem [47]:

- Boa funcionalidade a altas temperaturas e pressões;
- Construção mecânica robusta e resistente;
- Manutenção simples;
- Ausência de limite de dimensão;
- Vida útil longa.

As desvantagens da utilização deste equipamento incluem [47,95]:

- Grandes dimensões, ocupando muito espaço;
- Zonas estagnadas devido à geometria cilíndrica, podendo levar a problemas de *fouling*;
- Vulnerabilidade da parte externa da shell, podendo causar fugas;
- Eficiência de apenas 70%, resultando em perdas de energia.

Além dos permutadores tipo *shell and tube*, existem outros tipos de permutadores de calor, tais como [48]:

- Permutador de placas;
- Permutadores espirais;
- *Tube in tube*;
- Permutadores de calor diretos e indiretos;
- Condensadores, caldeiras e evaporadores;
- Permutador de circulação natural, termossifão.

2.2.6 Termossifão

O termossifão é um dispositivo altamente eficiente para transferência de calor, que opera utilizando ciclos bifásicos de fluidos. A movimentação do fluido é realizada pela ação da gravidade, e o dispositivo é composto por três regiões principais: evaporador, seção adiabática e condensador. No evaporador, o calor é transferido para o fluido, fazendo com que este mude de fase, passando de líquido a vapor. O vapor desloca-se então para o condensador, onde o calor é removido, resultando na sua condensação. Este líquido retorna ao evaporador devido à gravidade, completando o ciclo [48].

A estrutura externa (*shell*) do termossifão pode ser fabricada em metal, cerâmica ou outros materiais adequados. Estes dispositivos são particularmente adequados para aplicações industriais, graças à sua construção simples e ao baixo custo de fabricação. No entanto, como o funcionamento depende da gravidade, o evaporador deve estar sempre localizado abaixo do condensador, o que limita sua aplicação em situações como microgravidade ou dispositivos móveis. O design de um termossifão inicia-se pela seleção do fluido de trabalho, que deve ser adequado à faixa de temperatura operacional requirida. Em seguida, escolhe-se o material da *shell*, que precisa ser quimicamente compatível com o fluido de trabalho para evitar a formação de gases não condensáveis, que prejudicariam a eficiência do dispositivo [48].

Um reboiler termossifão distingue-se de um reboiler tipo *kettle* pela sua maior complexidade, incluindo a necessidade de bombear o líquido do fundo da coluna para o equipamento. A circulação no termossifão é baseada na diferença de densidade entre a saída de fundo da coluna de destilação e a mistura de bifásica à saída do termossifão. Ambos os tipos de reboilers

são alimentados com vapor ou outro fluido de aquecimento, mas, ao contrário do termossifão, o resíduo no kettle é removido como condensado no próprio equipamento [49].

Na figura 2.7 é possível observar a diferença entre o reboiler tipo *kettle* e o tipo termossifão.

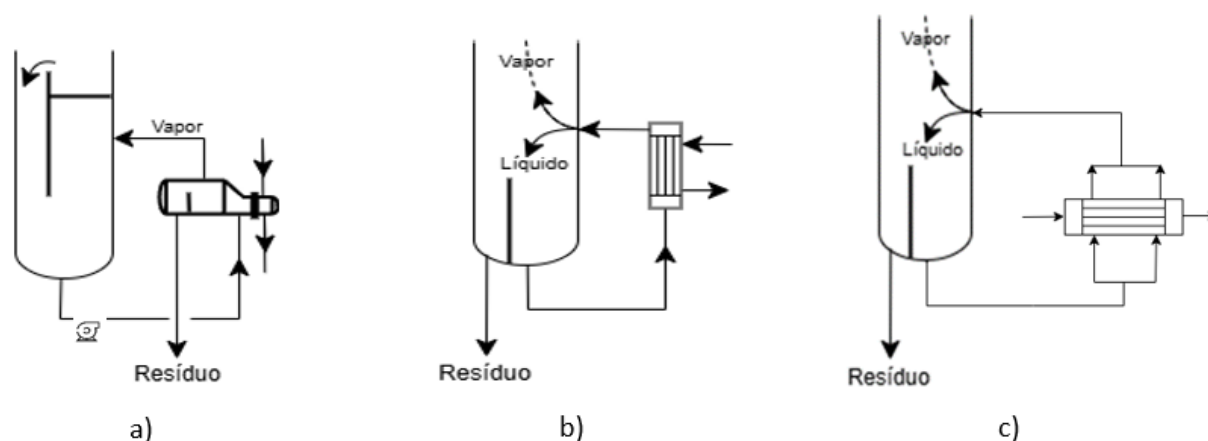


Figura 2.7 - Configuração típica de um reboiler tipo: a) kettle b) termossifão vertical c) termossifão horizontal [49]

2.2.6.1 Seleção do tipo de reboiler

A escolha do tipo de reboiler depende de diversos fatores, como a tendência ao *fouling*, a viscosidade do líquido e os custos. Para aplicações com alta suscetibilidade ao *fouling* ou líquidos de alta viscosidade, um reboiler de circulação forçada pode ser a opção mais adequada. Em muitos casos, mais de um tipo de reboiler pode ser apropriado, sendo a decisão final baseada em considerações econômicas, confiabilidade e controlabilidade. Em termos gerais, o termossifão vertical é o mais frequentemente utilizado, exceto quando outras configurações oferecem vantagens significativas.

A figura 2.8 apresenta o funcionamento de um termossifão vertical.

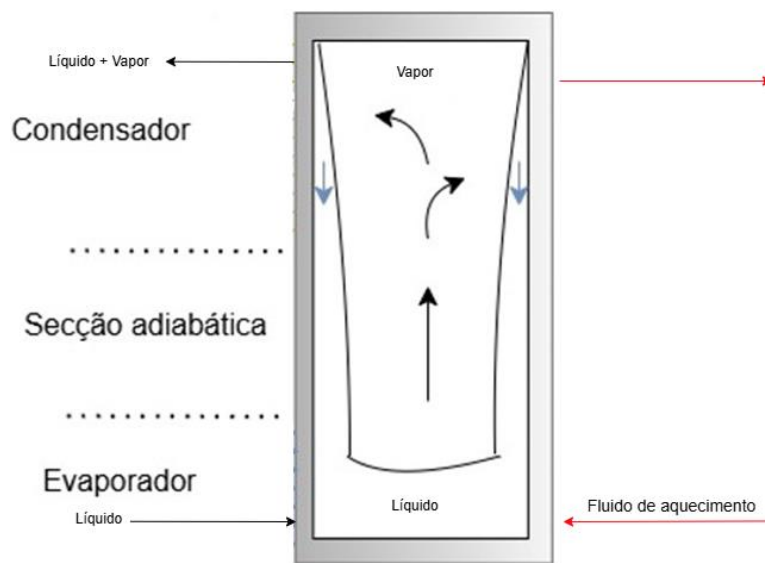


Figura 2.8 - Princípios físicos de funcionamento de um termossifão vertical [47]

Para assegurar um design e operação eficientes, a fração mássica de vapor nos reboilers de termossifão deve ser limitada a aproximadamente 25-30% para compostos orgânicos e cerca de 10% para água e soluções aquosas. Caso esses limites não possam ser alcançados com uma única passagem, é recomendada a implementação de um sistema de recirculação.

Se a fração de vapor for superior ao intervalo [49]:

- Efeito de secagem: Há uma redução no contacto do líquido com a superfície interna dos tubos, o que pode resultar num aumento da temperatura dos tubos, levando a um sobreaquecimento e possíveis danos térmicos que comprometem a integridade do equipamento.
- Diminuição da eficiência de troca de calor: A presença de uma grande quantidade de vapor reduz a eficiência da transferência de calor em comparação com um fluxo bifásico, diminuindo o desempenho global do reboiler.
- Aumento da pressão: Uma fração de vapor pode causar um aumento indesejado na pressão dentro do sistema, resultando em problemas de controlo e segurança.

Se a fração de vapor for inferior ao recomendado [49, 96]:

- Redução da eficiência térmica: A maior parte do fluido permanece na fase líquida, levando a uma subutilização da capacidade de transferência de calor do reboiler.
- Possibilidade de inundação: A circulação do fluido é comprometida, o que diminui a eficiência do sistema e pode resultar em paragens operacionais.
- Aumento da queda de pressão: Com uma menor fração de líquido, é necessário mover mais fluido através do sistema, o que pode aumentar a resistência do fluxo e a queda de pressão dentro do reboiler, podendo exigir energia adicional para bombear o fluido.

Reboilers de Termossifão Vertical

Nos reboilers de termossifão vertical (Figura 2.7 b) e Figura 14), o líquido em ebulição geralmente flui através dos tubos, embora em casos específicos, como com meios de aquecimento corrosivos, a ebulição possa ocorrer na *shell*. A circulação é impulsionada pela diferença de densidade entre o líquido no circuito de alimentação e a mistura bifásica na região de ebulição e na linha de retorno. Em operações a vácuo, o nível do líquido é mantido em 50-70% da altura do tubo, reduzindo assim a elevação do ponto de ebulição do fluido alimentado ao reboiler [49].

Vantagens dos reboilers de termossifão vertical [49]:

Redução de custos com estruturas de suporte e tubulação;

- Minimização de espaço necessário;
- Velocidade relativamente alta, que diminui o *fouling*.

Desvantagens dos reboilers de termossifão vertical [49]:

- Comprimento dos tubos limitado pela altura do líquido na coluna e pelos custos associados ao aumento da altura do suporte.
- Aumento do ponto de ebulição devido à grande cabeça estática.
- Dificuldade de manutenção devido à configuração vertical.

Reboilers de termossifão horizontal

No termossifão horizontal (Figura 13 c)), o líquido da coluna é alimentado ao fundo da *shell* e flui para cima através do conjunto de tubos, com a ebulição ocorrendo na superfície exterior dos tubos. A configuração horizontal e as estruturas de suporte separadas permitem maior flexibilidade no comprimento dos tubos e no peso do equipamento [49].

Vantagens dos reboilers de termossifão horizontal [49]:

- Melhor adequação para serviços com grandes cargas.
- Adequado para líquidos de viscosidade moderadamente alta.
- Necessidade de menor cabeça estática para superar o atrito do fluido.

Desvantagens dos reboilers de termossifão horizontal [49]:

- Maior suscetibilidade ao *fouling* em comparação aos termossifões verticais.

Reboilers internos

O reboiler interno é um tipo especial de reboiler horizontal, utilizado principalmente quando o processo pode ocorrer no lado da *shell* e a área superficial do reboiler é suficientemente

pequena para ser acomodada na zona inferior da coluna de destilação. Neste tipo de reboiler, a fase de evaporação ocorre numa piscina de líquido na parte inferior da coluna, enquanto o fluido de aquecimento circula dentro do conjunto de tubos. Devido à formação de espuma pelo líquido em ebulição, o controlo do nível do fundo pode ser complicado, tornando este tipo de reboiler menos atrativo, especialmente em serviços propensos à formação de espuma ou em operações a vácuo [49].

As aplicações dos reboilers internos incluem:

- Destilação em *batch*, na qual o conjunto de tubos pode ser facilmente inserido no interior, permitindo limpezas periódicas.
- Serviços com baixo dever térmico, onde o diâmetro da coluna é grande e o conjunto de tubos do reboiler é relativamente pequeno.

Como não são necessárias tubulações de conexão, este é o tipo de reboiler é o menos dispendioso. No entanto, a quantidade de área disponível para a transferência de calor é severamente limitada. Além disso, a formação de espuma na parte inferior da coluna pode causar problemas operacionais, o que reduz a frequência de uso deste tipo de reboiler [97].

2.2.7 Ciclo de Rankine

O ciclo de Rankine é um dos ciclos termodinâmicos fundamentais para a geração de energia, sendo o princípio operativo básico de todas as centrais elétricas que utilizam um fluido de trabalho, como a água. Este ciclo fornece aproximadamente 85% da produção mundial de eletricidade [98].

É composto por quatro componentes principais: uma caldeira, uma turbina a vapor, um condensador e uma bomba [80].

Conhecido também como Ciclo de Clausius-Rankine, trata-se de um ciclo de potência a vapor ideal, onde o fluido de trabalho passa repetidamente pelos processos de evaporação e condensação [51]. Como se trata de um ciclo fechado, o fluxo de massa de vapor/água mantém-se constante ao longo de todo o processo [51].

A figura 2.9 ilustra o ciclo de Rankine, e as diferentes etapas de operação são descritas abaixo.

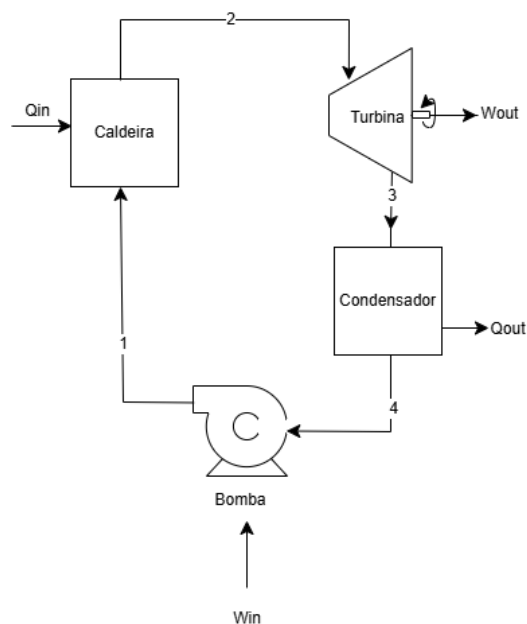


Figura 2.9 - Ciclo de Rankine, Q_{in}/Q_{out} – Calor fornecido/ Calor rejeitado, W_{in}/W_{out} – Trabalho fornecido/ Trabalho produzido [52]

1. **Transferência de calor isobárica (1-2):** O líquido, inicialmente sob alta pressão, é bombeado para a caldeira, onde é aquecido até atingir a temperatura de saturação. A aplicação contínua de calor faz com que o líquido se evapore completamente, convertendo-se em vapor saturado.
2. **Expansão isentrópica (2-3):** O vapor expandido na turbina gera trabalho mecânico, que é posteriormente convertido em eletricidade. A expansão é limitada pela necessidade de evitar a erosão das pás da turbina por arrastamento de líquido na corrente de vapor.
3. **Rejeição de calor isobárica (3-4):** A mistura vapor-líquido que sai da turbina é conduzida ao condensador, onde ocorre a condensação do vapor a baixa pressão.
4. **Compressão isentrópica (4-1):** A pressão do condensado é aumentada na bomba, reiniciando o ciclo ao enviar o fluido de volta à caldeira. Dado o baixo volume específico do líquido, o trabalho da bomba é relativamente pequeno.

Para o funcionamento do ciclo de Rankine, é necessário dispor de uma fonte de calor que aqueça a caldeira. Esta fonte de calor pode ser proveniente da queima de combustíveis fósseis, como carvão, petróleo e gás natural, ou de fontes de energia renováveis, como energia solar, geotérmica e biomassa [51, 80].

A seleção do fluido operacional é um fator crítico, dependendo da faixa de temperatura disponível, e pode ter um impacto significativo na eficiência global da planta e no consumo de combustível [74].

2.2.8 Ciclo Orgânico de Rankine

O Ciclo Orgânico de Rankine (ORC) opera com base no princípio do ciclo de Clausius-Rankine, mas em vez de utilizar água como fluido de trabalho, emprega substâncias orgânicas com baixos pontos de ebulição e altas pressões de vapor. Esta característica torna o ORC particularmente adequado para a recuperação de calor residual de baixa qualidade, bem como para a geração de energia a partir de fontes de energia renováveis, como a geotérmica, biomassa e energia solar [51, 52]

Um sistema ORC típico inclui componentes essenciais, como um permutador de calor, um evaporador, um pré-aquecedor, um recuperador e um condensador.

A Figura 2.10 ilustra o Ciclo Orgânico de Rankine.

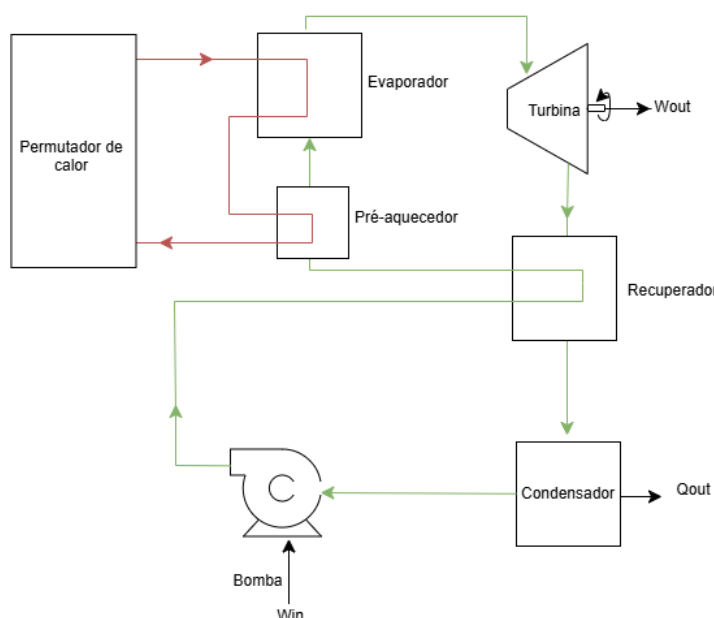


Figura 2.10 - Esquema de um ciclo orgânico típico de Rankine[51]

O calor residual é transferido para o fluido intermediário no permutador de calor, que posteriormente aquece o fluido orgânico no evaporador, convertendo-o em vapor superaquecido. Este vapor é então expandido através de uma turbina, onde a energia mecânica é convertida em eletricidade. Após a expansão, o vapor orgânico passa pelo recuperador, onde a sua temperatura é reduzida e o fluido orgânico é pré-aquecido para o ciclo subsequente. No condensador, o vapor orgânico é condensado de volta ao estado líquido, e o ciclo recomeça após o fluido ser pressurizado pela bomba.

Estudos indicam que o Ciclo Orgânico de Rankine representa uma solução promissora e economicamente viável para a recuperação de energia de fontes de calor residual moderado. A utilização de fluidos orgânicos em ciclos termodinâmicos permite uma recuperação eficiente

de energia de fontes industriais e processos de fabrico. Dado que este ciclo gera vapor a partir de um fluido orgânico, que possui uma massa molecular superior à da água, resulta numa rotação mais lenta da turbina e numa operação a pressões mais baixas, o que reduz a erosão das peças metálicas e das pás [98].

No entanto, o desempenho e a eficiência de um sistema ORC dependem substancialmente da seleção do fluido, o que deve ser otimizado com base em critérios termodinâmicos, ambientais e de segurança [51]. Um estudo realizado por Douvartzides e Karmalis, considerando 37 substâncias diferentes como fluido de trabalho, demonstrou que uma escolha adequada do fluido pode incrementar a eficiência de uma planta em cerca de 6% e reduzir o consumo de combustível em 13%. [53]

2.2.9 Ciclo de Kalina

O Ciclo de Rankine orgânico (ORC) e o Ciclo de Kalina são amplamente utilizados na recuperação de calor residual, convertendo calor em energia elétrica. O Ciclo de Kalina é uma variante do Ciclo de Rankine que utiliza uma mistura de água e amónia como fluido de trabalho. Essa configuração resulta numa eficiência superior devido à característica de que a temperatura não permanece constante durante a ebulição, ao contrário do ciclo com um único fluido [51].

A figura 2.11 ilustra o Ciclo Orgânico de Rankine.

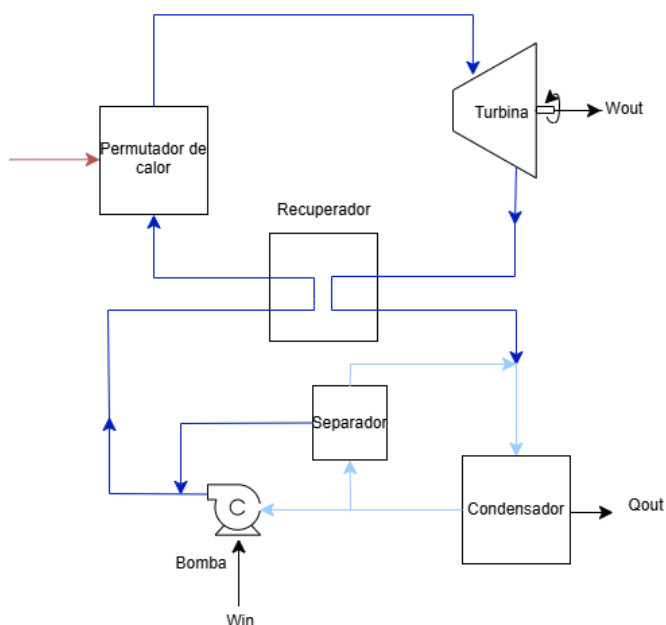


Figura 2.11 - Configuração de um ciclo Kalina constituído por um Recuperador e um Separador [51]

O processo inicia-se no evaporador, onde a mistura é aquecida por uma fonte de calor. Devido à sua maior volatilidade, a amónia vaporiza-se primeiro, gerando vapor sobreaquecido.

Este vapor é então expandido numa turbina, convertendo energia térmica em energia mecânica e gerando eletricidade. Após a expansão, o vapor passa pelo recuperador, que se trata de um permutador de calor que recupera parte do calor residual, pré-aquecendo o fluido que retorna ao ciclo, o que melhora a eficiência geral do sistema. Em seguida, o vapor concentrado em amónia mistura-se com uma corrente pobre, reduzindo a concentração de amónia na mistura que entrará no condensador. Este processo facilita a condensação e aumenta a eficácia do condensador, uma vez que não é necessário operar a temperaturas muito baixas.

Após a condensação, o fluido é comprimido por uma bomba. O fluido aquecido é separado em duas correntes: uma rica em amónia, que é reinserida no evaporador, completando o ciclo, e outra pobre, que dilui a corrente de entrada do condensador [52].

A principal diferença entre o Ciclo de Kalina e o sistema ORC reside na flexibilidade oferecida pela mistura amónia-água. Esta mistura permite ajustar a composição e a pressão do sistema, resultando num desempenho superior quando o calor residual é de natureza média-alta. No entanto, para fontes de calor com temperaturas inferiores a 200°C, o sistema ORC torna-se uma alternativa viável, como evidenciado em aplicações na indústria do aço ou em sistemas de cogeração alimentados por biomassa de pequena escala [51,52].

Um aspeto técnico relevante é que o Ciclo de Kalina requer pressões mais elevadas, como 100 bar. Além disso, este sistema apresenta maior eficiência nas trocas de calor devido à variabilidade da temperatura de ebulição e condensação, o que reduz as irreversibilidades termodinâmicas e melhora a recuperação de calor. Contudo, a complexidade do ciclo exige permutadores de calor maiores e materiais resistentes à corrosão, limitando a sua aplicação a fontes de calor de média a baixa temperatura.

Embora o Ciclo de Kalina ofereça ganhos de eficiência em algumas situações, a sua complexidade pode não justificar o uso em fontes de calor de média e baixa temperatura, onde um sistema ORC adequadamente otimizado ainda pode representar a escolha mais prática [52].

2.2.10 Armazenamento de energia térmica

O armazenamento de energia térmica desempenha um papel crucial para atingir a descarbonização do complexo industrial, ao permitir a otimização da utilização de fontes de energia renováveis. O avanço de tecnologias de armazenamento pode proporcionar ganhos significativos em termos de eficiência energética e desempenho de sistemas como as bombas de calor [54].

O armazenamento de energia térmica consiste no processo de aquecimento ou arrefecimento de um meio específico para armazenar energia, que poderá ser recuperada e utilizada posteriormente. Entre as soluções mais comuns encontram-se os tanques de armazenamento de água [75].

Estes sistemas são divididos em três categorias principais [54-55, 75]:

- Armazenamento de calor sensível: Este tipo de armazenamento consiste no aquecimento de materiais, nos quais a energia é armazenada em função das variações de temperatura. Posteriormente, o calor armazenado é utilizado para distribuição térmica direta ou para produzir vapor. Este método é adequado para aplicações em edifícios residenciais.
- Armazenamento de calor latente: Utiliza materiais de mudança de fase (PCMs) que armazenam grandes quantidades de calor ao longo das suas mudanças de estado, sem alterar a sua temperatura. Estes materiais são amplamente utilizados em painéis solares e no setor da construção. No entanto, enfrentam desafios como problemas de transferência de calor, a limitada estabilidade a longo prazo e baixa condutividade térmica, o que pode comprometer o seu desempenho.
- Armazenamento termoquímico: Baseia-se em reações químicas reversíveis, que permitem o armazenamento e recuperação de energia. Embora este método seja eficiente, apresenta desafios em termos de complexidade de implementação e de custos associados. Este tipo de armazenamento pode ser utilizado em edifícios ou na indústria em larga escala.

As indústrias apresentam um vasto potencial para a recuperação de calor residual, que, em muitos casos, é subaproveitado. A implementação de sistemas de armazenamento de energia térmica permite capturar esse calor desperdiçado e armazená-lo para uso futuro, o que contribui para a redução das emissões de CO₂ e gera benefícios económicos consideráveis. Pesquisas indicam que a utilização de sistemas pode resultar numa diminuição de até 9% na procura de energia térmica [55].

A implementação de sistemas de armazenamento de energia térmica num sistema energético oferece múltiplos benefícios, como maior economia e eficiência energética, menores níveis de poluição e um desempenho global superior. Os principais critérios a considerar na conceção destes projetos incluem: elevada densidade de energia, boa capacidade de transferência de calor, estabilidade química e mecânica, compatibilidade dos materiais e facilidade de controlo [55].

2.3 Utilização de fluidos viscosos

Os fluidos de alta viscosidade constituem um desafio considerável em diversas indústrias, principalmente devido à sua resistência ao fluxo e à complexidade associada ao seu bombeamento [99]. A viscosidade, que mede a resistência de um fluido à deformação, classifica líquidos com viscosidade superior a 100 centipoise (cP) como de alta viscosidade, os quais exigem soluções de bombeamento especializadas [57].

O transporte de fluidos viscosos como resíduo atmosférico e óleos pesados através de tubulações apresenta complexidades adicionais, uma vez que a alta densidade e viscosidade destes fluidos aumentam exponencialmente em temperaturas mais baixas.[56] A solidificação dos fluidos pode resultar na formação de pontos frios, exigindo intervenções mecânicas que elevam os custos. É crucial manter os líquidos de alta viscosidade a, pelo menos, 20 °C acima de sua temperatura de fusão para evitar solidificação e garantir um fluxo adequado [99].

Tipos de Bombas para Fluidos Viscosos [57]:

1. Bombas de Engrenagem: Utilizam engrenagens interligadas para transferir fluidos, sendo adequadas para líquidos viscosos; no entanto, podem falhar quando expostas a partículas abrasivas.
2. Bombas de Cavidade Progressiva: Empregam um motor helicoidal para movimentar fluidos de alta viscosidade de forma eficiente, embora sejam sensíveis ao cisalhamento.
3. Bombas Peristálticas: Funcionam através da compressão de um tubo flexível, minimizando o risco de contaminação, sendo particularmente adequadas para os setores alimentar e farmacêutico.

O projeto das bombas deve ser concebido para superar o atrito interno e garantir um fluxo consistente, evitando a cavitação. Em geral, as bombas centrífugas não são recomendadas, dado que apresentam limitações em lidar com variações dinâmicas de viscosidade. A utilização de inversores de velocidade variável ou sistemas de aquecimento pode ser uma estratégia eficaz para ajustar a viscosidade [100].

Relativamente aos permutadores de calor, estes podem aumentar a taxa de transferência de calor dentro dos tubos, facilitando a movimentação de fluidos, desde que o fluxo permaneça turbulento. O número crítico de Reynolds para um escoamento turbulento no corpo é da ordem de 200. Caso o fluxo turbulento não for alcançado, coloca-se o fluido mais viscoso nos tubos, uma vez que o coeficiente de transferência de calor do lado do tubo pode ser previsto com maior certeza. Uma estratégia para incrementar a taxa de transferência de calor em tubos de um STHX é a utilização de geradores de vórtice [58].

METODOLOGIA

Neste projeto, foram realizados dois casos de estudo com o objetivo de integrar o calor residual para aumento da eficiência energética do complexo industrial de Sines. Ambas as oportunidades de melhoria da eficiência energética foram analisadas com o suporte do PetroSIM 7.1, um software da KBC que integra inteligência artificial para otimizar processos, reduzir consumo energético e emissões, além de auxiliar na definição de estratégias de descarbonização [59].

3.1 Oportunidade de utilização de Resíduo Atmosférico

O resíduo atmosférico (RAT) é utilizado para aquecer o crude antes deste entrar nos fornos e, posteriormente, na coluna de destilação atmosférica, conforme ilustrado na figura 3.1. Este processo é realizado num trem de permutadores dividido em dois ramais (E'8s, E'66s, E'7s, E'69s). Após este procedimento, o RAT pode ser direcionado tanto para a coluna de destilação a vácuo como para armazenamento, ou, alternativamente, encaminhado diretamente para armazenamento. A primeira opção, designada por VLS mode, ocorre aproximadamente dois terços do tempo ao longo de um mês, enquanto a segunda, que corresponde a cerca de um terço do tempo mensal, é referida como RAT mode. Relativamente à fração a ser armazenada, é arrefecida nos permutadores E15's, resultando num desperdício de energia térmica, representando, assim, uma oportunidade de melhoria da eficiência energética.

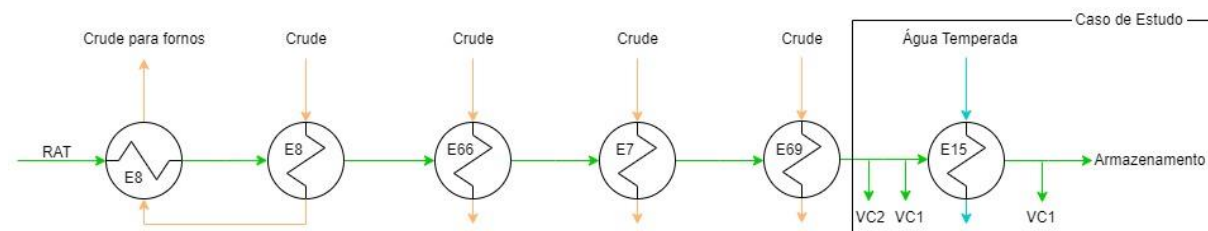


Figura 3.1 - Trem de permuta - Resíduo Atmosférico

Com o objetivo de explorar a viabilidade de aproveitar a energia térmica do resíduo atmosférico, foi essencial monitorizar o comportamento deste fluido ao longo do processo.

Para tal, recorreu-se às seguintes ferramentas:

- *LIMS* – Utilizado para obter dados sobre a composição e determinadas características do resíduo atmosférico proveniente da refinaria de Sines, posteriormente inseridos na simulação.
- *EServer*, GALP – Permitiu compreender o processo de tratamento do resíduo atmosférico e identificar os indicadores e medidores de pressão, temperatura e caudal presentes ao longo do mesmo, figura 3.2.
- *Aspen* – Através das “tags” presentes no *EServer*, foi possível aceder aos dados em tempo real e históricos relativos à pressão, caudal e temperatura dos medidores envolvidos no processo, valores retirados em Tabela A.1 e A.2 do Anexo A.
- *Datasheets e P&ID* – Utilizados para estudar o processo e recolher informações sobre a construção, dimensões e operação dos diversos equipamentos, nomeadamente os permutadores.
- *PetroSIM* [59] - Um simulador de processos comprovado, sustentado por uma estrutura sólida de engenharia robusta combinado com plataformas digitais, inteligência artificial e aprendizagem automática. Os modelos de simulação permitem, também, a determinação de estratégias ótimas de descarbonização, que asseguram o cumprimento das especificações do produto, maximizando os rendimentos e as margens, ao mesmo tempo em que reduzem o uso de energia e as emissões.

