



Eficiência energética na indústria Energy Efficiency as a service

FILIPE LEANDRO CASTRO NEVES GOMES

Setembro de 2023

Eficiência energética na indústria – Energy Efficiency as a service

setembro 2023

AUTOR

Filipe Leandro de Castro Neves Gomes

Dissertação Submetida como requisito parcial para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Química, área de especialização Energia e Biorrefinaria

ORIENTADORA ISEP: Eng.ª Anabela Moura

CO-ORIENTADORA ISEP: Eng.ª Maria Paula Neto

ORIENTADOR EMPRESA: Eng.º Gil Vinhas

Mestrado em Engenharia Química – Energia e Biorrefinaria

Estágio Curricular

Agradecimentos

A realização deste trabalho não seria possível sem a contribuição de algumas pessoas, a quem deixo nesta secção os meus agradecimentos.

Primeiro agradeço ao Engenheiro Gil Vinhas e à ENGIE pela oportunidade de realizar esta tese de mestrado e por todo o apoio prestado durante o semestre. A experiência que tive na ENGIE permitiu-me aprender muito para além do tema da dissertação, através do contacto direto com várias pessoas ligadas à indústria, desde engenheiros fabris a fornecedores de equipamentos.

Um grande agradecimento à minha orientadora do ISEP, Doutora Paula Neto. Toda a paciência demonstrada durante as horas passadas a analisar o projeto, assim como as meticolosas correções do relatório foram valiosíssimas. O entusiasmo e interesse para que eu realizasse um bom trabalho foram marcantes e sem dúvida é uma professora de quem nunca me irei esquecer.

Por fim quero deixar um especial obrigado aos meus amigos e família mais próxima por me terem acompanhado no meu percurso académico e por sempre me apoiarem.

Sumário

Este trabalho integrou-se num projeto da ENGIE – Energy Solutions na fábrica da Faurecia Metal. O objetivo central do projeto foi avaliar o potencial da diminuição da pegada carbónica e da fatura energética da fábrica, através da melhoria da sua eficiência energética. O objetivo deste trabalho foi a conceção de uma proposta para a recuperação de calor residual proveniente dos compressores da fábrica e a utilização deste calor na etapa de desgorduramento das peças, de forma a reduzir o consumo de gás natural associado a essa etapa de produção.

A primeira fase do trabalho consistiu na análise do caso estudo e na idealização de uma alternativa que permitisse a utilização do calor residual dos compressores. Para o projeto concebido será necessária a instalação de diversos equipamentos: dois recuperadores de calor residual de compressores, um tanque de inércia, um permutador de placas, um dissipador de calor, um reservatório, bombas e tubagens.

De seguida realizaram-se os levantamentos energéticos para o ano de 2022 da Faurecia Metal, de forma a quantificar os consumos totais de gás natural, na etapa de desgorduramento, e o de eletricidade nos compressores. Foram utilizados cerca de 920 500 Nm³ de gás natural no ano de 2022 na Faurecia Metal, dos quais cerca de 200 600 Nm³ foram usados na etapa de desgorduramento. Verificou-se que, apesar de o calor residual dos compressores não ser suficiente para assegurar a energia necessária na etapa de desgorduramento, o aproveitamento desta energia poderá levar a poupanças anuais de gás natural na ordem dos 37 000 €, assim como a uma diminuição da emissão de cerca de 60 000 kg de CO₂ por ano.

Por último dimensionaram-se os equipamentos necessários e calculou-se o tempo de retorno do projeto. Concluiu-se que o custo do projeto será cerca de 69 000 €, resultando num período de retorno de 1,86 anos.

Palavras-chave: eficiência energética, poupança energética, pegada de carbono, indústria.

Abstract

This work was part of an ENGIE - Energy Solutions project at the Faurecia Metal plant. The central aim of the project was to assess the potential for reducing the plant's carbon footprint and energy bill by improving its energy efficiency. The aim of this work was to design a proposal for recovering waste heat from the plant's compressors and utilising this heat in the parts degreasing stage, in order to reduce the consumption of natural gas associated with this stage of production.

The first phase of the work consisted of analysing the case study and devising an alternative that would allow the waste heat from the compressors to be used. The project required the installation of various pieces of equipment: two compressor waste heat recovery units, an inertia tank, a plate heat exchanger, a heat sink, a reservoir, pumps and pipework.

The energy consumptions for the year 2022 in Faurecia Metal were analysed in order to quantify the total consumption of natural gas in the degreasing stage and electricity in the compressors. Around 920,500 Nm³ of natural gas were used in 2022 at Faurecia Metal, of which around 200,600 Nm³ were used in the degreasing stage. It was found that although the waste heat from the compressors is not enough to provide the energy needed for the degreasing stage, utilising this energy could lead to annual natural gas savings of around €37,000, as well as a reduction in emissions of around 60,000 kg of CO₂ per year.

Finally, the necessary equipment was dimensioned and the project's payback time was calculated. It was concluded that the cost of the project would be around €69,000, resulting in a payback period of 1.86 years.

Keywords: energy efficiency, energy savings, carbon footprint, industry.

Índice geral

Agradecimentos.....	i
Sumário.....	iii
Abstract.....	v
Índice geral	vii
Índice de Figuras.....	ix
Índice de Tabelas	xi
Nomenclatura.....	xiii
Capítulo 1. Introdução.....	1
1.1. Enquadramento do projeto.....	1
1.2. Contextualização	1
1.3. Apresentação da empresa – ENGIE.....	4
1.4. Grupo Faurecia.....	5
1.5. Objetivo do estágio.....	5
1.6. Organização da dissertação	6
Capítulo 2. Estado de arte	7
2.1. Tipos de Compressores – princípio de funcionamento	7
2.2. Recuperação de calor em compressores	13
2.3. Permutadores de calor.....	17
2.4. Perdas de carga em tubagens	26
Capítulo 3. Caso de estudo	31
3.1. Informações gerais e horários de produção	31
3.2. Compressores	32
3.3. Etapa de desengorduramento	32
3.4. Opção alternativa estudada para aquecimento do tanque	34
Capítulo 4. Levantamento energético.....	37
4.1. Consumos de gás natural na etapa de desengorduramento	37
4.2. Consumos nos compressores e máximo aproveitamento de energia	41
Capítulo 5. Dimensionamentos, custos e viabilidade do projeto.....	47
5.1. Permutador de placas	47
5.2. Dissipador de calor	48
5.3. Tubagens.....	49
5.3.1. Tanque de inércia ao reservatório.....	50

5.3.2.	Reservatório à divisão de correntes.....	50
5.3.3.	Divisão de correntes até ao tanque de inércia	51
5.3.4.	Tubagem para água de desengorduramento	52
5.4.	Bombas.....	52
5.5.	Outros equipamentos, resumo e preço total.....	54
5.6.	Tempo de retorno	54
Capítulo 6.	Conclusões	57
	Bibliografia.....	59
	Anexos	63
Anexo A.	Consumos de energia no ano de 2022.....	63
Anexo B.	Cálculos.....	64
B.1.	Exemplos de cálculo para os consumos de gás natural na etapa de desengorduramento no ano de 2022	64
B.2.	Exemplos de cálculo para a energia recuperável dos compressores	67
B.3.	Cálculos para o dimensionamento do permutador de placas	69
B.4.	Cálculos para perdas de pressão nas tubagens.....	74
B.5.	Cálculos para dimensionamento das bombas	76
Anexo C.	Equipamentos	78
C.1.	Dissipador de calor.....	78
C.2.	Bombas.....	80
C.3.	Tanque de inércia	84
C.4.	Isolamento de tubagens	85
C.5.	Reservatório.....	86
C.6.	Eletroválvulas e bobinas	88
C.7.	Filtro.....	89
C.8.	Válvula de três vias.....	90

Índice de Figuras

Figura 1.1 - Evolução da quantidade de energia produzida a partir de cada fonte energética ao longo dos anos, em Terajoules (IEA 2023)	1
Figura 1.2 - Preços do gás natural, para consumo não doméstico, desde 2008 até 2022 (Natural gas price statistics 2023)	3
Figura 1.3 - Fábrica de Metal 1 (esquerda) e 2 (direita)	5
Figura 2.1 - Compressão num compressor parafuso. Em 1 o ar enche o espaço entre os rotores; de 2 a 4 o espaço entre os rotores diminui, comprimindo o ar. (Atlas Copco 2015)	8
Figura 2.2 - Esquema de um compressor parafuso com injeção de óleo (Atlas Copco Compressor AB 1998)	9
Figura 2.3 - Esquema representativo do funcionamento de um sistema de controlo arranque-paragem (Atlas Copco 2016)	10
Figura 2.4 - Esquema de funcionamento de um compressor no modo carga-vazio (Atlas Copco 2016)	11
Figura 2.5 - Esquema representativo do funcionamento de um compressor que opera com velocidade variável (Atlas Copco 2016)	12
Figura 2.6 - Esquema de funcionamento de um compressor que atua em modelação (Atlas Copco 2016)	13
Figura 2.7 - Esquema representativo da ligação entre o recuperador de energia e o compressor (Atlas Copco 2013)	14
Figura 2.8 - Esquema do equipamento de recuperação de energia do óleo do compressor (Atlas Copco 2013)	15
Figura 2.9 - Permutador de placas	22
Figura 2.10 - Esquema do escoamento dos fluidos num permutador de placas (Hewitt et al. 1994)	22
Figura 2.11 - Perdas de pressão em acessórios de tubagem (Sinnott 2007)	27
Figura 3.1 - Esquema representativo do funcionamento da etapa de desengorduramento	33
Figura 3.2 - Tanque 1 (à esquerda) e tanque 2 (à direita)	33
Figura 3.3 - Túnel de desengorduramento	34
Figura 3.4 - Esquema representativo do circuito de recuperação de calor e aquecimento da água do tanque de desengorduramento	35
Figura 4.1 - Distribuição percentual dos consumos de gás natural na Faurecia Metal no ano de 2022	39
Figura 4.2 - Consumos totais e no desengorduramento de gás natural, por mês no ano de 2022	39
Figura 4.3 - Consumo total mensal nos compressores GA110 e GA75	42

Figura 4.4 - Comparação entre a energia possível de ser obtida dos recuperadores de calor com a energia necessária para o aquecimento da água dos tanques de desgorduramento	44
Figura 5.1 - Circulação da água de aquecimento desde o tanque de inércia até ao reservatório	50
Figura 5.2 - Circulação da água desde o reservatório até à divisão de tubagens.....	51
Figura 5.3 - Esquema da circulação da água num dos recuperadores até ao tanque de inércia.....	51
Figura 5.4 - Esquema da circulação da água de desgorduramento quando é aquecida no permutador.....	52
Figura 5.5 - Retorno financeiro ao longo dos anos	55
Figura C.1 - Ficha técnica dissipador de calor	80
Figura C.2 - Ficha técnica da bomba	82
Figura C.3 - Curvas das bombas e ponto correspondente à bomba 1	83
Figura C.4 - Ficha técnica do tanque de inércia.....	85
Figura C.5 - Informação encontrada sobre isolamento para tubagens.....	86
Figura C.6 - Ficha técnica reservatório.....	88
Figura C.7 - Informações eletro-válvulas e bobinas	89
Figura C.8 - Filtro selecionado	89
Figura C.9 - Informações sobre a válvula de três vias	90

Índice de Tabelas

Tabela 2.1 - Exemplos dados pela Atlas Copco para recuperação de energia de compressores com capacidade entre 90 e 180 kW, no modo alto aumento de temperatura/ baixo caudal (Atlas Copco 2013)	17
Tabela 4.1 - Propriedades gás natural e fatores de conversão considerados	37
Tabela 4.2 - Preços Médios Ponderados de Gás Natural no segundo semestre de 2022 na Indústria, em Portugal (Euros/GJ)	38
Tabela 4.3 - Energia necessária para aquecimento da água no arranque da fábrica e durante o processo normal	41
Tabela 4.4 - Compressor GA 110 - caudal de água de aquecimento e máxima energia possível de fornecer	43
Tabela 4.5 - Compressor GA 75 - caudal de água de aquecimento e máxima energia possível de fornecer	43
Tabela 4.6 - Caudal de água quente e quantidade de energia total que poderia ter sido, em média, obtida em cada mês de 2022	44
Tabela 4.7 - Poupança obtida e emissões de CO ₂ que seriam evitadas em 2022	45
Tabela 5.1 - Dimensões das placas do permutador de calor	47
Tabela 5.2 - Condições das correntes envolvidas na troca de calor	48
Tabela 5.3 - Caudais de fluido, pressão necessária de fornecer por cada bomba, em bar, e NPSH disponível do sistema	53
Tabela 5.4 - Características das bombas	53
Tabela 5.5 - Resumo dos preços dos equipamentos	54
Tabela A.1 - Consumos de eletricidade nos compressores para o ano de 2022	63
Tabela A.2 - Consumos de gás natural em 2022 (valores fornecidos pela Faurecia)	63
Tabela B.1 - PCS do gás natural em cada mês de 2022	64
Tabela B.2 - Propriedades fluidos	71
Tabela B.3 - Valores finais obtidos para o Re e para a velocidade de ambos os fluidos	73
Tabela B.4 - Perdas de pressão obtidas nas tubagens	76
Tabela B.5 - Perdas totais em cada circuito e pressão que cada bomba tem de fornecer	78

Nomenclatura

b – espaçamento entre placas do permutador [m]

c_p – calor específico [kJ/kg.°C]

F – fator de correção para dimensionamento de permutadores [-]

FE – Fator de Emissão [kg CO_{2e}/tep]

h – coeficiente de convecção [kW/(m².K)]

H_b - Carga da bomba (mH₂O)

j_f – fator de atrito [-]

k – condutividade térmica [kW/(m.K)]

L – altura placa permutador [m]

$\dot{m}$ – caudal mássico [kg/s]

μ - viscosidade dinâmica [Pa.s]

N - número de placas [-]

P – pressão [kPa]

PCI – Poder Calorífico Inferior [tep/ton]

PCS – Poder Calorífico Superior [kWh/Nm³]

Pr – número de Prandtl [-]

Q – calor [kW]

$\dot{Q}$ – caudal volumétrico [m³/h]

R – resistência de sujamento [(m².K)/kW]

Re – número de Reynolds [-]

T – temperatura [K]

U – coeficiente de transferência de calor [kW/(m².K)]

v – velocidade [m/s]

w – largura placa permutador [m]

Ws – trabalho ao veio [kW]

z_s – carga na zona de sucção [m]

ΔT_{lm} – diferença média logarítmica de temperaturas [K]

ρ – massa volúmica [kg/m³]

Capítulo 1. Introdução

Neste capítulo apresenta-se o projeto a realizar e os seus principais objetivos, enquadra-se o tema no contexto energético atual, e define-se a organização da dissertação.