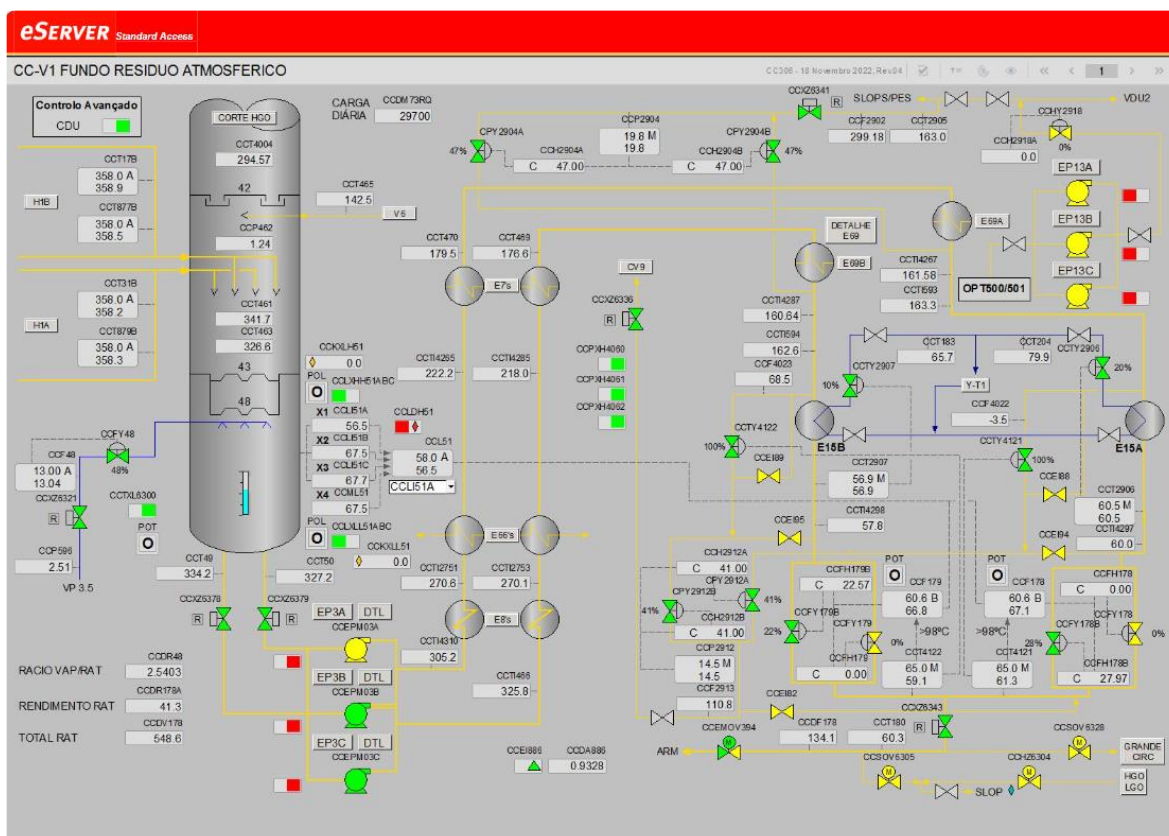


Figura 3.2 - Processo de resíduo Atmosférico – EServer

3.1.1 Construção da Simulação

Para o aproveitamento da energia térmica do resíduo atmosférico antes de ser arrefecido no conjunto de permutadores E15's, foi necessário obter informações detalhadas sobre as condições de caudal, temperatura e pressão do fluido ao longo do processo. Considerando a insuficiência de medições diretas ao longo processo, foram utilizados dados de *datasheets* para elaboração da simulação, apresentada na figura 3.4, o que permitiu obter as seguintes informações:

- Comportamento do fluido ao longo dos permutadores E15's, organizado em dois ramos, cada um composto por seis permutadores. Cada ramo inclui dois permutadores em paralelo e três em série;
- Através do estudo de variações de temperatura e pressão nos permutadores, foi possível avaliar a viabilidade de desviar a corrente através de *bypass*, identificando os pontos ideais para a sua reintegração, sem comprometer a segurança do processo ou dos equipamentos;

- Possibilitar de recolher dados como viscosidade, condutividade térmica, entre outros, para diferentes intervalos temperatura, com vista à realização de futuros cálculos de dimensionamento e estudos de perda de carga em equipamentos e tubagens.

No que diz respeito aos modelos de simulação, é importante reconhecer que estes contêm sempre um grau de incerteza. Por isso, é essencial validar o modelo com dados reais e proceder à sua calibração até se obterem resultados viáveis. Assim, a construção e análise dos modelos de simulação seguiram as etapas descritas na figura 3.3.

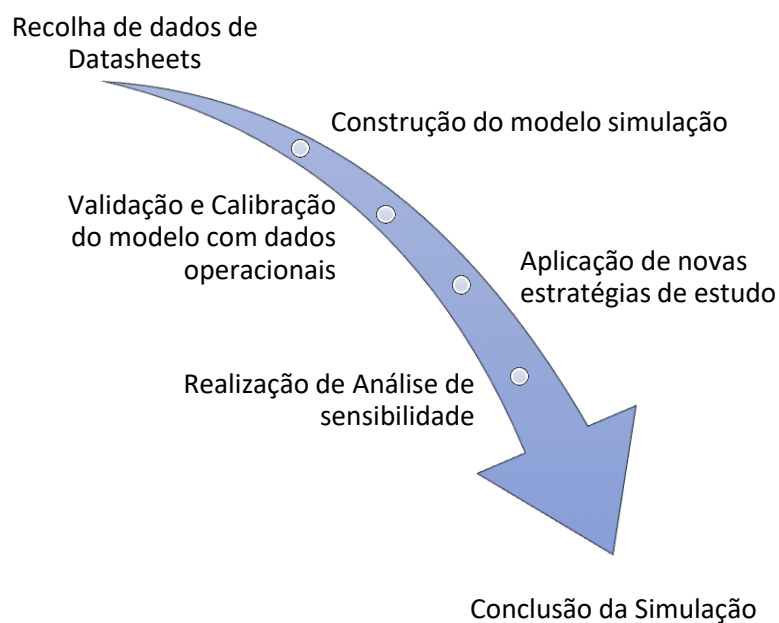


Figura 3.3 - Etapas associadas à realização de uma simulação

3.1.2 Simulação dos permutadores E'15s

Com base na recolha de informações provenientes da base de dados sobre os permutadores em análise, foram obtidos dados referentes às suas dimensões, aos fluidos de aquecimento e arrefecimento, nomeadamente o RAT e a água temperada, respetivamente, bem como as condições operacionais, incluindo pressões, temperaturas e caudais. Estes dados foram recolhidos em dois períodos distintos: um mês em que os permutadores se encontravam sujos (agosto de 2023) e um mês em que se encontravam limpos (dezembro de 2023). A partir destas informações, foi construída a seguinte simulação, sendo os dados utilizados apresentados na Tabela 3.1.

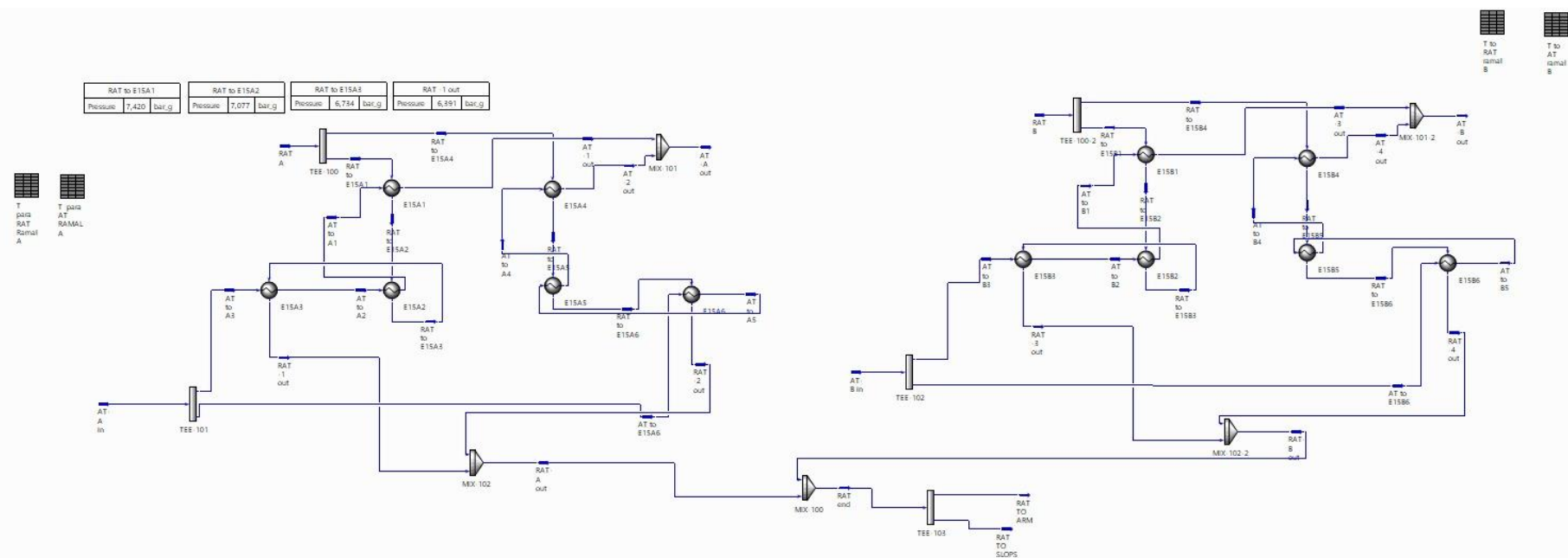


Figura 3.4 - Simulação dos Permutadores E'15s

Parte 1

A construção do modelo exigiu a utilização de diversos equipamentos, entre os quais: doze permutadores de calor, 5 *mixers* e 4 separadores.

A simulação inicia-se com a divisão do resíduo atmosférico proveniente dos permutadores E69's nos ramais A e B. Em seguida, o fluido é novamente separado através de separadores que distribuem o fluxo para cada permutador em paralelo, dentro de cada ramal.

São então inseridos 6 permutadores de calor para cada ramal, dispostos de acordo com o processo: 2 em paralelo, seguidos de 3 em série. Para arrefecer o RAT, a água temperada é alimentada nos permutadores pelos tubos, em contracorrente, sendo necessário utilizar separadores para distribuir o fluido de arrefecimento entre os diferentes ramais. Após o resíduo atmosférico passar por 3 permutadores em série, utiliza-se um *mixer* para combinar os fluxos de cada ramal, seguido por outro *mixer* para unificar todo o resíduo atmosférico, que será, por fim, armazenado ou encaminhado para a coluna de destilação a vácuo.

A tabela 3.1 apresenta o desempenho de cada ramal, correspondendo aos 6 permutadores.

Tabela 3.1 - *Inputs* de cada ramal dos permutadores E'15s

<i>Inputs</i>	Uni- dade	Lado do corpo	Lado do tubo
Fluido		Resíduo atmosférico (RAT)	Água temperada (AT)
Caudal mássico	ton/h	375	610
Pressão de operação	barg	7,4	5,2
Temperatura de entrada	°C	166,7	65,6
Temperatura de saída	°C	79,4	93,3
Queda de pressão	barg	1,05	1,05
Número de passes		1	2

A tabela 3.2 apresenta os dados de construção de cada permutador de calor.

Tabela 3.2 - Inputs de construção de cada permutador E'15

<i>Inputs</i>	Unidade	Permutador de calor
Nº de tubos		473
Diâmetro interno	mm	965
Comprimento dos tubos	mm	7482
Material de construção		Aço carbono
Área	m ²	423,6
<i>Pitch</i>	ln	1
Tipo		A.E.U

Parte 2

Após a validação e calibração do modelo com base nos dados atuais do processo e presentes nos *datasheets*, foram reunidos dados históricos de temperatura e caudal do processo, utilizando a ferramenta *Aspen*, referentes a dois períodos distintos: um mês em que os permutadores se encontravam sujos (agosto 2023) e um mês em que os permutadores estavam limpos (dezembro 2023). Desta forma, foi possível analisar a variabilidade do processo tanto em RAT mode (modo em que o RAT apenas é armazenado) como em VLS mode (modo em que o RAT é tanto armazenado como utilizado nas colunas de destilação a vácuo). Com base na simulação desenvolvida a partir de dados processuais, foi possível avaliar a viabilidade de desviar o resíduo atmosférico do trem de permuta e, posteriormente, reintegrá-lo no processo, garantindo que este continuasse a operar de forma segura e eficiente. O objetivo desta análise foi determinar se, ao desviar o RAT, existiriam condições adequadas de temperatura e pressão para a sua reintrodução sem comprometer os equipamentos e a eficiência operacional. A simulação permitiu também identificar o ponto mais adequado para reinserir o resíduo atmosférico no processo. Além disso, analisou-se se haveria pressão suficiente para reutilizar o resíduo atmosférico em fases subsequentes.

Estas avaliações abriram oportunidades para otimização energética, nomeadamente na coluna de fracionamento de fracionamento de LPG e na implementação de uma bomba de calor.

A tabela 3.3 apresenta uma lista com a descrição dos dados utilizados para a simulação de estudo.

Tabela 3.3 - Dados para simulação de permutadores E'15s

<i>Inputs</i>	Fonte	Razão
Dimensões de permutadores	<i>Datasheets</i>	Dimensões reais
Pressão de operação	<i>Datasheets</i>	Falta de dados processuais
Caudal RAT	Dados processuais	
Caudal AT	Balanço entálpico	Falta de dados processuais
Temperatura entrada de saída RAT	Dados processuais	
<i>Temperatura de entrada e saída de AT</i>	Dados processuais	
<i>Temperaturas intermédias</i>	Balanço entálpico	Falta de dados processuais

3.2 Simulação da coluna de fracionamento de GPL (GGV3)

Com o intuito de reduzir o consumo de vapor no processo e diminuir as emissões de CO₂ da Refinaria de Sines, identificou-se a oportunidade de aproveitar a corrente quente de resíduo atmosférico, que seria armazenada, como fonte de aquecimento a um termossifão adicional na coluna de fracionamento de GPL (GG-V3).

Atualmente, a coluna GG-V3 permite o fracionamento do GPL em propano e butano, e opera com um revaporizador interno que consome cerca de 16 ton/h de vapor a 10,5 barg para o seu aquecimento. Tanto o destilado quanto o resíduo apresentam uma pureza em torno de 99%.

Dessa forma, uma solução para melhorar a eficiência energética consiste na utilização do calor residual do resíduo atmosférico, através da implementação de um termossifão adicional

na coluna. Este *reboiler* extra aproveitaria a energia térmica do RAT para vaporizar o butano presente no fundo da coluna, reintegrando-o no processo de fracionamento.

3.2.1 Elaboração da simulação *PetroSIM*

Com o conhecimento prévio do caudal disponível no processo de resíduo atmosférico, bem como da sua temperatura e pressão, iniciou-se a análise das correntes da coluna. Utilizando *software Aspen* e o *Eserver*, foram obtidos os valores de temperatura e caudal para as correntes anteriormente desconhecidas. Estas consistem nas médias mensais do caudal de GPL de alimentação à coluna, do caudal de refluxo, composto essencialmente por propano provindo da coluna GGV4, e do caudal de vapor utilizado no revaporizador pré-existente. A opção por médias mensais, em vez de valores momentâneos, permite estudar a variabilidade do processo de forma mais abrangente e evitar a inclusão de valores extremos que possam não representar o comportamento habitual do sistema, minimizando assim potenciais erros na modelação e análise.

Os caudais de destilado e de resíduo foram determinados com base em balanços mássicos ao processo, garantindo a manutenção de uma pureza de 99% tanto para o propano no topo da coluna quanto de butano na saída inferior.

Inicialmente construiu-se a simulação da coluna de fracionamento, incluindo o revaporizador, com o objetivo de posteriormente calibrar e validar o modelo pré-existente do *splitter* de GPL, através da comparação dos resultados simulados com dados reais de operação. Para a construção da coluna GGV3 em *PetroSIM*, foram considerados diversos fatores de construção e operação, conforme apresentados na tabela 3.4.

Tabela 3.4 - Inputs em PetroSIM da coluna GGV3

<i>Inputs</i>	Valor
Número de andares	36
Andar de alimentação de GPL	19
Andar de alimentação de refluxo	1
Pressão no topo da coluna	18,20 barg
Pressão na base da coluna	19,07 barg
Pressão de entrada de GPL	19,20 barg
Temperatura no andar 6	60°C

A figura 3.5 ilustra a simulação da coluna GGV3.

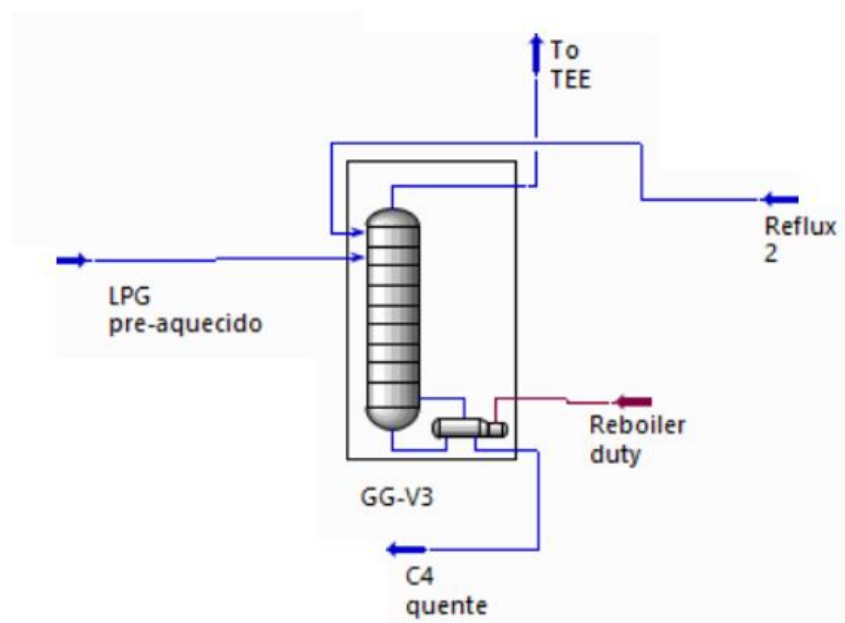


Figura 3.5 - Simulação da coluna GGV3

O processo inicia-se com a alimentação de GPL alimentado no andar 19 da coluna. Em seguida, é adicionado o revaporizador, que utiliza vapor a 10,5 barg para aquecimento e separação de componentes. Após o processo de separação, obtém-se propano como destilado no topo da coluna e butano como resíduo na base. Além disso, há a alimentação de refluxo, composto por propano, proveniente de um processo de secagem na coluna GGV4, que é introduzido no andar 1 da coluna GGV3.

Após a calibração e validação do modelo através de comparação dos resultados simulados com dados de operação, procedeu-se à implementação do termossifão adicional à coluna. Esse termossifão assim como o revaporizador pré-existente, irá ser alimentado com butano proveniente do fundo da coluna e utilizando resíduo atmosférico como fonte de calor irá vaporizar butano de volta para a coluna reentrando no último prato da coluna.

A figura 3.6 ilustra as correntes de entrada e saída da coluna GGV3 com a implementação da melhoria ao processo.

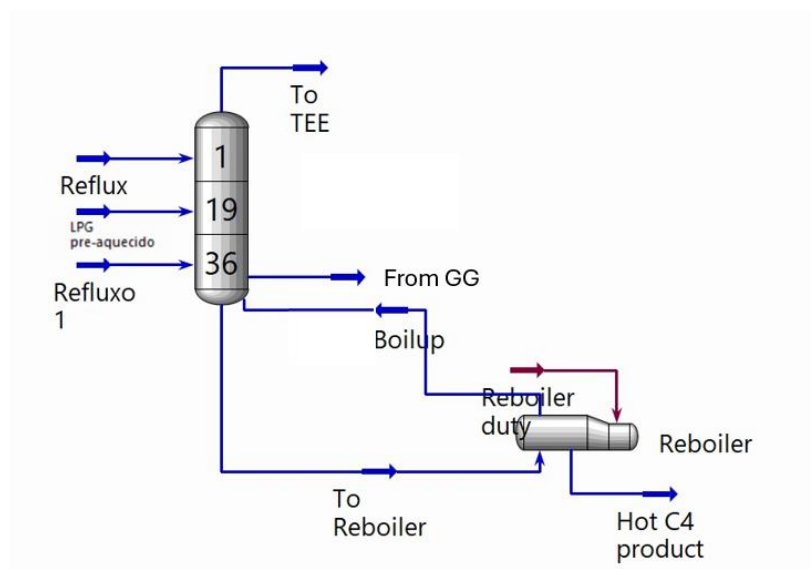


Figura 3.6 - Implementação do termosifão adicional

A corrente "From GG" representa a saída do fundo da coluna, destinada a alimentar o termosifão adicional. A mistura bifásica que retorna à coluna a partir do termosifão, também no último andar, é representada por "Refluxo1".

Após a adição do equipamento e a inserção dos parâmetros e condições, como os dados de queda de pressão nos tubos e na *shell*, procedeu-se à conclusão da simulação com a instalação de novas tubagens (PIPE-100). Estas foram dimensionadas considerando a viscosidade do fluido, o caudal de passagem e a queda de pressão ao longo do percurso, de modo a permitir a reutilização do resíduo atmosférico como fonte de calor proveniente dos permutadores E69s. Em seguida, foram instaladas novas tubagens (PIPE-101) para possibilitar o retorno aos permutadores E15s, onde o RAT se mistura com o fluxo residual que permaneceu no processo original.

Por fim, foi verificado se a pressão disponível seria suficiente para atravessar as tubagens existentes (PIPE-102) até aos tanques de armazenamento.

A simulação final encontra-se ilustrada na figura 3.7.

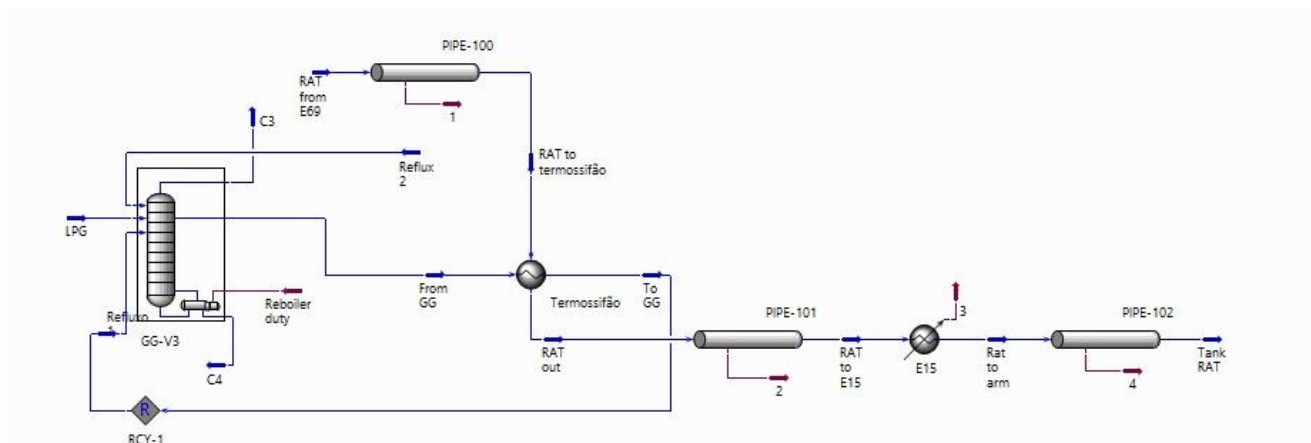


Figura 3.7 - Modelo de simulação da coluna GGV3 com um termossifão adicional

3.2.2 Simulação da coluna GGV3

A função objetivo é revaporizar o fluido do fundo da coluna no termossifão, utilizando o resíduo atmosférico como fonte de calor para aquecimento. Dessa forma, pretende-se reduzir a quantidade de fluido presente no revaporizador pré-existente, o que diminui o caudal de vapor necessário para o processo de revaporização.

A simulação foi conduzida variando o caudal de resíduo atmosférico fornecido ao termossifão, considerando a variabilidade do processo. Em *RAT mode*, o caudal disponível é superior, embora a uma temperatura mais baixa. Assim, o caudal de resíduo atmosférico foi variado em *RAT mode* para determinar o caudal de butano a vaporizar, de forma a alcançar uma pureza de 99% em ambos os produtos. Em seguida, no *VLS mode*, o caudal foi ajustado para atingir a mesma pureza nos produtos, mantendo constante o caudal de butano no termossifão. Dessa forma, o caudal a vaporizar no termossifão permanece constante, enquanto o caudal da fonte de calor varia conforme o estado do processo, maximizando o caudal possível de vaporização sem comprometer o fluxo no revaporizador pré-existente.

Na figura 3.8, são apresentadas as especificações da coluna GGV3. A corrente "From GG" é responsável por alimentar o termossifão com butano e tende a permanecer constante, independentemente do modo em que o processo se encontra (relacionado ao RAT). Esta corrente é ajustada manualmente, assegurando que a fração de composição "To TEE fração" – que representa o propano no destilado – se mantenha superior a 0,99, enquanto a fração "HOT C4 produto fração" – que representa o propano no resíduo – permaneça abaixo de 0,01.

Especificações	Unidade	Valor obtido	Simulação/Manual
Temperatura primeiro prato	°C	55,41	
Temperatura Reboiler	°C	113,20	
Temperatura sexto prato	°C	60,00	Valor Fixado Manualmente
to TEE fração		0,98	
HOT C4 produto fração		0,00010	
Reboiler caudal	ton/h	14,33	
From GG	ton/h	267,00	Valor Fixado Manualmente

Figura 3.8 - Especificações da coluna GGV3

3.2.3 Dimensionamento do termossifão vertical

A partir da simulação realizada e da determinação do caudal de alimentação do termossifão, tanto para o resíduo atmosférico quanto para o butano proveniente da coluna GGV3, verificou-se a necessidade de dimensionamento do equipamento adicional. Para tal, foi fundamental a obtenção de dados das correntes envolvidas por meio da simulação realizada no *PetroSIM*, incluindo:

- Calor transferido;
- Caudais mássicos;
- Variação logarítmica de temperatura;
- Calor específico;
- Condutividade térmica;
- Viscosidade;
- Densidade do RAT à entrada da *Shell* e do butano na entrada dos tubos do termossifão.

Foi realizado com um incremento de 10% por razões de margem segura.

Com base nesses dados, assumiu-se um valor para o coeficiente global de transferência de calor utilizando valores de referência. [46]

Assim, foi possível calcular a área de transferência de calor utilizando a equação:

$$Q = U \times A_0 \times \Delta T_{lmc} \quad (3.1)$$

Q: calor transferido W,

U: Coeficiente global de transferência de calor, W/m² °C,

A₀: Área de transferência de calor, m²,

ΔT_{lmc} , variação logarítmica de temperatura, °C.

Na sequência, foram adotados valores padrão para o diâmetro interno e externo dos tubos do termossifão, bem como para o seu comprimento. Os valores assumidos para as

dimensões dos tubos e para o coeficiente global de transferência de calor foram ajustados iterativamente ao longo do cálculo, de forma a garantir que o dimensionamento do equipamento fosse adequado tanto às condições reais das correntes quanto às restrições espaciais da instalação.

A área de um tubo foi calculada por meio da expressão:

$$A_{tubo} = d_i \times \pi \times l \quad (3.2)$$

A_{tubo} : Área de um tubo, m²

d_i : diâmetro interno do tubo, m

l : comprimento do tubo, m

Posteriormente, determinou-se o número de tubos necessários pela relação:

$$N^{º}tubos = \frac{A_0}{A_{tubo}} \quad (3.3)$$

Devido à mudança de fase ocorrida no termossifão, o fluido presente nos tubos (butano) apresenta diferentes densidades ao longo do equipamento. À entrada, o butano tem a mesma densidade da corrente à saída da coluna GGV3, conforme obtido na simulação *PetroSIM*. Considerando que aproximadamente 30% do fluido se vaporiza, a densidade na saída dos tubos foi calculada como:

$$d_s = d_e \times 0,7 + d_v \times 0,3 \quad (3.4)$$

d_s : densidade à saída do tubo, kg/m³

d_e : densidade à entrada do tubo, kg/m³

d_v : densidade no estado de vapor, kg/m³, obtida através da simulação.

A área reta total dos tubos foi determinada por:

$$A_{rt} = N^{º}tubos \times \frac{d_i^2 \times \pi}{4} \quad (3.5)$$

A_{rt} : Área reta total de tubos, m²

Com os dados obtidos no PetroSIM e em folhas de especificação, foram calculados diversos números adimensionais, incluindo o número de Prandtl:

$$Pr = \frac{c \times \mu}{\lambda} \quad (3.6)$$

c : calor específico, J / kg / °C

μ : viscosidade, kg / m / s

λ : condutividade térmica, W / m / °C

O número de Prandtl é um parâmetro adimensional que quantifica a relação entre a difusão de momento e a difusão térmica. Valores típicos deste número variam, por exemplo, de 5 a 50 para líquidos orgânicos leves.

Com o intuito de avaliar o regime do fluido, no presente caso, o butano, ao atravessar os tubos do termossifão, foi calculado o número de Reynolds, utilizando a seguinte equação:

$$Re_l = \frac{\rho_e \times v_l \times d_i}{\mu} \quad (3.7)$$

ρ_e : densidade à entrada do tubo, kg / m³

μ : viscosidade, kg / m / s

v_l : velocidade do líquido, m/s

A velocidade do líquido nos tubos é obtida pela seguinte expressão:

$$v_l = \frac{\varphi_m}{\rho_e} \quad (3.8)$$

φ_m : fluxo de massa superficial, kg/m²/s

Onde φ_m é dado por:

$$\varphi_m = \frac{\dot{m} \times 0,7}{A_{rt}} \quad (3.9)$$

$\dot{m}$: caudal mássico, kg/s

É considerado 70% do caudal mássico do butano, uma vez que essa é a porção que permanece no estado líquido nos tubos do termossifão.

A partir do número de *Reynolds*, a partir de dados tabelados na literatura foi determinado o valor para o coeficiente de transferência de calor adimensional no lado dos tubos, *jh*. [Coulson]

A partir dos números adimensionais calculados, foi possível determinar o número de *Nusselt*, dado por:

$$Nu = Re_l \times jh \times Pr^{0,33} \quad (3.10)$$

Este número representa a razão entre a transferência de calor por convecção e a transferência de calor por condução. Quanto maior for o valor, mais eficiente será a transferência de calor por convecção, o que corresponde a um regime turbulento [62].

Para calcular o coeficiente de calor por convecção do lado do tubo, h_t , utilizou-se a seguinte fórmula:

$$h_t = \frac{Nu \times \lambda}{d_i} \quad (3.11)$$

h_t : coeficiente de calor do lado do tubo, W / (m² °C)

Quanto ao lado da *Shell* do termossifão, o seu diâmetro foi calculado pela seguinte expressão:

$$Ds = Db + Clearance \quad (3.12)$$

Ds: Diâmetro da Shell, mm

Db: Diâmetro da Bundle, mm

O diâmetro da *Bundle* refere-se ao diâmetro total do conjunto de tubos do equipamento, enquanto o *Clearance* representa o espaço livre entre os componentes internos da *Shell*, o qual afeta diretamente o fluxo do fluido e, por conseguinte, a eficiência da troca térmica.

Para o cálculo do diâmetro da *Bundle*, utilizou-se a expressão:

$$Db = d_{ex} \times \left(\frac{N^{\circ} tubos}{K1} \right)^{n1} \quad (3.13)$$

d_{ex} : diâmetro externo, m

Sendo que K1 e n1 são parâmetros relacionados ao número de passagens do fluido na *Shell* e à disposição geométrica dos tubos (podendo ser quadrangular ou triangular).

Com o objetivo de calcular a velocidade no fluido na *Shell*, a área superficial foi obtida através da seguinte equação:

$$A_s = \frac{(Pitch - d_{ex}) \times Ds \times Baffle\ spacing}{Pitch} \quad (3.14)$$

As: Área superficial, m²

O *Pitch* é a distância entre os centros de dois tubos adjacentes, e o *Baffle spacing* é a distância entre duas placas internas que orientam o fluxo dentro do equipamento, melhorando a eficiência térmica [46].

Através da área superficial, pode calcular-se a velocidade do resíduo atmosférico, utilizando a equação:

$$v = \frac{\text{Caudal Volumétrico}}{A_s} \quad (3.15)$$

V: velocidade, m/s

Caudal volumétrico em m³/s

Após o cálculo dos números adimensionais, Re e Pr, através das equações 3.6 e 3.7, obteve-se o valor de j_h [46].

No caso do lado do corpo, o número de Reynolds, é calculado utilizando o diâmetro equivalente, dado por:

$$D_e = \frac{1,1}{d_{ex}} \times (Pitch^2 - 0,917 \times d_{ex}^2) \quad (3.16)$$

D_e : diâmetro equivalente do lado do corpo, mm

Em seguida, o número de *Nusselt* e o coeficiente de calor por convecção no lado do corpo, h_s , foram calculados utilizando as equações 3.10 e 3.11, respetivamente.

Por fim, para determinar o coeficiente global de transferência de calor verdadeiro, U, utilizou-se a seguinte expressão:

$$\frac{1}{U} = \left(\frac{1}{ht} + \text{Fouling} \right) \times \frac{d_{ex}}{d_i} + \left(d_{ex} \times \frac{\ln\left(\frac{d_{ex}}{d_i}\right)}{2 \times 54} + \frac{1}{h_s} + \text{Fouling shell} \right) \quad (3.17)$$

h_s : coeficiente de calor por convecção no lado do corpo, W / (m² °C).

Fouling: Dados Standard para o butano e resíduo atmosférico nas condições presentes, valores em m²K/W[63].

Perda de carga do lado do corpo

Para calcular a perda de carga do lado corpo, utilizou-se a equação:

Através do número de Reynolds e de valores tabelados, com correlação com este número, retirou-se o fator de atrito, j_f e calculou-se a perda de carga no lado do corpo através da seguinte expressão:[46]

$$\Delta P_s = \frac{1}{2} \left(8 \times j_f \times \frac{l}{\text{Baffle spacing}} \times \frac{D_s}{D_e} \times \rho \times \frac{v^2}{2} \right) \quad (3.18)$$

j_f : fator de atrito, obtido através From Figure 12.30 dependendo do valor do número de Reynolds

A equação utilizada considera a perda de carga como 50% do valor calculado com o fluxo de entrada, utilizando a densidade do resíduo atmosférico na entrada do termossifão [46].

Perda de carga do lado dos tubos

Por fim, a perda de carga total no lado dos tubos foi calculada conforme as equações 3.19, 3.20 e 3.21:

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{estatística} + \Delta P_{carga} \quad (3.19)$$

ΔP_{total} : perda de carga total no lado dos tubos, N/m²

Para o cálculo de ΔP_{carga} , utilizou-se a seguinte equação:

$$\Delta P_{carga} = n^{\circ} \text{ de passagens} \times \left(8 \times j_f \times \frac{l}{di} \times \rho \times \frac{v^2}{2} \right) \quad (3.20)$$

ΔP_{carga} : perda de carga no lado dos tubos, N/m²

Neste cálculo, considerou-se o fluido de passagem, tanto à entrada quanto à saída do termosifão. Foi levada em conta a mudança de fase do fluido, utilizando a média das densidades e das velocidades ao longo do equipamento.

O cálculo da perda de carga estatística foi realizado pela seguinte equação:

$$\Delta P_{estatística} = g \times \frac{l}{\left(\frac{1}{\rho_{saída}} - \frac{1}{\rho_{entrada}} \right)} \times \ln \left(\frac{1}{\rho_{saída}} - \frac{1}{\rho_{entrada}} \right) \quad (3.21)$$

$\Delta P_{estatística}$: perda de carga estatística, N/m²

Nesta equação, assumiu-se que a variação da densidade ao longo dos tubos ocorre de forma linear, desde a base até ao topo do equipamento.