1.1. Enquadramento do projeto

Este projeto enquadra-se na unidade curricular de Dissertação/Estágio do 2º ano, 2º semestre do Mestrado em Engenharia Química – Ramo de Energia e Biorrefinaria, na instituição de ensino ISEP – Instituto Superior de Engenharia do Porto. O projeto foi realizado na ENGIE – Energy Solutions, uma empresa que se dedica a encontrar soluções que reduzam a fatura energética e a pegada carbónica de clientes externos.

1.2. Contextualização

A energia é uma das utilidades mais importantes do século XXI, e a sua produção e consumo é um aspeto essencial do nosso mundo moderno. O gráfico da figura 1.1 ilustra a evolução da quantidade de energia produzida e das diferentes fontes energéticas, entre 1990 e 2020, com dados recolhidos no *website* da IEA - *International Energy Agency*. (IEA 2023)

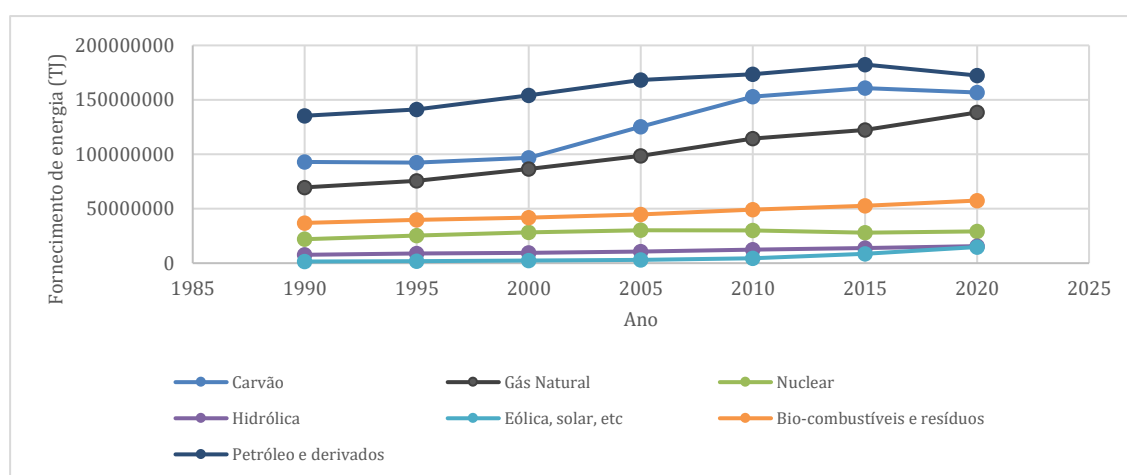


Figura 1.1 - Evolução da quantidade de energia produzida a partir de cada fonte energética ao longo dos anos, em TeraJoules (IEA 2023)

É possível verificar que a tendência geral, para qualquer fonte energética, é um aumento da quantidade de energia necessária. Constata-se também que o paradigma energético internacional continua a ser dominado pelo uso de fontes de energia não-renováveis, como carvão, petróleo e derivados, e gás natural.

Apesar do domínio do uso de fontes não renováveis, tem havido, nas últimas décadas, uma crescente preocupação relativamente ao impacto negativo que estas fontes energéticas têm no meio ambiente. Isto levou ao aparecimento de legislação, que regula a quantidade de gases poluentes que podem ser emitidos para o meio ambiente em diversos setores, entre eles, o industrial. Em Portugal, o Decreto-Lei n.º 39/2018, de 11 de junho, também denominado de regime de emissões para o ar, regula a libertação de gases poluentes para a atmosfera nas atividades industriais. (Decreto-Lei n.º 39/2018, de 11 de junho da Presidência do Conselho de Ministros 2018)

Para além da sustentabilidade, outro fator de fulcral importância para a transição energética é o custo da produção de energia. Para que as energias renováveis sejam viáveis, é necessário que se tornem competitivas em termos económicos relativamente aos combustíveis tradicionais. No contexto atual a subida exponencial da energia elétrica e sobretudo do gás natural faz com que ainda seja mais importante a análise energética e a possibilidade de recorrer a fontes de energia alternativas.

O gráfico da figura 1.2 mostra a evolução do preço do gás natural, por semestre, desde 2008 até 2022, na União Europeia.

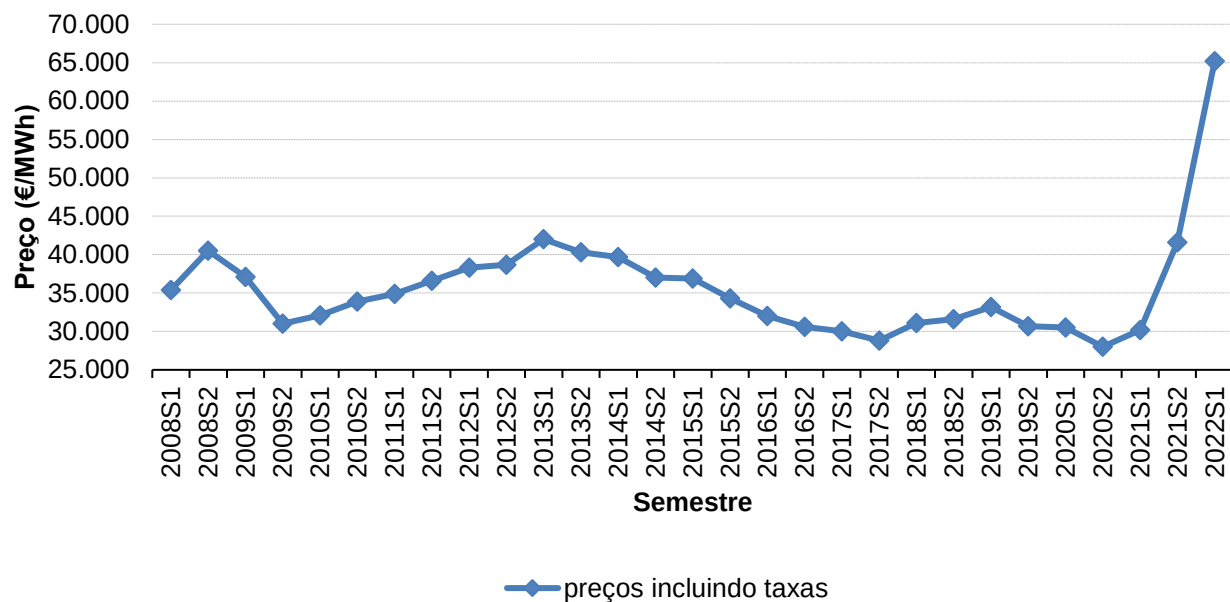


Figura 1.2 - Preços do gás natural, para consumo não doméstico, desde 2008 até 2022 (Natural gas price statistics 2023)

Em Portugal, o consumo de gás natural foi, em janeiro de 2023, de 4669 ktep, o que representa uma diminuição de cerca de 9% comparativamente ao mesmo mês do ano 2021. No entanto, a diminuição percentual no consumo de gás natural não acompanhou o aumento dos preços, a nível nacional, no mesmo período: o preço do gás natural passou de 37 €/MWh para 65 €/MWh, o que representa um aumento de cerca de 76%. (DGEG - Direção Geral de Energia e Geologia 2023, 2021)

Devido à emergência ambiental atual e à subida dos preços do gás natural, tornou-se fulcral para o setor industrial, tanto do ponto de vista ambiental como económico, encontrar soluções que permitam reduzir a pegada carbónica, a fatura energética, e a utilização de combustíveis fósseis. As soluções para estes problemas passam pela melhoria da eficiência energética dos processos industriais e pela substituição do uso de fontes de energia não renováveis.

A ENGIE assume-se como uma empresa líder na transição energética, providenciando aos seus clientes alternativas que reduzam o consumo energético e que promovam a produção de

energia por meio de energias renováveis. Por essa razão, os projetos desenvolvidos pela ENGIE - Energy Solutions, inclusive o realizado nesta dissertação, enquadram-se perfeitamente no panorama energético atual e contribuem para um futuro sustentável.

1.3. Apresentação da empresa – ENGIE

A ENGIE SA é uma multinacional francesa fundada em 2008, que se dedica a projetos relacionados com geração e distribuição de eletricidade, redes energéticas, e soluções para clientes. O grupo emprega mais de 100.000 trabalhadores, que estão espalhados por 70 países. (ENGIE 2023)

A ENGIE assume-se como líder mundial na produção de eletricidade de baixo carbono, especializando-se em soluções que acelerem a transição para uma economia neutra em carbono, através da redução do consumo de energia e da utilização de energias renováveis. (ENGIE 2023)

Em Portugal, o grupo ENGIE conta com cerca de 650 trabalhadores. O grupo dedica-se a diferentes atividades de negócio: manutenção na indústria e no setor terciário, exploração de redes de frio e calor, barragens, e energia eólica em terra e no mar.

O local de trabalho durante este estágio foi a ENGIE – Energy Solutions, localizada na Maia, que se dedica à prestação de serviços de consultoria para empresas externas. O modelo de negócio da ENGIE – Energy Solutions é chamado de “Energy Efficiency as a service” e consiste em, depois de realizar um estudo ao processo que ocorre na fábrica de uma determinada empresa, tentar identificar oportunidades para melhoria da eficiência energética no processo em causa. Caso a empresa em questão valide o projeto, a ENGIE responsabiliza-se financeiramente pela instalação e alteração dos equipamentos, sendo que os lucros resultantes das modificações são divididos entre a empresa e a ENGIE por um período acordado no início do projeto.

Esta tese de mestrado insere-se num projeto realizado pela ENGIE nas instalações da Faurecia, grupo que é brevemente apresentado no subcapítulo 1.4.

1.4. Grupo Faurecia

O Grupo Faurecia é um grupo multinacional produtor e fornecedor de peças para automóveis, sediado em Paris, França. Possui 111.000 funcionários em 33 países e é um dos 10 maiores fornecedores mundiais na sua área. Está dividida em quatro grupos distintos: Seating, Interiors, Clean Mobility, e Electronics. (Faurecia 2023)

O grupo possui sete fábricas em Portugal, duas localizadas em São João da Madeira, e as restantes em Bragança, Nelas, Palmela e Vouzela. (Cátia Silva Pinto 2019)

Neste projeto, o estudo foi realizado na Faurecia Metal, nome de uma das fábricas, localizada em São João da Madeira, onde são produzidas estruturas metálicas e mecanismos para assentos de automóveis.

A Faurecia Metal é constituída por duas fábricas, representadas na figura 1.3.



Figura 1.3 - Fábrica de Metal 1 (esquerda) e Metal 2 (direita)

1.5. Objetivo do estágio

A ENGIE iniciou em 2022, na fábrica da Faurecia Metal em S. João da Madeira, um projeto relativo à eficiência energética desta fábrica. Os objetivos principais deste projeto são reduzir o impacto das emissões de CO₂ e a fatura energética.

Esta dissertação foca-se na conceção de um projeto para uma possível oportunidade de recuperação de calor, com o objetivo de reduzir a quantidade de gás natural utilizada no processo de desgorduramento de peças de automóvel.

O estudo será realizado no tanque de desgorduramento de peças da fábrica da Faurecia Metal. Atualmente, o aquecimento da água utilizada para desgorduramento é feito através de uma caldeira a gás natural. Neste projeto, será estudada uma possibilidade que poderá levar à diminuição do consumo de gás natural, que envolve a utilização de calor residual resultante dos compressores da fábrica.

1.6. Organização da dissertação

A presente dissertação é constituída por 6 capítulos.

Neste primeiro capítulo é feito um enquadramento do tema, apresentada a empresa onde se vai realizar este estágio bem como os objetivos pretendidos. No capítulo 2 faz-se uma breve revisão bibliográfica sobre os conceitos teóricos importantes para a realização deste trabalho. No capítulo 3 a etapa de desgorduramento das peças é apresentada - caso em estudo – assim como a proposta de aproveitamento energético idealizada. No capítulo 4 faz-se o levantamento energético atual da etapa de desgorduramento na fábrica da Faurecia. No capítulo 5 apresentam-se os equipamentos necessários para a implementação da proposta, os seus custos, os resultados obtidos para redução do consumo e da fatura de gás natural na etapa de desgorduramento e o tempo de retorno do investimento. No capítulo 6 referem-se as conclusões e apresentam-se sugestões para trabalhos futuros.

Capítulo 2. Estado de arte

Nesta secção faz-se uma breve referência ao funcionamento dos compressores volumétricos ou de deslocamento positivo, nomeadamente aos compressores de parafuso: ciclo de compressão de ar, modo de funcionamento e calor dissipado na compressão. (DGEG - Direção Geral de Energia e Geologia 2023)

Ainda neste capítulo são referidas as equações de transferência de calor necessárias ao projeto da parte hidráulica e ao dimensionamento de permutadores de calor.

2.1. Tipos de Compressores – princípio de funcionamento

Uma das formas de energia utilizadas na Faurecia é ar comprimido. Compressores de ar são equipamentos que utilizam energia elétrica para comprimir o ar. Uma grande parte desta energia é transformada em calor, que pode ser aproveitado noutras partes do processo, permitindo poupanças a nível energético.

Existem vários tipos de compressores que podem ser classificados de acordo com o seu princípio de funcionamento. Existem dois princípios genéricos para a compressão do ar: compressão por deslocamento positivo – fluxo intermitente, e compressão dinâmica – fluxo contínuo.

Nos compressores dinâmicos o ar circula rapidamente nas lâminas de uma turbina, adquirindo energia cinética, e é de seguida encaminhado para um difusor, onde a velocidade é reduzida e a energia cinética transformada em pressão estática. (Atlas Copco 2015)

Nos compressores de deslocamento positivo, ou volumétricos, o ar é encaminhado para câmaras de compressão. A entrada de ar nas câmaras é fechada, e o volume das câmaras diminui gradualmente, fazendo com que a pressão do ar aumente. Quando a pressão do ar atinge o valor desejado, o ar sai da câmara para o sistema. Exemplos deste tipo de compressores são os compressores pistão, compressores *scroll*, e compressores rotativos, onde se incluem os compressores do tipo parafuso. (Atlas Copco 2015)

Compressores Rotativos - Parafuso

Os componentes principais de um compressor parafuso são os rotores macho e fêmea, que rodam em sentido contrário enquanto o volume entre eles diminui, causando um aumento da pressão do ar. A figura 2.1 ilustra este processo. (Atlas Copco 2013)

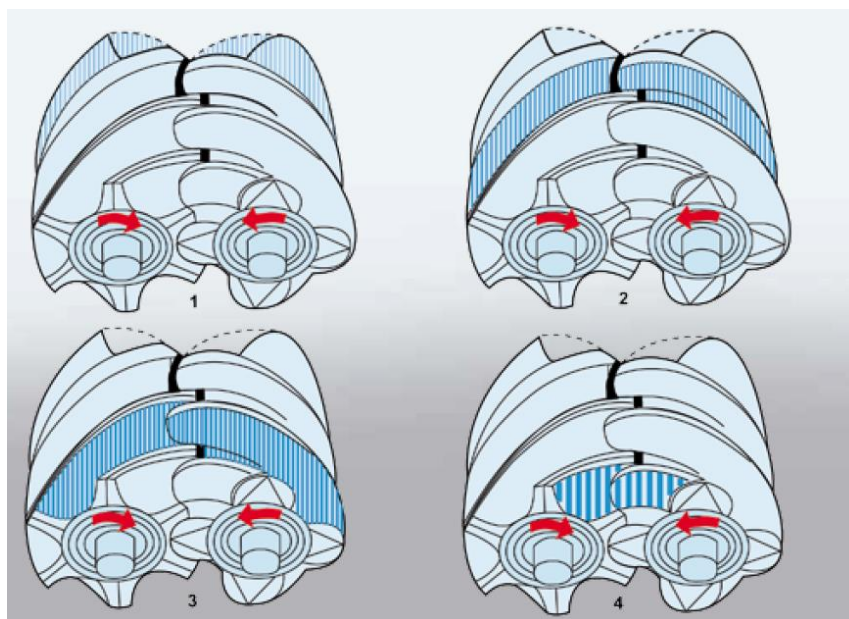


Figura 2.1 - Compressão num compressor parafuso. Em 1 o ar enche o espaço entre os rotores; de 2 a 4 o espaço entre os rotores diminui, comprimindo o ar. (Atlas Copco 2015)

O ar, depois de comprimido, tem de ser arrefecido. Há compressores de parafuso com injeção de óleo. O óleo, para além de promover o arrefecimento, ajuda também a vedar e a lubrificar. A figura 2.2 mostra um esquema deste tipo de compressores.

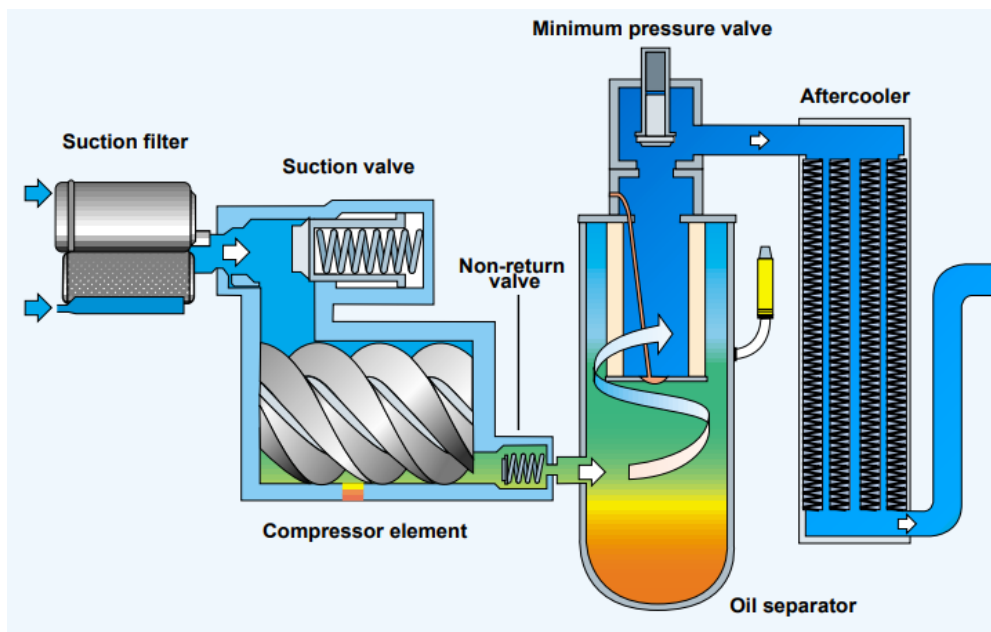


Figura 2.2 - Esquema de um compressor parafuso com injeção de óleo (Atlas Copco Compressor AB 1998)

Sistemas de controlo de compressores

O sistema de controlo de um compressor permite regular o seu consumo de energia, otimizando-o e aumentando a sua eficiência. O perfil de consumo de cada compressor varia e, portanto, há a necessidade de adaptar a regulação do compressor ao perfil de consumo. Os diferentes tipos de controlo são arranque-paragem, carga-vazio, variação de velocidade, e modelação. (Atlas Copco 2016)

- Arranque-Paragem

Atuar diretamente no acionamento do compressor é a maneira mais simples de controlá-lo. Quando o motor é iniciado, a produção de ar comprimido começa e a pressão aumenta. Quando a pressão atinge o limite máximo definido, o controlador ordena que o motor pare. É um tipo de controle pouco eficiente e é utilizado em compressores com baixa potência instalada e regime de trabalho reduzido. (Atlas Copco 2016)

O esquema de funcionamento encontra-se na figura 2.3.

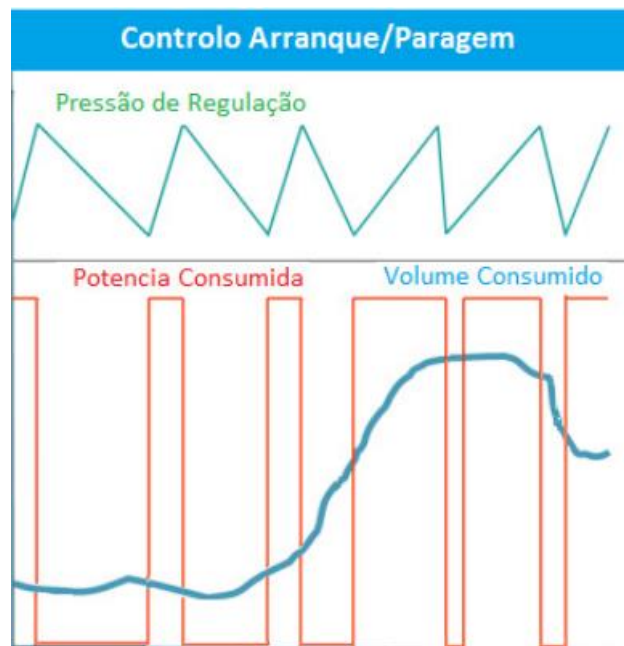


Figura 2.3 - Esquema representativo do funcionamento de um sistema de controlo arranque-paragem (Atlas Copco 2016)

- Carga/vazio

Compressores em modo carga/vazio são caracterizados por funcionarem entre dois valores de pressão, um valor máximo e um valor mínimo. Quando o valor mínimo é atingido, a válvula de admissão de ar abre, o ar é admitido e começa o ciclo de compressão, diz-se que o compressor está em carga. Atingindo-se o valor da pressão máxima, a válvula de admissão fecha (quase totalmente), o motor mantém-se a girar, mas não produz ar comprimido para entregar à rede- diz-se que o compressor está em vazio. A potência de carga corresponde à potência máxima do compressor e a de vazio a cerca de 20 a 25% da potência em carga. Se o tempo de vazio for demasiado alto o compressor pode estar sobredimensionado e pode ser vantajoso, em termos energéticos, desligar o compressor, passando este a funcionar no modo carga/vazio/desligado (Atlas Copco 2023)

Neste tipo de compressores a velocidade de trabalho ou é a máxima (altura em que o ar está a ser comprimido, carga), ou é mínima (quando o ar não está a ser comprimido, vazio). Por esta razão há desperdício de energia, pois a quantidade máxima de ar comprimido é produzida, mesmo em momentos em essa quantidade não seja necessária. (Atlas Copco 2023)

A figura 2.4 representa o esquema de funcionamento deste modo de operação.

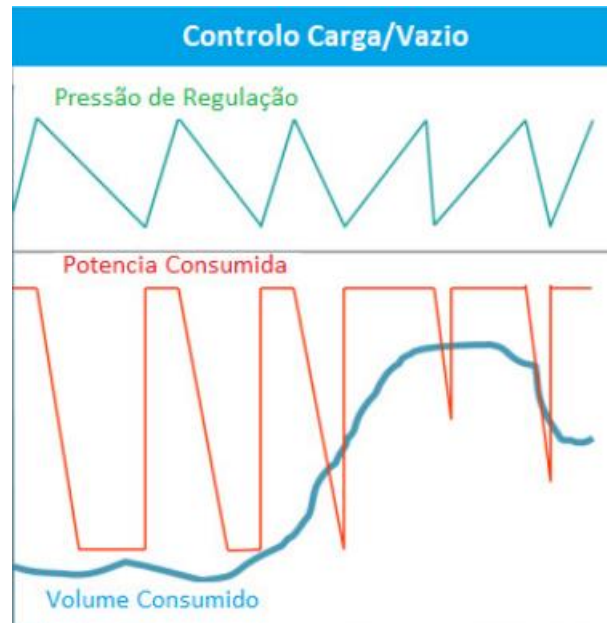


Figura 2.4 - Esquema de funcionamento de um compressor no modo carga-vazio (Atlas Copco 2016)

- Velocidade variável – variador de frequência

Um compressor de velocidade variável possui um inversor de frequência, que regula o funcionamento do motor do compressor em função da quantidade de ar comprimido necessária num determinado momento. O compressor opera apenas em carga, ou seja, existe ar constantemente a ser comprimido. A quantidade de ar comprimido produzida varia com as necessidades do processo, e por essa razão este modo de operação chama-se de velocidade variável. (Atlas Copco 2023)

Neste modo de funcionamento a pressão do ar é praticamente constante. Este tipo de funcionamento tem como vantagem poupança de energia, pois a produção ajusta-se às necessidades de ar comprimido, gastando-se apenas a energia necessária em cada momento. (Atlas Copco 2023)

O esquema de funcionamento está representado na figura 2.5.

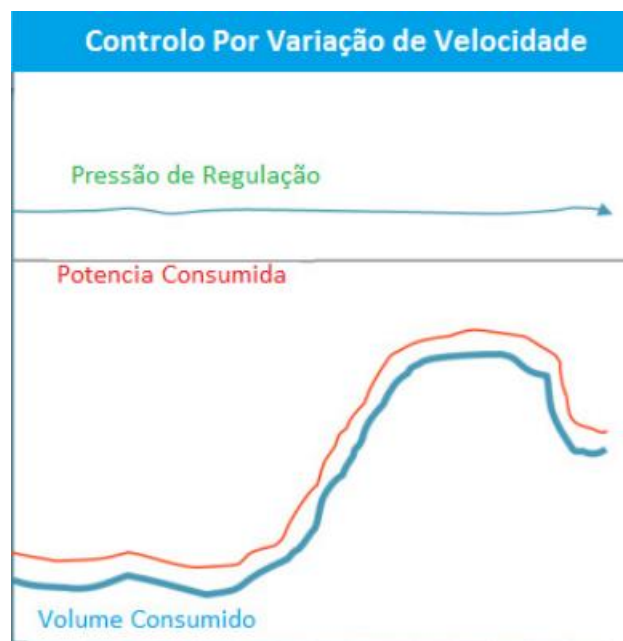


Figura 2.5 - Esquema representativo do funcionamento de um compressor que opera com velocidade variável (Atlas Copco 2016)

- Modulação

É um modo de funcionamento que se usa quando o consumo está sempre muito próximo do valor máximo. O sistema de controlo ajusta abertura da válvula de acordo com as necessidades de ar comprimido. Este modo é usado para compressores dinâmicos não sendo muito eficiente para os compressores volumétricos. (Atlas Copco 2016)

O funcionamento é de acordo com a figura 2.6.