3.2.4 Perda de carga tubagens

Para o cálculo da perda de carga ao longo da linha de tubulação, foram considerados diâmetros padronizados variando desde 6 a 12 polegadas.

No processo, torna-se necessária a implementação de tubulações para o transporte do resíduo atmosférico desde os permutadores E15s até à coluna GGV3 e seu retorno.

Além disso, deve-se levar em conta a perda de carga no termosifão e a verificação da pressão disponível para garantir que o fluido alcance os tanques de armazenamento sem a necessidade de bombas adicionais, evitando a acumulação de material devido à elevada viscosidade do fluido.

Para a análise do escoamento ao longo da tubulação, considerando os diferentes diâmetros e a vazão do resíduo atmosférico (RAT), a velocidade do fluido foi calculada utilizando a seguinte equação:

$$v_{\text{tubagem}} = \frac{\text{Caudal volumétrico}}{\pi \times \left(\frac{d_{\text{tubagem}}}{2}\right)^2} \quad (3.22)$$

v_{tubagem} : velocidade do fluido ao longo da tubagem, m/s

Caudal volumétrico: m³/s

d_{tubagem} : diâmetro da tubagem, m

Com o objetivo de minimizar a formação de incrustações e deposição de fluido ao longo da tubulação, devido à alta viscosidade do resíduo atmosférico, determinou-se o regime de escoamento por meio do cálculo do número de Reynolds, conforme a equação apropriada.

Para a estimativa da perda de carga, utilizou-se o diagrama de Moody, figura 3.9 com base na seguinte equação:

$$\Delta P_f = 8 \times f \times \frac{\text{Lequivalente}}{d_{\text{tubagem}}} \times \frac{\rho \times v_{\text{tubagem}}^2}{2} \quad (3.23)$$

ΔP_f : perda de carga ao longo da tubagem, N/m²

f : fator de atrito

Lequivalente: comprimento da tubagem, m

ρ : densidade do fluido, kg/m³

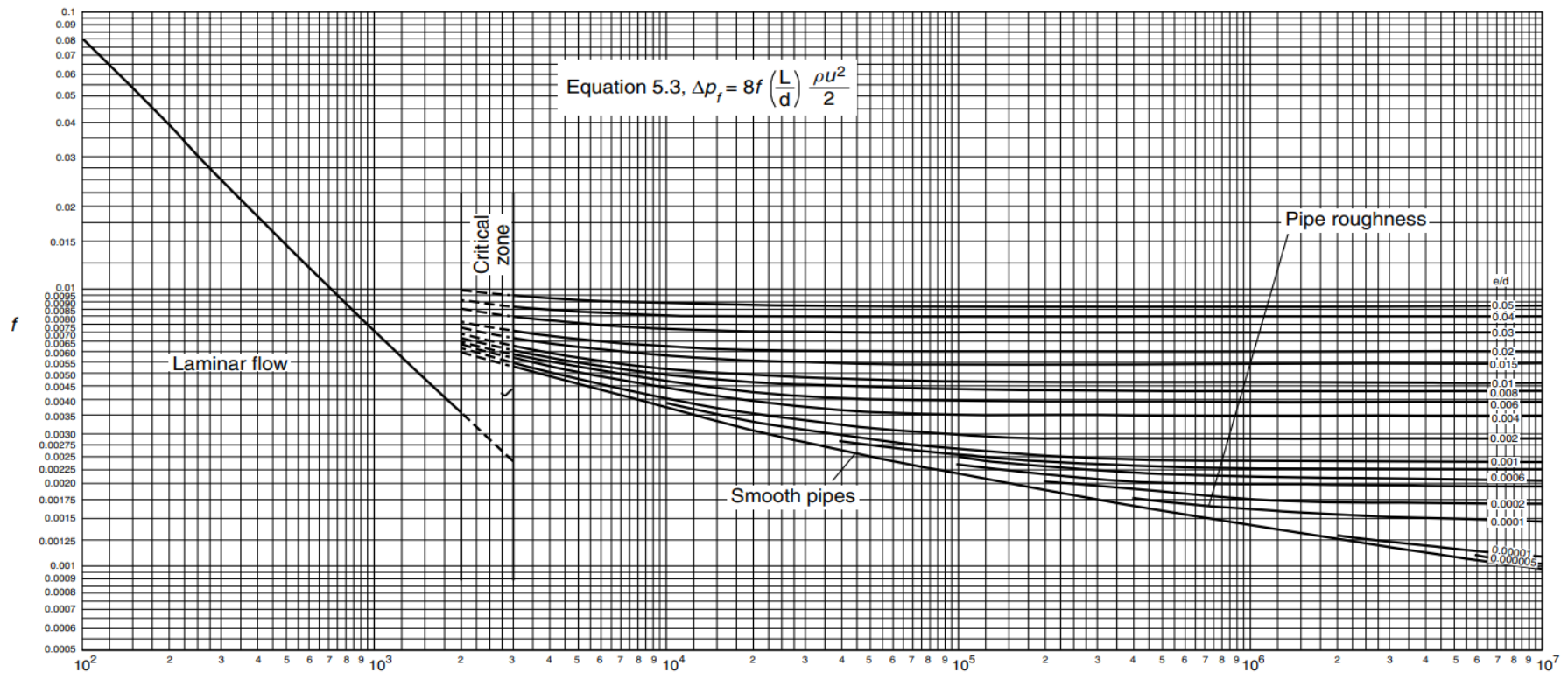


Figura 3.9 - Diagrama de Moody[46]

A determinação do fator de atrito foi realizada por meio do diagrama de Moody, considerando o número de Reynolds do fluido e a rugosidade relativa da tubulação, dada por:

$$e = \frac{\text{rugosidade absoluta}}{d_{\text{tubagem}}} \quad (3.24)$$

rugosidade absoluta: valor standard para tubos de aço comercial, mm.

Diâmetro da tubagem, mm.

Considerando a infraestrutura existente e os suportes de tubulação na planta industrial, foi estabelecido um trajeto para o transporte do fluido, conforme ilustrado na Figura 3.10.

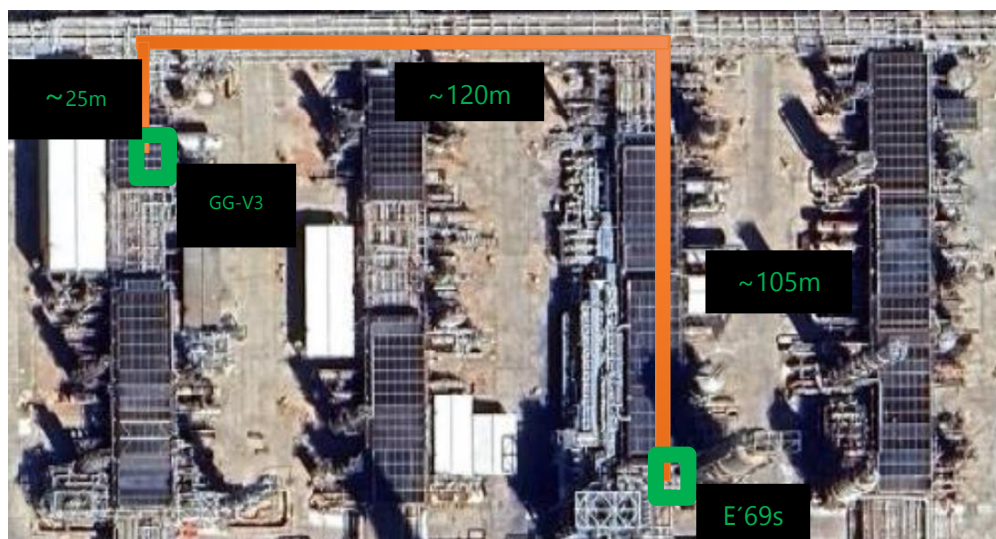


Figura 3.10 - Percurso percorrido pelo resíduo atmosférico

Ao longo do percurso, verificou-se a necessidade de incluir cinco cotovelos, uma válvula globo para a união dos fluxos provenientes dos diferentes ramais e seis *gate* válvulas para controle da entrada e saída do fluido nos equipamentos. Os acessórios apresentam um diâmetro equivalente, cujos valores foram obtidos na literatura [46]. Assim, o comprimento equivalente da tubulação foi determinado pela seguinte expressão:

$$L_{\text{equivalente}} = D_{\text{equivalente}} \times d_{\text{tubagem}} + L_{\text{percurso}} \times 1,15 \quad (3.25)$$

$D_{\text{equivalente}}$: valor standard dependendo dos acessórios, m.

d_{tubagem} : Diâmetro da tubagem, m.

L_{percurso} : representa a distância percorrida pelo fluido, estimada em 500 metros, com um acréscimo de 15% para sobredimensionamento.

Tendo em vista a variabilidade do caudal do resíduo atmosférico em função do modo de operação do RAT, foram realizados diversos testes para diferentes diâmetros de tubulação. A perda de carga total foi calculada ao longo do trajeto, garantindo conformidade com as especificações estabelecidas pela GALP.

A escolha do diâmetro ideal da tubulação considerou, além da minimização da perda de carga, a necessidade de assegurar que o resíduo atmosférico, após percorrer o trajeto adicional, ainda possuísse pressão suficiente para atravessar novamente os permutadores E15s. Posteriormente, o fluido deveria escoar por uma tubagem já existente, com aproximadamente 1000 metros de extensão e 18 polegadas de diâmetro, até atingir os tanques de armazenamento, expressa na figura 3.11.



Figura 3.11 - Tubagem existente na refinaria para armazenagem do resíduo atmosférico

Ao reentrar nos permutadores E15s, o resíduo atmosférico se une ao fluxo da linha principal. Dessa forma, os cálculos foram ajustados para considerar o caudal total do sistema, assegurando a viabilidade do escoamento ao longo de todo o trajeto.

3.3 Simulação Bomba de Calor

Com o objetivo de reduzir o consumo de vapor no processo e diminuir as emissões de CO_2 na Refinaria de Sines, foi identificada uma oportunidade para reaproveitamento de correntes quentes, com a finalidade de produzir vapor a 3,5 barg e 220°C . Conforme apresentado no estado da arte relativo às bombas de calor, é possível reutilizar calor residual para aquecer água até aproximadamente 120°C . No entanto, para alcançar as pressões e temperaturas desejadas, será necessária a introdução de um recompressor de vapor.

Essa solução pode ser implementada através do aquecimento da água de alimentação de caldeiras ("boiler feed water"), realizando uma mudança de fase seguida de compressão subsequente, permitindo assim a produção de vapor nas condições especificadas. Para o uso de uma bomba de calor, foi necessária a avaliação de fontes de calor adequadas, considerando a utilização de água temperada disponível e resíduo atmosférico como opções viáveis.

Dessa forma, uma solução para melhorar a eficiência energética consiste na utilização do calor residual, através da implementação de uma bomba de calor.

A melhoria da eficiência energética fundamenta-se na implementação de uma bomba de calor para a recuperação e utilização do calor residual. O estudo envolveu a análise do processo termodinâmico da bomba de calor, das fontes de calor potenciais e dos fluidos refrigerantes. A possibilidade de utilização de água temperada e do resíduo atmosférico foi avaliada. Em relação aos fluidos refrigerantes, testaram-se água, isobutano e n-butano, devido às suas características de baixo potencial de aquecimento global (GWP), segurança operacional e alto desempenho em sistemas industriais de bombas de calor, garantindo elevada eficiência energética [64].

Baseando-se nos dados fornecidos pela Galp e na literatura técnica disponível, cada compressor utilizado na bomba de calor apresenta um fator de compressão máximo de 3, calculado através da seguinte expressão:

$$Fator\ de\ Compressão = \left(\frac{Pressão\ final}{Pressão\ inicial} \right)^{\left(\frac{1}{n} \right)} \quad (3.26)$$

n corresponde ao número de estágios de compressão.

A pressão final e a pressão inicial foram determinadas por meio do simulador PetroSIM, com o objetivo de garantir que o fluido refrigerante na bomba de calor alcance as temperaturas previamente estabelecidas.

Por questões de segurança, durante a compressão do fluido refrigerante, a elevação da sua temperatura exige um sistema de arrefecimento, garantindo um diferencial de no mínimo 20°C acima do ponto de orvalho. Essa medida assegura condições operacionais adequadas, tanto para preservar o equipamento quanto para a eficiência do processo.[65]

O resíduo atmosférico dos permutadores E69's foi identificado como uma fonte de calor eficiente, devido ao alto conteúdo energético do fluido. Ele seria utilizado diretamente em um tanque de armazenamento, enquanto o processo de evaporação ocorre em um trocador de calor (evaporador). Neste estágio, o fluido refrigerante é aquecido até pelo menos 20°C acima do ponto de orvalho. Outra fonte de calor avaliada foi a água temperada, cuja temperatura inicial disponível é inferior. Ainda assim, sua viabilidade foi considerada em combinação com os diferentes fluidos refrigerantes.

Para avaliar o desempenho dos refrigerantes, foi utilizado o diagrama de Mollier. Os processos de compressão são idealmente isentrópicos, seguindo as linhas diagonais no diagrama. Essa característica assegura eficiência máxima, minimizando perdas termodinâmicas.

Cada compressor é projetado para operar com um fator de compressão de 2, e o número total de compressores é determinado pela pressão final requerida no condensador.

O sistema global da bomba de calor segue o esquema mostrado na figura 3.12 e 3.13, destacando os processos de transferência térmica a partir de diferentes fontes de calor.

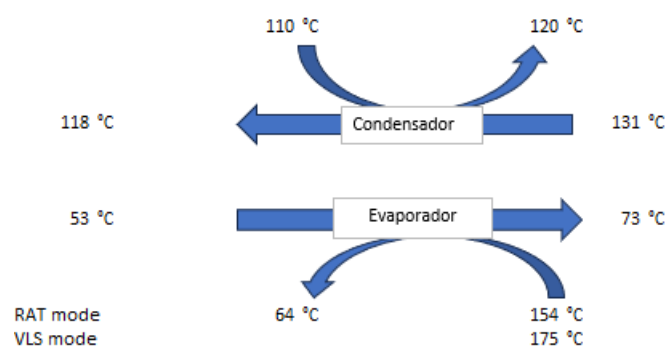


Figura 3.12 - Transferência térmica no sistema de bomba de calor utilizando resíduo atmosférico como fonte de calor

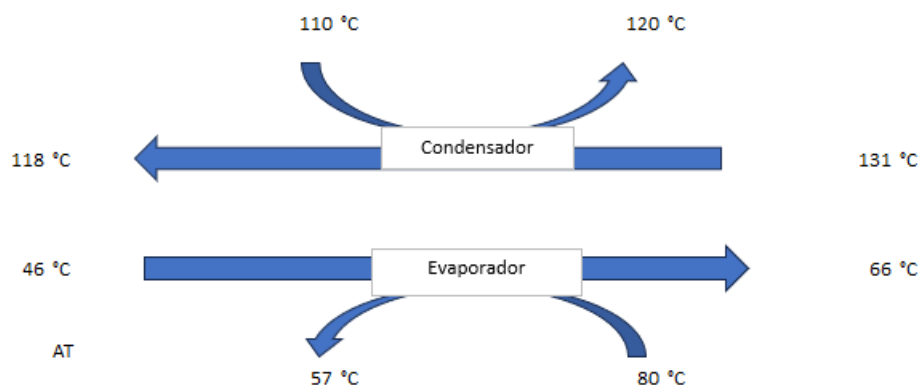


Figura 3.13 - Transferência térmica no sistema de bomba de calor utilizando água temperada como fonte de calor

A análise incluiu diferentes configurações de fontes de calor.

A utilização de água como refrigerante em bombas de calor é analisada no contexto de seu comportamento termodinâmico, conforme representado no diagrama de Mollier (Figura 3.14). O ciclo da água é descrito em detalhes, abrangendo todos os processos de compressão, *intercoolers*, condensação e reinício do ciclo.

3.3.1 Fonte de calor – Água Temperada

Nesta secção é possível verificar nas figuras 3.14, 3.15 e 3.16, o diagrama de Mollier para os seguintes fluidos refrigerantes, água, isobutano e nbutano, utilizando água temperada como fonte de calor. Diagramas construídos com base nos dados de pressão exigidos e fator de compressão estabelecido para cada estágio que servem como apoio para a execução da simulação em PetroSIM.

Na figura 3.14 é possível verificar o diagrama de Mollier utilizando água como fluido refrigerante e água como fonte de calor.

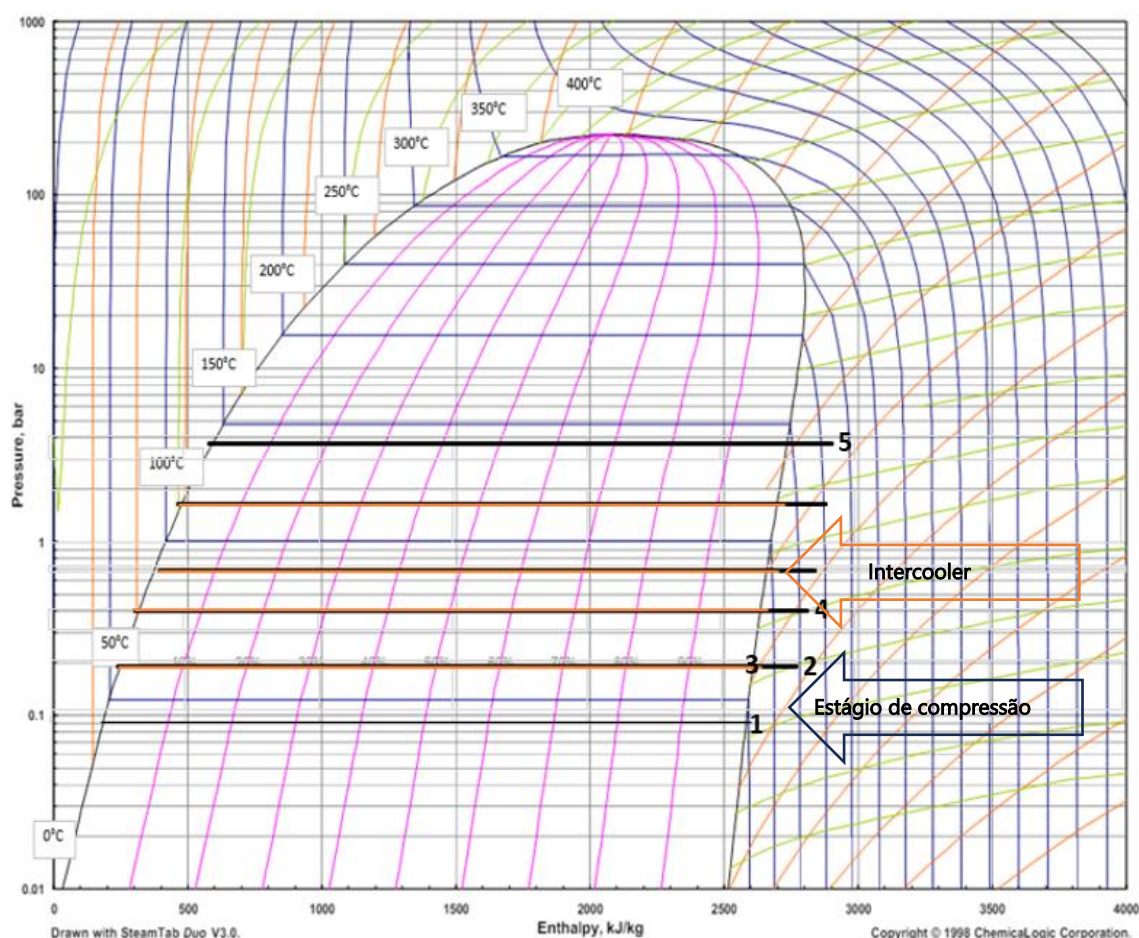


Figura 3.14 - Diagrama de Mollier de água como fluido refrigerante, utilizando água temperada como fonte de calor [75].

1. Evaporador (Ponto 1):

- A água após evaporar ainda é aquecida até 20°C acima do ponto de saturação para evitar condensação prematura que poderia causar danos aos equipamentos. Este ponto situa-se na região de vapor superaquecido no diagrama de Mollier.

- b. O processo inicia-se com a absorção de calor da fonte térmica (por exemplo, resíduo atmosférico ou água temperada). O aumento de temperatura posiciona o fluido na curva inicial do ciclo, pronto para ser comprimido.

2. Primeiro Estágio de Compressão (Ponto 2):

- a. O fluido refrigerante é comprimido de forma isentrópica, ou seja, sem variação de entropia, como indicado pelas linhas laranja na diagonal no diagrama. Este processo eleva a pressão e a temperatura, aproximando o fluido de condições adequadas para a transferência de calor no condensador.

3. Intercoolers e Estágios Adicionais de Compressão (Pontos 3 e 4):

- a. Após a primeira compressão, o fluido é resfriado em intercoolers para reduzir o trabalho do compressor nos estágios subsequentes. Este arrefecimento é representado pelas linhas laranja horizontais, que indicam a redução da entalpia do fluido refrigerante enquanto mantém a pressão constante.
- b. Cada estágio adicional de compressão utiliza compressores com um fator de compressão de 2, operando de forma progressiva até atingir as condições necessárias. Para atingir a pressão requerida no ciclo, 5 compressores são utilizados.

4. Condensador (Ponto 5):

- a. O processo de compressão termina no ponto 5, onde o fluido refrigerante atinge as condições necessárias para transferir energia ao produzir vapor. Este processo ocorre no condensador, onde o fluido libera calor e retorna ao estado líquido. No diagrama, o ponto 5 está localizado próximo à curva de vapor saturado, completando o ciclo.

Interpretação das Linhas no Diagrama

Linhas Pretas: Representam os estados do fluido refrigerante após cada estágio de compressão. Elas indicam o aumento de pressão e temperatura ao longo do ciclo.

Linhas Laranja Horizontais: Refletem o resfriamento nos *intercoolers*, mantendo a pressão constante enquanto reduz a entalpia do fluido.

Linhas Laranja na Diagonal: Indicam os processos de compressão isentrópica, nos quais a entropia do fluido permanece constante.

Na figura 3.15 é possível verificar o diagrama de Mollier utilizando isobutano como fluido refrigerante e água como fonte de calor.

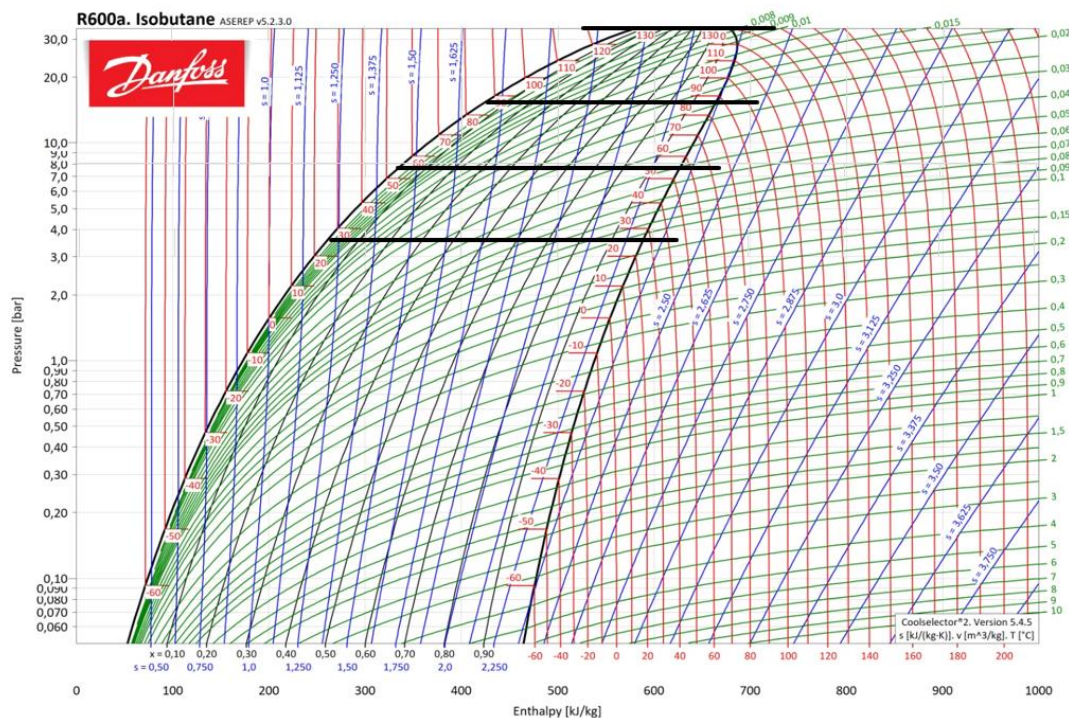


Figura 3.15 - Diagrama de Mollier de isobutano como fluido refrigerante, utilizando água temperada como fonte de calor [75]

No ciclo termodinâmico, o fluido começa ligeiramente acima da temperatura de saturação no evaporador, garantindo um estado de vapor superaquecido que evita a formação de condensados indesejados e possíveis danos aos componentes do sistema. Durante esse processo, o isobutano absorve calor da fonte térmica disponível, como água temperada ou resíduo atmosférico, elevando a sua entalpia. Em seguida, o fluido é comprimido de forma isentrópica, ou seja, sem alteração de entropia, o que é representado no diagrama pelas linhas diagonais que conectam os estados de baixa e alta pressão.

Diferentemente do caso anterior, o isobutano não requer *intercoolers* entre os estágios de compressão. Isso ocorre porque o aumento de temperatura entre os estágios é moderado, permanecendo ligeiramente acima do ponto de orvalho. O fator de compressão em cada estágio é de 2,17, e, nesse ciclo, utilizam-se três compressores para atingir a pressão necessária no condensador.

O ciclo também opera próximo ao ponto crítico do fluido, o que apresenta vantagens devido à alta densidade e à grande capacidade térmica específica do isobutano nesta condição. Essa característica permite uma transferência de calor eficiente, mas exige controle rigoroso das

condições operacionais, pois pequenas variações de pressão ou temperatura podem causar mudanças significativas nas propriedades do fluido e aumentar o risco de falhas mecânicas no condensador ou em outros componentes [66].

Na figura 3.16 é possível verificar o diagrama de Mollier utilizando n-butano como fluido refrigerante e água como fonte de calor.

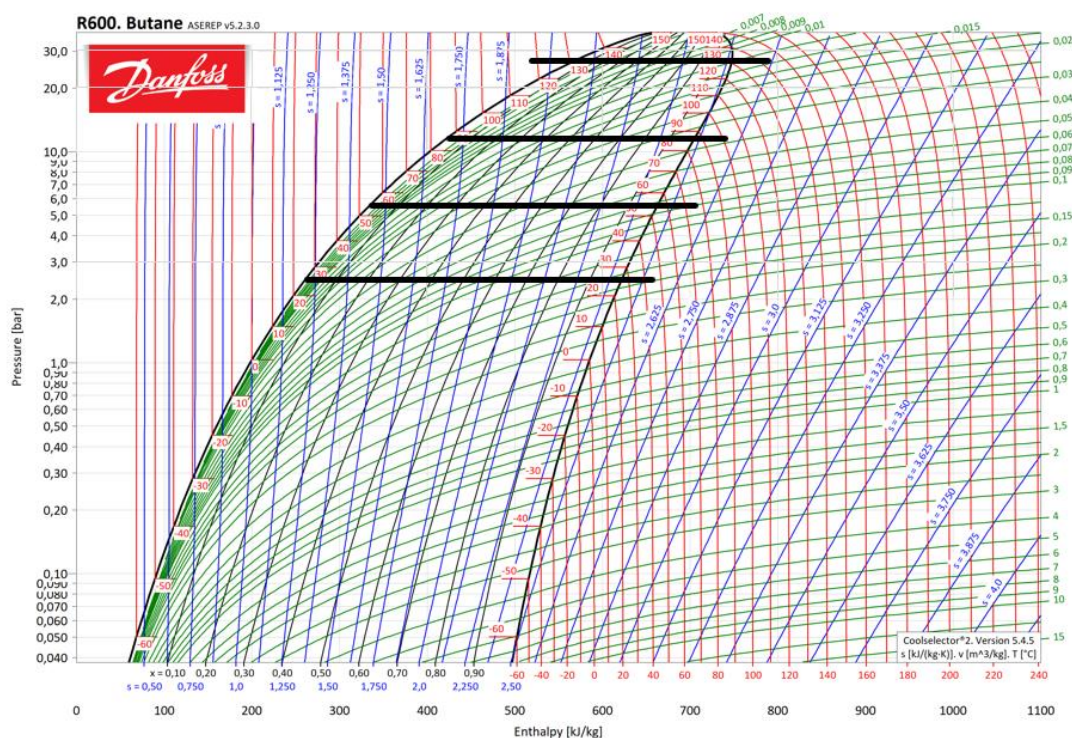


Figura 3.16 - Diagrama de Mollier de n-butano como fluido refrigerante, utilizando água temperada como fonte de calor [75]

Em cada estágio de compressão, o fator de compressão observado é de aproximadamente 2,20, sendo necessários 3 compressores para alcançar as condições de operação desejadas no condensador.

Como o isobutano, o n-butano apresenta um leve aumento de temperatura durante os estágios de compressão, permanecendo dentro de faixas aceitáveis, tornando desnecessária a implementação de *intercoolers*.

3.3.2 Fonte de calor – Resíduo Atmosférico

Nesta secção é possível verificar nas figuras 3.17, 3.18 e 3.19, o diagrama de Mollier para os seguintes fluidos refrigerantes, água, isobutano e nbutano, utilizando resíduo atmosférico como fonte de calor. Diagramas construídos com base nos dados de pressão exigidos e fator de compressão estabelecido para cada estágio que servem como apoio para a execução da simulação em PetroSIM.

Na figura 3.17 é possível verificar o diagrama de Mollier utilizando água como fluido refrigerante e resíduo atmosférico como fonte de calor.

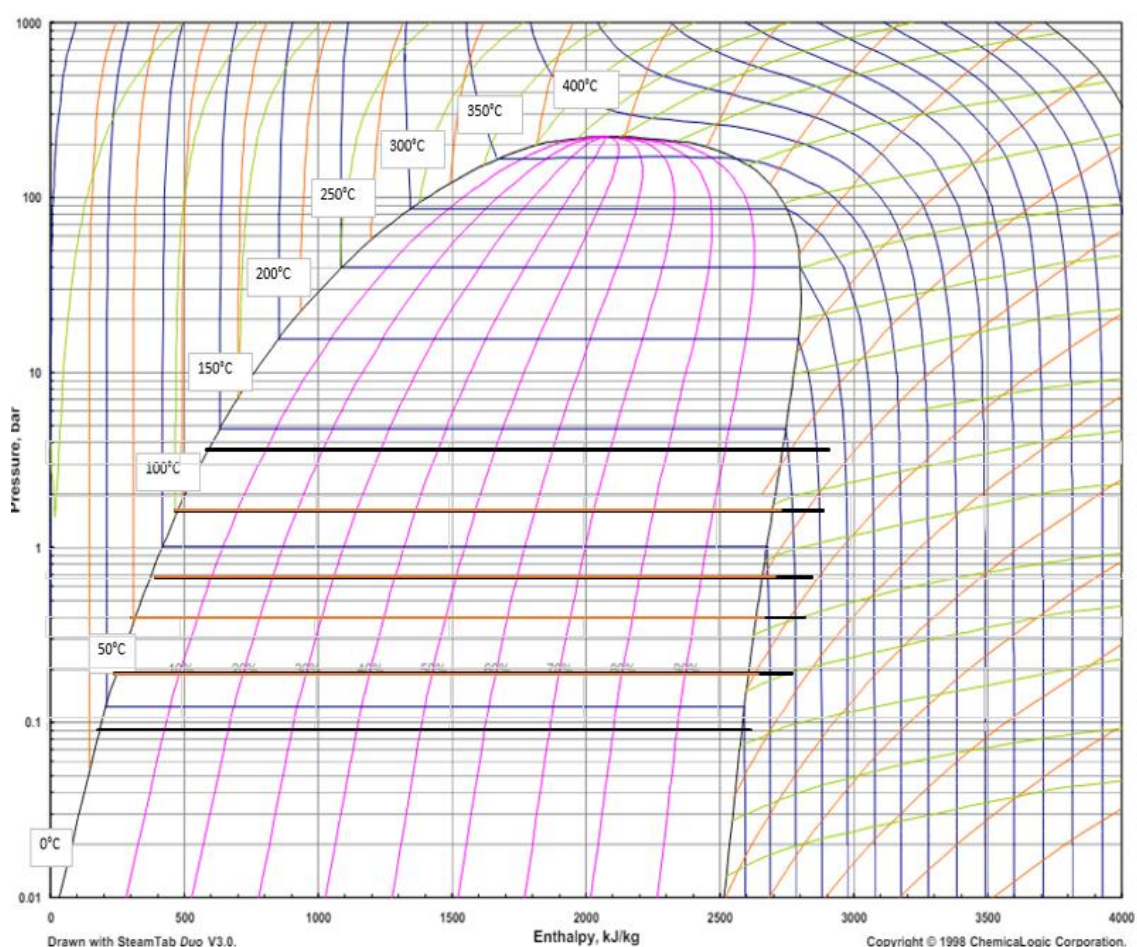


Figura 3.17 - Diagrama de Mollier de água como fluido refrigerante, utilizando resíduo atmosférico como fonte de calor [75]

O ciclo utiliza múltiplos estágios de compressão, cada um com um fator de compressão de 2, e, neste caso, são necessários 5 compressores para atingir as condições de operação desejadas no condensador. Entre os estágios de compressão, *intercoolers* são utilizados para arrefecer o fluido.