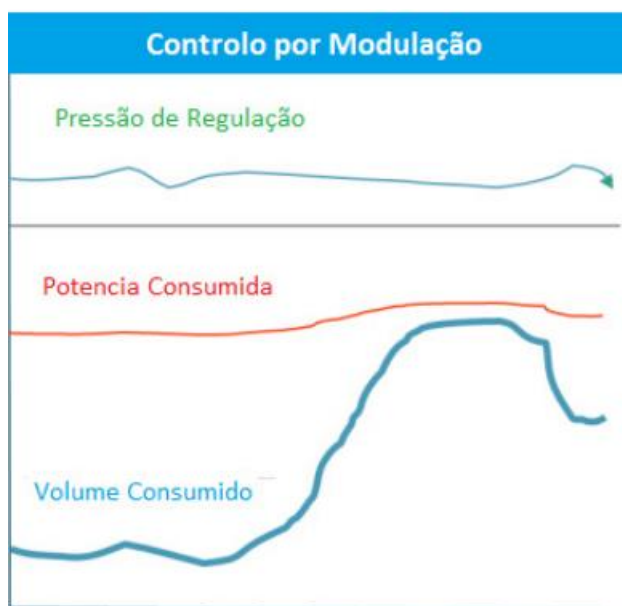


Figura 2.6 - Esquema de funcionamento de um compressor que atua em modulação (Atlas Copco 2016)

2.2. Recuperação de calor em compressores

Como já foi referido, a maior parte da energia necessária para compressão de ar é transformada em calor. Em compressores do tipo parafuso com injeção de óleo, grande parte deste calor é dissipado no óleo. Se esse calor for recuperado, pode ser reutilizado noutras partes do processo, aumentando assim a eficiência energética.

O óleo deve ser alimentado ao compressor a uma temperatura próxima dos 55 °C. Temperaturas mais elevadas diminuem o rendimento de compressão e temperaturas mais baixas podem provocar condensação de água no elemento do parafuso.

A Atlas Copco oferece um equipamento de recuperação de energia em compressores, que consiste num permutador de calor, e cujo intuito é aproveitar a energia do óleo para aquecer água sem afetar o desempenho do compressor. A água aquecida pode ser, posteriormente, utilizada em outras partes do processo como fonte de calor. A figura 2.7 representa um esquema da forma como o compressor e o equipamento de recuperação de energia estão conectados.

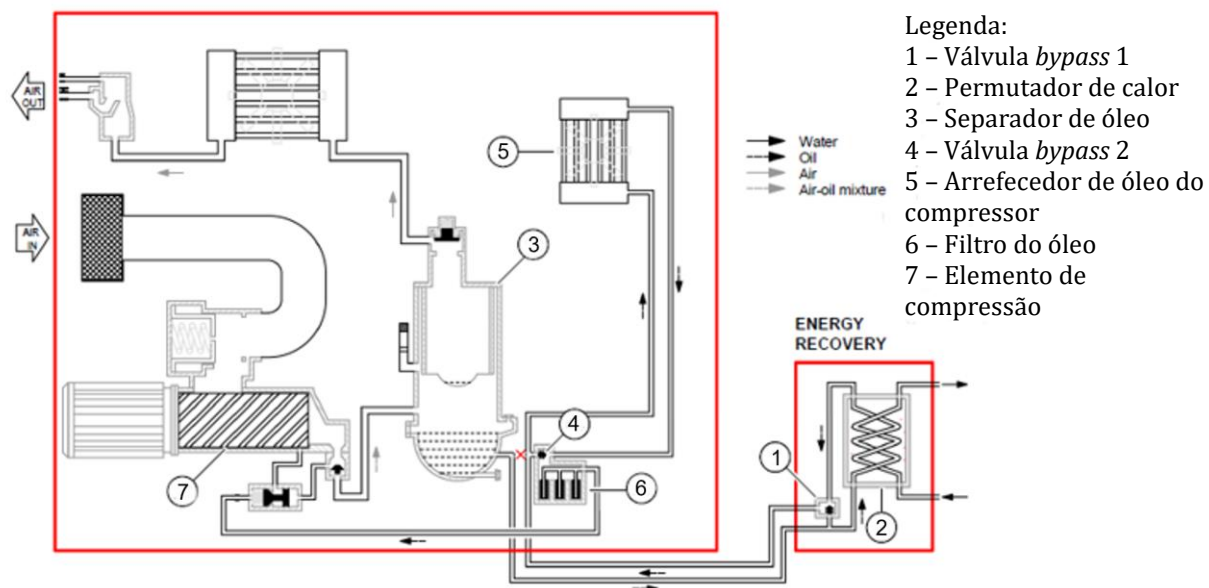
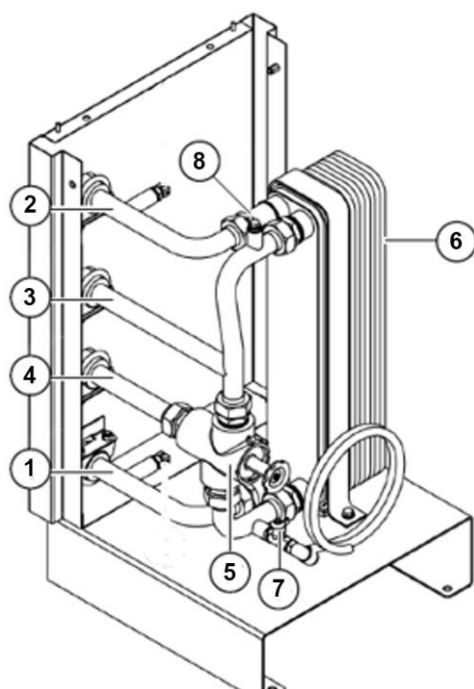


Figura 2.7 - Esquema representativo da ligação entre o recuperador de energia e o compressor (Atlas Copco 2013)

A válvula *bypass* 1 está integrada no recuperador de energia e controla a sua operação. A válvula *bypass* 2 está integrada no tubo que liga o óleo ao arrefecedor de óleo do compressor, e regula o funcionamento deste arrefecedor. (Atlas Copco 2013)

A figura 2.8 representa com mais detalhe o recuperador de calor designado pelo nº 2 na figura 2.7. É um permutador de calor água-óleo, sendo o óleo o fluido quente e a água o fluido frio.



Legenda:

- 1 – Entrada de água fria no permutador
- 2 – Saída de água quente do permutador
- 3 – Entrada de óleo quente no permutador
- 4 – Saída do óleo frio do permutador
- 5 – Válvula *bypass* 1, instalada no tubo de saída do óleo e que se encontra ligada a um termostato
- 6 – Unidade de troca de calor
- 7 – Válvula de drenagem do óleo
- 8 – Ventilação

Figura 2.8 - Esquema do equipamento de recuperação de energia do óleo do compressor (Atlas Copco 2013)

O funcionamento do recuperador de energia pode ser dividido em diversas fases de acordo com a temperatura atingida pelo óleo. As válvulas *bypass* 1 e 2, representadas na figura 2.7, permitem que a circulação do óleo se faça entre o arrefecedor de óleo do compressor e o recuperador de calor (permutador água-óleo).

- Inicialização do compressor

Quando o compressor arranca, a temperatura do óleo é muito baixa. Para que a temperatura do óleo aumente rapidamente, a válvula *bypass* 1, representada na figura 2.7, é fechada, para que o óleo não vá para o recuperador de energia, e a válvula *bypass* 2 também é fechada, para que o óleo não circule pelo arrefecedor do compressor. Desta forma o óleo não é arrefecido na primeira fase de funcionamento, circulando apenas pelo separador, filtro de óleo, e compressor, o que contribui para o seu aquecimento rápido. (Atlas Copco 2013)

- Recuperação máxima de energia

Quando a temperatura do óleo se aproxima dos 40 °C, a válvula bypass 1 começa a abrir, e quando chega a 55 °C todo o óleo circula pelo recuperador de calor. Enquanto a temperatura do óleo à saída do recuperador se mantiver abaixo dos 75 °C, a válvula bypass 2 continua fechada, e o óleo não vai ao arrefecedor e circula em circuito fechado pelo recuperador, pelo filtro, pelo compressor e pelo separador, voltando depois ao recuperador de calor. Nesta fase a recuperação de calor é máxima. (Atlas Copco 2013)

- Baixa recuperação de energia

No caso de a recuperação da energia térmica do óleo ser baixa, isto é, a temperatura do óleo à saída do permutador ser demasiado alta para ser reciclado para o compressor, então ocorre a abertura da válvula bypass 2. O óleo passa então a circular também pelo arrefecedor. (Atlas Copco 2013)

- Recuperação de energia demasiado alta

No caso de a recuperação da energia térmica do óleo ser demasiado alta, isto é, a sua temperatura à saída do permutador ser demasiado baixa para ser reciclado para o compressor, então a válvula bypass 1 é parcialmente fechada, para que o óleo quente que vem do compressor seja misturado com o óleo frio do permutador. (Atlas Copco 2013)

O sistema de recuperação de calor tem duas formas de operar: pequeno aumento de temperatura da água aquecida/ alto fluxo de água, ou grande aumento de temperatura da água aquecida/ baixo fluxo de água. No caso específico deste trabalho é mais vantajosa a utilização do segundo modo operacional. (Atlas Copco 2013)

Para este tipo de operação, a Atlas Copco indica que a recuperação média de energia relativamente à potência alimentada ao compressor é de cerca de 75%. Alguns exemplos da possível recuperação de energia em diferentes equipamentos, dependendo da potência fornecida, são providenciados pela Atlas Copco. (Atlas Copco 2013). Na tabela 2.1 apresenta-se o caudal de água quente disponível considerando que a água entra no permutador a 20 °C e que se consegue aquecer até 80 °C.

Tabela 2.1 - Exemplos dados pela Atlas Copco para recuperação de energia de compressores com capacidade entre 90 e 180 kW, no modo alto aumento de temperatura/ baixo caudal (Atlas Copco 2013)

Parâmetros	90 kW	110 kW	132 kW	160 kW	180 kW
Energia recuperável (kW)	67,5	82,5	99	120	135
Fluxo de água (L/min)	16,15	19,74	23,69	28,72	32,31
Queda de pressão (bar)	0,005	0,007	0,01	0,015	0,018

A fórmula utilizada para os cálculos dos caudais de água apresentados na tabela 2.1 é a representada na equação 2.1. (Atlas Copco 2013)

$$\dot{Q} = \frac{ER}{4,18 \times (T_s - T_e)} * 60 \quad (2.1)$$

Na equação 2.1, $\dot{Q}$ é o caudal de água, em L/min, ER é a quantidade de energia recuperada do compressor, em kW, T_s a temperatura da água à saída do permutador, em °C, e T_e a temperatura da água à entrada, em °C.

A queda de pressão em kPa (kilopascals), ΔP , neste equipamento é dada pela expressão 2.2 (Atlas Copco 2013):

$$\Delta P = \dot{Q}^{1,9711} \times 6,1617 \text{ com } \dot{Q} \text{ [L/s]} \quad (2.2)$$

2.3. Permutadores de calor

Permutadores de calor, equipamentos para aquecimento, arrefecimento, ou até mudança de fase de fluidos, podem ser classificados de acordo com a disposição das correntes e com o tipo de construção. Relativamente à disposição das correntes podem ser divididos em (Geankoplis 1995):

- Permutadores em co-corrente: ambos os fluidos entram e saem pelo mesmo lado do permutador, circulando na mesma direção e no mesmo sentido.
- Permutadores em contracorrente: os fluidos entram por lados opostos do permutador, circulando na mesma direção, mas em sentidos opostos.
- Permutadores de correntes cruzadas: os fluidos escoam perpendicularmente um ao outro.
- Permutador de várias passagens: os fluidos contactam mais do que uma vez, durante o escoamento dentro do permutador, havendo mais oportunidades para ocorrer transferência de calor.

O princípio mais geral de funcionamento de um permutador é que os fluidos quente e frio contactam, direta ou indiretamente, e o calor é transferido do fluido quente para o frio.

Para o estudo da permuta de calor é essencial a realização de balanços de energia.

O balanço de energia para um sistema aberto é dado pela primeira lei da termodinâmica. Este balanço de energia, feito para um intervalo de tempo Δt , e, considerando desprezáveis a variação da energia cinética e potencial associada às correntes de entrada e saída do sistema, está representado na equação 2.3. (Bergman 2011)

$$Q + W_s + \sum_{k=0}^n H_e - \sum_{k=0}^n H_s = \Delta U_{sis} \quad (2.3)$$

onde ΔU_{sis} é a variação de energia interna do sistema no intervalo de tempo, Δt , Q é a quantidade de calor transferida para o sistema, W_s é o trabalho ao veio e H a entalpia associada às correntes de entrada e saída.

Num permutador de calor, operando em estado estacionário, a variação total de energia do sistema é zero. Se se considerar um permutador de calor adiabático, desprezam-se as perdas de

calor, ou seja, assume-se que todas as trocas de calor ocorrem entre o fluido quente e o fluido frio. (Bergman 2011)

O balanço energético da equação 2.3 num permutador de calor adiabático em estado estacionário, onde não ocorre trabalho, $W_s=0$, é representado pela equação 2.4:

$$\sum_{k=0}^n H_e = \sum_{k=0}^n H_s \quad (2.4)$$

Se não ocorrer mudança de fase a variação de entalpia de cada um dos fluidos pode ser dada pela equação 2.5 (Bergman 2011):

$$\Delta H_{fluido} = \dot{m}_{fluido} \times cp_{fluido} \times \Delta T_{fluido} \quad (2.5)$$

Onde $\dot{m}_{fluido}$ é o caudal mássico, cp_{fluido} o calor específico médio, e ΔT_{fluido} a diferença entre a temperatura de entrada e saída.

Deste modo a equação (2.6) pode ser escrita na forma:

$$q \doteq m_q \times cp_q \times (T_{qe} - T_{qs}) = \dot{m}_f \times cp_f \times (T_{fs} - T_{fe}) \quad (2.6)$$

onde q é a variação de entalpia de cada fluido.

Para dimensionar um permutador de calor é preciso estimar a área necessária para garantir a troca de calor imposta. Tendo em consideração os mecanismos de transferência de calor envolvidos a equação de projeto é:

$$q = U \times A \times \Delta T_m \times F \quad (2.7)$$

Nesta equação U é o coeficiente global de transferência de calor, A é a área total de transferência de calor, ΔT_m é a diferença média logaritmica de temperatura entre os dois fluidos, e F um fator de correção que depende do tipo de escoamento dos fluidos.

Para permutadores a funcionar em co-corrente ou contra-corrente com uma passagem, ΔT_m define-se como representado na equação 2.8 (Bergman 2011):

$$\Delta T_m = \Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (2.8)$$

onde ΔT_1 é a diferença de temperatura entre o fluido quente e o fluido frio numa extremidade do permutador, e ΔT_2 é a diferença de temperatura na outra extremidade.

Para um permutador tubular com tubos lisos, o coeficiente global de transferência de calor está relacionado com a resistência global à transferência de calor, e pode ser baseado na área interna ou externa de transferência de calor, como demonstrado na equação 2.9 (Geankoplis 1995):

$$R_t = \frac{1}{U_e \times A_e} = \frac{1}{U_i \times A_i} = \frac{1}{h_i \times A_i} + \frac{\Delta x}{k_p \times A_{lm}} + \frac{1}{h_e \times A_e} + R_{fi} + R_{fe} \quad (2.9)$$

onde:

- R_t é a resistência total à transferência de calor
- A_i e A_e são as áreas interna e externa de transferência de calor, respetivamente;
- A_{lm} é área média logarítmica; $A_{lm} = (A_e - A_i) / \ln (A_e / A_i)$;
- h_i e h_e são os coeficientes peliculares de transferência de calor para os fluidos no interior e no exterior do tubo, respetivamente;
- k_p é a condutividade térmica da parede do tubo;
- R_{fi} , R_{fe} são resistências térmicas devido ao acumulação de sujidade na parede interior e na parede exterior do tubo, respetivamente;
- U_i e U_e são os coeficientes globais de transferência de calor baseados nas áreas das superfícies de transferência de calor interna e externa, respetivamente;
- Δx é a espessura da parede do tubo

Permutadores de placas

Os permutadores de calor em placas são sistemas altamente versáteis para transferência de calor, podendo ser adaptados a uma ampla variedade de fluidos e condições operacionais, desde que as temperaturas não ultrapassem os 250 °C e as pressões não excedam 25 atm. São adequados para sistemas líquido-líquido, gás-líquido ou condensação líquido-vapor, e também podem lidar com líquidos viscosos e não-newtonianos.

As vantagens destes permutadores podem ser resumidas da seguinte forma (Sinnott 2007):

- São compactos, ocupando uma área de piso relativamente pequena.
- Permitem fácil desmontagem, o que os torna recomendados para fluidos propensos a formação de incrustações.
- Apresentam coeficientes de transferência de calor relativamente elevados em comparação com os permutadores de carcaça e tubos, permitindo operar com diferenças de temperatura mais baixas.
- São economicamente acessíveis.
- Permitem a adição ou remoção de placas térmicas para ajustar os parâmetros do projeto.

Este tipo de permutadores consiste numa série de placas paralelas espaçadas entre si por uma distância que é normalmente entre 1,3 e 1,5 mm. Cada par de placas adjacentes forma um canal através do qual escoam cada um dos fluidos (figura 2.9).

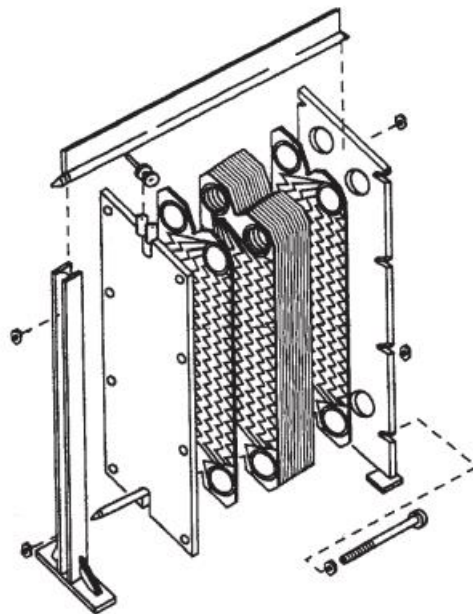


Figura 2.9 - Permutador de placas

Os fluidos quente e frio fluem em passagens alternadas e o calor é transferido do fluido quente para o frio através da placa metálica que os separa. Um possível perfil de escoamento dos fluidos, uma passagem em contra-corrente, está representado na figura 2.10. Para garantir que os fluidos não se misturam e evitar possíveis fugas, existem juntas que vedam cada uma das placas.

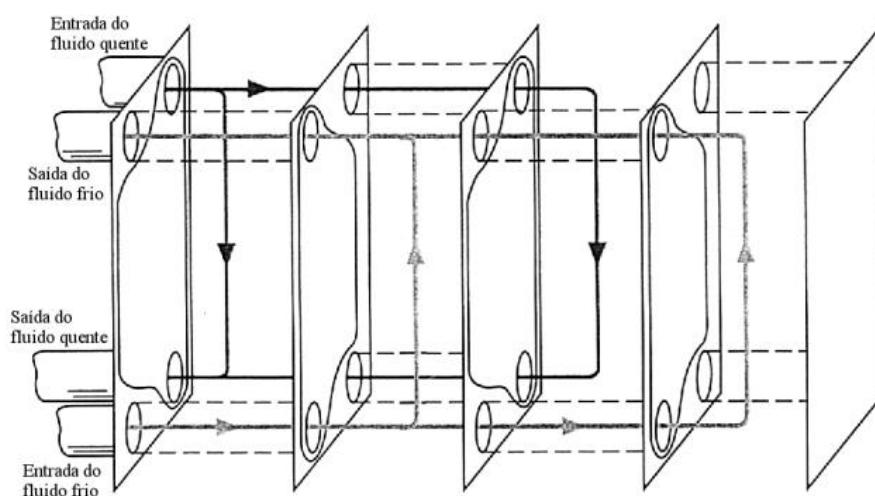


Figura 2.10 - Esquema do escoamento dos fluidos num permutador de placas (Hewitt et al. 1994)

Para se realizar o projeto térmico de um permutador de placas é primeiro necessário calcular a área de transferência de calor de cada placa, A_{placa} , tendo em conta as dimensões das placas que normalmente são fornecidas pelo fabricante:

$$A_{placa} = L \times w \quad (2.10)$$

onde L é a altura da placa e w a sua largura. A área total de transferência de calor, A , será a multiplicação de A_{placa} pelo número de placas, N .

Para escoamento turbulento (valores de Re superiores a 400) num permutador de placas, o coeficiente pelicular de transferência de calor, h , de um fluido pode ser calculado pela seguinte correlação (Sinnott 2007)

$$\frac{h \times D_{eq}}{k_{fluido}} = 0,26 \times Re^{0,65} \times Pr^{0,4} \times \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (2.11)$$

onde D_{eq} é o diâmetro equivalente, Re o número de Reynolds, Pr o número de Prandtl, μ a viscosidade dinâmica, e k_{fluido} a condutividade térmica do fluido.

O diâmetro equivalente é calculado de acordo com a equação 2.12:

$$D_{eq} = 4 \times \frac{w \times b}{2 \times (w + b)} = \frac{2 \times b}{1 + \left(\frac{b}{w}\right)} \quad (2.12)$$

onde b é o espaçamento entre placas. Como b é muito menor que w , a equação 2.12 pode ser aproximada a:

$$D_{eq} = 2 \times b \quad (2.13)$$

O número de Reynolds é calculado pela equação 2.14:

$$Re = \frac{\rho \times v \times D_{eq}}{\mu} \quad (2.14)$$

onde ρ é a massa volúmica, v a velocidade do fluido e D_{eq} é o diâmetro equivalente.

A velocidade do fluido calcula-se pela seguinte equação:

$$v = \dot{Q} \times \frac{1}{A_{escoamento}} \times \frac{1}{(N - 1) \times 0.5} \quad (2.15)$$

onde $\dot{Q}$ é o caudal volumétrico, $A_{escoamento}$ a área de escoamento ($A_{escoamento} = b \cdot w$), e N o número de placas. Para realizar este cálculo um número de placas tem de ser arbitrado.

O número de Prandtl é calculado a partir da viscosidade do fluido, da sua condutividade térmica e calor específico:

$$Pr = \frac{cp \cdot \mu}{k_{fluido}} \quad (2.16)$$

Em permutadores de placas a equação 2.9 pode ser simplificada para (Sinnott 2007):

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_q} + R_q + \frac{\Delta x_{placa}}{k_p} + \frac{1}{h_f} + R_f \quad (2.17)$$

onde as letras “q” e “f” representam, respetivamente, os fluidos quente e frio, e R é a resistência de sujamento característico de cada fluido.

Depois de se calcular o calor que é necessário trocar, q , a partir da equação 2.6, a diferença logarítmica de temperaturas a partir da equação 2.8, e o valor de U a partir da equação 2.17, obtém-se a área necessária para se realizar a troca de calor através da equação 2.7. Utilizando a área necessária para a transferência de calor e as dimensões de cada placa, obtém-se o número de placas necessárias:

$$N = \frac{A}{L \times w} \quad (2.18)$$

Como já foi demonstrado na equação 2.12, o número de placas influencia a velocidade dos fluidos. Por essa razão é necessário recalcular as velocidades com o N obtido e realizar o processo iterativamente, até que o número de placas convirja.

Para a realização de um projeto é também fundamental estimar a queda de pressão de cada um dos fluidos para dimensionar a bomba que irá promover o escoamento destes fluidos. No caso dos permutadores de placa é necessário primeiro calcular um fator de atrito, j_f (Sinnott 2007):

$$j_f = 0,6 \times Re^{-0,3} \quad (2.19)$$

e, de seguida, este fator de atrito é usado para calcular a perda de carga através do escoamento ao longo das placas do permutador, $\Delta p_{\text{permutador}}$ (Sinnott 2007):

$$\Delta p_{\text{permutador}} = 8 \times j_f \times \frac{L}{D_{eq}} \times \frac{\rho \times v^2}{2} \quad (2.20)$$

Para se poder estimar a queda de pressão total no permutador é preciso ter em consideração não só a queda de pressão devido ao escoamento entre placas, como referido na equação 2.20, mas os termos:

- Queda de pressão devido à entrada e saída nos orifícios das placas
- Diminuição da pressão devido à altura da placa.

Desta forma equação 2.21 permite estimar a queda de pressão total num permutador de placas:

$$\Delta P_p = \Delta p_{permutador} + 1,4 \times \left(\frac{G_p^2}{2 \cdot \rho} \right) \cdot N_p + \rho \cdot g \cdot L \quad (2.21)$$

onde N_p é o número de passagens e G_p é o fluxo mássico no orifício da placa, que é obtido pela equação 2.22:

$$G_p = \frac{4 \times \dot{m}}{\pi \times D_p^2} \quad (2.22)$$

onde D_p é o diâmetro do orifício do permutador. (Carolina Gerbi Baptista)

2.4. Perdas de carga em tubagens

Para qualquer projeto será necessária a instalação de tubagens para permitir o escoamento dos fluidos. Ao longo do escoamento dos fluidos ocorrem perdas de pressão que necessitam de ser estimadas para o posterior dimensionamento das bombas ade.