Na figura 3.18 é possível verificar o diagrama de Mollier utilizando isobutano como fluido refrigerante e resíduo atmosférico como fonte de calor.

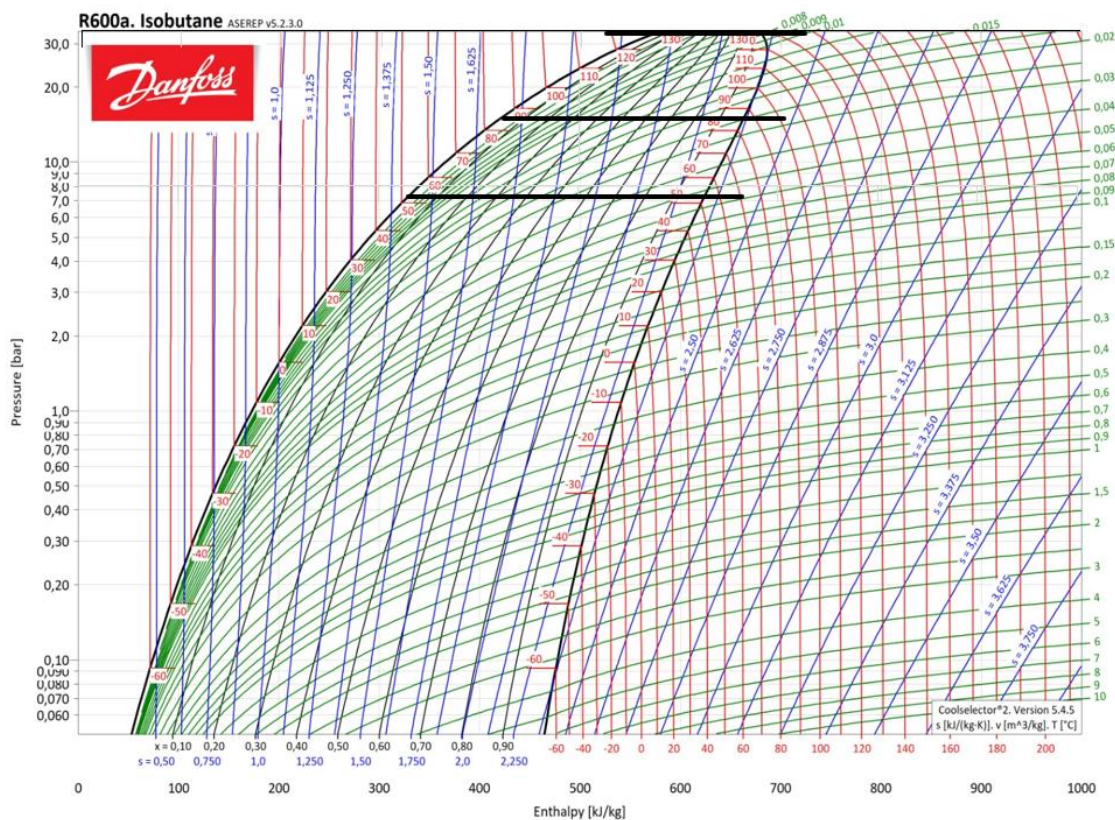


Figura 3.18 - Diagrama de Mollier de isobutano como fluido refrigerante, utilizando resíduo atmosférico como fonte de calor [75]

Em cada estágio de compressão, o fator de compressão é de aproximadamente 2,16, utilizando-se 2 compressores para alcançar a pressão necessária no condensador.

Na figura 3.19 é possível verificar o diagrama de Mollier utilizando isobutano como fluido refrigerante e resíduo atmosférico como fonte de calor.

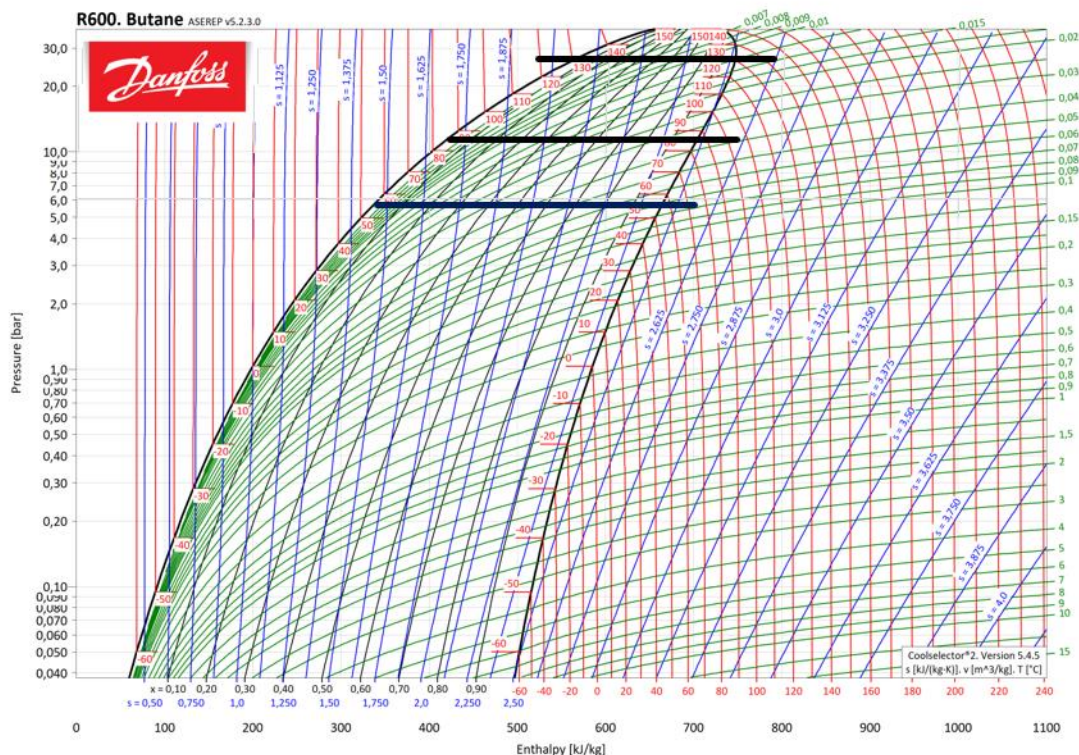


Figura 3.19 - Diagrama de Mollier de n-butano como fluido refrigerante, utilizando resíduo atmosférico como fonte de calor [75]

Em cada estágio de compressão, o fator de compressão é de aproximadamente 2,16, utilizando-se 2 compressores para alcançar a pressão necessária no condensador [75].

3.4 Elaboração da simulação PetroSIM

Com o conhecimento prévio do caudal disponível nos processos de resíduo atmosférico e água temperada, bem como das suas respectivas temperaturas e pressões, procedeu-se à criação da simulação no software PetroSIM. O objetivo principal foi identificar a fonte de calor mais adequada e o fluido refrigerante mais eficiente para o processo de produção de vapor a 3,5 barg.

Inicialmente, desenvolveu-se uma simulação da bomba de calor, incluindo componentes essenciais como o evaporador, o condensador, uma válvula expansora e um compressor. Este modelo foi projetado com o objetivo de ser calibrado e validado, comparando os resultados obtidos na simulação com dados reais de operação. Uma vez validado o modelo, foram

integrados vários cenários de simulação para avaliar diferentes fontes de calor e fluidos refrigerantes, permitindo determinar a bomba de calor com o melhor desempenho, expresso pelo Coeficiente de Performance (COP), dado pela seguinte equação [20]:

$$COP = \frac{Q}{W} = \frac{\text{Calor térmica fornecida no condensador}}{\text{Energia elétrica consumida}} \quad (3.27)$$

O resultado esperado era maximizar a produção de vapor ao mesmo tempo em que se minimizava o custo energético.

Na figura 3.20 mostra a simulação realizada em PetroSIM onde a água temperada foi usada como fonte de calor e a água como fluido refrigerante.

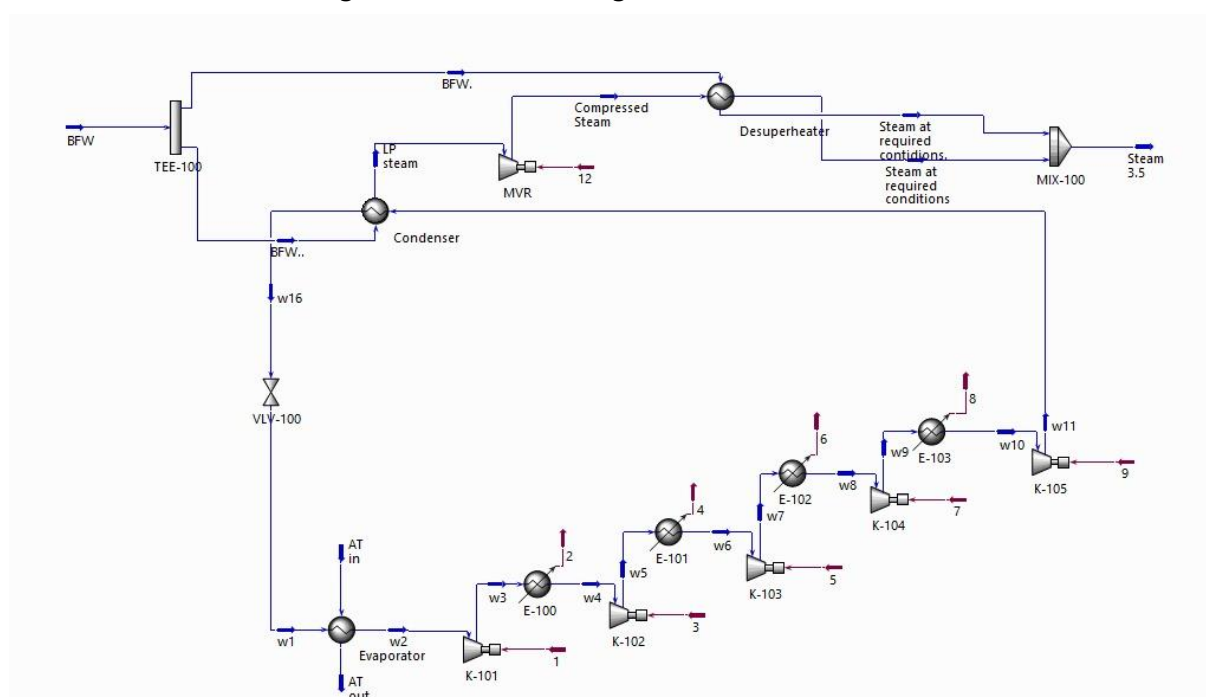


Figura 3.20 - Esquema de bomba de calor e recompressor, utilizando água como fluido refrigerante e água temperada como fonte de calor

A fonte de calor alimenta o evaporador juntamente com o fluido refrigerante, que, ao mudar de fase, prossegue para um estágio de compressão. Este estágio depende das propriedades do fluido refrigerante, analisadas com base nos diagramas de Mollier. Após atingir as pressões e temperaturas desejadas, o fluido refrigerante é direcionado para o condensador, onde transfere calor para o sistema de produção de vapor, regressando ao estado líquido. Posteriormente, o fluido passa por uma válvula expansora, que reduz a sua pressão e temperatura, transformando-o em uma mistura bifásica. Este então reentra no evaporador, encerrando o ciclo.

Uma característica das bombas de calor disponíveis atualmente é a sua capacidade limitada de produção de vapor a um máximo de 120°C. Para superar esta restrição tecnológica e alcançar as pressões e temperaturas exigidas (3,5 barg e até 220°C), foi integrado ao sistema um compressor mecânico. Este equipamento eleva a temperatura do vapor para valores superiores aos necessários, sendo posteriormente ajustada através de um *desuperheater* que utiliza a própria boiler feed water como fluido de arrefecimento. Este processo não só otimiza a eficiência energética, como também viabiliza a produção de vapor em condições específicas, como 220°C, 200°C e 180°C.

Foi também analisada a possibilidade de otimizar o ciclo térmico através da adição de separadores bifásicos após a válvula expansora. Este teste foi realizado para avaliar o impacto na eficiência da bomba de calor, tanto a nível de segurança dos equipamentos quanto de economia energética. A separação da fase de vapor do fluido refrigerante permitiu reintroduzir apenas a fase de vapor diretamente no evaporador ou após o primeiro estágio de compressão, dependendo do cenário avaliado.

Exemplo de resíduo atmosférico como fonte de calor, n-butano como fluido refrigerante, e foi integrado um separador (designado V-100) após a válvula expansora (VLV-100), figura 3.21.

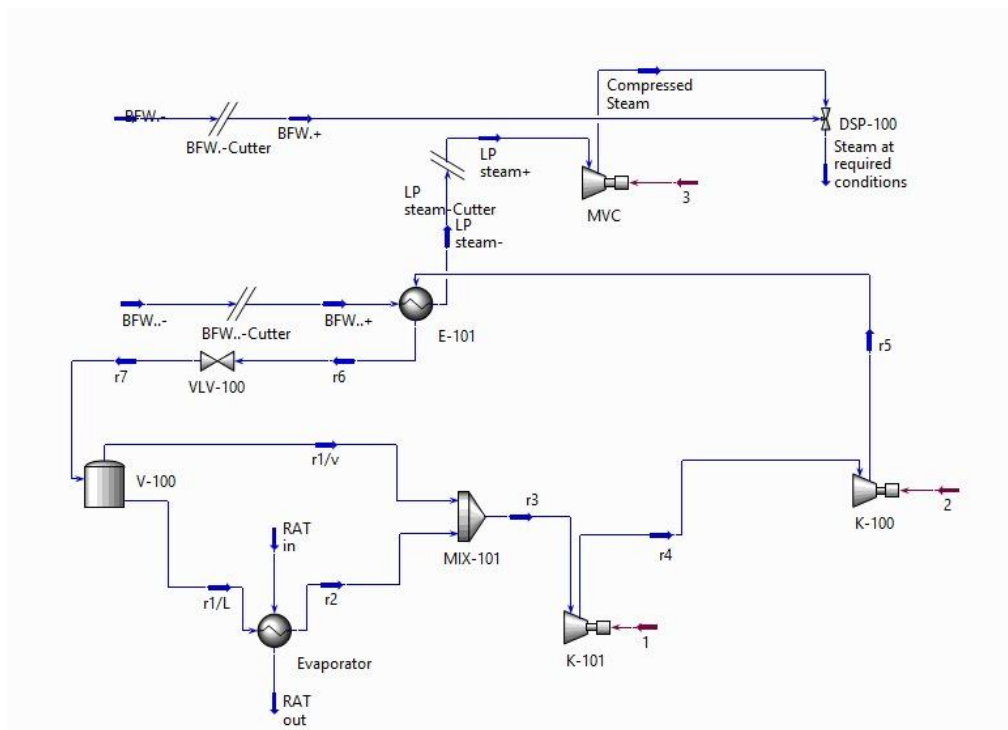


Figura 3.21 - Esquema de bomba de calor, recompressor e separador de fases, utilizando n-butano como fluido refrigerante e RAT como fonte de calor

Um segundo teste foi realizado integrando o separador (V-100) após a válvula expansiva e direcionando a fase gasosa diretamente para o sistema após o primeiro estágio de compressão. Neste caso, a válvula expansiva reduz a pressão para o mesmo nível da pressão obtida após o primeiro estágio de compressão, figura 3.22.

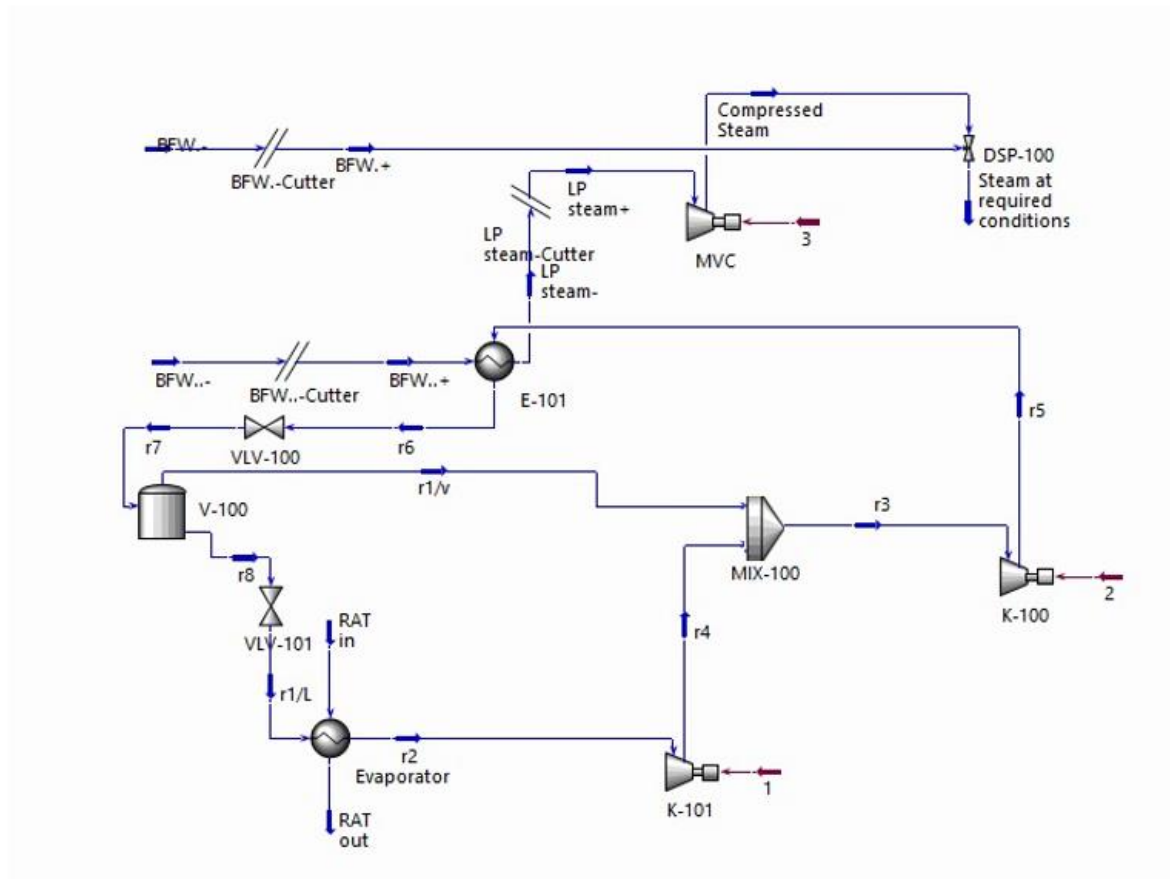


Figura 3.22 - Esquema de bomba de calor, recompressor, separador de fases e duas válvulas expansoras, utilizando n-butano como fluido refrigerante e RAT como fonte de calor

Um terceiro cenário avaliou a adição de dois separadores. O primeiro separador foi colocado após a primeira válvula expansiva para direcionar a parte gasosa ao primeiro estágio de compressão, enquanto o segundo separador foi instalado após uma segunda válvula expansiva. Neste último caso, o separador foi utilizado para distinguir as fases líquida e de vapor antes da entrada no evaporador, figura 3.23.

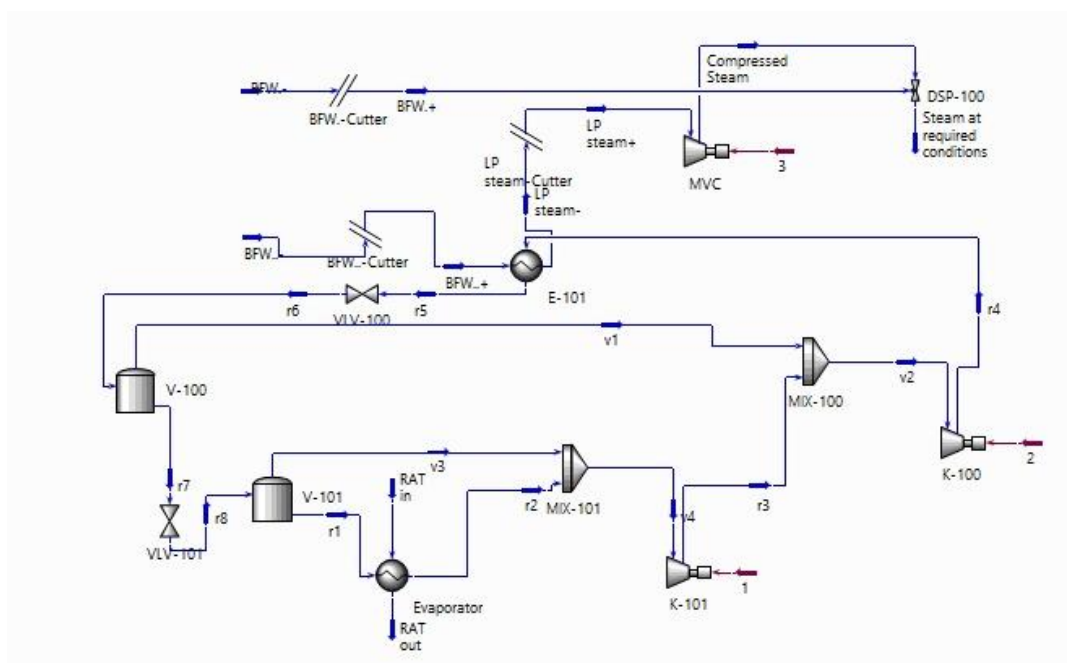


Figura 3.23 - Esquema de bomba de calor, recompressor, e dois separadores de fases, utilizando n-butano como fluido refrigerante e RAT como fonte de calor

No que diz respeito aos compressores, optou-se pelo uso de compressores recíprocos devido à adequação às condições de caudal disponível e à pressão de saída requerida (marcado a cor de laranja a variabilidade de operação estudada), segundo a figura 3.24.

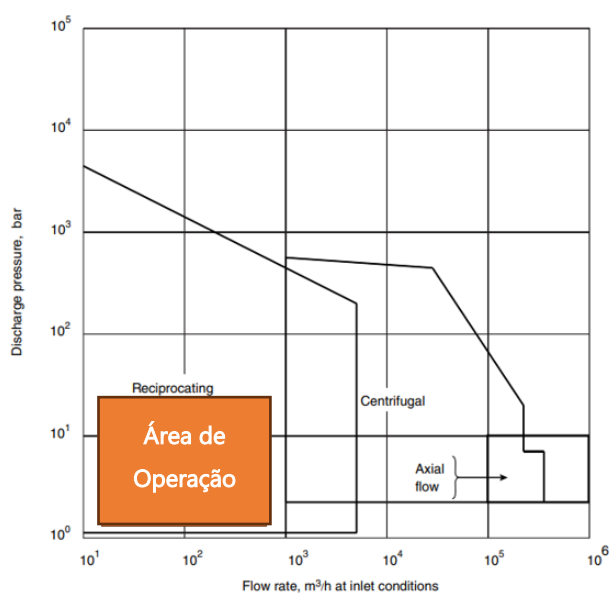


Figura 3.24 - Gama de operação de compressores [46]

As imagens 3.25 e 3.26, geradas no PetroSIM, ilustram o comportamento destes compressores no sistema.

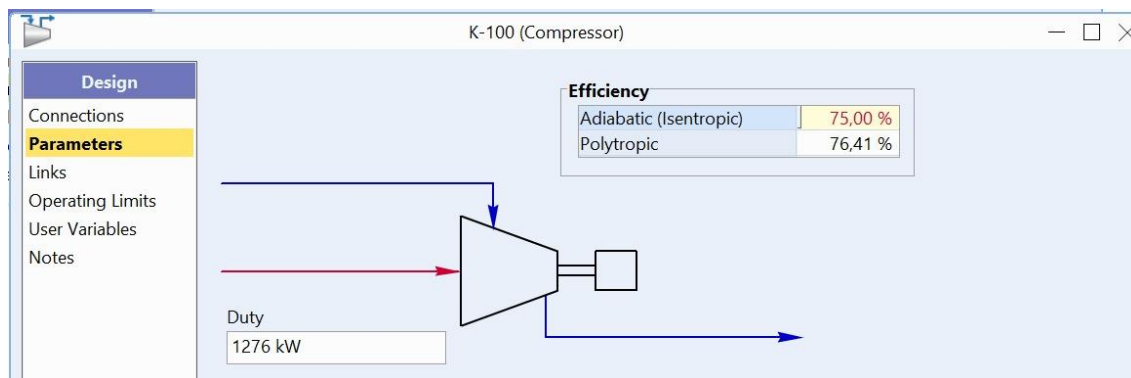


Figura 3.25 - Eficiência e Trabalho elétrico do primeiro estágio de compressão

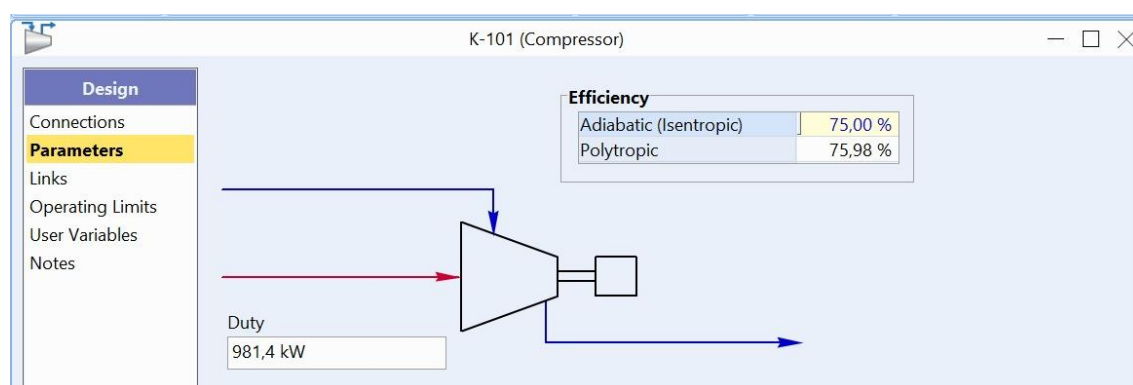


Figura 3.26 - Eficiência e Trabalho elétrico do segundo estágio de compressão

Através desta análise, tornou-se possível calcular a energia consumida pelo compressor e avaliar a sua eficiência.

3.5 Dimensionamento dos equipamentos

A partir da simulação realizada e da determinação do caudal necessário para os fluidos utilizados, verificou-se a necessidade de dimensionar os equipamentos, nomeadamente o evaporador e o condensador. Para tal, foi fundamental a obtenção de dados relativos às correntes envolvidas por meio da simulação no PetroSIM, incluindo:

- Calor transferido;
- Caudais mássicos;

- Variação logarítmica de temperatura;
- Calor específico;
- Condutividade térmica;
- Viscosidade;
- Densidade.

3.5.1 Evaporador e Condensador

Como medida de segurança, os cálculos foram realizados com um incremento de 10%, garantindo assim uma margem operacional adequada. O dimensionamento destes equipamentos foi conduzido com base no processo previamente descrito para o termossifão, com adaptações às propriedades e caudais específicos dos fluidos em circulação no evaporador e no condensador.

O dimensionamento à semelhança do termossifão teve como base os dados obtidos por simulação e folhas de especificação, sendo considerado o cálculo da área de transferência de calor a partir do calor transferido, da variação logarítmica de temperatura e do coeficiente global de transferência de calor. Adicionalmente, foram realizadas iterações para ajustar as dimensões dos tubos (diâmetros interno e externo, e comprimento) de modo a respeitar as condições reais das correntes e as restrições físicas da instalação.

A eficiência do equipamento foi otimizada com a determinação do número de tubos necessários, calculado com base na área total de transferência de calor requerida. Também foram incluídas considerações acerca da densidade dos fluidos no interior dos tubos, tendo em conta a mudança de fase, o que impacta diretamente a eficiência térmica e a segurança operacional. Além disso, números adimensionais como os de *Prandtl*, *Reynolds* e *Nusselt* foram calculados para caracterizar o regime de escoamento e validar o desempenho do equipamento.

De maneira semelhante, no dimensionamento do evaporador e do condensador, o foco recai sobre garantir a eficiência térmica e operacional dos equipamentos, adaptando o processo à natureza específica dos fluidos envolvidos e às condições de operação desejadas.

3.5.2 Separador de fases

O dimensionamento do separador de fases foi realizado considerando cuidadosamente os parâmetros e as condições operacionais do fluido refrigerante, assegurando eficiência no

processo e segurança dos equipamentos [46]. O procedimento iniciou-se com a análise da velocidade de sedimentação, parâmetro crucial para evitar o arrastamento de partículas entre as fases líquida e vapor. A velocidade de sedimentação foi determinada com base nas propriedades físicas do fluido refrigerante, como as densidades do líquido e do vapor.

$$u_s = 0,07 \times \left[\frac{(\rho_L - \rho_v)}{\rho_v} \right]^2 \quad (3.28)$$

Onde,

u_s : velocidade de sedimentação, m/s

ρ_L : densidade do líquido, kg/m³

ρ_v : densidade do vapor, kg/m³

Com base nesses resultados, determinou-se o diâmetro do separador utilizando o caudal volumétrico de vapor, garantindo que o fluxo no interior do equipamento fosse devidamente controlado.

$$D_v = \sqrt{\frac{4V_v}{\pi u_s}} \quad (3.29)$$

Onde,

D_v : diâmetro do separador, m

V_v : caudal volumétrico de vapor, m³/s

Assumindo uma geometria cilíndrica para o separador, calcularam-se o volume e a altura do equipamento. Para este último, seguiu-se a recomendação de literatura, que indica que a altura do separador seja aproximadamente três vezes o diâmetro do equipamento, garantindo o tempo de residência necessário para a separação eficiente das fases.

3.6 Perda de carga tubagens

Para o cálculo da perda de carga ao longo da linha de tubulação, foram considerados diâmetros padronizados variando de 6 a 8 polegadas. O estudo focou na utilização do resíduo atmosférico como fonte de calor, exigindo a implementação de tubulações para o transporte do fluido desde os permutadores E15's até à bomba de calor e o seu retorno.

Além disso, foi essencial analisar a perda de carga nos equipamentos e verificar a pressão disponível, de modo a assegurar que o fluido alcançasse os tanques de armazenamento

sem a necessidade de bombas adicionais, evitando, assim, problemas como a acumulação de material devido à elevada viscosidade do fluido.

De forma geral, o processo de cálculo da perda de carga foi conduzido de maneira semelhante ao método previamente aplicado no ponto 3.2.4, adaptando-se às especificidades deste sistema. A metodologia baseou-se na análise do regime de escoamento, determinado pelo número de *Reynolds*, e na estimativa do fator de atrito por meio do diagrama de Moody. Além disso, os acessórios e conexões do trajeto, como cotovelos e válvulas, foram integrados ao cálculo do comprimento equivalente total da tubulação, ajustado para as condições operacionais dos equipamentos.

Tendo em conta a infraestrutura existente e os suportes de tubulação da planta industrial, definiu-se um trajeto detalhado para o transporte do fluido, conforme ilustrado na Figura 3.27.

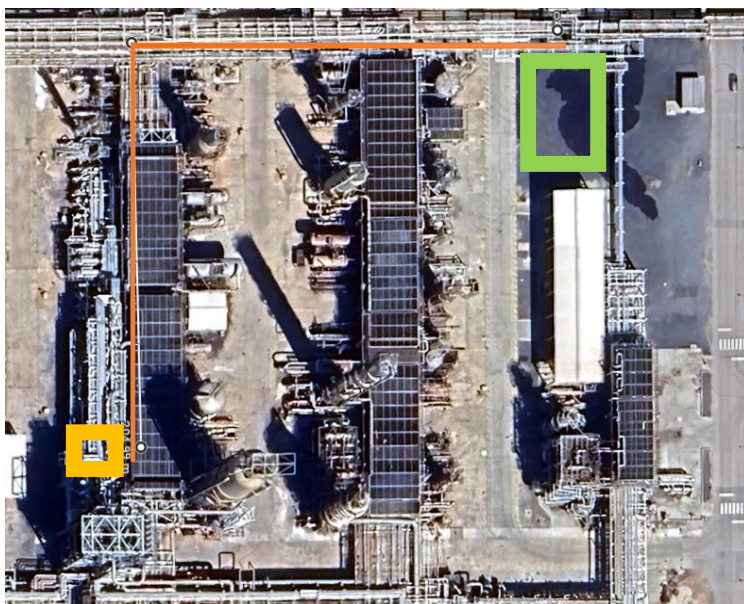


Figura 3.27 - Percurso percorrido pelo resíduo atmosférico até ao local de implementação da bomba de calor

Este percurso inclui cinco cotovelos, uma válvula globo para a união dos fluxos provenientes de diferentes ramais e seis gate válvulas para o controlo de entrada e saída do fluido nos equipamentos. Os diâmetros equivalentes para os acessórios foram obtidos de fontes de literatura técnica [46].

Considerando a variabilidade do caudal do resíduo atmosférico em função do modo de operação do RAT, diferentes diâmetros de tubulação foram analisados. A perda de carga total foi calculada para cada caso, garantindo que os requisitos técnicos e as especificações da GALP fossem atendidos de forma eficiente e dentro dos parâmetros estabelecidos.

3.7 Avaliação de Viabilidade Económica

O último passo realizado foi a análise da viabilidade económica do projeto, com o objetivo de avaliar a sua exequibilidade. Para o cálculo do custo de investimento total, consideraram-se múltiplos parâmetros essenciais, como o custo dos equipamentos, mão de obra, instalação, contingência e custos do proprietário. Estes fatores foram integrados para determinar o valor total necessário para a implementação do projeto, permitindo uma avaliação abrangente da viabilidade financeira.

Custo de equipamentos

No âmbito do projeto, foram especificados diversos equipamentos fundamentais, como permutadores de calor, compressores e tubagens. O custo desses equipamentos foi diretamente influenciado pelos resultados do dimensionamento realizado, sendo determinado com base nas especificações técnicas derivadas deste processo, bem como em referências técnicas e *benchmarks* disponíveis.