O comprimento da tubagem, L , o seu diâmetro e a sua rugosidade são variáveis que influenciam a perda de pressão. Outro fator importante é a configuração do percurso que o fluido tem de percorrer: se a tubagem possuir, por exemplo, acessórios, válvulas ou joelhos, as perdas serão maiores, existindo então perdas localizadas. Para quantificar a queda de pressão causada pela configuração da tubagem pode ser utilizado o método dos comprimentos equivalentes, onde as diferentes configurações da tubagem podem ser convertidas para comprimento equivalente de tubagem, que será adicionado ao comprimento linear da tubagem antes do cálculo das perdas. Esta conversão é feita utilizando os seguintes valores (Sinnott 2007):

Fitting or valve	number of equivalent pipe diameters
45° standard elbow	15
45° long radius elbow	10
90° standard radius elbow	30–40
90° standard long elbow	23
90° square elbow	75
Tee-entry from leg	60
Tee-entry into leg	90
Union and coupling	2
Sharp reduction (tank outlet)	25
Sudden expansion (tank inlet)	50
Gate valve	
fully open	7.5
1/4 open	800
1/2 open	200
3/4 open	40
Globe valve, bevel seat-	
fully open	300
1/2 open	450
Plug valve - open	18

Figura 2.11 - Perdas de pressão em acessórios de tubagem (Sinnott 2007)

Para calcular o comprimento equivalente é necessário multiplicar o valor consultado na figura 2.11 pelo diâmetro da tubagem, D . Tomando o valor para uma válvula globo completamente aberta, por exemplo, o cálculo seria de acordo com a equação 2.23:

$$L_{adicional} = 300 \times D \quad (2.23)$$

Para se determinar a perda de pressão é necessário o cálculo do número de Reynolds a partir da equação 2.14. Para tal, calcula-se primeiro a velocidade de escoamento do fluido na tubagem:

$$v = \frac{\dot{Q}}{A_{sec,reta}} \quad (2.24)$$

Depois de se calcular o número de Reynolds calcula-se o fator de fricção, f , através da equação de Churchill (Churchill 1977), representada na equação 2.25. Esta equação é aplicável quando $Re > 4000$.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -4 \times \log \left(\frac{0,27 \times \varepsilon}{D} + \left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} \right) \quad (2.25)$$

Nesta expressão ε é a rugosidade da tubagem.

A perda de pressão na tubagem, ΔP_f , obtém-se através da equação de Fanning:

$$\Delta P_f = \frac{2 \times \rho \times v^2 \times L \times f}{D} \quad (2.26)$$

Para determinar a energia necessária que a bomba tem de fornecer ao fluido para este se deslocar do ponto 1 ao ponto 2, H_b , aplica-se o balanço de energia mecânica:

$$H_b = \frac{P_1 - P_2}{\rho \cdot g} + \Delta z + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + \frac{\Delta P_f}{\rho \cdot g} \quad (2.27)$$

onde Δz é a diferença de cotas entre os dois pontos.

Para que não ocorra cavitação (vaporização do fluido durante o seu escoamento) é necessário que a energia do fluido à entrada da bomba seja alta o suficiente para que em nenhum ponto da tubagem a pressão do fluido seja inferior à sua pressão de vapor. Esta energia é denominada de carga positiva líquida de sucção e é representada pela sigla NPSH. (Sinnott 2007).

O valor de NPSH do sistema é calculada a partir da equação 2.28 (Sinnott 2007).

$$NPSH_{sistema} = \frac{P}{\rho g} + z_s - \frac{\Delta P_f}{\rho g} - \frac{P_v}{\rho g} \quad (2.28)$$

onde P é a pressão do líquido a montante da bomba em Pa, z_s é a carga na zona de sucção que corresponde à diferença de alturas entre o nível inicial do líquido e a posição da bomba em metros, ΔP_f a perda de pressão do líquido na linha de sucção, ou seja, desde o ponto inicial até à bomba em Pa, e P_v a pressão de saturação do líquido à sua temperatura, em Pa.

É também importante saber o valor de NPSH da bomba escolhida, sendo este valor fornecido pelo fabricante. Deste modo é preciso garantir que o valor de $NPSH_{sistema}$, dado pela equação 2.27, seja positivo, mas também maior do que o $NPSH_{requerido}$ pelo fabricante. A condição de não cavitação é então:

$$NPSH_{sistema} > NPSH_{requerido} \quad (2.29)$$

Capítulo 3. Caso de estudo

O caso em estudo está inserido na etapa de desgorduramento da fábrica 1 da Faurecia Metal. Numa primeira fase foi necessário caraterizar o setor de desgorduramento relativamente aos equipamentos e condições de operação e também conhecer as características e funcionamento dos compressores desta fábrica. Assim, deve ser feito um levantamento atualizado do consumo energético neste setor da fábrica, bem como da fatura energética. O objetivo final será o aproveitamento energético do calor dissipado no óleo dos compressores para aproveitamento térmico no setor de desgorduramento. Este aproveitamento deverá conduzir à diminuição dos consumos de gás natural, aos custos respetivos e consequentemente à diminuição das emissões de dióxido de carbono

Neste capítulo mencionam-se aspetos importantes a ter em conta para o projeto a realizar, tais como os horários de produção durante o ano considerado.

De seguida, explica-se o funcionamento da etapa de desgorduramento das peças e qual a possível melhoria a ser implementada.

3.1. Informações gerais e horários de produção

A Faurecia Metal dedica-se à produção de assentos de automóvel. As duas fábricas utilizam diversas fontes de energia, entre elas ar comprimido e gás natural.

A produção começa às segundas-feiras às 6 da manhã, e é interrompida às 7 da manhã de sábado, totalizando assim 121 horas de trabalho semanal. Durante o ano de 2022 a fábrica teve duas paragens: desde 1 de agosto até 14 de agosto, e desde 22 de dezembro até ao final do ano.

De acordo com as necessidades de ar comprimido da fábrica existem 3 compressores instalados.

3.2. Compressores

Existem 3 compressores instalados, Atlas Copco, rotativos do tipo parafuso com os seguintes modelos: GA 50VSD, GA 110 e GA 75. O compressor GA 50VSD possui variador de frequência, os outros dois não. O compressor GA 50VSD serve apenas de apoio aos outros dois quando não é produzida energia suficiente. A série GA refere-se aos compressores rotativos de parafuso lubrificados a óleo, o nº alocado corresponde à potência nominal e a sigla VSD ao comando por variação de frequência.

A sala dos compressores encontra-se a 66 metros do túnel de desengorduramento.

3.3. Etapa de desengorduramento

Na etapa de desengorduramento, água a uma temperatura entre 45 °C e 60 °C é utilizada para desengordurar as peças num túnel de desengorduramento. Esta água está armazenada em dois tanques, de onde é encaminhada para o túnel para poder ser utilizada sob a forma de chuveiro. O tanque 1 têm capacidade de 9 m³ e o tanque 2 têm 15 m³. Nestes tanques existem câmaras de combustão submersas, onde ocorre a combustão de gás natural para assegurar a manutenção da temperatura da água entre 45 e 60 °C. Para assegurar este parâmetro, um sistema de controlo por feedback está instalado. Sempre que a água fica demasiado fria, gás natural e ar são alimentados a um queimador, ocorrendo combustão, resultando gases de combustão quentes. A permuta de calor ocorre quer devido à chama, quer através dos gases de combustão que circulam por diversos tubos no interior do tanque, sendo depois encaminhados para a chaminé. O esquema representativo do processo de desengorduramento encontra-se na figura 3.1.

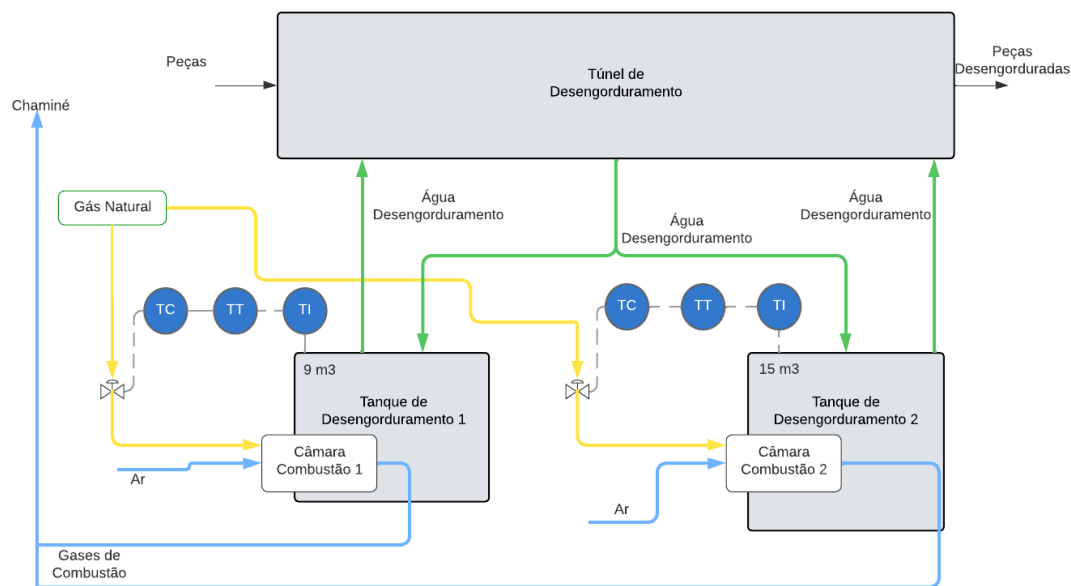


Figura 3.1 - Esquema representativo do funcionamento da etapa de desengorduramento

Fotografias dos dois tanques em questão estão representadas na figura 3.2.



Figura 3.2 - Tanque 1 (à esquerda) e tanque 2 (à direita)

Na figura 3.3 pode-se ver uma fotografia de uma peça a entrar no túnel de desengorduramento.



Figura 3.3 - Túnel de desengorduramento

É importante mencionar que a temperatura da água nos tanques 1 e 2 têm de se encontrar constantemente entre 45 e 60 °C durante o período de funcionamento da fábrica. Este período de funcionamento, como já foi referido, é das 6 da manhã de segunda-feira até às 7 da manhã de sábado, e o aquecimento é desligado aos fins-de-semana.

Às segundas-feiras de manhã é necessário aquecer a água que se encontra nos tanques 1 e 2 até 45 °C. Quando o processo se inicia às 6 da manhã, já é necessário ter água a 45 °C disponível. Por essa razão, o aquecimento dos tanques começa mais cedo. Sabe-se que a temperatura da água no tanque 1 na segunda-feira de manhã (antes de iniciar o processo) é de cerca de 30 °C, e no tanque 2 é 40 °C. Durante o resto da semana, o gás natural é utilizado apenas quando as temperaturas da água nos tanques descem para valores abaixo dos 45 °C.

3.4. Opção alternativa estudada para aquecimento do tanque

Neste projeto será analisada a possibilidade de substituir o sistema atual de aquecimento da água de desengorduramento por uma alternativa onde menos gás natural seja consumido.

A possibilidade a ser estudada é a instalação de recuperadores de calor para compressores da Atlas Copco. A água quente obtida nesta recuperação de calor seria utilizada para

aquecimento da água de um dos tanques de desengorduramento, através de um permutador de calor, permitindo reduzir o consumo de gás natural.

Na fábrica 1 existem 3 compressores rotativos de parafuso. A viabilidade da instalação de recuperadores de calor nos compressores depende da quantidade de energia gasta em cada um dos compressores: compressores onde não haja um elevado consumo de energia não justificam o investimento nos recuperadores de calor. Um dos compressores não foi utilizado durante o ano de 2022, e portanto o projeto foi feito apenas para os dois compressores que apresentaram consumos. O levantamento energético atual dos consumos de energia nos compressores é apresentado no Capítulo 4.

O esquema da solução proposta está representado na figura 3.4.

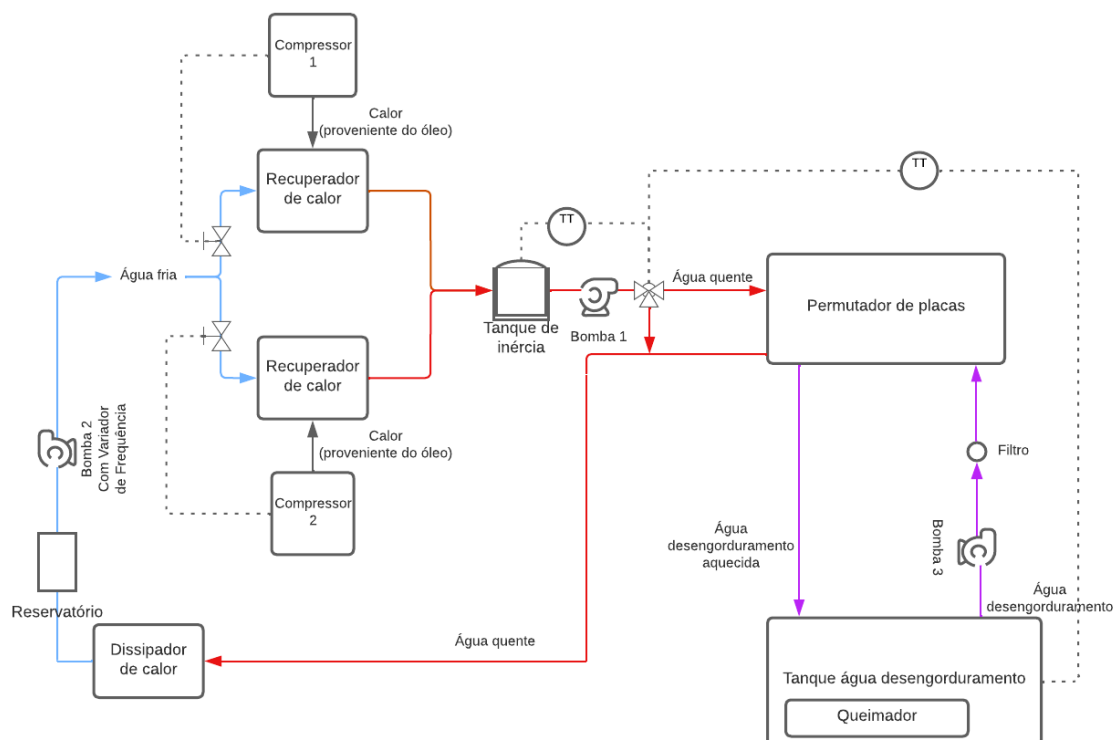


Figura 3.4 - Esquema representativo do circuito de recuperação de calor e aquecimento da água do tanque de desengorduramento

O tanque de inércia é um tanque isolado onde a água quente será armazenada até que a sua utilização para o aquecimento da água de desengorduramento seja necessária. A instalação

deste equipamento é fundamental, pois o funcionamento dos compressores é independente da necessidade de calor da água de desgorduramento, ou seja, haverá períodos em que os compressores vão produzir água quente e em que a água de desgorduramento não vai precisar de calor, e haverá também momentos em que será necessário aquecer a água de desgorduramento e em que os compressores não vão estar a funcionar. Utilizando o tanque de inércia será possível, até certo ponto, armazenar água quente que será encaminhada para o permutador sempre que a água de desgorduramento estiver a necessitar de aquecimento. No entanto, poderá também acontecer um arrefecimento ou um excesso de água quente dentro do tanque de inércia. Por essa razão é importante a instalação de uma válvula de três vias que permita a circulação alternativa da água sem ir ao permutador de calor. Para arrefecer a água quente à saída do permutador será instalado um dissipador de calor. Depois de arrefecida a água fria entra num reservatório.

Após sair do reservatório o escoamento será assegurado por uma bomba e a água será dividida entre os dois recuperadores de calor. A bomba 2, representada na figura 3.4, terá um variador de frequência instalado, cuja potência de trabalho dependerá do funcionamento dos compressores: quanto maior for a potência de trabalho combinada dos dois compressores maior será o caudal de água a ser bombado do reservatório. Em cada uma das ramificações que levam o fluido a cada um dos recuperadores de calor existirá uma eletroválvula, cuja abertura estará também dependente do funcionamento do respetivo compressor, de forma que a quantidade apropriada de água circule em cada recuperador de calor.

Para a conclusão do projeto será necessário o levantamento energético da etapa de desgorduramento da Faurecia Metal, presente no capítulo 4. Para além disso, é ainda necessário o dimensionamento dos equipamentos presentes na figura 3.4, o que se encontra no capítulo 5.

Capítulo 4. Levantamento energético

Neste capítulo caracterizam-se os consumos energéticos da fábrica significativos para este trabalho.

Num primeiro momento, apresentam-se os dados para os consumos de gás natural e caracteriza-se este consumo pelos diferentes setores da Faurecia Metal.

De seguida analisam-se os consumos de eletricidade nos compressores no ano de 2022, que podem ser consultados no anexo A.

O gás natural é o combustível utilizado para o aquecimento na etapa processual estudada neste projeto. Para se tirarem conclusões acerca dos dados de consumo de gás natural e calcular quanto será possível poupar é preciso aplicar algumas conversões e saber propriedades do gás natural que são apresentadas no subcapítulo 4.1.

4.1. Consumos de gás natural na etapa de desgorduramento

As propriedades do gás natural assim como os fatores de conversão considerados encontram-se na tabela 4.1:

Tabela 4.1 - Propriedades gás natural e fatores de conversão considerados

Propriedade/ Fator de conversão	Valor	Referência
Massa volúmica (ρ)	0,81841 kg/Nm ³	(Floene)
PCS	11,723 kWh/Nm ³	Ver Anexo B.1, tabela B.1
Fator de conversão de tep para toneladas (PCI)	1,077 tep/ton	(Direcção-Geral de Energia e Geologia 2008)
Fator de Emissão de carbono (FE)	2683,7 kgCO ₂ /tep	(Direcção-Geral de Energia e Geologia 2008)
Fator de conversão de GJ para kWh	0,0036 GJ/kWh	(Convert Kilowatt-hour to Gigajoule 2023)

Os consumos de gás natural nas câmaras de combustão utilizadas para o aquecimento da água usada na etapa de desgorduramento servirão de ponto de partida para avaliar o impacto da possível alteração processual.

De acordo com os valores apresentados no anexo A e com os cálculos feitos no anexo B, no ano de 2022 consumiram-se, no total, 920 562,5 Nm³ de gás natural na Faurecia Metal. Esta quantidade corresponde a cerca de 38 846 GJ de gás natural utilizados durante este ano (cálculo presente no anexo B.1). Os valores para os preços de gás natural industrial no segundo semestre de 2022 segundo a Direção-Geral de Energia e Geologia estão apresentados na tabela 4.2 (DGEG - Direção Geral de Energia e Geologia):

Tabela 4.2 - Preços Médios Ponderados de Gás Natural no segundo semestre de 2022 na Indústria, em Portugal (Euros/GJ)

Bandas de consumo	Consumo anual de gás natural (GJ)		Preços em €/GJ		
	Mínimo	Máximo	Preços, excluindo todos os impostos, taxas, direitos e encargos	Preços, excluindo o imposto sobre o valor acrescentado (IVA) e outros impostos recuperáveis	Preços incluindo impostos e taxas
Banda - I1	< 1 000		29,4719	32,0769	39,1071
Banda - I2	≥ 1 000	< 10 000	29,3612	31,1210	38,1839
Banda - I3	≥ 10 000	< 100 000	27,4918	27,9434	34,3485
Banda - I4	≥ 100 000	< 1 000 000	25,4727	25,6302	31,5080
Banda - I5	≥ 1 000 000	< 4 000 000	30,754	30,7964	37,8735
Banda - I6	≥ 4 000 000		-	-	-

Como se pode verificar a Faurecia Metal enquadra-se na banda I3, o que significa que o custo do gás natural será cerca de 34,3485 €/GJ, o que corresponde a 0,1237 €/kWh. Estes cálculos encontram-se no Anexo B.

Os consumos de gás natural nas duas fábricas (1 e 2) da Faurecia Metal no ano de 2022 foram distribuídos por diferentes setores: Aquecimento, Cozinha, Desengorduramento, Polimerização, e Outros Usos. Estes consumos estão representados, por setor, no diagrama circular da figura 4.1. No anexo A encontram-se os valores necessários para a construção da figura 4.1.

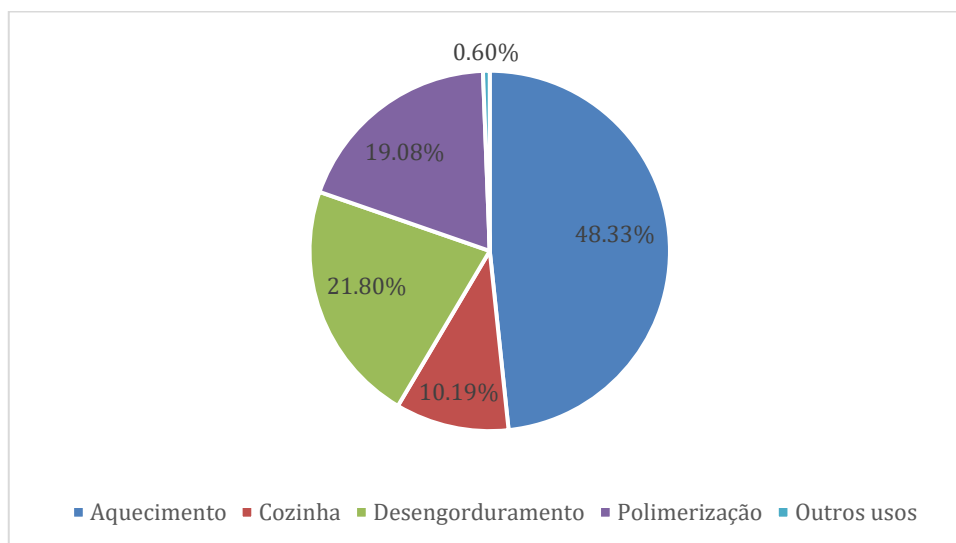


Figura 4.1 - Distribuição percentual dos consumos de gás natural na Faurecia Metal no ano de 2022

A etapa de desengorduramento representa uma quantidade significativa do consumo de gás natural da Faurecia, cerca de 21,8%, a que correspondem 200 638,2 Nm³.

A variação do consumo de gás natural total e na etapa de desengorduramento por mês está representada no gráfico da figura 4.2. Os valores são apresentados no Anexo A.

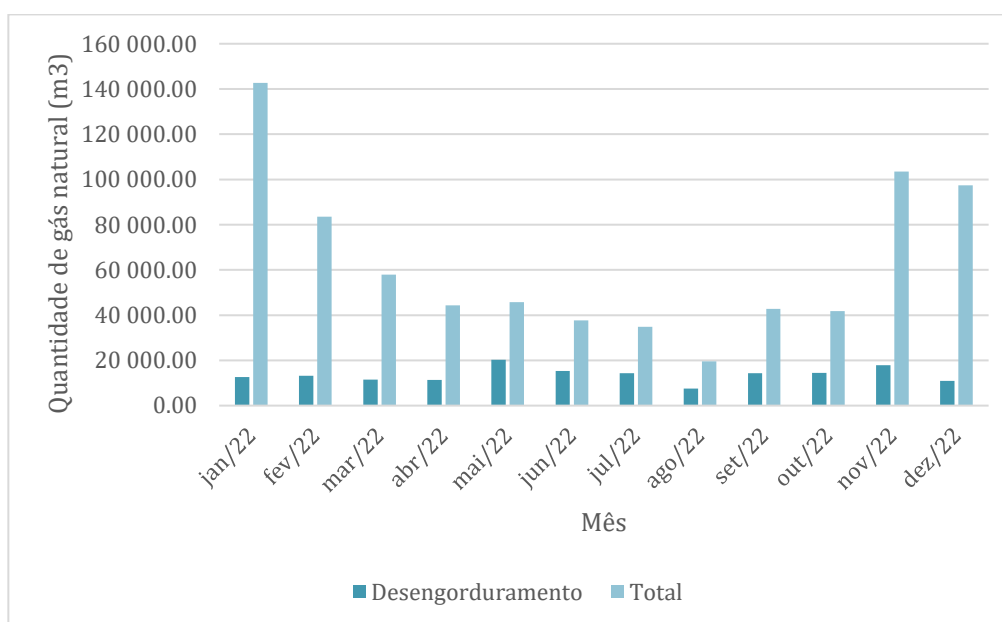


Figura 4.2 - Consumos totais e no desengorduramento de gás natural, por mês no ano de 2022

Estes consumos resultaram numa pegada carbónica total de cerca de 2166 toneladas CO₂, das quais 472 toneladas provieram do desengorduramento.

Como já foi referido, os aquecimentos dos tanques de água começam antes do resto do processo, ou seja, antes dos compressores começarem a trabalhar. Isto significa que durante um certo período, às segundas-feiras de manhã (arranque), não é possível utilizar o calor proveniente dos compressores, e todo o aquecimento será realizado pelas caldeiras instaladas e por isso recorrendo ao gás natural. Por esta razão, a instalação de recuperadores de calor não irá auxiliar o aquecimento na fase de arranque. Dessa forma, é importante calcular a quantidade de gás natural que foi gasta apenas para os aquecimentos no arranque. Para este cálculo é necessário ter em conta o volume de água nos tanques 1 e 2 (9 e 15 m³, respetivamente) as temperaturas da água às segundas-feiras de manhã nestes tanques (30 e 40 °C, respetivamente) e o número de segundas-feiras em cada mês.

Por outro lado, a energia que é necessária fornecer pelo gás natural durante o processo de manutenção da água à temperatura de operação calcula-se subtraindo a energia total de gás natural utilizada em cada mês pela energia utilizada nos arranques às segundas-feiras de manhã. Estes cálculos encontram-se no anexo B.1. Os resultados obtidos encontram-se na tabela 4.3:

Tabela 4.3 - Energia necessária para aquecimento da água no arranque da fábrica e durante o processo normal

Mês	Número de 2 ^{as} feiras	Energia necessária para aquecimento no arranque (kWh)	Energia necessária durante o processo normal (kWh)
jan/22	5	1219,2	180 080,9
fev/22	4	975,3	189 469,1
mar/22	4	975,3	164 910,5
abr/22	4	975,3	163 271,3
mai/22	5	1219,2	286 829,3
jun/22	4	975,3	218 785,4
jul/22	4	975,3	207 310,0
ago/22	3	731,5	107 147,3
set/22	4	975,3	204 079,1
out/22	5	1219,2	206 715,9
nov/22	4	975,3	254 516,1
dez/22	3	731,5	155 866,7

4.2. Consumos nos compressores e máximo aproveitamento de energia

O estudo dos consumos de eletricidade nos compressores é fundamental para se calcular quanta energia será possível recuperar para aquecimento de água e, assim, avaliar a viabilidade da instalação dos recuperadores de energia.