Como os sites oferecem os preços em anos anteriores [79,78], foi necessário atualizar os preços para o ano 2023 através de valores tabelados [79,80], através da equação seguinte:

$$\text{Preço 2023} = \text{Preço anterior} \times \frac{\text{Index 2023}}{\text{Index anterior}} \quad (3.30)$$

Custo de instalação

O custo de instalação refere-se às despesas necessárias para adaptações na unidade fabril, incluindo modificações no piso, transporte e montagem dos equipamentos, e contratação de empresas especializadas para os serviços de instalação. Segundo os dados fornecidos pela empresa responsável, o custo de instalação foi estimado como um fator entre 2,5 e 3,5 vezes o custo dos equipamentos, refletindo as condições práticas do setor industrial e os requisitos específicos da planta.

Contingência

A contingência representa um valor adicional atribuído ao orçamento total para cobrir possíveis imprevistos ou alterações não antecipadas no projeto. Este parâmetro foi fixado em 30% do custo somado dos equipamentos e da instalação, alinhando-se às práticas recomendadas em projetos de engenharia para mitigar riscos financeiros associados a eventos inesperados.

Custos do proprietário

Os custos do proprietário correspondem a despesas indiretas relacionadas à documentação, licenciamentos, auditorias e outros encargos administrativos indispensáveis à concretização do projeto. Este parâmetro foi calculado como sendo 10% do valor total dos custos de equipamentos e instalação [80].

CrITÉRIOS de avaliação

A viabilidade econômica do projeto foi realizada considerando não apenas os custos iniciais, mas também o retorno esperado ao longo do tempo. Para isso teve-se em conta diversos fatores.

Inicialmente, analisaram-se os ganhos do projeto, como as economias obtidas pela redução do consumo de gás natural, a diminuição das emissões de dióxido de carbono, a produção de vapor. Estes elementos foram calculados tendo como base uma operação anual de 350 dias.

Adicionalmente, foram projetados as receitas e os custos para o período de 2025 a 2035, com o investimento principal do projeto concentrado no três primeiro ano, seguido de nove anos destinados à geração de receitas provenientes da operação do projeto. As receitas incluem economias e benefícios financeiros, enquanto os custos refletem despesas operacionais, custos de energia importada, de manutenção e investimentos necessários. Foram ainda considerados preços projetados e fornecidos pela empresa para o custo das licenças gás natural e CO₂ até 2035, de modo a incorporar as suas possíveis flutuações no impacto financeiro do projeto.

Para avaliar a viabilidade do investimento, foram utilizados indicadores econômicos fundamentais. O valor atual líquido (VAL) foi calculado para refletir o valor presente dos fluxos de caixa futuros, descontados por uma taxa de atualização. A taxa interna de retorno (TIR) foi determinada como a taxa de desconto que zera o VAL, avaliando a atratividade econômica do projeto. Por fim, o *payback* foi analisado para determinar o tempo necessário de recuperação do investimento inicial através do fluxo de caixa acumulado.

O VAL (Valor Atual Líquido) foi calculado com base na seguinte equação [78]:

$$VAL = \sum_{k=1}^n \frac{\text{cashflow}_k}{(1+r)^k} \quad (3.31)$$

Este valor representa a soma dos fluxos de caixa atualizados ao longo do período de análise, neste caso, de 2023 a 2035. Um VAL negativo indica que o retorno esperado é inferior

à taxa mínima requerida para o investimento, caracterizando o projeto como economicamente inviável e desaconselhando a sua implementação.

Quanto à TIR (taxa interna de rentabilidade), esta reflete a taxa de rentabilidade do projeto e é determinada pela equação [78]:

$$TIR = \sum_{k=1}^n \frac{cashflow_k}{(1+r)^k} = 0 \quad (3.32)$$

Para ser considerado viável, a TIR deve ser superior à *Hurdle Rate* da empresa. No caso em questão, utilizou-se uma taxa de 8,3% como ponto de equilíbrio para o início da rentabilidade e 11,6% para compensar plenamente o investimento inicial com os lucros projetados. A decisão de aceitar ou rejeitar o projeto baseia-se na comparação entre a TIR calculada e a taxa de atratividade mínima exigida pela empresa (11,6%). Se a TIR exceder esta taxa, o projeto é classificado como economicamente vantajoso; caso contrário, há recomendação técnica de rejeição.

O *payback* avalia o tempo necessário para que o projeto comece a gerar lucros líquidos para a empresa. A sua equação é dada por [78]:

$$PB = \sum_{l=1}^{PB} \frac{cashflow_l}{(1+r)^l} = 0 \quad (3.33)$$

Representa o número de anos necessários para que o fluxo de caixa acumulado atinja o valor zero, ou seja, recupere o montante investido. Após este ponto, o projeto começa a gerar lucro líquido. Na metodologia aplicada pela empresa, o *payback* é calculado como o número de anos em que o fluxo de caixa acumulado permanece negativo, somado a mais um ano para atingir a recuperação total.

Foi realizada uma análise de sensibilidade com o objetivo de identificar as variáveis mais determinantes para a implementação do projeto, avaliando o peso de cada uma delas e a forma como influenciam os critérios de avaliação económica.

A seleção das variáveis considerou os elementos mais significativos da estrutura. Para ambos os cenários de simulação, foram incluídas as seguintes variáveis: alterações nos preços das licenças de gás natural e dióxido de carbono, variações no investimento de capital (*CAPEX*) e no custo da eletricidade importada. Estas variáveis foram analisadas detalhadamente para compreender o seu impacto no desempenho financeiro do projeto [65].

ANÁLISE E DISCUSSÃO DE RESULTADOS

4.1 Simulação coluna GGV3+Termossifão

4.1.1 Elaboração da simulação

Esta simulação teve como base o aproveitamento do calor residual do resíduo atmosférico, com o objetivo de redirecionar o fluxo dos ramais atualmente existentes para um termosifão implementado na coluna de *splitter* de GLP em butano e propano. Com a introdução do termossifão, pretende-se reduzir a quantidade de vapor a 10,5 barg utilizada no processo.

A análise do comportamento do resíduo atmosférico antes da criação da simulação PetroSIM revelou que, quando há uma maior presença de RAT, este encontra-se a uma temperatura superior. Em situações de menor quantidade, o processo opera em RAT *mode*, significando que o resíduo atmosférico é exclusivamente armazenado. Em contrapartida, no VLS *mode*, o resíduo atmosférico é direcionado tanto para armazenamento como para as colunas de destilação a vácuo. Neste contexto, o resíduo atmosférico destinado ao armazenamento, objeto de estudo desta investigação, apresenta um menor caudal quando comparado ao modo RAT.

O RAT *mode* ocorre aproximadamente durante um terço do mês, com uma duração de cerca de cinco dias consecutivos, intercalados por pausas. Já no VLS *mode*, que corresponde a dois terços do mês, cerca de 40% do resíduo atmosférico é utilizado na coluna de vácuo 1, 20% na coluna de destilação a vácuo 2, sendo o restante destinado ao armazenamento.

As simulações foram conduzidas considerando tanto o trem de permuta sujo quanto o trem de permuta limpo. Como o objetivo era utilizar o resíduo atmosférico à saída dos

permutadores E'69, foi realizada uma análise das temperaturas médias para a simulação, apresentado na tabela 4.1.

Tabela 4.1 - Temperatura do resíduo atmosférico à saída dos permutadores E'69

	Temperatura de saída de RAT dos permutadores E'69s (°C)				Média
	Permutador Sujo (Agosto 2023)		Permutador Limpo (Dezembro 2023)		
	Mínima	Máxima	Mínima	Máxima	
RAT mode	162	178	134	140	154
VLS mode	195	211	142	152	175

Foram utilizados valores médios para cada um dos modos do resíduo atmosférico, valores utilizados presentes no anexo A1- Permutador Sujo e Limpo. Após a primeira simulação, com temperaturas médias, testou-se a gama de temperaturas disponíveis e as diferentes propriedades do fluido a diferentes temperaturas, com o intuito de verificar possíveis impactos no processo e nos equipamentos analisados.

Para validar o comportamento da coluna GGV3 simulada, garantindo que a temperatura no sexto andar permanecia nos 60°C estipulados, utilizou-se o simulador PetroSIM, traçando-se um gráfico da temperatura ao longo dos andares da coluna, figura 4.1. Como esperado, a temperatura aumentou progressivamente da parte superior para a base, atingindo um máximo de aproximadamente 120°C no prato 36.

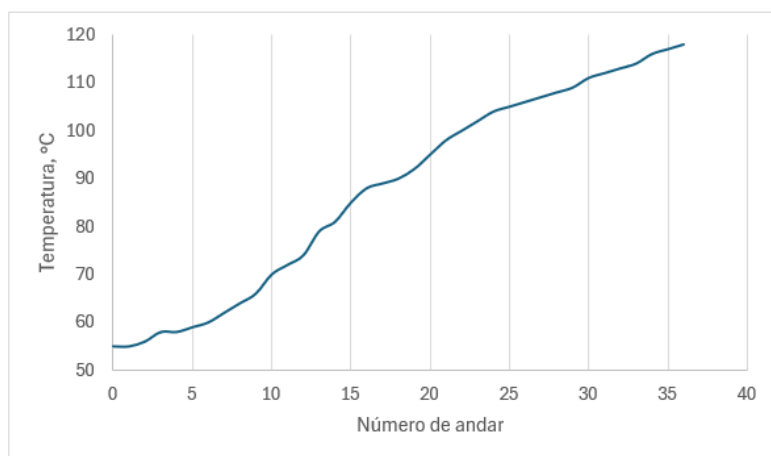


Figura 4.1 - Comportamento da temperatura ao longo dos andares da coluna GGV3, obtido por simulação PetroSIM

De modo a estudar a viabilidade do percurso do fluido através do termossifão, seu retorno aos permutadores E'15s e posterior integração ao processo existente. Para tal, analisou-se o caudal do resíduo atmosférico em VLS e RAT *mode*, e como a sua variabilidade afeta a distribuição do fluxo de fundo da coluna no termossifão, figura 4.2. As figuras

seguintes 4.2, 4.3 e 4.3 ilustram os dados obtidos através da simulação visíveis no anexo B - SIMULAÇÃO TERMOSSIFÃO, nas tabelas B.1 e B.2.

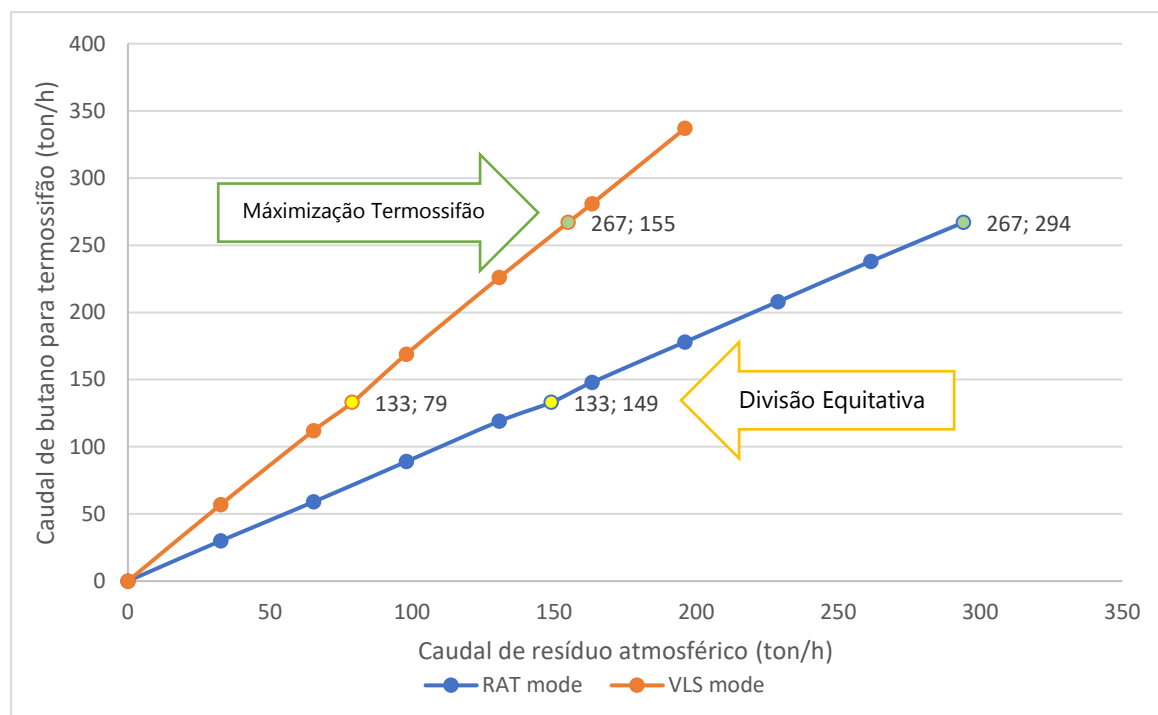


Figura 4.2 - Variação do caudal de butano para o termossifão face ao modo de RAT no processo

Os resultados evidenciaram que apesar do caudal disponível para armazenamento em *RAT mode* ser superior, devido à temperatura inferior, a quantidade de butano revaporizado é menor comparativamente ao *VLS mode*, que opera a temperaturas mais elevadas. Observou-se também que, quanto maior o caudal de resíduo atmosférico direcionado para o termossifão, maior a capacidade de vaporização do butano de volta para a coluna GGV3.

Foram destacados dois cenários distintos: uma distribuição equitativa do caudal entre o termossifão e o revaporizador pré-existente (50% para cada), e um cenário de maximização do fluxo de revaporizado no termossifão, reduzindo ao máximo a utilização de vapor no revaporizador da coluna GGV3

Duas situações foram destacadas na figura 4.2:

- Pontos amarelos: representam uma divisão equitativa do caudal entre o termossifão e o revaporizador pré-existente, com um caudal de butano de 133 ton/h a entrar nos tubos do equipamento.
- Pontos verdes: representam a maximização da revaporização no termossifão para minimizar o consumo de vapor no revaporizador da coluna GGV3, alcançando um caudal de butano de 267 ton/h.

Atualmente, o processo opera com uma válvula de aquecimento que controla a quantidade de calor introduzida na coluna pelo revaporizador, utilizando vapor como fonte de calor. Esse método é considerado seguro, uma vez que o serviço é limpo e não há preocupações significativas com emissões fugitivas. Além disso, as válvulas de vapor são geralmente confiáveis. No contexto desta melhoria, seria necessário adicionar uma válvula de controle de fluxo à coluna, permitindo a divisão do caudal entre os dois revaporizadores. Optou-se pelo uso de uma globe valve, devido à sua precisão e capacidade de regular o fluxo de maneira eficiente.[81]

Como esperado, o aumento do caudal de RAT resulta em maior disponibilidade de calor, aumentando a capacidade de vaporização do butano e reduzindo consequentemente o consumo de vapor de 10,5 barg no revaporizador pré-existente, visível na figura 4.3.

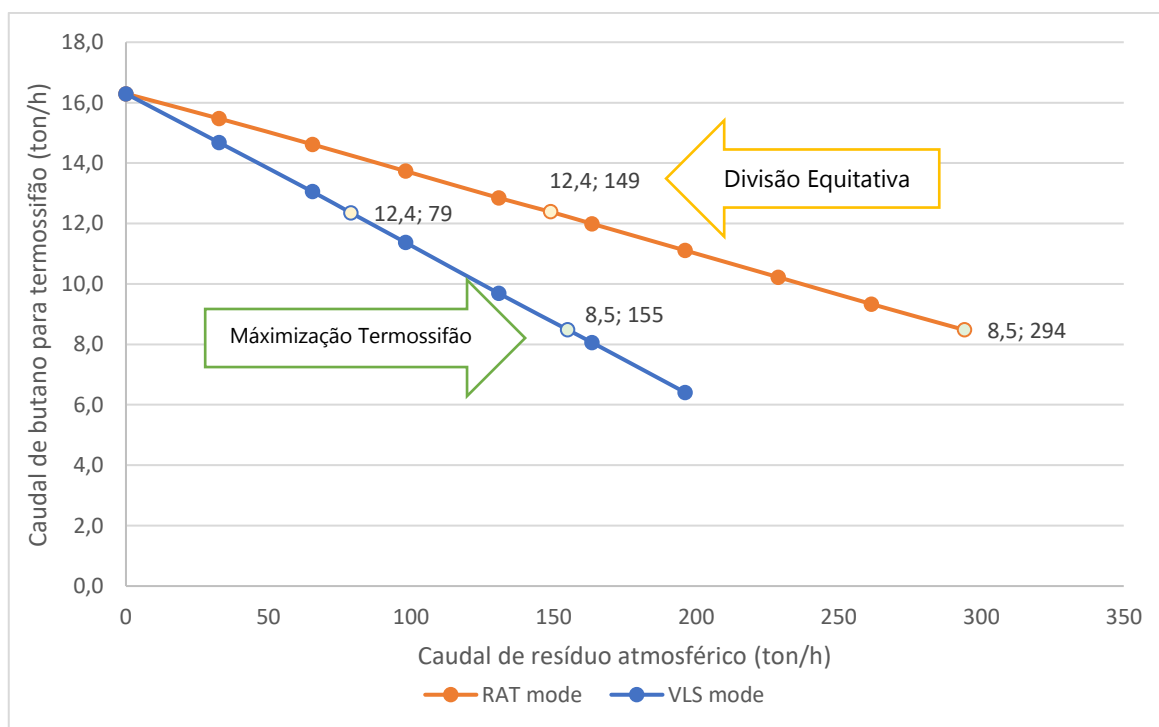


Figura 4.3 - Variação do caudal de vapor no revaporizador pré-existente com a variabilidade do caudal de RAT

Destaca-se, novamente, os pontos críticos em que se observa o caudal máximo no termossifão e a distribuição equilibrada da carga de trabalho entre os dois equipamentos. Como seria de se esperar, quanto maior o caudal de resíduo atmosférico utilizado, maior será a fonte de calor disponível, permitindo, assim, uma maior capacidade

de vaporização do butano e, conseqüentemente, uma redução considerável na quantidade de vapor a 10,5 barg consumido pelo revaporizador pré-existente.

À semelhança da figura 4.3, já refletindo a economia de vapor obtida, com outra perspectiva é apresentada na figura 4.4. Inicialmente, antes da implementação do termossifão, o equipamento operava utilizando aproximadamente 16,3 ton/h de vapor a 10,5 barg.

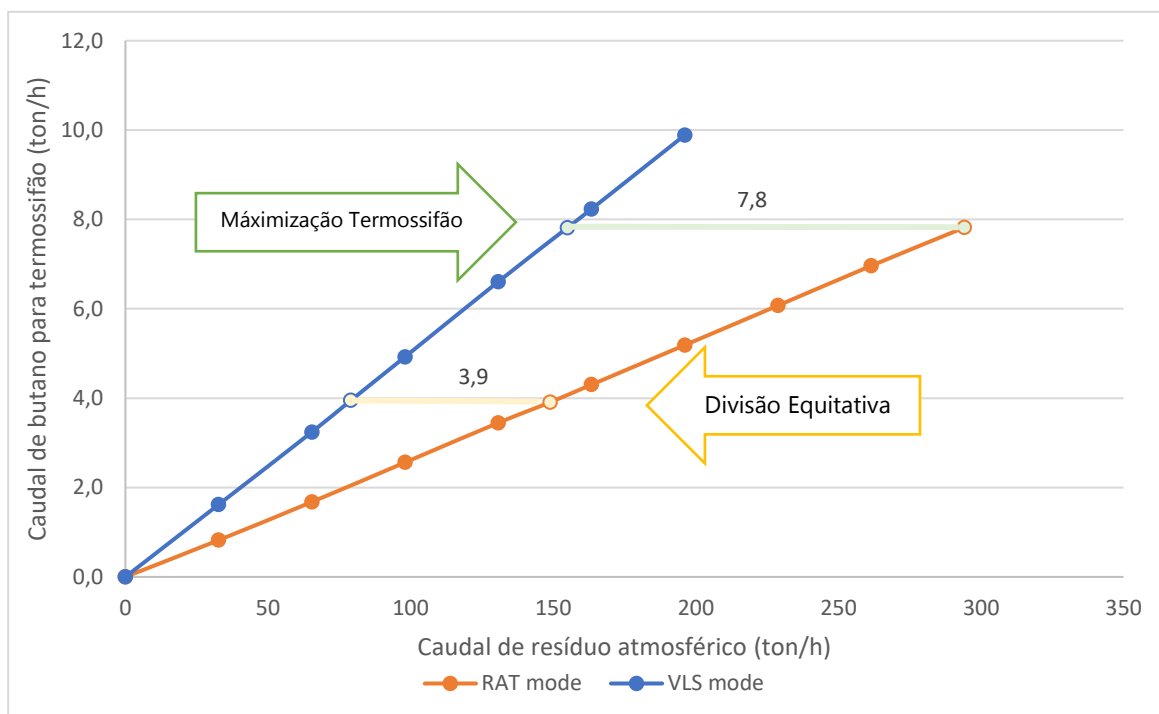


Figura 4.4 - Redução da quantidade de vapor utilizada na coluna GGV3

Ao dividir o caudal proveniente do fundo da coluna GGV3 igualmente entre ambos os equipamentos, com 149 ton/h de resíduo atmosférico em RAT *mode* e 79 ton/h em VLS *mode*, é possível alcançar uma economia de vapor de aproximadamente 4 ton/h.

No segundo caso de estudo, em que se maximiza o caudal de fluido proveniente do fundo da coluna para o termossifão, permitindo que o revaporizador pré-existente continue operando com caudal de passagem adequado (evitando a secagem e problemas subseqüentes no equipamento), é possível reduzir o consumo de vapor nesse equipamento em cerca de 8 ton/h, ao utilizar 294 ton/h de RAT em RAT *mode* e 155 ton/h em VLS *mode*.

4.1.2 Dimensionamento Termossifão

Para a realização da simulação, foi necessário dimensionar adequadamente o termossifão, que foi projetado como um termossifão vertical. Esta escolha foi fundamentada em várias vantagens, entre as quais se destacam as seguintes [46,64]:

- Redução de custos com estruturas de suporte e tubulação: Essa característica é fundamental para garantir a implementação viável e economicamente sustentável do projeto.
- Minimização do espaço necessário: O termossifão será instalado em uma coluna já equipada, com espaço limitado, o que justifica a necessidade de um design vertical.
- Maior velocidade de operação: A geometria vertical do termossifão resulta em uma maior velocidade do fluido, o que, por sua vez, minimiza o risco de *fouling* (acúmulo de depósitos) quando comparado com a geometria horizontal. Essa característica é especialmente importante considerando que o butano proveniente da saída da coluna será dividido entre o equipamento recém-implementado e o equipamento pré-existente. Uma operação eficaz depende de garantir que os mesmos não operem sem o devido fluxo de líquido. Caso isso ocorra, diversos problemas podem surgir, dependendo das condições operacionais e dos materiais envolvidos. A seguir, são listadas algumas das principais consequências:

- Sobreaquecimento dos Materiais:

Sem o fluxo de líquido para absorver e transferir calor, a temperatura do lado do equipamento que deveria estar recebendo ou cedendo calor pode subir rapidamente. Esse sobreaquecimento pode causar a degradação ou até falha dos materiais, como é o caso de tubos de aço carbono, que não são projetados para suportar temperaturas elevadas sem o devido arrefecimento. Em situações extremas, o aumento da temperatura pode provocar uma expansão térmica excessiva, resultando em tensões mecânicas, fissuras ou até rupturas dos materiais.

- Perda de Eficiência Térmica

A ausência de líquido interrompe o processo de transferência de calor, uma vez que não há fluido para transportar a energia térmica de um lado para o outro. Como resultado, o equipamento perde sua função principal, acarretando uma queda significativa na eficiência do sistema.

- Risco de Deposição e Corrosão

A falta de fluxo pode propiciar a formação de depósitos sólidos. Esses depósitos podem obstruir os tubos, reduzir ainda mais a eficiência térmica e até causar danos por corrosão. A presença de gás sem líquido em determinados ambientes também pode acelerar o processo de corrosão dos materiais, especialmente em situações em que o vapor está presente, mas o líquido não está a fluir.

O dimensionamento do termossifão, dados apresentados na tabela 4.2, foi realizado considerando dois pontos operacionais distintos: quando o caudal proveniente do fundo da coluna é dividido igualmente entre ambos os equipamentos, e quando esse caudal é maximizado no termossifão. Além disso, foi considerado um incremento de 10% no valor dos caudais utilizados para garantir o equipamento opere de maneira eficiente mesmo em condições variáveis, assegurando a manutenção do fluxo turbulento e minimizando o risco de problemas operacionais como obstruções ou falhas de transferência térmica.

Tabela 4.2 - Resultados do dimensionamento Termossifão para ambos os casos de estudo

	1º Caso	2º Caso
U limpo ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)	160	250
A (m^2)	551	554
Nº de tubos	2300	2316
Diâmetro interno tubo (mm)	15	15
Diâmetro externo tubo (mm)	19	19
Comprimento dos tubos (m)	4	4
Diâmetro da Shell (mm)	1218	1234
Velocidade RAT (m/s)	0,4	0,7
Queda de pressão tubos (bar)	0,15	0,15
Queda de pressão shell (bar)	0,05	0,17
U sujo ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)	140	236

U- Coeficiente global de transferência de calor, A - área, Nº - número, RAT - resíduo atmosférico

O 1º caso de estudo refere-se à distribuição equitativa do caudal entre ambos os equipamentos, figura 4.5.

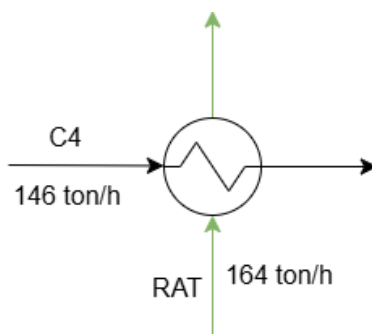


Figura 4.5 - Representação dos caudais de passagem no termostático para o primeiro caso de estudo

O 2º caso de estudo refere-se à distribuição que maximiza o caudal destinado ao termostático, figura 4.6.

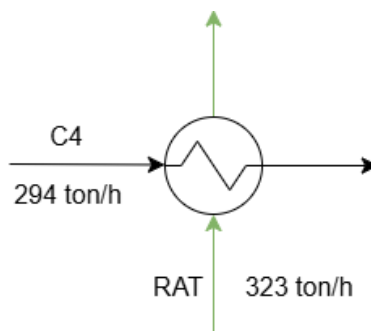


Figura 4.6- Representação dos caudais de passagem no termostático para o segundo caso de estudo

Considerando que, em *RAT mode*, há um caudal maior de resíduo atmosférico no lado do corpo do termostático, enquanto o caudal de butano nos tubos permanece igual em ambos os modos, o dimensionamento do termostático foi, portanto, baseado nas condições de *RAT mode*.

No entanto, após o dimensionamento, foi realizado um estudo para avaliar o impacto da utilização de um caudal menor de resíduo atmosférico (*VLS mode*) no desempenho do termostático. Verificou-se, então, se o sobredimensionamento resultante causaria problemas ao equipamento, assegurando o fluxo turbulento necessário e calculando a queda de pressão associada.

4.1.3 Perda de Carga

Após a obtenção dos resultados relativos ao reaproveitamento do resíduo atmosférico, procedeu-se ao dimensionamento das tubagens necessárias para a implementação do projeto. Considerou-se a distância de 500 metros entre a coluna GGV3 e o trem de permuta e retorno, bem como a presença de acessórios que influenciam na perda de carga do sistema, tais como cotovelos (joelhos), utilizados para a mudança de direção do fluxo nas tubagens, e *gate valves*, responsáveis pelo controle da entrada e saída do fluido nos equipamentos.

No primeiro caso de estudo, onde o caudal de resíduo atmosférico é menor, foram analisadas tubagens com diâmetros nominais de 6 e 8 polegadas. Já no segundo caso de estudo, devido ao maior caudal de resíduo atmosférico, foram dimensionadas tubagens de 8 e 10 polegadas. A seguir, apresentam-se os resultados obtidos para cada cenário. Na tabela 4.3, apresentam-se as perdas de carga ao longo de todo este percurso, bem como o valor de segurança máximo imposto pela empresa.

Tabela 4.3 - Perda de carga ao longo da tubagem

	Diâmetro tubagem (in)	Distância Equivalente (m)	ΔP total (bar)	Máximo perda de carga por 500m (bar)
1º caso de estudo	6	826	5,02	4,55
	8	910	1,35	
2º caso de estudo	8	910	5,38	
	10	994	1,90	

Os valores de segurança estabelecidos pela empresa determinam que, para uma distância de 500 metros, a perda de carga não deve exceder 4,55 bar, garantindo a segurança e a viabilidade do processo, considerando a variabilidade das propriedades e condições operacionais. Dessa forma, conforme apresentado na tabela, torna-se necessário implementar tubagens de 8 polegadas no primeiro caso de estudo e tubagens de 10 polegadas no segundo caso de estudo. Assim, ao longo de todo o projeto implementado, foram obtidos os resultados apresentados na tabela 4.4.

Tabela 4.4 - Perda de carga desde utilização de RAT até armazenamento

	P from E69 (barg)	ΔP termossifão	P to E15 (barg)	P out E15 (barg)	P in tank (barg)
1º caso de estudo	7,42	0,69	1,71	0,66	0,25
		0,10	5,77	4,72	4,47
2º caso de estudo		0,12	5,40	4,35	3,94
		0,42	6,39	5,34	5,09

Como se pode verificar, em ambos os casos de estudo, após a implementação de todo o processo, o resíduo atmosférico retorna ao trem de permuta através de uma tubagem de 18 polegadas. Ao percorrer uma distância de 1000 metros, mantém-se uma pressão suficiente para garantir a eficiência e a operacionalidade do sistema.

4.1.4 Avaliação de Viabilidade Económica

Concluídos todos os dimensionamentos necessários, foram então calculados os custos dos equipamentos referentes ao Caso 1, os quais estão apresentados na Tabela 4.5.

Tabela 4.5 - Custo do projeto para o 1º caso de implementação de termossifão [76-78]

Equipamento	Custo (k\$) 2014	Custo (k\$) 2023	Custo (k€)
Termossifão	550	666	613
Tubagens		161	148
Total Equipamento			761
Instalação			2 663
Contingencia (30%)			1 027
Owner's Costs			342
Custo total do projeto			4 793

Relativamente ao primeiro caso de estudo, verifica-se um custo total de equipamento de 761 mil euros, correspondendo a um custo total de projeto de aproximadamente 4,8 milhões de euros.

Considerando a redução do consumo de vapor a 10,5 barg, determinou-se a quantidade de gás natural economizada anualmente (supondo operação por 350 dias/ano), utilizando um fator fornecido pela empresa de 0,068 toneladas de gás natural por tonelada de vapor reduzida. Adicionalmente, para calcular a redução da emissão de dióxido de carbono, utilizou-se um segundo fator, também fornecido pela empresa, de 2,76 toneladas de CO₂ por tonelada de gás natural economizada.

A tabela 4.6 apresenta os principais parâmetros analisados na avaliação da viabilidade económica, bem como os benefícios obtidos com a implementação do processo.

Tabela 4.6 - Parâmetros analisados na viabilidade do projeto para o 1º caso

CAPEX	4 793 k€
VAL	2 867 k€
PB	5 anos
TIR	20,3 %
Redução de Vapor	3,95 ton/h
CO ₂ evitado	6,2 kta
Poupanças de GNE	2,256 kta
Perda de energia elétrica nas TG	2986 MWh ano

Os resultados evidenciam um valor atualizado líquido (VAL) positivo e uma taxa interna de rentabilidade (TIR) superior à taxa de referência estabelecida pela empresa (*Hurdle Rate*) de 11,6%, demonstrando que o projeto é economicamente viável.

Outro ponto relevante a considerar é que a redução do consumo de vapor implica uma diminuição na produção interna de energia elétrica. Assim, torna-se necessária a importação de eletricidade, gerando custos adicionais. O impacto desse fator foi quantificado com base no parâmetro fornecido pela empresa, que indica uma produção de 0,09 MWh por tonelada de vapor a 10,5 barg. Esse custo adicional foi devidamente incorporado na análise de viabilidade económica.

Após a conclusão dos cálculos do projeto, realizou-se uma análise de sensibilidade para avaliar o impacto dos parâmetros mais influentes na viabilidade do investimento, nomeadamente o preço do gás natural, o custo de investimento do projeto e o preço da energia elétrica importada. Os resultados obtidos estão apresentados na figura 4.7. Encontra-se disponível no anexo D - ESTUDO DA VIABILIDADE ECONÓMICA na tabela D.2 os dados utilizados para o estudo da análise de sensibilidade.

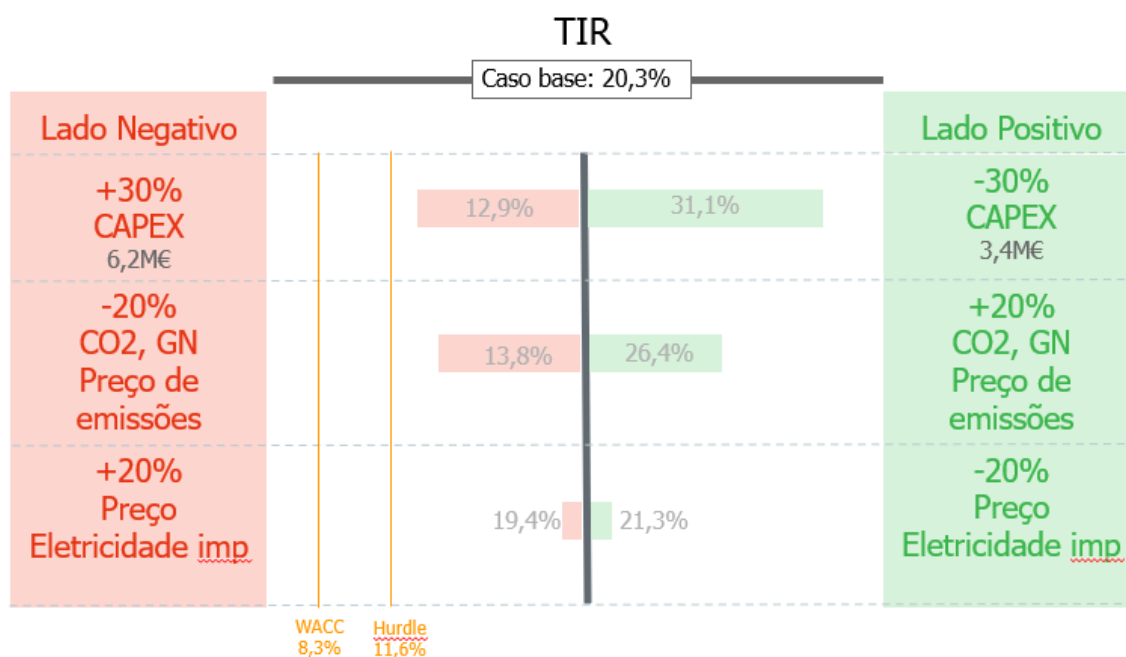


Figura 4.7- Análise de sensibilidade para o primeiro caso de estudo

Na análise de sensibilidade, considerou-se a variação do preço desses parâmetros ao longo da vida útil do projeto (10 anos). Para essa avaliação, adotaram-se os seguintes valores médios projetados: 130,1 €/ton para CO₂, 31,4 €/ton para gás natural e 93 €/MWh para eletricidade importada.

Partindo do cenário base, no qual a TIR é de 20,3%, testou-se uma variação de $\pm 30\%$ no custo total do projeto. Observou-se que, mesmo com um aumento de 30% no investimento inicial, o projeto mantém sua viabilidade económica e continua a gerar retorno positivo para a empresa, permanecendo acima do valor da *Hurdle Rate*.

Adicionalmente, verificou-se que, dado que o projeto resulta em uma redução do consumo de gás natural e das emissões de CO₂, o aumento do preço dessas commodities reforça a atratividade económica do investimento. Mesmo na hipótese de uma redução de 20% nos preços do gás natural e do CO₂, a viabilidade do projeto ainda se mantém.

No caso do custo da eletricidade importada, um aumento de 20% nesse valor não inviabiliza o projeto, que continua economicamente interessante.

Além disso, foi realizada uma análise considerando a previsão de evolução do preço das emissões de dióxido de carbono até 2035, conforme estudo da BloombergNEF, apresentado na tabela 4.7 [66].

Tabela 4.7 - Análise de sensibilidade, com base nos preços das licenças de CO₂ por BloombergNEF no primeiro caso [66]

	Licenças de CO ₂ (€/ton)
VAL (k€)	2 793
PB (anos)	5
TIR (%)	19,6

Os resultados demonstram que, mesmo com as previsões futuras de preço do CO₂, o projeto continua a apresentar indicadores económicos positivos.

Conclui-se, portanto, que este caso de estudo representa uma oportunidade viável e estrategicamente interessante para a empresa.

Relativamente ao segundo caso de estudo, verifica-se um custo total de equipamento de 889 mil euros, correspondendo a um custo total de projeto de aproximadamente 5,6 milhões de euros, apresentado na tabela 4.8.

Tabela 4.8 - Custo do projeto para o 2º caso de implementação de termossifão [76-78]

Equipamento	Custo (k\$) 2014	Custo (k\$) 2023	Custo (k€)
Termossifão	648	785	722
Tubagens		181	166
Total Equipamento			889
Instalação			3 110
Contingencia (30%)			1 200
Owner's Costs			400
Custo total do projeto			5 598

A tabela 4.9 apresenta os principais parâmetros analisados na avaliação da viabilidade económica, bem como as melhorias obtidas com a implementação do processo. Encontra-se disponível no anexo D - ESTUDO DA VIABILIDADE ECONÓMICA na tabela D.1 os dados utilizados para o estudo económico como o preço das licenças de CO2, GN e eletricidade.

Tabela 4.9 - Parâmetros analisados na viabilidade do projeto para o 2º caso

CAPEX	5 598 k€
VAL	7 976 k€
PB	4 anos
TIR	30,5 %
Redução de Vapor	-7,82 ton/h
CO2 evitado	12,3 kta
Poupanças de GNE	4,467 kta
Perda de energia elétrica nas TG	5912 MWh ano

Os resultados indicam um valor atualizado líquido (VAL) positivo e uma taxa interna de rentabilidade (TIR) superior à taxa de referência estabelecida pela empresa (*Hurdle Rate*) de 11,6%, demonstrando que o projeto é economicamente viável.

Assim como no primeiro caso de estudo, foi realizada uma análise de sensibilidade para avaliar o impacto dos principais fatores na viabilidade do investimento, obtendo-se os resultados apresentados na figura 4.8. Encontra-se disponível no anexo D - ESTUDO DA VIABILIDADE ECONÓMICA na tabela D.3 os dados utilizados para o estudo da análise de sensibilidade.

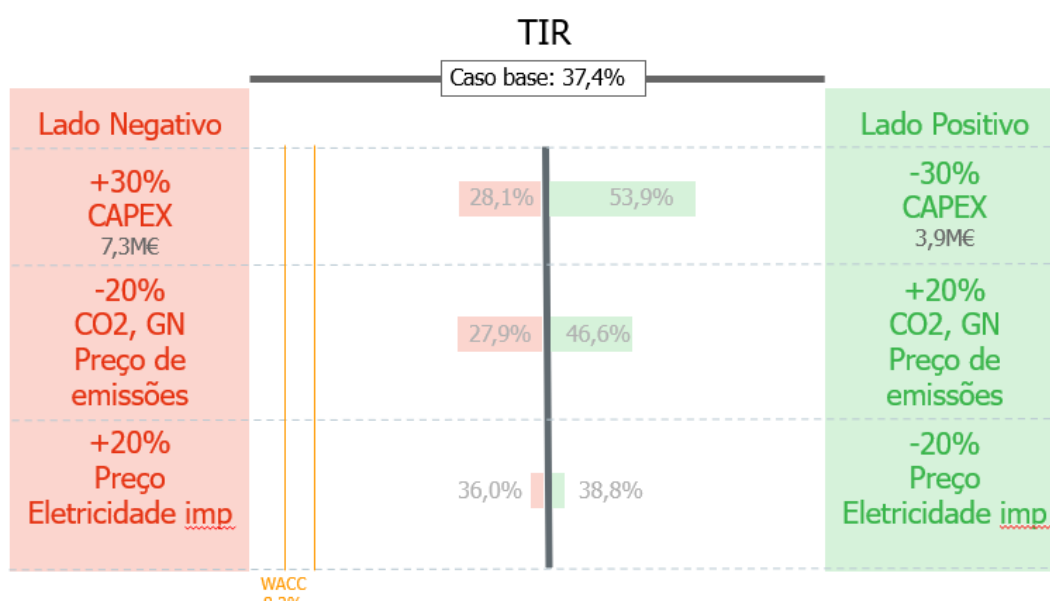


Figura 4.8 - Análise de sensibilidade para o segundo caso de estudo

Na análise de sensibilidade, consideraram-se os mesmos fatores avaliados no primeiro caso, partindo do cenário base em que a TIR é de 37,4%.

Além disso, realizou-se um estudo considerando a previsão de evolução do custo das emissões de dióxido de carbono até 2035, com base na análise da consultora BloombergNEF, apresentado na tabela 4.10 [66].

Tabela 4.10 - Análise de sensibilidade, com base nos preços das licenças de CO₂ por BloombergNEF no segundo caso [66]

	Licenças de CO ₂ (€/ton)
VAL (k€)	7 830
PB (anos)	4
TIR (%)	29,1

Os resultados demonstram que este projeto é altamente viável e apresenta um retorno financeiro significativo para a empresa.

Embora este segundo caso de estudo exija um investimento inicial mais elevado devido à necessidade de tubagens de maior diâmetro, maior rigor no controlo de caudais e um termossifão de dimensões superiores, o que pode ser um fator limitante em função do espaço disponível na unidade industrial, observa-se um VAL substancialmente superior e um período de retorno do investimento inferior ao do primeiro caso.

Esse desempenho superior é justificado pela maior redução no consumo de vapor, tornando esta alternativa ainda mais atrativa do ponto de vista económico.

4.2 Simulação da Bomba de calor

4.2.1 Elaboração da Simulação

Esta simulação teve como objetivo avaliar a viabilidade da implementação de uma bomba de calor para aproveitamento do calor residual de correntes como a água temperada e o resíduo atmosférico, visando a produção de vapor a 3,5 barg. Para isso, foram realizadas simulações no software PetroSIM, testando diferentes fluidos refrigerantes, incluindo água, isobutano e n-butano.

Água (R718): É um refrigerante ecológico e amplamente disponível. No entanto, seu uso é viável apenas para temperaturas superiores a 100°C, pois, em temperaturas mais baixas, sua

baixa densidade no estado gasoso exige compressores de grande capacidade, o que pode comprometer a eficiência do sistema [61].

Isobutano (R600a) e N-butano (R600): São amplamente utilizados em sistemas de refrigeração e podem ser aplicados em bombas de calor, especialmente para temperaturas superiores a 80°C. A principal vantagem desses fluidos é que sua pressão não aumenta excessivamente com a temperatura, tornando-os opções estáveis e seguras para operação industrial [61].

Segundo a literatura, bombas de calor geradoras de vapor normalmente produzem vapores a aproximadamente 120°C. Com base nisso, a simulação foi configurada para atingir essa temperatura inicial, adicionando posteriormente um "*Mechanical Vapor Recompressor*" para elevar as condições do vapor até 3,5 barg, considerando temperaturas finais de 220°C, 200°C e 180°C [67].

A simulação envolveu testes variando tanto o caudal de refrigerante quanto o caudal da fonte de calor. Foram determinados os seguintes parâmetros:

- A quantidade de *boiler feed water* vaporizada para produção de vapor.
- O calor recuperado da fonte térmica e transferido no condensador.
- O consumo de energia elétrica nos estágios de compressão para elevar a pressão do fluido refrigerante.

Perante as diversas simulações, variando tanto a fonte de calor como o fluido refrigerante são apresentados no anexo C - SIMULAÇÃO BOMBA DE CALOR nas tabelas C.1 a C.9, verificando o COP da bomba de calor para cada cenário na figura 4.9.

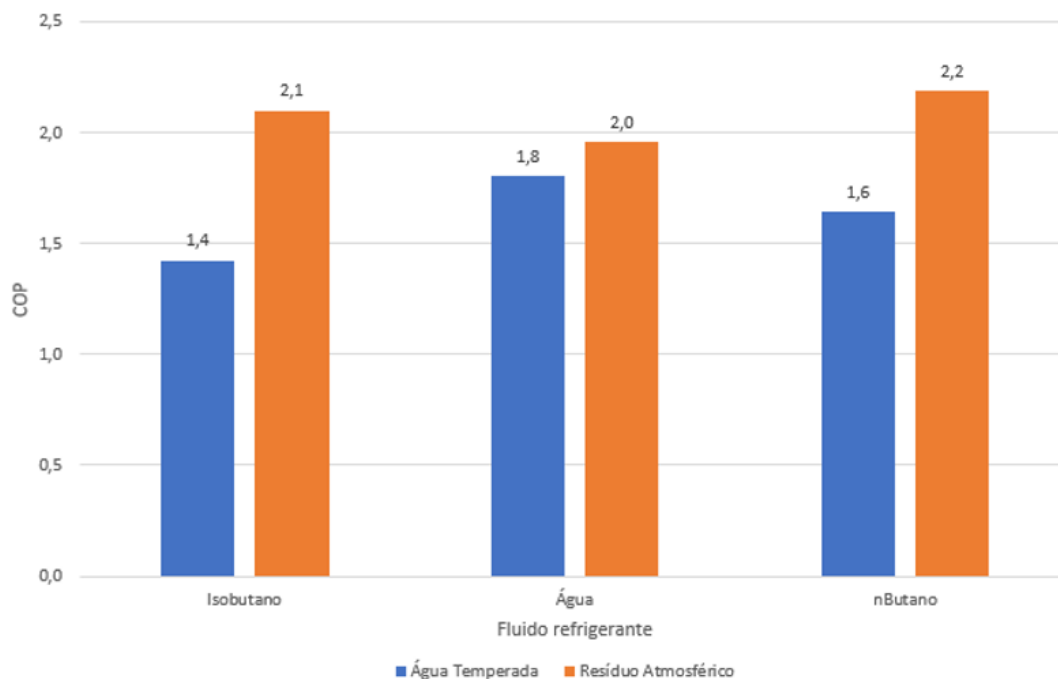


Figura 4.9 - COP da bomba de calor para os diferentes casos de estudo

O resíduo atmosférico está disponível a 154°C em *RAT mode* e 175°C em *VLS mode*, enquanto a água temperada se encontra a 80°C. Como esperado, o resíduo atmosférico (representado pelas colunas laranjas nos gráficos) possibilita um melhor aproveitamento de calor a um caudal inferior, resultando em um coeficiente de desempenho (COP) superior em comparação com a água temperada (colunas azuis).

Entre os fluidos refrigerantes testados, verificou-se que o n-butano apresentou o melhor desempenho em termos de COP. A figura 4.10 ilustra o comportamento dos diferentes refrigerantes, considerando a variação da pressão em função da temperatura de evaporação.

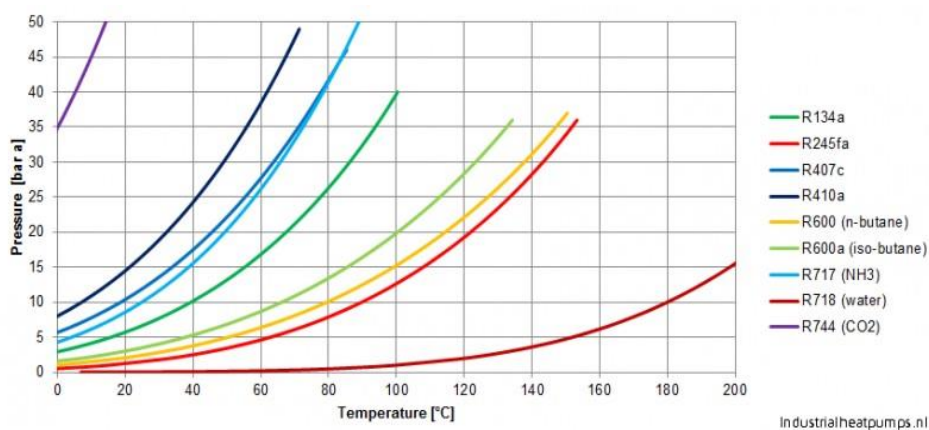


Figura 4.10 - Comportamento da pressão em função da temperatura para cada fluido refrigerante [61].
Necessário que o fluido refrigerante atinja temperaturas de cerca 150°C e pressões de próximas de 30 bares.

Relativamente à utilização de água: Apesar de ser segura, não tóxica e eficiente para altas temperaturas, sua aplicação em ciclos de compressão apresenta desafios como a necessidade de operar em pressões abaixo da atmosférica e atingir pressões muito elevadas, além das elevadas temperaturas de descarga.

R245fa: Possui características termodinâmicas favoráveis para bombas de calor de alta temperatura, mas seu elevado potencial de aquecimento global ($GWP = 1030$) tem levado à sua eliminação progressiva na União Europeia.

Isobutano e n-butano: São alternativas naturais com baixo impacto ambiental e alto desempenho térmico, mas sua inflamabilidade exige cuidados específicos na operação.

Na comparação direta entre n-butano e isobutano, observou-se que o n-butano é favorecido em pressões superiores, o que é essencial no processo de bomba de calor após os estágios de compressão. Isso o torna a escolha mais adequada para a aplicação em estudo [68].

Dado que o resíduo atmosférico se mostrou a fonte de calor mais eficiente e o n-butano o fluido refrigerante mais adequado, a bomba de calor foi dimensionada com base nesses parâmetros. O estudo do seu desempenho foi conduzido utilizando o diagrama de Mollier, garantindo uma análise detalhada do ciclo termodinâmico e da eficiência energética do sistema.

Com base no diagrama de Mollier, a simulação considerou o seguinte ciclo termodinâmico para a bomba de calor, figura 4.11:

1. O fluido refrigerante (n-butano) entra no evaporador a 53°C e 5,33 bar (ponto de orvalho).
2. No evaporador, o fluido muda de fase e é aquecido 20°C acima do ponto de condensação por razões de segurança.
3. Após dois estágios de compressão com um fator de compressão de 2,25, o refrigerante entra no condensador a 27 bar e 145°C, possibilitando a transferência de calor para a produção de vapor nas condições desejadas. Não houve necessidade de *intercoolers*, o que simplificou a operação do sistema.

A eficiência isentrópica do compressor foi de 75%, um valor compatível com a literatura para compressores recíprocos, figura 4.11, que varia entre 72% e 90%. O diagrama de Mollier para o caso em estudo, n-butano como resíduo atmosférico e RAT como fonte de calor está representado na figura 4.12 [69].

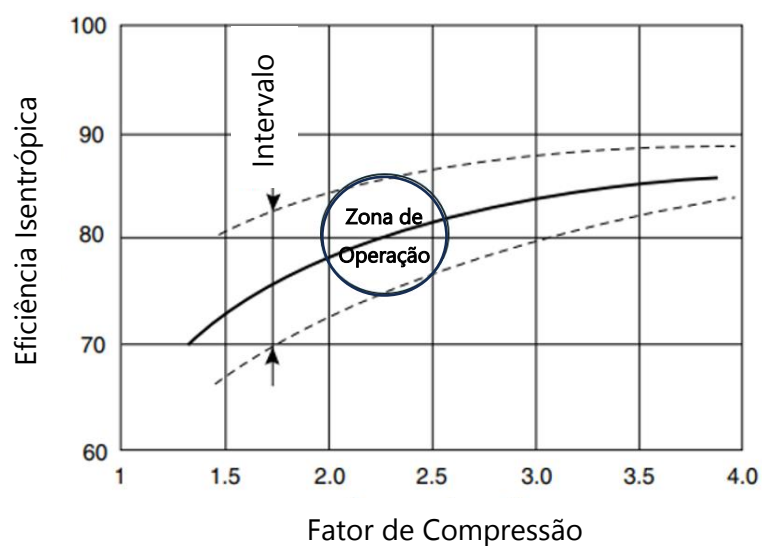


Figura 4.11 - Eficiência do compressor recíproco

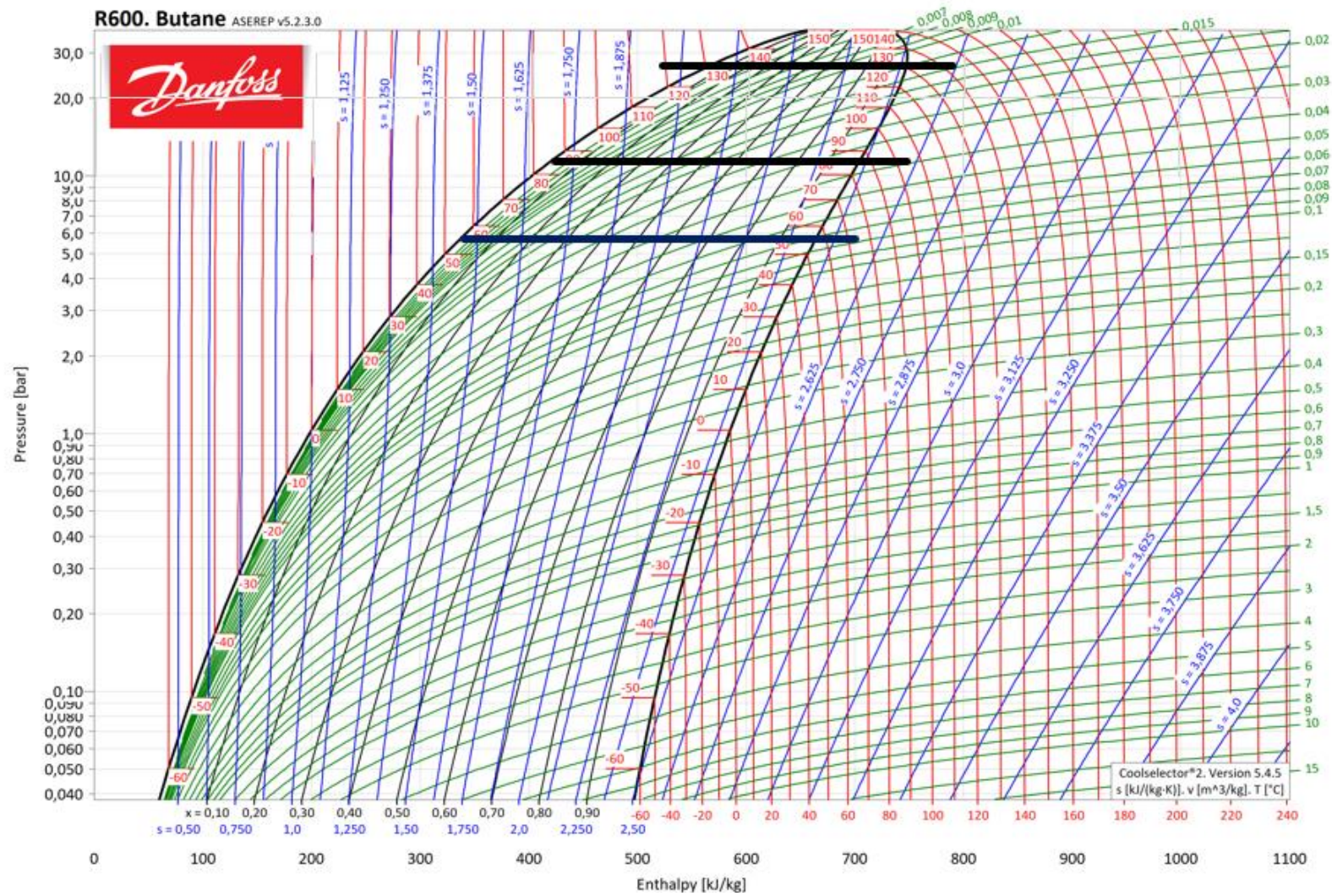


Figura 4.12 - Diagrama de Mollier para o n-butano [75]

A análise da variação do caudal do resíduo atmosférico altera o caudal utilizado de refrigerante, demonstrado na figura 4.13.

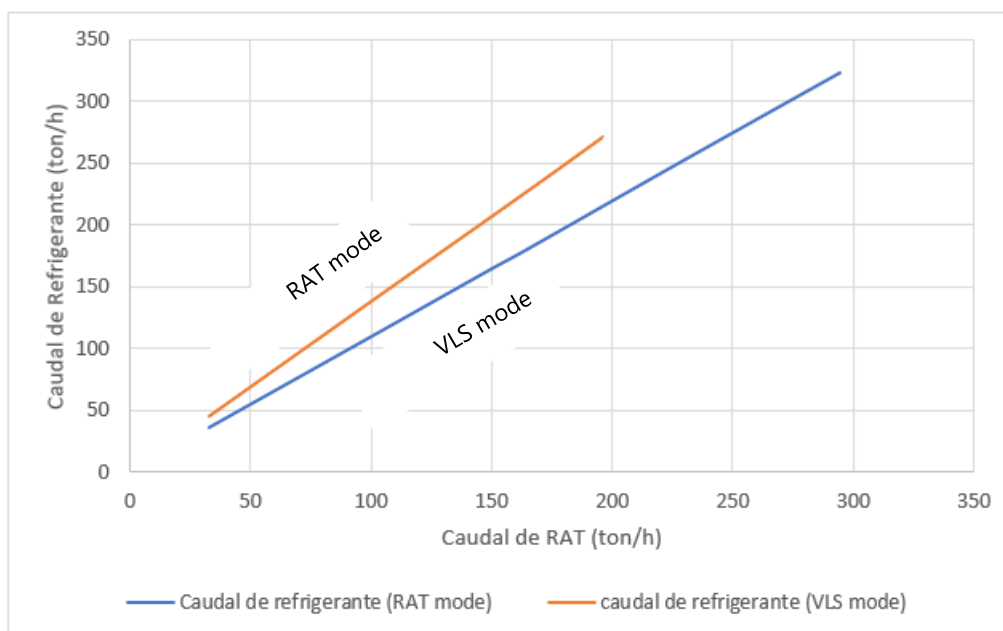


Figura 4.13 - Variação do caudal de refrigerante face à variabilidade do caudal de RAT

No VLS *mode*, embora o caudal disponível seja menor, a temperatura mais elevada permite a utilização de um maior caudal de refrigerante. Conforme esperado, os resultados demonstram que, quanto maior o caudal da fonte de calor, maior o caudal de refrigerante que pode ser utilizado. Além disso, a produção de vapor também segue essa tendência, aumentando proporcionalmente ao crescimento do caudal do resíduo atmosférico. A energia elétrica consumida pelos compressores também cresce na mesma proporção, acompanhando o aumento do caudal de n-butano.

Para manter constante o caudal de resíduo atmosférico utilizado após os permutadores E'69s, fez-se variar o caudal de refrigerante no ciclo da bomba de calor, dependendo do modo de operação, garantindo sempre a utilização de 100 toneladas por hora de resíduo atmosférico. Valores superiores exigiriam um nível muito elevado de energia elétrica e trabalho dos compressores.

Na tabela 4.11 está representado os parâmetros obtidos para produção de vapor a 120 °C em VLS *mode*.

Tabela 4.11-Parâmetros obtidos para produção de vapor a 120 °C em VLS *mode*.

PARÂMETRO	UNIDADE	Valor
Caudal BFW	ton/h	16,91
Calor recuperado de RAT	MW	7,02
Energia consumida no compressor	MW	3,64
Calor transferido para BFW	MW	10,55
Pressão de vapor saturado produzido	barg	0,98
Temperatura de vapor saturado produzido	°C	120

Os resultados obtidos para a bomba de calor mostraram que, no modo VLS, a produção de vapor a 3,5 barg ocorre nas temperaturas de 220°C, 200°C e 180°C, sendo possível após a implementação do *mechanical vapor recompression*" (MVR), tabela 4.12 e 4.14.

Tabela 4.12 - Parâmetros obtidos para produção de vapor em VLS *mode*.

PARÂMETRO	UNIDADE	LP STEAM	LP STEAM	LP STEAM
Temperatura de vapor requerida	°C	220	200	180
Pressão de vapor requerida	barg	3,7	3,5	3,5
MVR ratio de compressão		2,46	2,46	2,46
MVR estágios (Rácio/estágio=3)		1	1	1
MVR energia consumida	MW	1,2	1,2	1,2
MVR temperatura de saída	°C	280	280	280
BFW para desuperheater	ton/h	0,32	0,62	0,94
Total vapor produzido	ton/h	17,23	17,53	17,85
Total energia consumida	MW	4,79	4,79	4,79
COP		2,20	2,20	2,20

Na tabela 4.13 está representado os parâmetros obtidos para produção de vapor a 120 °C em RAT *mode*.

Tabela 4.13 - Parâmetros obtidos para produção de vapor a 120 °C em RAT *mode*.

PARÂMETRO	UNIDADE	Valor
Caudal BFW	ton/h	13,44
Calor recuperado de RAT	MW	5,58
Energia consumida no compressor	MW	2,92
Calor transferido para BFW	MW	8,38
Pressão de vapor saturado produzido	barg	0,976
Temperatura de vapor saturado produzido	°C	120

Tabela 4.14 - Parâmetros obtidos para produção de vapor em RAT *mode*

PARÂMETRO	UNIDADE	LP STEAM	LP STEAM	LP STEAM
Temperatura de vapor requirida	°C	220	200	180
Pressão de vapor requirida	barg	3,7	3,5	3,5
MVR racio de compressão		2,46	2,46	2,46
MVR estágios (Rácio/estágio=3)		1	1	1
MVR energia consumida	MW	0,9	0,9	0,9
MVR temperatura de saída	°C	242	242	242
BFW para desuperheater	ton/h	0,25	0,49	0,75
Total vapor produzido	ton/h	13,69	13,93	14,19
Total energia consumida	MW	3,83	3,83	3,83
COP		2,2	2,2	2,2

O recompressor adicional foi implementado para elevar a pressão do vapor às condições pretendidas. Contudo, após a compressão, a temperatura do vapor aumenta, superando o valor desejado. Para ajustar essa temperatura, utilizou-se um *desuperheater*, que aproveita a própria *boiler feed water* para arrefecimento, aumentando a produção de vapor às condições especificadas.

Verificou-se ainda a possibilidade de melhorar a eficiência da bomba de calor com a implementação de separadores de fase. Foram adicionados dois separadores: o primeiro foi instalado após a primeira válvula expansiva para direcionar a parte de vapor ao segundo estágio de compressão, reduzindo o caudal de entrada e, conseqüentemente, o trabalho exigido pelo equipamento. O segundo separador foi colocado após uma segunda válvula expansiva, permitindo distinguir as fases líquida e de vapor antes da entrada no evaporador, melhorando a eficiência do processo ao garantir que apenas líquido entre no evaporador.

Essa configuração permitiu melhorar a eficiência da bomba de calor, estando os resultados de VLS e RAT *mode* apresentados nas tabelas 4.15.

Tabela 4.15- Parâmetros obtidos com melhoria

Parâmetro	Unidade	VLS mode	RAT mode
Total vapor produzido	ton/h	16,12	12,81
Caudal de RAT	ton/h	100	100
Caudal de nButano	ton/h	138	110
Total energia consumida	MW	4,01	3,11
COP		2,5	2,5

A nova configuração permitiu aumentar o desempenho da bomba de calor, atingindo um coeficiente de desempenho (COP) de 2,5, representando um aumento de 14% em relação ao caso base.

O coeficiente de desempenho obtido está dentro da faixa típica referida na literatura, que varia entre 2 e 5. Um COP de pelo menos 2 já torna o sistema competitivo em relação às caldeiras a biomassa ou a gás natural. Além disso, a imposição de taxas sobre as emissões de CO₂ pode tornar as caldeiras a gás ainda mais caras, aumentando a competitividade das bombas de calor em termos de custo [19].

Dado que a bomba de calor elevou a temperatura do sistema de 150°C para 220°C, o que representa um aumento de 70°C., comparando os resultados com os valores de literatura, figura 4.14, retira-se um valor teórico para a eficiência de Lorenz.

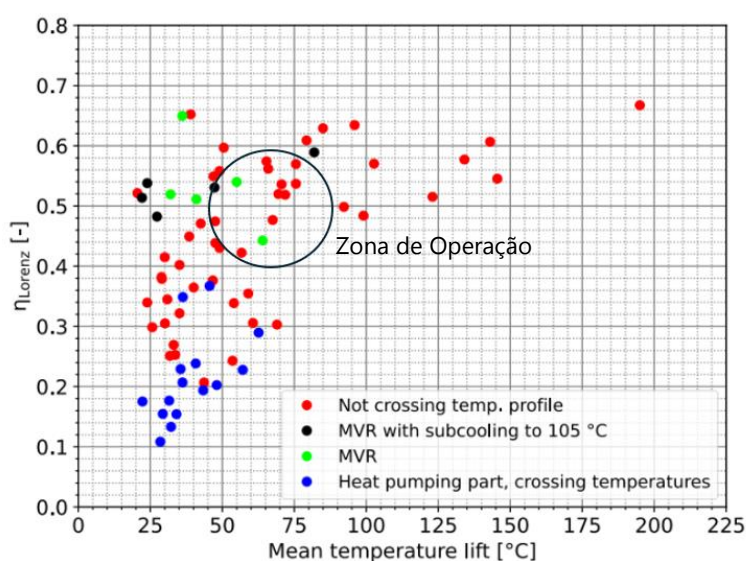


Figura 4.14 - Eficiência de Lorenz para uma bomba de calor [19]

Está sinalizado a zona de operação, ou seja, MVR relativamente ao aumento de temperatura através da bomba de calor

Baseando nos pontos verdes referentes ao MVR, a eficiência de Lorenz foi estimada em 50%, indicando um COP esperado de 3, figura 4.15. No entanto, o valor obtido na simulação foi de 2,5, o que representa uma diferença de aproximadamente 12,5% em relação ao valor teórico.

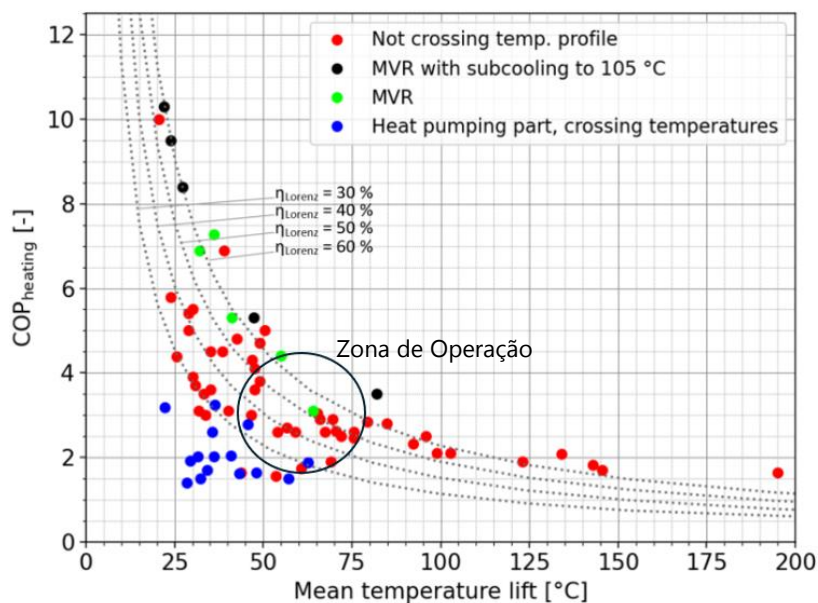


Figura 4.15 - COP com base na elevação de temperatura para uma bomba de calor [19]
Está sinalizado a zona de operação, ou seja, MVR relativamente ao aumento de temperatura através da bomba de calor e à eficiência de Lorenz

4.2.2 Dimensionamento da Bomba de Calor

O dimensionamento dos equipamentos principais, evaporador e condensador, foi realizado considerando o maior caudal de n-butano previsto no processo, garantindo que a redução do caudal não comprometesse o funcionamento do sistema. Para evitar subdimensionamento, foi aplicada uma margem de segurança de 10%.

Na figura 4.16 está representado simbolicamente tanto o evaporador, quanto o condensador e os seus fluidos e respetivos caudais de alimentação

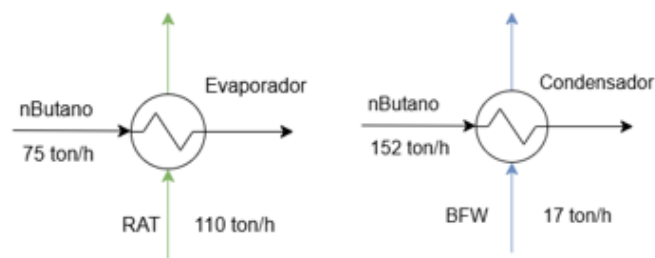


Figura 4.16 - Representação dos caudais de passagem nos queipamentos dimensionados da bomba de calor

O resultado do dimensionamento é visível na tabela 4.16.

Tabela 4.16 - Resultados do dimensionamento dos equipamentos presentes na bomba de calor

	Evaporador	Condensador
U limpo ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)	150	530
A (m^2)	986	1019
Nº de tubos	2091	2168
Diâmetro interno tubo (mm)	16,8	16,8
Diâmetro externo tubo (mm)	20	20
Comprimento dos tubos (m)	7,5	7,5
Diâmetro da Shell (mm)	1242	1441
Velocidade RAT (m/s)	0,24	-
Queda de pressão tubos (bar)	0,1	0,3
Queda de pressão shell (bar)	0,3	0,02
U sujo ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)	124	504

4.2.3 Perda de Carga nas tubagens

Após a definição dos equipamentos, foi realizado o dimensionamento das tubagens necessárias, considerando a distância de 410 metros entre a bomba de calor e o trem de permuta e retorno. Também foram incluídos os acessórios necessários, como válvulas e conexões. No final do processo, o resíduo atmosférico sai da bomba de calor a aproximadamente $60^\circ C$ e é direcionado para um tanque de armazenagem. Os resultados obtidos são visíveis na tabela 4.17.

Tabela 4.17 - Perda de carga desde utilização de RAT na bomba de calor até armazenamento

Composto	Origem	Destino	Caudal mássico (ton/h)	D tubagem (in)	ΔP linhas	P entrada tanque (barg)
RAT (VLS mode)	E'69	Tanque de armazenamento	100	8	1,8	4,9
RAT (RAT mode)	E '69	Tanque de armazenamento	100	8	1,9	4,6

Concluídos todos os dimensionamentos necessários foram então calculados os custos dos equipamentos.

4.2.4 Avaliação da Viabilidade Económica

O custo total dos equipamentos foi estimado em 3 milhões de euros, enquanto o custo total do projeto foi de aproximadamente 14,8 milhões de euros, tabela 4.18. Para avaliar os impactos ambientais e económicos, foi calculada a redução no consumo de gás natural, utilizando um fator fornecido pela empresa de 0,068 toneladas de gás natural por tonelada de vapor. A redução da quantidade de dióxido de carbono emitida também foi determinada com base em outro fator, de 2,76 toneladas de CO₂ por tonelada de gás natural economizada, apresentado na tabela 4.18. Encontra-se disponível no anexo D - ESTUDO DA VIABILIDADE ECONÓMICA na tabela D.1 os dados utilizados para o estudo económico como o preço das licenças de CO₂, GN e eletricidade.

Tabela 4.18 - Custo do projeto de implementação da bomba de calor [76-78]

Equipamento	Custo (k\$) 2014	Custo (k\$) 2023	Custo (k€)
Condensador	280	340	312
Evaporador	274	332	306
Compressor	1 487	1 801	1 657
MVR	679	823	757
Total Equipamento			3 032
Instalação			7 579
Contingencia (30%)			3 183
Owner's Costs			1 061
Custo total do projeto			14 856

A tabela 4.19 apresenta os principais parâmetros analisados na avaliação da viabilidade económica, bem como as melhorias obtidas com a implementação do processo.

Tabela 4.19 - Parâmetros analisados na viabilidade da bomba de calor

CAPEX	14 856 k€
VAL	-844 k€
PB	8 anos
TIR	7 %
Vapor 3,5 barg 220°C produzido	15,02 ton/h
CO ₂ evitado	23,7 kta
Poupanças de GNE	8,58 kta
Perda de energia elétrica nas TG	16 398 MWh ano

A análise económica indicou que o projeto não é viável, apresentando um VAL negativo e uma TIR inferior ao valor mínimo aceitável pela empresa, que é de 11,6%. A redução no

consumo de vapor também impacta a produção de energia elétrica do processo, tornando necessária a importação de eletricidade, o que gera custos adicionais. Esse impacto foi incluído na avaliação da viabilidade econômica, considerando um fator de 0,13 MWh de eletricidade por tonelada de vapor produzido a 3,5 barg.

Após a conclusão dos cálculos, foi realizada uma análise de sensibilidade para os parâmetros que mais influenciam a viabilidade do projeto, incluindo o preço do gás natural, o custo da eletricidade importada e o valor CAPEX. Estas oscilações são visíveis na figura 4.17. Encontra-se disponível no anexo D - ESTUDO DA VIABILIDADE ECONÓMICA na tabela D.4 os dados utilizados para o estudo da análise de sensibilidade.

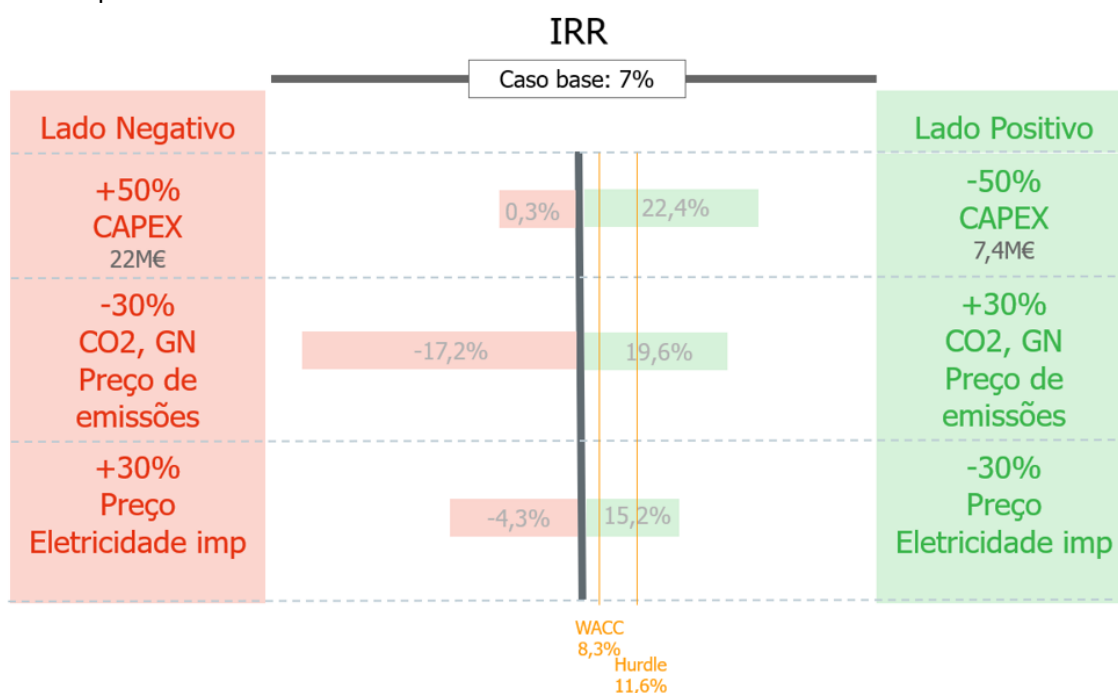


Figura 4.17 - Análise de sensibilidade aos custos do projeto da implementação da bomba de calor

A análise demonstrou que a viabilidade poderia ser alcançada caso o CAPEX fosse reduzido em 50% ou se o custo da eletricidade importada diminuísse em 30%. Além disso, verificou-se que um aumento de 30% no preço das licenças de emissão de CO₂ e do gás natural também tornaria o projeto economicamente viável.

Ao longo dos 10 anos previstos para o projeto, os valores médios utilizados na análise foram de 130,1€/ton para CO₂, 31,4€/ton para gás natural e 93€/MWh para eletricidade importada.

Com base nesses resultados, conclui-se que, apesar dos ganhos de eficiência e da redução no consumo de combustível fóssil, o projeto não é economicamente viável nas condições

atuais. No entanto, ajustes no investimento inicial ou variações nos preços da energia e das emissões de CO₂ podem tornar sua implementação mais atrativa no futuro.

5 CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

O aumento contínuo da concentração de CO₂ na atmosfera tem impulsionado o estabelecimento de metas ambientais globais com o objetivo de descarbonizar as economias e mitigar o aumento da temperatura média mundial. Neste contexto, o Acordo de Paris, em vigor desde 2016, constitui um marco fundamental na transição para um modelo energético mais sustentável. Um dos principais desafios atuais reside na gestão e reaproveitamento eficiente dos desperdícios, uma vez que uma fração significativa da energia pode ser recuperada a partir de fontes residuais. A otimização da eficiência energética e a valorização do calor residual proporcionam benefícios tanto ambientais como económicos, reforçando a necessidade de desenvolvimento e aplicação de tecnologias inovadoras para a recuperação de energia.

Este trabalho teve como objetivo identificar e implementar oportunidades para melhorar a eficiência energética na refinaria de Sines, contribuindo para a sua otimização operacional. A Galp estabeleceu a meta de reduzir as suas emissões em 40% até 2030, comparativamente aos níveis registados em 2017. A implementação das medidas propostas permitiria reduzir o consumo para um valor 40% superior ao de uma refinaria moderna equipada com as melhores tecnologias disponíveis. Para esse efeito, foram conduzidos dois estudos de caso:

- Primeira Oportunidade: Avaliação da possibilidade de utilizar a energia térmica do resíduo atmosférico através da instalação de um revaporizador adicional, com o intuito de minimizar a quantidade de vapor requerida na coluna de fracionamento propano-butano.
- Segunda Oportunidade: Recuperação do calor residual de fluidos para produção de vapor, utilizando uma bomba de calor.

Ambas as iniciativas visam reduzir o consumo de vapor e, consequentemente, as emissões de CO₂ associadas.

No primeiro estudo, com o objetivo de reduzir a utilização de vapor a 10,5 barg na coluna GGV3, considerou-se a implementação de um termossifão para aproveitar o calor residual do resíduo atmosférico na vaporização do fluido no fundo da coluna, reduzindo a dependência

de vapor do revaporizador pré-existente. O software PetroSIM foi utilizado para simular diferentes caudais e temperaturas de alimentação.

No primeiro cenário estudado, a divisão do caudal do fundo da coluna entre o revaporizador pré-existente e o termossifão permitiu uma redução de 4 ton/h no consumo de vapor, resultando numa diminuição anual de 6,2 quilotoneladas (kta) de emissões de CO₂ e 2,6 kta de gás natural. Contudo, verificou-se uma perda de produção de energia elétrica de aproximadamente 3 000 MWh anuais, sendo necessária a importação dessa energia.

A análise económica do projeto, considerando um horizonte temporal de 10 anos, indicou um investimento total de 4,8 milhões de euros, um payback de 5 anos, um valor atual líquido (VAL) de 2,9 milhões de euros e uma taxa interna de rentabilidade (TIR) de 20,3%, sugerindo a viabilidade do projeto.

A análise de sensibilidade revelou que, mesmo com um aumento de 30% no investimento inicial (Capex) ou um acréscimo de 20% no custo da eletricidade importada, o projeto permaneceria viável. Adicionalmente, analisou-se o impacto do preço das licenças de emissão de CO₂ e do gás natural. Como o projeto reduz significativamente as emissões de ambos os compostos poluentes, quanto maior o custo destas licenças, maior o benefício económico do projeto. Mesmo com uma redução de 20% no valor das licenças em relação ao caso base, o projeto continuaria economicamente viável e atrativo para a empresa.

No segundo caso de estudo, foi analisada a maximização do caudal do fundo da coluna de splitter de GPL alimentado ao termossifão, garantindo, no entanto, que o revaporizador pré-existente não secasse. Esta abordagem permitiu uma redução de 8 ton/h no consumo de vapor, o que se traduziria numa diminuição de 12,3 kta de emissões de CO₂ e 4,5 kta de gás natural. Contudo, a perda de produção de energia elétrica aumentaria para aproximadamente 6 000 MWh por ano, exigindo a sua importação.

Neste segundo caso, a análise económica indicou um investimento total de 5,6 milhões de euros, com um payback de 3 anos, um VAL de 8,9 milhões de euros e uma TIR de 37,4%, tornando o projeto ainda mais atrativo do que o primeiro. A análise de sensibilidade revelou que, mesmo com um aumento de 30% no Capex ou um acréscimo de 20% no preço da eletricidade importada, o projeto permaneceria viável. Além disso, verificou-se que uma redução de 20% no preço das licenças de emissão e do gás natural não comprometeria a viabilidade económica. Assim, este segundo cenário revelou-se a solução mais eficiente tanto em termos de redução de emissões de CO₂ como de retorno financeiro.

No segundo estudo de caso, analisou-se a implementação de uma bomba de calor para aproveitamento do calor residual de correntes como água temperada e resíduo atmosférico para produção de vapor a 3,5 barg. Através de simulações no software PetroSIM, testaram-se diferentes fluidos refrigerantes, incluindo água, isobutano e n-butano, tendo-se concluído que a combinação mais eficiente seria a utilização de n-butano e resíduo atmosférico. Esta configuração permitiu minimizar perdas mecânicas e elétricas no compressor, dispensando intercoolers adicionais entre os estágios de compressão. Após a otimização do processo, obteve-se um coeficiente de performance (COP) de 2,5.

A execução deste projeto possibilitaria a produção de vapor a 3,5 barg na ordem de 16 ton/h em VLS mode (2/3 do mês) e 13 ton/h em RAT mode. Como resultado, projetou-se uma redução anual de 23,7 kta de CO₂ e 8,6 kta de gás natural, embora com uma perda de 16 400 MWh anuais de produção elétrica, exigindo a importação dessa eletricidade.

A análise económica indicou um investimento total de 14,9 milhões de euros, com um payback de 8 anos, um VAL de -844 mil euros e uma TIR de 7%, sugerindo que o projeto não é economicamente viável. A análise de sensibilidade demonstrou que a viabilidade poderia ser alcançada caso o Capex fosse reduzido em 50% ou o custo da eletricidade importada diminuísse em 30%. Além disso, verificou-se que um aumento de 30% no preço das licenças de emissão e do gás natural tornaria o projeto economicamente viável.

Entre as duas oportunidades de melhoria da eficiência energética analisadas, apenas a primeira, relativa à implementação do termossifão adicional, apresentou viabilidade económica, contribuindo positivamente para a descarbonização da refinaria. O segundo caso de estudo dentro desta primeira oportunidade demonstrou ser a opção mais vantajosa, garantindo uma maior redução de emissões de CO₂ e um retorno financeiro superior.

Para trabalhos futuros, sugere-se:

- Verificar a possibilidade de acréscimo de integração energética, após utilização do resíduo atmosférico no termossifão, aproveitar novamente esse calor residual no processo antes do seu armazenamento.
- O resíduo atmosférico que é armazenado, é arrefecido por água temperada e esse mesmo fluido ao ser utilizado nas colunas de destilação a vácuo após armazenamento, é aquecido. Verificar a possibilidade de arrefecer o resíduo atmosférico que será armazenado com o próprio que terá de ser aquecido após armazenado e assim reduzir a quantidade de água temperada utilizada nos permutadores E15's.
- Verificar novas tecnologias que poderiam ser aplicadas à refinaria no objetivo de alcançar a neutralidade carbónica utilizando o calor residual do resíduo atmosférico.

BIBLIOGRAFIA

- [1] E. T. C. Vogt e B. M. Weckhuysen, «The refinery of the future», *Nature*, vol. 629, n. 8011, pp. 295–306, 2024, doi: 10.1038/s41586-024-07322-2. Acedido a
- [2] «Roteiro para a Neutralidade Carbónica 2050 | Agência Portuguesa do Ambiente». Acedido: 20 de abril de 2024. [Em linha]. Disponível em: <https://apambiente.pt/clima/roteiro-para-neutralidade-carbonica-2050>
- [3] N. Sunny, A. Bernardi, D. Danaci, M. Bui, A. Gonzalez-Garay, e B. Chachuat, «A Pathway Towards Net-Zero Emissions in Oil Refineries», *Frontiers in Chemical Engineering*, vol. Volume 4-2022, 2022, doi: 10.3389/fceng.2022.804163.
- [4] H. Ritchie, P. Rosado, e M. Roser, «Energy Production and Consumption», *Our World in Data*, Jul. 2020, Acedido: 20 de abril de 2024. [Em linha]. Disponível em: <https://ourworldindata.org/energy-production-consumption>
- [5] «Major Challenges to the Oil Refineries - www.thepetrosolutions.com». Acedido: 20 de abril de 2024. [Em linha]. Disponível em: <https://thepetrosolutions.com/challenges-oil-refinery/>
- [6] M. Ferreira e D. Oliveira, «Arranque do Projecto de Conversão e da Melhoria da Eficiência Energética da Refinaria de Sines 13 de dezembro de 2008».
- [7] «Global Energy Crisis – Topics - IEA». Acedido: 20 de abril de 2024. Disponível em: <https://www.iea.org/topics/global-energy-crisis>
- [8] A. C. S. Madugula, D. Sachde, S. D. Hovorka, T. A. Meckel, e T. J. Benson, «Estimation of CO₂ emissions from petroleum refineries based on the total operable capacity for carbon capture applications», *Chemical Engineering Journal Advances*, vol. 8, p. 100162, 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cej.2021.100162>.
- [9] «EU Carbon Permits - Precio De Mercado». Acedido: 26 de abril de 2024. Disponível em: <https://es.tradingeconomics.com/eecxm:ind>

- [10] «EU ETS Market Outlook 1H 2024: Prices Valley Before Rally | BloombergNEF». Acedido: 26 de abril de 2024. Disponível em: <https://about.bnef.com/blog/eu-ets-market-outlook-1h-2024-prices-valley-before-rally/>
- [11] «What are Scopes 1, 2 and 3 of Carbon Emissions?» Acedido: 30 de abril de 2024. Disponível em: <https://plana.earth/academy/what-are-scope-1-2-3-emissions#explained-scope-1-2-and-3-emissions>
- [12] «Readying Refineries for a Low Carbon Future | BCG». Acedido: 30 de abril de 2024... Disponível em: <https://www.bcg.com/publications/2022/readying-refineries-for-low-carbon-future>
- [13] «Exploring possible pathways for the EU refining system to contribute to a low-CO₂ economy in the 2030-2050 time frame», 30 de abril de 2024. Disponível em: https://www.concawe.eu/wp-content/uploads/Rpt_19-8.pdf
- [14] «Índice Parte II-Jornada de Sustentabilidade».
- [15] «Galp | Industrial e Midstream». 30 de abril de 2024. Disponível em: <https://www.galp.com/corp/pt/sobre-nos/os-nossos-negocios/refinacao-e-distribuicao>
- [16] «Inauguração das novas unidades da refinaria de Sines - Galp Energia conclui projeto de conversão das suas refinarias». 30 de abril de 2024. Disponível em: <https://www.galp.com/corp/pt/media/comunicados-de-imprensa/comunicado/id/384/inauguracao-das-novas-unidades-da-refinaria-de-sines---galp-energia-conclui-projeto-de-conversao-das-suas-refinarias>
- [17] «Index Part I-Integrated Management Report About the report 3 Message from the Board of Directors 5».
- [18] M. A. Fahim, T. A. Al-Sahhaf, e A. Elkilani, Fundamentals of petroleum refining. Elsevier, 2009.
- [19] «RESÍDUO ATMOSFÉRICO DE PETRÓLEO (RAT): COMPOSIÇÃO E30 de abril de 2024. Disponível em: https://1library.org/article/res%C3%ADduo-atmosf%C3%A9rico-de-petr%C3%B3leo-rat-composi%C3%A7%C3%A3o-e.y805000q#google_vignette
- [20] B. Zühlsdorf, «IE A High-Temperature Heat Pumps Task 1-Technologies Task Report Operating Agent», Acedido a 2 de maio de 2024. Disponível em: <https://heatpumping-technologies.org>
- [21] «Everything to know about carbon dioxide (CO₂) - Breeze Technologies». Acedido: Acedido a 2 de maio de 2024. Disponível em: <https://www.breeze-technologies.de/blog/carbon-dioxide-co2/>

- [22] T. M. Gür, «Carbon Dioxide Emissions, Capture, Storage and Utilization: Review of Materials, Processes and Technologies», *Prog Energy Combust Sci*, vol. 89, p. 100965, 2022, doi: <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2021.100965>.
- [23] «Climate Change Indicators: Greenhouse Gases | US EPA». Acedido a 2 de maio de 2024. Disponível em: <https://www.epa.gov/climate-indicators/greenhouse-gases>
- [24] Z. Zhang et al., «Recent advances in carbon dioxide utilization», *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 125, p. 109799, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.109799>.
- [25] A. Kwilinski et al., «Carbon Dioxide, Nitrous Oxide, and Methane: What Types of Greenhouse Gases Are Most Affected by Green Investments and Renewable Energy Development?», *Energies (Basel)*, vol. 17, n. 4, 2024, doi: 10.3390/en17040804.
- [26] «Atmospheric Carbon Dioxide | GlobalChange.gov». Acedido a 2 de maio de 2024. Disponível em: <https://www.globalchange.gov/indicators/atmospheric-carbon-dioxide>
- [27] H. Kanaboshi, F. Sano, J. Oda, K. Akimoto, e N. Onishi, «Cost-efficient measures in the oil refinery and petrochemical sectors for the reduction of CO₂ emissions under the Paris Agreement and air pollution under the MARPOL Convention», *Energy and Climate Change*, vol. 2, p. 100027, 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.egycc.2021.100027>.
- [28] «¿Qué evidencia existe de que la Tierra se está calentando y que los humanos son la causa principal? | NOAA Climate.gov». Acedido a 20 de maio de 2024. Disponível em: <https://www.climate.gov/news-features/climate-qa/%C2%BFqu%C3%A9-evidencia-existe-de-que-la-tierra-se-est%C3%A1-calentando-y-que-los>
- [29] S. Ahirrao, «Zero Liquid Discharge Solutions», 2014, pp. 489–520. doi: 10.1016/B978-0-08-099968-5.00013-1.
- [30] V. Fetisov et al., «On the Integration of CO₂ Capture Technologies for an Oil Refinery», *Energies (Basel)*, vol. 16, n. 2, 2023, doi: 10.3390/en16020865.
- [31] M. Radulescu, J. Cifuentes-Faura, K. Si Mohammed, e H. Alofaysan, «Energy efficiency and environmental regulations for mitigating carbon emissions in Chinese Provinces», *Energy Effic*, vol. 17, n. 6, p. 67, 2024, doi: 10.1007/s12053-024-10248-3.
- [32] E. Worrell e C. Galitsky, «Energy Efficiency Improvement and Cost Saving Opportunities for Petroleum Refineries An ENERGY STAR® Guide for Energy and Plant Managers Energy Efficiency Improvement and Cost Saving Opportunities for Petroleum Refineries An ENERGY STAR® Guide for Energy and Plant Managers Acknowledgment», 2015.
- [33] Z. Milosevic e W. Cowart, «Refinery energy efficiency and environment goals», *Petroleum technology quarterly*, vol. 7, n. 2, pp. 45–55, 2002.

- [34] S. Brückner, S. Liu, L. Miró, M. Radspieler, L. F. Cabeza, e E. Lävemann, «Industrial waste heat recovery technologies: An economic analysis of heat transformation technologies», *Appl Energy*, vol. 151, pp. 157–167, 2015, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.01.147>.
- [35] «Blower & compressor technology for industrial heat pump applications». Acedido: 1 de junho de 2024. Disponível em: <https://www.piller.de/industrial-heat-pump/>
- [36] Energy.nl, de <https://energy.nl/wp-content/uploads/industrial-mechanical-vapour-recompression-1-7.pdf>
- [37] K. J. Chua, S. K. Chou, e W. M. Yang, «Advances in heat pump systems: A review», *Appl Energy*, vol. 87, n. 12, pp. 3611–3624, 2010, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.06.014>.
- [38] «The heat-pump way to more sustainability». ». Acedido: 1 de junho de 2024. Disponível em: <https://decarbonisationtechnology.com/article/126/the-heat-pump-way-to-more-sustainability>
- [39] «Industrial High-Temperature Heat Pumps | Armstrong | EMEA». ». Acedido: 1 de junho de 2024. Disponível em: <https://armstronginternational.eu/products-landing/heat-pump-packages/>
- [40] J. H. Goldman, T. Lovell, M. K. Ewert, e P. A. Petete, «High Temperature Lift Heat Pump Refrigerant and Thermodynamic Cycle Selection», *SAE Transactions*, vol. 103, pp. 575–597, 1994, [Em linha]. Disponível em: <http://www.jstor.org/stable/44614871>
- [41] «Types of Compressors – Chemical Engineering World». ». Acedido: 1 de junho de 2024. Disponível em: <https://chemicalengineeringworld.com/types-of-compressors/>
- [42] M. Casey e C. Robinson, Eds., «Efficiency Definitions for Compressors», em *Radial Flow Turbocompressors: Design, Analysis, and Applications*, Cambridge: Cambridge University Press, 2021, pp. 106–134. doi: DOI: 10.1017/9781108241663.006.
- [43] S. Popli, P. Rodgers, e V. Eveloy, «Gas turbine efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers in the oil and gas industry», *Appl Therm Eng*, vol. 50, n. 1, pp. 918–931, 2013, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.06.018>.
- [44] «Basic heat transfer - SWEP». Acedido a 22 de maio de 2024. Disponível em: <https://www.swep.net/refrigerant-handbook/1.-basic-heat-transfer/>
- [45] «Rules of Thumb: Heat Exchanger Selection - Features - The Chemical Engineer». Acedido a 22 de maio de 2024. [Em linha]. Disponível em: <https://www.thechemicalengineer.com/features/rules-of-thumb-heat-exchanger-selection/>
- [46] S. RK, «Coulson and Richardson's Chemical Engineering Design», Elsevier, vol. 6, pp. 1–1055, 2005.

- [47] M. H. Mohammadi, H. R. Abbasi, A. Yavarinasab, e H. Pourrahmani, «Thermal optimization of shell and tube heat exchanger using porous baffles», *Appl Therm Eng*, vol. 170, p. 115005, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115005>.
- [48] M. B. H. Mantelli, *Thermosyphons and heat pipes: theory and applications*. Springer, 2021.
- [49] R. W. Serth e T. G. Lestina, «10 - Reboilers», em *Process Heat Transfer (Second Edition)*, R. W. Serth e T. G. Lestina, Eds., Boston: Academic Press, 2014, pp. 361–430. doi: <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-397195-1.00010-8>.
- [50] I. Dincer e C. Zamfirescu, «1.5 Thermodynamic aspects of energy», *Comprehensive energy systems*, Elsevier, pp. 153–211, 2018.
- [51] H. Jouhara, N. Khordehgah, S. Almahmoud, B. Delpech, A. Chauhan, e S. A. Tassou, «Waste heat recovery technologies and applications», *Thermal science and engineering progress*, vol. 6, pp. 268–289, 2018.
- [52] X. Zhang, M. He, e Y. Zhang, «A review of research on the Kalina cycle», *Renewable and sustainable energy reviews*, vol. 16, n. 7, pp. 5309–5318, 2012.
- [53] S. Douvartzides e I. Karmalis, «Working fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) exhaust heat recovery of an internal combustion engine power plant», *IOP Conf Ser Mater Sci Eng*, vol. 161, n. 1, p. 012087, 2016, doi: [10.1088/1757-899X/161/1/012087](https://doi.org/10.1088/1757-899X/161/1/012087).
- [54] «Thermal Energy Storage | Department of Energy». Acedido a 4 de junho de 2024. Disponível em: <https://www.energy.gov/eere/buildings/thermal-energy-storage>
- [55] L. F. Cabeza, I. Martorell, L. Miró, A. Fernández, e C. Barreneche, «Introduction to thermal energy storage systems», 2021, pp. 1–33. doi: [10.1016/B978-0-12-819885-8.00001-2](https://doi.org/10.1016/B978-0-12-819885-8.00001-2).
- [56] I. Beloglazov, V. Morenov, e E. Leusheva, «Flow modeling of high-viscosity fluids in pipeline infrastructure of oil and gas enterprises», *Egyptian Journal of Petroleum*, vol. 30, n. 4, pp. 43–51, 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ejpe.2021.11.001>.
- [57] «The Science Behind Pumping High Viscosity Fluids - Discflo». Acedido a 16 de junho de 2024. Disponível em: <https://discflo.com/resources/the-science-behind-pumping-high-viscosity-fluids/>
- [58] M. H. Mohammadi, H. R. Abbasi, A. Yavarinasab, e H. Pourrahmani, «Thermal optimization of shell and tube heat exchanger using porous baffles», *Appl Therm Eng*, vol. 170, p. 115005, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115005>.

- [59] «Petro-SIM Simulation Software | KBC». Acedido a 16 de junho de 2024. Disponível em: <https://www.kbc.global/process-optimization/technology/simulation-software/pe-tro-sim-simulation-software/>
- [60] R. Sinnott, Chemical Engineering Design: Chemical Engineering Volume 6, vol. 6. Elsevier, 2005.
- [61] R. Smith, C. Peters, e H. Inomata, «Heat transfer and finite-difference methods», Supercritical Fluid Science and Technology, vol. 4, pp. 557–615, 2013, doi: 10.1016/B978-0-444-52215-3.00008-8.
- [62] «Nusselt number: Definition, Formula, Significance, Examples [with Pdf] - Mech Content». Acedido: 11 de novembro de 2024. Disponível em: <https://mechcontent.com/nusselt-number/>
- [63] «Engineering Page > Heat Exchangers > Typical Fouling Factors». 11 de novembro de 2024. Disponível em: https://www.engineeringpage.com/technology/thermal/fouling_factors.html
- [64] «Refrigerants | Industrialheatpumps.nl». 11 de novembro de 2024. Disponível em: https://industrialheatpumps.nl/english/operating_principle/refrigerants/
- [65] «Vapour compression heat pump with turbo compressors – Push2Heat». Acedido: 11 de novembro de 2024. Disponível em: <https://push2heat.eu/high-temperature-heat-pump-with-turbo-compressor/>
- [66] K. Adamson et al., «High-temperature and transcritical heat pump cycles and advancements: A review», Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 167, p. 112798, Mar. 2022, doi: 10.1016/j.rser.2022.112798.
- [67] «How to avoid the Top 10 heat exchanger mistakes | Processing Magazine». Acedido: 2 de fevereiro de 2024. Disponível em: <https://www.processingmagazine.com/process-control-automation/article/21125180/how-to-avoid-the-top-10-heat-exchanger-mistakes>
- [68] R. W. Serth e T. Lestina, Process heat transfer: Principles, applications and rules of thumb. Academic press, 2014.
- [69] «EU ETS Market Outlook 1H 2024: Prices Valley Before Rally | BloombergNEF». Acedido: 4 de fevereiro de 2024. Disponível em: <https://about.bnef.com/blog/eu-ets-market-outlook-1h-2024-prices-valley-before-rally/>
- [70] S. Klute, M. Budt, M. van Beek, e C. Doetsch, «Steam generating heat pumps – Overview, classification, economics, and basic modeling principles», Energy Convers Manag, vol. 299, p. 117882, 2024, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2023.117882>.

- [71] A. Zini, L. Socci, G. Vaccaro, A. Rocchetti, e L. Talluri, «Working Fluid Selection for High-Temperature Heat Pumps: A Comprehensive Evaluation», *Energies* (Basel), vol. 17, n. 7, 2024, doi: 10.3390/en17071556.
- [72] «How to Estimate Compressor Efficiency? | Campbell Tip of the Month». Acedido: 4 de fevereiro de 2025. Disponível em: <https://www.jmcampbell.com/tip-of-the-month/2015/07/how-to-estimate-compressor-efficiency/>
- [73] Y. Kim, «Syntheses, Crystal Structures, and Dielectric Property of Oxynitride Perovskites», Thesis, Ohio State, pp. 1–188, 2005, Acedido: 10 de fevereiro de 2025. Disponível em: <https://archive.org/details/plantdesignecon0000pete>
- [74] H. M. G. Muller-Steinhagen, «RANKINE CYCLE», *A-to-Z Guide to Thermodynamics, Heat and Mass Transfer, and Fluids Engineering*, Jun. 2011, doi: 10.1615/ATOZ.RANKINE_CYCLE.
- [75] «What is thermal energy storage? – 5 benefits you must know | Danfoss». Acedido: 4 de junho de 2024. Disponível em: <https://www.danfoss.com/en/about-danfoss/insights-for-tomorrow/integrated-energy-systems/thermal-energy-storage/>
- [76] «Matches' Heat Exchanger cost - air-cooled, kettle, shell and tube, tank, water.» Acedido: 2 de março de 2025. Disponível em: <https://www.matche.com/equipcost/Exchanger.html>
- [77] J. L. H. Miranda e L. A. A. López, «Piping design: the fundamentals», *Short Course on Geothermal Drilling, Resource Development and Power Plant* organized by UNU-GTP and LaGeo, in Santa Tecla, El Salvador, 2011.
- [78] Peters, M. S., & Timmerhaus, K. D. (1991). *Plant design and economics for chemical engineers*. McGraw-Hill Education (ISE Editions), acedido a 26 de dezembro de 2023
- [79] Marshall & swi equipment cost index. (2008, maio). *Chemical engineering*, 115, 92. <https://go.gale.com/ps/i.do?p=AONE&u=googlescholar&id=GALE|A179316898&v=2.1>
- [80] Hojja, M., Omidkhah, M., Shahi, P., & Hassan, M. (2004). Cost effective heat exchanger network design with mixed materials of construction. *Ijcce.ac.ir*. https://www.ijcce.ac.ir/article_8143_9657d43468e7907c528006792017ae.pdf, acedido a 14 de dezembro de 2023
- [81] “Distillation Column Control Valve Sourcebook - Chemical Unit Operations.” Available: <https://www.emerson.com/documents/automation/control-valve-sourcebook-chemical-unit-operations-distillation-column-en-8103304.pdf>. Acedido: 12 de março de 2025
- [82] F. J. S, B. T. K, O. Godal, and T. Skodvin, “Climate implications of GWPbased

reductions in greenhouse gas emissions," *Geophys. Res. Lett.*, vol. 27, no. 3, pp. 409–412, 2000, doi: <https://doi.org/10.1029/1999GL010939>.

[82] F. J. S, B. T. K, O. Godal, and T. Skodvin, "Climate implications of GWPbased reductions in greenhouse gas emissions," *Geophys. Res. Lett.*, vol. 27, no. 3, pp. 409–412, 2000, doi: <https://doi.org/10.1029/1999GL010939>.

[83] M. M. Islam and M. Hasanuzzaman, "Introduction to energy and sustainable development," *Energy for Sustainable Development*, pp. 1–18, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/b978-0-12-814645-3.00001-8>.

[84] M. Bera et al., "Advancing energy efficiency: innovative technologies and strategic measures for achieving net zero emissions," *Carbon Footprints*, vol. 4, no. 1, p. -3, 2025, doi: <https://doi.org/10.20517/cf.2024.48>.

[85] S. Broberg Viklund and M. T. Johansson, "Technologies for utilization of industrial excess heat: Potentials for energy recovery and CO2 emission reduction," *Energy Conversion and Management*, vol. 77, pp. 369–379, Jan. 2014, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.09.052>.

[86] M. Trl, "TECHNOLOGY FACTSHEET." Acedido: Mar. 31, 2025. [Online]. Available: https://energy.nl/wp-content/uploads/industrial-mechanical-vapour-recompression-1-7.pdf?mwg_rnd=3569972

[87] "REDUCING ENERGY COSTS AND ENVIRONMENTAL FOOTPRINT. Mechanical vapor recompression (MVR) solutions in evaporation processes." Acedido: Mar. 31, 2025. [Online]. Available: https://www.gea.com/en/assets/171000/?mwg_rnd=2269705

[88] I. Dincer, "1.6 Exergy," in *Comprehensive Energy Systems*, 2018, pp. 212–264. doi: <https://doi.org/10.1016/B9780128095973.001061>.

[89] How, "How a heat pump works – The Future of Heat Pumps – Analysis - IEA," IEA, 2025. https://www.iea.org/reports/the-future-of-heat-pumps/how-a-heat-pump-works?mwg_rnd=5512778 (Acedido Mar. 31, 2025).

[90] "Industrial High-Temperature Heat Pumps," Armstrong | EMEA, Oct. 07, 2024. https://armstronginternational.eu/products-landing/heat-pump-packages/?mwg_rnd=1005658 (accessed Mar. 31, 2025).

[91] J. H. Goldman, T. Lovell, M. K. Ewert, and P. A. Petete, "High Temperature Lift Heat Pump Refrigerant and Thermodynamic Cycle Selection," *SAE Transactions*, vol. 103, pp. 575–597, 1994, Acedido a Mar. 31, 2025. [Online]. Available: <http://www.jstor.org/stable/44614871>

- [92] M. Casey and C. Robinson, "Efficiency Definitions for Compressors," in *Radial Flow Turbocompressors: Design, Analysis, and Applications*, Cambridge: Cambridge University Press, 2021, p. 106134. doi: <https://doi.org/10.1017/9781108241663.006>.
- [93] Disponível em: <<https://ww25.qualityengineer.blog/chiller-de-absorcao-como-fun-ciona?subid1=20250401-0333-5086-9bfd-fc9eecb36cfd>>. Acedido a 31 março 2025
- [94] Ipieca, "Heat exchangers (2022) | Ipieca," Ipieca, Jan. 28, 2025. <https://www.ipieca.org/resources/energy-efficiency-compendium/heat-exchangers-2022>
- [95] I. Dincer, "1.6 Exergy," in *Comprehensive Energy Systems*, 2018, pp. 212–264. doi: <https://doi.org/10.1016/B9780128095973.001061>.
- [96] "Steam Reboilers: Ensuring Optimal Performance through Proper Balance Line Sizing – Industrial Mechanical," *Industrialseparation.com*, 2025. http://www.industrialseparation.com/20240306_steam-reboilers-ensuring-optimal-performance-through-proper-balance-line-sizing.html?mwg_rnd=6703344 (accessed Mar. 31, 2025).
- [97] B. Bahru, J. Bahru, W. Malaysia, A. Jaya, K. Author, and Kolmetz, "KLM Technology Group Practical Engineering Guidelines for Processing Plant Solutions Kolmetz Handbook of Process Equipment Design DISTILLATION COLUMN REBOILER SELECTION, SIZING AND TROUBLESHOOTING (ENGINEERING DESIGN GUIDELINES)," 2013. Acedido a Mar. 31, 2025. [Online]. Available: https://www.klmtechgroup.com/PDF/EDG-SYS/ENGINEERING-DESIGN-GUIDELINES-reboiler-Rev1.3web.pdf?mwg_rnd=6763368
- [98] "Coepro: Organic Rankine Cycle Solutions by Turboden," COEPRO - Consultores e Engenheiros Projectistas, Lda., 2025. https://www.coepro.com/en/pages/organic-rankine-cycle?mwg_rnd=2552730 (accessed Mar. 31, 2025).
- [99] Swagelok, "How to Safely Sample High-Viscosity Fluids in Refineries," Swagelok.com, 2025. <https://www.swagelok.com/en/blog/how-to-sample-high-viscosity-fluids-bitumen-refineries> (accessed Mar. 31, 2025).
- [100] "Difficulties When Pumping High Viscosity Fluids," EDDY Pump, Dec. 30, 2024. https://eddypump.com/education/difficulties-when-pumping-high-viscosity-fluids/?mwg_rnd=9811599 (accessed Mar. 31, 2025).

ANEXOS-RECOLHA DE DADOS DO PROCESSO

De forma a perceber a variabilidade do processo, foi necessário estudar tanto o caudal de resíduo atmosférico quanto a sua temperatura ao longo de todo o processo, de modo a identificar o momento ideal para sua utilização e determinar a quantidade de calor residual que pode ser recuperada, sendo este um fator crucial neste projeto.

Os dados foram retirados com auxílio do *EServer* e *aspenplus*. tabela A.1 e A.2. As tags representadas a amarelo simbolizam todo o RAT disponível, sendo este utilizado antes da sua divisão para os processos de vácuo e armazenamento. A cor azul representa exclusivamente a parte do RAT destinada ao armazenamento, enquanto as cores verde e laranja correspondem ao fluxo direcionado para os vácuos 1 e 2, respetivamente.

A.1 Permutador Sujo e Limpo

Tabela A.1 - Comportamento do RAT ao longo do processo, permutador limpo - AGOSTO 2023

	Caudal RAT (m³/h)								Temperatura (°C)					
	CCDF178C	CCF2902	CCF2913	CCF179 - Ramal B	CCF178 - Ramal A	CCDF178	CCF4023	CCF4022 (calculada)	CCT1594	CCT1593	CCT2905	CCT4122 - Ramal B	CCT4121 - Ramal A	CCT180
01/08/2023	646,47	286,51	122,25		119,48	120,69	238,17	92,61	29,64	210,68	195,065	204,383	66,271	65,518 66,246
02/08/2023	613,44	286,79	124,23		101,42	101,1	202,36	96,87	27,36	208,435	190,305	201,543	64,894	64,255 65,752
03/08/2023	379,86	0	0		198,12	193,58	376,74	47,32		167,912	167,597	122,465	85,131	85,235 85,235
04/08/2023	404,48	0	0		206,21	195,6	409,28	46,96		166,28	166,945	94,622	85,12	84,793 85,182
05/08/2023	336,78	0	0		178,59	168,43	325,55	29,55		162,771	163,895	96,544	84,739	84,812 85,122
06/08/2023	349,48	0	0		180,74	173,68	344,56	33,73		164,615	167,564	96,053	85,365	85,594 85,877
07/08/2023	337,49	0	0		176,4	176,17	335,68	26,56		165,242	167,432	97,713	85,299	85,152 85,268
08/08/2023	662,62	42,45	27,18		293,95	296,03	591,79	19,07	8,11	195,556	195,812	123,054	86,601	86,528 86,796
09/08/2023	626,48	287,5	107,5		117,02	116,3	232,86	77,6	29,9	200,615	195,01	197,531	63,701	63,1304 63,919
10/08/2023	609,88	288,52	108,08		106,03	105,48	212,21	75,32	32,76	199,288	194,841	196,234	62,906	62,917 63,352
11/08/2023	647,17	288,62	108,58		121,91	123,78	249,63	76,18	32,4	204,015	197,579	201,146	66,096	65,784 66,102
12/08/2023	604,37	288,48	108,7		107,13	107,56	216,02	76,1	32,6	202,194	195,425	199,049	64,052	63,697 64,27
13/08/2023	687,61	289,24	107,85		145,24	147,19	291,62	74,44	33,41	210,769	200,746	206,537	69,142	68,453 68,656
14/08/2023	704,28	289,91	107,15		154,27	154,63	308,51	76,41	30,74	210,845	200,753	206,525	69,664	8,982 69,714
15/08/2023	658,25	289,31	107,65		130,52	129,93	261,24	75,02	32,63	206,784	196,709	202,474	67,197	66,537 66,973
16/08/2023	475,61	0	0		238,4	234,56	473,55	9,53		177,887	176,876	171,796	79,956	79,922 79,84
17/08/2023	377,67	0	0		189,9	187,74	369,9	35,66		165,201	162,036	99,498	79,882	80,044 79,829
18/08/2023	390,24	0	0		191,55	195,57	387,15	29,54		167,641	165,31	94,507	80,045	80,012 79,857
19/08/2023	401,27	0	0		195,19	198,71	398,4	30,97		169,784	167,152	93,663	80,056	80,1 80,172
20/08/2023	404,88	0	0		197,17	195,81	389,07	28,6		169,241	166,937	94,024	80,02	80,027 79,845
21/08/2023	623,88	287,9	107,84		114,25	115,25	227,66	71,78	36,06	207,235	196,968	202,895	67,006	66,836 66,7
22/08/2023	533,27	288,24	107,39		57,01	79,8	136,66	70,1	37,29	198,12	195,653	194,1	60,874	63,34 62,376
23/08/2023	656,57	287,24	107,27		130,23	130,31	262	72,12	35,15	210,02	198,996	205,617	66,846	67,031 66,899
24/08/2023	624,82	287,28	111,27		113,92	113,84	226,4	74,99	36,28	207,672	195,918	202,964	67,62	67,842 67,508
25/08/2023	649,07	285,52	108,66		126,96	128,5	253,75	73,49	35,17	211,201	199,496	206,794	69,835	70,468 69,942
26/08/2023	647,18	284,86	110,85		125,12	124,72	249,65	75,77	35,08	210,953	199,027	206,271	64,702	65,011 64,931
27/08/2023	616,93	288,34	108,64		111,92	112,04	222,91	75,01	33,63	208,581	194,877	203,218	62,956	63,141 63,118
28/08/2023	582,91	287,97	104,67		95,19	95,24	190,52	71,72	32,95	206,761	195,634	201,125	63,92	64,116 64,283
29/08/2023	615,73	287,43	105,99		111,35	112,04	222,39	74,12	31,87	210,135	196,697	204,765	64,819	65,068 65,137
30/08/2023	588,71	287,18	105,02		97,55	98,07	195,44	70,92	34,1	176,4	194,901	200,488	60,733	62,408 61,792
31/08/2023	475,2	0	0		237,17	238,17	476,42	11,03		174,272	173,824	106,348	80,799	76,075 78,258

VLS mode

RAT mode

Máx

211

178

Min

176

162

Tabela A.2 - Comportamento do RAT ao longo do processo, permutador limpo - dezembro 2023

	Caudal (m3/h)							Temperatura (°C)						
	CCDF178C	CCF2902	CCF2913	CCF179 - Ramal B	CCF178 - Ramal A	CCDF178	CCF4023	CCF4022	CCT1594	CCT1593	CCT2905	CCT4122 - Ramal B	CCT4121 - Ramal A	CCT180
01/12/2023	476,87	0	155,08	158,84	157,08	322,85	102,04		138,218	139,658	89,435	63,679	68,738	63,31
02/12/2023	381,81	0	0	199,83	195,16	391,72	33,64		134,862	135,076	90,467	69,315	63,138	65,879
03/12/2023	420,48	0	0	209,75	210,5	418,23	48,62		136,48	135,205	91,713	75,036	75,089	75,315
04/12/2023	467,02	0	0	235,79	225,44	463,61	51,87		137,249	134,89	90,658	74,979	74,925	74,881
05/12/2023	452,62	0	0	228,61	228,69	458,38	85,12		137,214	135,497	92,76	84,967	85,006	84,847
06/12/2023	467,45	0	0	233,07	231,95	463,2	80,13		137,975	136,157	90,954	84,877	84,895	84,801
07/12/2023	477,86	0	0	239,81	238,47	477,85	72,72		138,637	137,081	92,707	85,162	85,164	84,994
08/12/2023	467,28	0	0	234,81	233,34	467,48	85,2		138,99	137,325	91,428	86,09	86,211	86,007
09/12/2023	615,23	199,68	96,17	160,43	159,55	319,72	63,64		152,132	151,603	153,316	60,254	60,346	60,13
10/12/2023	616,52	231,41	147,22	122,36	121,07	237,53	98,91		150,133	150,782	152,087	57,975	58,476	57,963
11/12/2023	577,41	232,3	141,55	104,39	105,73	203,94	95,02		150,125	151,802	152,16	57,187	58,877	57,902
12/12/2023	578,83	231,65	139,21	104,55	105,55	208,05	93,14		151,439	151,245	152,884	58,621	60,581	59,35
13/12/2023	581,18	233,13	112,99	118,66	119,05	239,48	73,14		150,973	150,707	152,936	55,547	61,878	58,711
14/12/2023	614,91	238,78	112,87	129,79	128,22	262,4	73,37		146,421	149,638	148,113	57,89	63,349	60,538
15/12/2023	601,55	237,47	112,15	123,86	123,37	249,62	72,47		145,099	149,188	147,212	64,384	68,45	66,294
16/12/2023	582,27	235,83	112	116,4	116,96	233,9	72,64		144,204	149,023	146,716	64,813	68,761	66,588
17/12/2023	585,91	236,59	112,04	116,55	116,39	236,64	72,85		145,231	149,723	147,561	65,799	69,782	67,499
18/12/2023	595,37	235,66	97,46	131,53	130,5	264,86	62,29		147,794	152,084	149,976	63,193	68,304	65,449
19/12/2023	583,53	237,45	112,19	116,18	114,07	236,6	71,91		149,087	151,759	150,441	60,262	64,9	62,582
20/12/2023	432,44	0	0	221,88	216,67	430,45	52,12		135,332	133,886	93,297	75,342	75,331	75,179
21/12/2023	467,4	0	0	236,64	237,13	466,7	91,54		136,092	135,398	86,443	85,096	85,163	84,935
22/12/2023	497,27	0	0	250,91	255,87	497,24	84		138,606	137,712	87,891	84,898	84,94	84,723
23/12/2023	505,02	0	0	251,21	257,28	506,07	78,62		140,261	138,876	89,403	85,282	85,363	85,091
24/12/2023	504,72	0	0	254,12	255,05	506,05	80,7		140,237	140,197	90,49	85,294	85,432	85,094
25/12/2023	585,64	231,25	127,29	114,08	113,42	227,55	85,54		151,921	149,292	154,15	54,674	57,621	55,97
26/12/2023	567,53	230,23	111,42	112,14	112,34	224,01	73,92		152,341	150,143	153,795	59,131	60,787	59,784
27/12/2023	572,28	235,14	127,87	104,81	103,81	209,43	86,29		151,572	151,015	152,871	64,352	65,889	64,995
28/12/2023	590,59	237,38	128,17	112	111,75	223,84	86,66		151,67	150,122	152,368	64,488	66,064	64,993
29/12/2023	463,56	222,4	127,51	56,47	52,85	110,93	84,82		143,084	146,974	145,112	62,668	63,484	62,836
30/12/2023	486,88	235,28	128,03	57,54	57,95	121,81	85,03		142,75	147,036	145,015	61,528	62,518	61,858
31/12/2023	482,67	235,24	127,42	58,69	59,15	119,52	85,3		142,371	145,061	143,38	61,591	62,636	61,943

VLS mode

RAT mode

Máx

152

140

Min

142

134

SIMULAÇÃO TERMOSSIFÃO

Os resultados obtidos através da simulação PetroSIM para a implementação do termosifão, variando o caudal de alimentação de resíduo atmosférico ao equipamento, estão de seguida apresentados na tabela B.1 e B.2. Desta oportunidade de melhoria, o primeiro caso de estudo (divisão 50% termosifão-revaporizador) está refletida de amarelo e o segundo caso de estudo onde se maximiza o caudal de fundo da coluna no termosifão está visível a verde.

Tabela B.1 - Recolha de dados obtidos na simulação "Termossifão" em processo RAT mode

RAT Mode - 154 °C					
Caudal de RAT	Caudal para termosifão	Duty Termossifão	Duty Kettle	Caudal de Vapor kettle	Poupança Vapor
ton/h	ton/h	Gcal/h	Gcal/h	ton/h	ton/h
0	0	0,0	8,8	16,3	0,0
33	30	0,5	8,4	15,5	0,8
65	59	0,9	7,9	14,6	1,7
98	89	1,4	7,4	13,7	2,6
131	119	1,9	6,9	12,8	3,4
149	133	2,1	6,7	12,4	3,9
163	148	2,4	6,5	12,0	4,3
196	178	2,8	6,0	11,1	5,2
229	208	3,3	5,5	10,2	6,1
262	238	3,8	5,0	9,3	7,0
294	267	4,3	4,6	8,5	7,8

Tabela B.2 - Recolha de dados obtidos na simulação "Termossifão" em processo VLS mode

VLS Mode - 175 °C					
Caudal de RAT	Máximo Caudal para termosifão	Duty Termossifão	Duty Kettle	Caudal de Vapor kettle	Poupança Vapor
ton/h	ton/h	Gcal/h	Gcal/h	ton/h	ton/h
0	0	0,0	8,8	16,3	0,0
33	57	0,9	7,9	14,7	1,6
65	112	1,8	7,0	13,1	3,2
79	133	2,2	6,7	12,3	3,9
98	169	2,7	6,1	11,4	4,9
131	226	3,6	5,2	9,7	6,6
155	267	4,3	4,6	8,5	7,8
163	281	4,5	4,4	8,1	8,2
196	337	5,4	3,5	6,4	9,9

SIMULAÇÃO BOMBA DE CALOR

Os resultados obtidos através da simulação PetroSIM para utilização da bomba de calor, variando o fluido refrigerante e a fonte de calor, estão disponíveis nas tabelas de C.1 a C.9.. Como fornecedor de energia térmica, utilizou-se resíduo atmosférico (RAT) e água temperada (AT).

Tabela C.1 - N Butano Fluido Refrigerante, RAT Fonte de Calor. Resultados RAT mode

Caudal de RAT (ton/h)	Caudal de refrigerante (ton/h)	Caudal de BFW (ton/h)	Power total MW	Calor recuperato de RAT MW	Calor transferido para BFW MW
33	36	4	0,92	1,84	2,77
100	110	13	2,80	5,58	8,38
150	165	20	4,21	8,37	12,57
163	179	22	4,57	9,09	13,66
229	251	31	6,42	12,78	19,19
294	323	39	8,24	16,40	24,64

Tabela C.2 - N Butano Fluido Refrigerante, RAT Fonte de Calor. Resultados VLS mode

Caudal de RAT (ton/h)	Caudal de refrigerante (ton/h)	Caudal de BFW (ton/h)	Power total MW	Calor recuperato de RAT MW	Calor transferido para BFW MW
33	45,59	5,57	1,16	2,32	3,48
100	138,29	16,91	3,53	7,02	10,55
163	225,18	27,51	5,75	11,45	17,20
196	270,77	33,07	6,91	13,77	20,68

Tabela C.3 - N Butano Fluido Refrigerante, AT Fonte de Calor.

Caudal de AT (ton/h)	Caudal de refrigerante (ton/h)	Caudal de BFW (ton/h)	Power total MW	Calor recuperato de AT MW	Calor transferido para BFW MW
20	13,66	1,68	0,52	0,54	1,05
40	27,31	3,37	1,03	1,07	2,10
60	40,97	5,05	1,55	1,61	3,16
80	54,62	6,73	2,07	2,14	4,21
100	68,28	8,42	2,58	2,68	5,26
120	81,93	10,10	3,10	3,21	6,31
140	95,59	11,78	3,43	3,75	7,37
160	109,24	13,47	4,13	4,28	8,42
180	122,90	15,15	4,65	4,82	9,47
200	136,56	16,83	5,17	5,36	10,52

Tabela C.4 - Iso-Butano Fluido Refrigerante, RAT Fonte de Calor. Resultados RAT mode

Caudal de RAT (ton/h)	Caudal de refrigerante (ton/h)	Caudal de BFW (ton/h)	Power total MW	Calor recuperado de RAT MW	Calor transferido para BFW MW
33	45,68	4,63	1,04	1,84	2,89
98	135,66	13,74	3,10	5,47	8,57
163	225,64	22,86	5,16	9,09	14,25
229	317,00	32,11	7,25	12,78	20,03
294	406,98	41,13	9,31	16,40	25,71

Tabela C.5 - Iso-Butano Fluido Refrigerante, RAT Fonte de Calor. Resultados VLS mode

Caudal de RAT (ton/h)	Caudal de refrigerante (ton/h)	Caudal de BFW (ton/h)	Power total MW	Calor recuperado de RAT MW	Calor transferido para BFW MW
33	57,50	5,82	1,31	2,32	3,63
98	170,76	17,30	3,91	6,88	10,79
163	284,01	28,77	6,50	11,45	17,94
196	341,51	34,51	7,81	13,77	21,57

Tabela C.6 - Iso-Butano Fluido Refrigerante, AT Fonte de Calor.

Caudal de AT (ton/h)	Caudal de refrigerante (ton/h)	Caudal de BFW (ton/h)	Power total MW	Calor recuperado de AT MW	Calor transferido para BFW MW
20	18,32	1,86	0,62	0,54	1,16
40	40,08	3,72	1,25	1,07	2,32
60	54,97	5,58	1,87	1,61	3,48
80	73,29	7,44	2,49	2,14	4,64
100	91,62	9,29	3,12	2,68	5,80
120	109,94	11,15	3,74	3,21	6,96
140	128,27	13,01	4,37	3,75	8,12
160	146,59	14,87	4,99	4,28	9,27
180	164,91	16,73	5,61	4,82	10,43
200	183,24	18,59	6,24	5,36	11,59

Tabela C.7 - Água Fluido Refrigerante, RAT Fonte de Calor. Resultados RAT mode

Caudal de RAT (ton/h)	Caudal de refrigerante (ton/h)	Caudal de BFW (ton/h)	Power total MW	Calor recuperado de RAT MW	Calor transferido para BFW MW
33	3,26	3,42	0,83	1,84	2,13
98	9,69	10,15	2,47	5,47	6,33
163	16,12	16,88	4,10	9,09	10,53
229	22,65	23,72	5,77	12,78	14,79
294	29,08	30,45	7,40	16,40	18,99

Tabela C.8 - Água Fluido Refrigerante, RAT Fonte de Calor. Resultados VLS mode

Temperatura de RAT °C	Caudal de refrigerante (ton/h)	Caudal de vapor produzido (ton/h)	Power total MW	Calor recuperado de RAT MW	Calor transferido para BFW MW
140	16,14	16,90	4,11	9,10	10,54
175	24,40	25,55	6,21	13,77	15,94
210	33,12	34,69	8,43	18,69	21,63

Tabela C.9 - Água Fluido Refrigerante, AT Fonte de Calor.

Caudal de AT (ton/h)	Caudal de refrigerante (ton/h)	Caudal de BFW (ton/h)	Power total MW	Calor recuperado de AT MW	Calor transferido para BFW MW
20	0,96	0,99	0,26	0,54	0,62
40	1,91	1,99	0,53	1,07	1,24
60	2,87	2,98	0,79	1,61	1,86
80	3,82	3,98	1,06	2,14	2,48
100	4,78	4,97	1,32	2,68	3,10
120	5,73	5,97	1,58	3,21	3,72
140	6,69	6,96	1,85	3,75	4,34
160	7,64	7,96	2,11	4,28	4,96
180	8,60	8,95	2,38	4,82	5,58
200	9,55	9,95	2,68	5,36	6,12

ESTUDO DA VIABILIDADE ECONÓMICA

Encontra-se disponível nas tabelas D.1 a D.4 os dados utilizados para o estudo económico dos vários projetos a implementar.

Tabela D.1 - Preço das licenças de CO2, GN, e eletricidade importada

	2026	2027	2028	2029	2030	2031	2032	2033	2034	2035
Câmbio (€/€)	1,16	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18
Licenças CO2 (€/ton)	100,8	106,0	111,2	118,7	125,9	131,9	138,9	147,7	155,5	164,5
Gás Natural PVB (€/MWh)	33,9	31,5	31,1	30,8	30,5	30,1	29,8	30,7	32,1	33,3
Gás Natural PVB (€/ton)	519,2	481,9	475,0	470,7	466,1	461,1	456,1	468,8	491,1	509,3
EE imp s/ atr (€/MWh)	91,5	86,7	91,0	91,4	93,9	95,2	94,7	96,8	93,7	95,1

Tabela D.2 - Simulação da análise de rentabilidade em m€ do 1º caso de estudo do projeto de implementação do termossifão

Período	2023	2024	2025	2026	2027	2028	2029	2030	2031	2032	2033	2034	2035	
	-0,5	0,5	1,5	2,5	3,5	4,5	5,5	6,5	7,5	8,5	9,5	10,5		
Receitas	-	-	-	1 799	1 747	1 764	1 802	1 836	1 862	1 894	1 977	2 077	2 174	
Custos	-	-	-	369	355	368	369	376	380	379	385	376	380	
Margem	-	-	-	1 430	1 393	1 397	1 433	1 460	1 482	1 515	1 593	1 701	1 794	
Amortizações	-	-	-	479	479	479	479	479	479	479	479	479	479	
Earnings before interest and taxes (EBIT)	-	-	-	951	913	917	953	981	1 003	1 036	1 113	1 222	1 315	
Taxes on EBIT @ 31,5% - Impostos	-	-	-	300	288	289	300	309	316	326	351	385	414	
Earnings before interest and after taxes (NOPLAT ou EBIAT)	-	-	-	651	626	628	653	672	687	710	763	837	901	
Gross Investment	4 793													
Amortizações Acumuladas	-	-	-	479	959	1 438	1 917	2 397	2 876	3 355	3 834	4 314	4 793	
Net property, plant and equipment	-	4 793	(479)	(959)	(1 438)	(1 917)	(2 397)	(2 876)	(3 355)	(3 834)	(4 314)	(4 793)		
Invested capital	0	4 793	-479	-959	-1 438	-1 917	-2 397	-2 876	-3 355	-3 834	-4 314	-4 793		
D Invested Capital	0	-4 793	479	959	1 438	1 917	2 397	2 876	3 355	3 834	4 314	4 793		
Free Cash Flow	0	-4 793	1 131	1 105	1 108	1 132	1 151	1 166	1 189	1 242	1 316	1 380		
Free Cash Flow Cumulative	0	-4 793	-3 662	-2 558	-1 450	-317	833	2 000	3 188	4 430	5 746	7 126		
Free Cash Flow act.	0	-4 606	1 003	905	838	791	742	694	654	631	617	597		
Free Cash Flow act. Cumulative	0	-4 606	-3 603	-2 697	-1 859	-1 068	-326	368	1 022	1 653	2 270	2 867		

Tabela D.2 - Simulação da análise de rentabilidade em m€ do 2º caso de estudo do projeto de implementação do termossifão

	2023	2024	2025	2026	2027	2028	2029	2030	2031	2032	2033	2034	2035
Período	-0,5	0,5	1,5	2,5	3,5	4,5	5,5	6,5	7,5	8,5	9,5	10,5	
Receitas	-	-	-	3 562	3 459	3 493	3 567	3 635	3 686	3 749	3 915	4 111	4 304
Custos	-	-	-	677	648	674	676	690	698	695	708	689	698
Margem	-	-	-	2 886	2 811	2 819	2 891	2 944	2 988	3 054	3 207	3 422	3 606
Amortizações	-	-	-	678	678	678	678	678	678	678	678	678	678
Earnings before interest and taxes (EBIT)	-	-	-	2 208	2 133	2 142	2 213	2 267	2 310	2 376	2 530	2 744	2 928
Taxes on EBIT @ 31,5% - Impostos	-	-	-	695	672	675	697	714	728	749	797	864	922
Earnings before interest and after taxes (NOPLAT ou EBIAT)	-	-	-	1 512	1 461	1 467	1 516	1 553	1 583	1 628	1 733	1 880	2 006
Gross Investment	6 776												
Amortizações Acumuladas	-	-	-	678	1 355	2 033	2 710	3 388	4 066	4 743	5 421	6 098	6 776
Net property, plant and equipment	-	6 776	(678)	(1 355)	(2 033)	(2 710)	(3 388)	(4 066)	(4 743)	(5 421)	(6 098)	(6 776)	
Invested capital	0	6 776	-678	-1 355	-2 033	-2 710	-3 388	-4 066	-4 743	-5 421	-6 098	-6 776	
D Invested Capital	0	-6 776	678	1 355	2 033	2 710	3 388	4 066	4 743	5 421	6 098	6 776	
Free Cash Flow	0	-6 776	2 190	2 139	2 145	2 193	2 230	2 260	2 305	2 410	2 557	2 684	
Free Cash Flow Cumulativo	0	-6 776	-4 586	-2 447	-302	1 891	4 122	6 382	8 687	11 098	13 655	16 338	
Free Cash Flow act.	0	-6 511	1 943	1 752	1 622	1 532	1 439	1 346	1 268	1 224	1 199	1 162	
Free Cash Flow act. Cumulativo	0	-6 511	-4 568	-2 816	-1 193	339	1 778	3 124	4 391	5 615	6 814	7 976	

Tabela D.4 - Simulação da análise de rentabilidade do projeto de bomba de calor em m€

Período	2023	2024	2025	2026	2027	2028	2029	2030	2031	2032	2033	2034	2035
	-0,5	0,5	1,5	2,5	3,5	4,5	5,5	6,5	7,5	8,5	9,5	10,5	
Receitas	-	-	-	6 841	6 643	6 707	6 849	6 980	7 078	7 200	7 518	7 895	8 264
Custos	-	-	-	4 651	4 422	4 625	4 646	4 761	4 823	4 802	4 899	4 754	4 819
Margem	-	-	-	2 189	2 221	2 082	2 203	2 219	2 255	2 398	2 619	3 141	3 445
Amortizações	-	-	-	1 486	1 486	1 486	1 486	1 486	1 486	1 486	1 486	1 486	1 486
Earnings before interest and taxes (EBIT)	-	-	-	704	735	596	717	733	769	912	1 133	1 655	1 959
Taxes on EBIT @ 31,5% - Impostos	-	-	-	222	232	188	226	231	242	287	357	521	617
Earnings before interest and after taxes (NOPLAT ou EBIAT)	-	-	-	482	504	408	491	502	527	625	776	1 134	1 342
Gross Investment			14 856										
Amortizações Acumuladas	-	-	-	1 486	2 971	4 457	5 942	7 428	8 913	10 399	11 885	13 370	14 856
Net property, plant and equipment	-	-	14 856	(1 486)	(2 971)	(4 457)	(5 942)	(7 428)	(8 913)	(10 399)	(11 885)	(13 370)	(14 856)
Invested capital	0	14 856	-1 486	-2 971	-4 457	-5 942	-7 428	-8 913	-10 399	-11 885	-13 370	-14 856	
D Invested Capital	0	-14 856	1 486	1 486	1 486	1 486	1 486	1 486	1 486	1 486	1 486	1 486	
Free Cash Flow	0	-14 856	1 968	1 989	1 894	1 977	1 988	2 013	2 110	2 262	2 619	2 828	
Free Cash Flow Cumulativo	0	-14 856	-12 888	-10 899	-9 005	-7 028	-5 040	-3 028	-917	1 345	3 964	6 792	
Free Cash Flow act.	0	-14 275	1 746	1 630	1 433	1 381	1 282	1 199	1 161	1 148	1 228	1 224	
Free Cash Flow act. Cumulativo	0	-14 275	-12 529	-10 900	-9 467	-8 086	-6 804	-5 605	-4 445	-3 296	-2 068	-844	



2025

Daniel de Jesus Aliustrel

Integração do Calor Residual para Aumento da Eficiência Energética