Como já foi referido, o compressor GA 50VSD apenas serve como apoio para os outros dois compressores e, no ano de 2022, não houve qualquer consumo energético neste compressor. Os dados referentes ao consumo de energia mensal nos compressores GA 110 e GA 75, no ano de 2022, estão representados na figura 4.3:

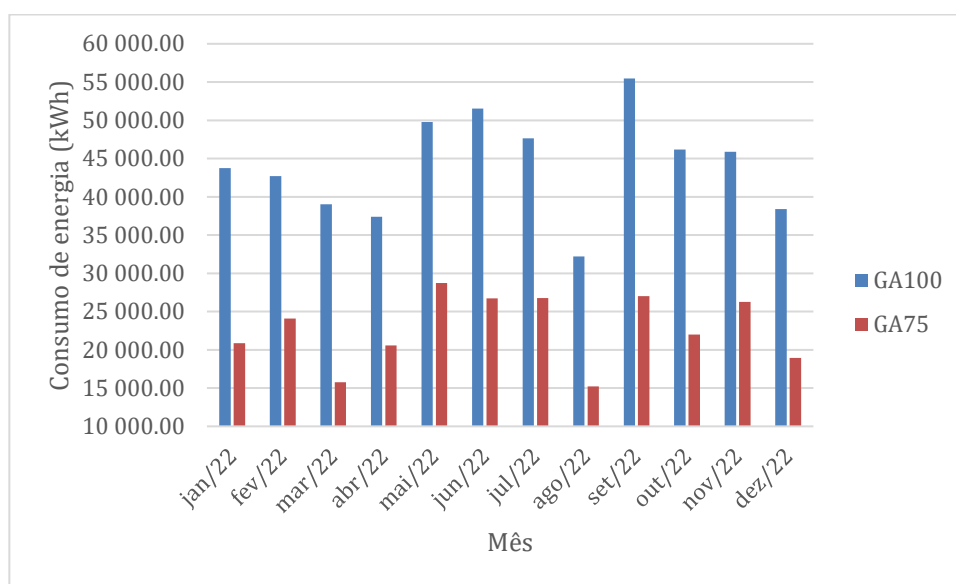


Figura 4.3 - Consumo total mensal nos compressores GA110 e GA75

Tendo em conta as informações providenciadas pela Atlas Copco, será possível recuperar cerca de 75% da energia fornecida aos compressores na forma de água a 80 °C, utilizando os recuperadores de calor. Essa água será encaminhada para um permutador de calor que estará instalado em um dos tanques de desengorduramento, onde a água do tanque será aquecida. Se for definida uma temperatura fixa de 50 °C para a água que se encontra no tanque de desengorduramento, então poderá ser considerado que, após a troca de calor no permutador, a água de aquecimento sairá, na melhor das hipóteses, à temperatura da água do tanque, 50 °C. Tendo em conta estas premissas e realizando os cálculos representados no Anexo B.2 os resultados obtidos são os representados na tabela 4.4.

A tabela 4.4 mostra, para cada mês do ano de 2022, o caudal médio de água a 80 °C que seria possível obter a partir do recuperador de calor no compressor GA110, e a energia que é possível fornecer à água armazenada num dos tanques de desengorduramento assumindo um arrefecimento de 80 °C até 50 °C.

Tabela 4.4 - Compressor GA 110 - caudal de água de aquecimento e máxima energia possível de fornecer

GA110	Caudal de água (L/s)	Energia máxima possível de fornecer (kWh)
jan/22	0,26	16 407,79
fev/22	0,26	16 018,28
mar/22	0,21	14 635,95
abr/22	0,22	14 023,24
mai/22	0,28	18 671,33
jun/22	0,29	19 323,68
jul/22	0,28	17 873,55
ago/22	0,31	12 082,24
set/22	0,31	20 805,19
out/22	0,27	17 323,46
nov/22	0,26	17 211,30
dez/22	0,32	14 402,93

A tabela 4.5 mostra a mesma informação, mas desta vez relativa ao aproveitamento de energia a partir do compressor GA 75.

Tabela 4.5 - Compressor GA 75 - caudal de água de aquecimento e máxima energia possível de fornecer

GA75	Caudal de água (L/s)	Energia máxima possível de fornecer (kWh)
jan/22	0,12	7 827,45
fev/22	0,15	9 028,42
mar/22	0,08	5 916,04
abr/22	0,12	7 722,45
mai/22	0,16	10 781,29
jun/22	0,15	10 021,69
jul/22	0,16	10 037,81
ago/22	0,15	5 711,74
set/22	0,15	10 124,70
out/22	0,13	8 250,75
nov/22	0,15	9 852,38
dez/22	0,16	7 111,39

Na tabela 4.6 encontram-se as somas dos dados obtidos para os dois compressores, com os caudais em kg/h.

Tabela 4.6 - Caudal de água quente e quantidade de energia total que poderia ter sido, em média, obtida em cada mês de 2022

Mês	Caudal total dos dois recuperadores (kg/h)	Energia total recuperável (kWh)
jan/22	1367	24 235
fev/22	1486	25 046
mar/22	1061	20 552
abr/22	1212	21 746
mai/22	1608	29 453
jun/22	1584	29 345
jul/22	1556	27 911
ago/22	1659	17 794
set/22	1669	30 930
out/22	1442	25 574
nov/22	1460	27 064
dez/22	1702	21 514

O gráfico representado na figura 4.4 compara a quantidade de energia que podia ter sido recuperada a partir do funcionamento dos compressores em cada mês do ano 2022, com a quantidade de energia necessária para os tanques de desengorduramento.

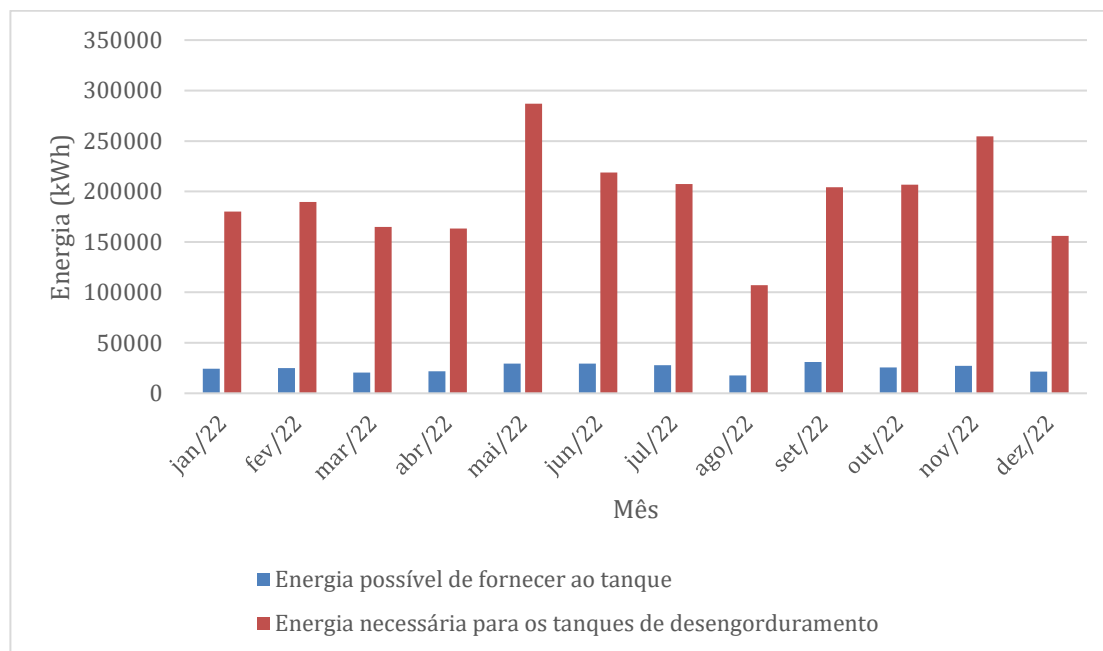


Figura 4.4 - Comparação entre a energia possível de ser obtida dos recuperadores de calor com a energia necessária para o aquecimento da água dos tanques de desengorduramento

Analisando estes dados torna-se claro que a energia fornecida pelos compressores, por si só, não será suficiente para substituir a totalidade da energia fornecida pelo gás natural durante o processo normal. No entanto, a utilização dos recuperadores de energia poderá resultar em menores gastos e emissões de CO₂. Os cálculos presentes no anexo B.2 permitiram quantificar estas poupanças, e os resultados são mostrados na tabela 4.7.

Tabela 4.7 – Poupança obtida e emissões de CO₂ que seriam evitadas em 2022

Mês	Poupança mensal (€)	Emissões de CO ₂ evitadas (kgCO ₂)
jan/22	2997,90	4864,65
fev/22	3098,28	5027,53
mar/22	2542,28	4125,32
abr/22	2689,94	4364,93
mai/22	3643,29	5911,91
jun/22	3630,02	5890,38
jul/22	3452,64	5602,54
ago/22	2201,11	3571,72
set/22	3826,03	6208,44
out/22	3163,53	5133,41
nov/22	3347,78	5432,39
dez/22	2661,32	4318,49
TOTAL	37254,11	60451,71

Conclui-se que, no ano de 2022 (assumindo os preços do segundo semestre de 2022 para o gás natural), com os recuperadores de calor, seria possível poupar cerca de 37 250 €. Para além disso, seria possível também evitar a emissão de cerca de 60 450 kg CO₂.

Capítulo 5. Dimensionamentos, custos e viabilidade do projeto

Neste capítulo são apresentados e dimensionados os equipamentos necessários ao projeto, assim como os seus custos.

No final do capítulo comparam-se os custos com os possíveis ganhos do projeto, determinando-se o tempo de retorno.

5.1. Permutador de placas

O tipo de permutador escolhido para realizar a troca de calor entre a água quente proveniente dos compressores e a água de desengorduramento foi um permutador de placas.

A tabela 5.1 mostra as dimensões das placas do permutador. Estes dados foram fornecidos pelo fabricante.

Tabela 5.1 - Dimensões das placas do permutador de calor

Espaçamento entre placas (m)	0,0015
Largura placas (m)	0,104
Altura placas (m)	0,313
Espessura placas (m)	0,0005
Diâmetro interno do orifício do permutador (m)	0,038

Para realizar o dimensionamento do permutador considerou-se que o valor do caudal de água quente seria o valor máximo obtido, que corresponde ao mês de Dezembro e está apresentado na tabela 4.6: aproximadamente 1700 kg/h. A partir dos parâmetros já conhecidos como caudal de água quente, 1700 kg/h, e temperatura disponível, $T_{qe} = 80\text{ °C}$, considerou-se:

- $T_{qs} = 50\text{ °C}$ - para garantir o máximo aproveitamento de energia;
- $T_{fe} = 45\text{ °C}$ e $T_{fs} = 60\text{ °C}$ - face às condições de operação para o tanque de desengorduramento

A partir do balanço de energia ao permutador de calor, equação 2.6, e de acordo com o exemplo de cálculo no anexo B.3 obtém-se o resultado apresentado na tabela 5.2.

Tabela 5.2 - Condições das correntes envolvidas na troca de calor

	Fluido quente	Fluido frio
Temperatura entrada (°C)	80	45
Temperatura saída (°C)	50	60
Caudal mássico (kg/h)	1700	3400

O objetivo do tanque de inércia será armazenar a água quente a 80 °C e, quando a água de desgorduramento atingir os 45 °C, abrir as válvulas para permitir o escoamento dos fluidos através do permutador de placas. Isso permitirá o aquecimento parcial da água de desgorduramento, o que terá como consequência uma diminuição no consumo de gás natural.

Tendo em conta as dimensões das placas providenciadas pelo fabricante, foi calculado que serão necessárias 56 placas. A perda de carga calculada para o fluido quente foi de 3611,10 Pa e para o fluido frio de 4973,51 Pa. Exemplos de cálculo que ilustram a obtenção destes resultados encontram-se no anexo B.3.

O custo do permutador de calor foi fornecido pelo fabricante e será 1408 €.

5.2. Dissipador de calor

Para arrefecer a água proveniente do permutador de calor que irá novamente para os recuperadores de energia serão utilizados dissipadores de calor da marca Zantia. No anexo C.1 são apresentadas as suas características. A quantidade de calor que é preciso dissipar corresponde ao arrefecimento do fluido quente de 50° C até 20°C, sendo o caudal de 1700 kg/h. Isto corresponde a uma potência de 59,22 kW, que é maior que a capacidade dos referidos dissipadores e, portanto, serão utilizados dois.

É importante referir que a dissipação de calor será feita com ar ambiente e, portanto, não será possível arrefecer a água até 20 °C, pois o ar ambiente encontrar-se-á a uma temperatura superior.

O preço fornecido pelo fabricante para cada um destes equipamentos é 1000 €, portanto o investimento total na dissipação de calor será 2000 €.

5.3. Tubagens

Para se realizarem os cálculos relativos às tubagens, o circuito de água de aquecimento foi dividido em três partes. De acordo com a figura 3.4 consideraram-se os seguintes trajetos:

- tanque de inércia ao reservatório - circuito onde será colocada a bomba 1
- reservatório à divisão de correntes - primeira parte do circuito relativamente à bomba 2
- divisão de correntes até ao tanque de inércia - segunda parte do circuito relativamente à bomba 2

Para além disso há que considerar ainda o circuito da água de desgorduramento, que consiste apenas na ida e volta do fluido desde o tanque de desgorduramento até ao permutador de calor – circuito onde será colocada a bomba 3.

O material escolhido para as tubagens foi aço inox. A rugosidade considerada para este material foi 0.00045 mm (The Engineering ToolBox 2023). Depois de se avaliarem os diferentes percursos por onde há circulação de água, chegou-se à conclusão de que serão necessários 247 metros de tubagem com 1 polegada de diâmetro nominal. No final dos cálculos verificou-se que este diâmetro de tubagem assegura um equilíbrio entre a velocidade do fluido e a sua queda de pressão ao longo do circuito. O preço fornecido pelo fabricante para este tipo de tubagem é 10 €/metro, o que totaliza 2470 €. Para além disso será necessário isolar as tubagens que transportarão a água desde os recuperadores até ao permutador de calor, ou seja, 60 metros de tubagem. O preço do isolamento é de 25,83 €/metro, resultando em 1549,80 €.

Nos subcapítulos seguintes ilustram-se os esquemas de circulação da água nas diferentes partes consideradas e explicam-se brevemente as premissas tomadas.

Exemplos de cálculo que ilustram como os resultados foram obtidos para as perdas de carga nas tubagens encontram-se no Anexo B.4.

5.3.1. Tanque de inércia ao reservatório

Para este trajeto foi considerado o mesmo caudal de água que para o dimensionamento do permutador, 1700 kg/h.

A figura 5.1 representa um esquema da circulação da água:

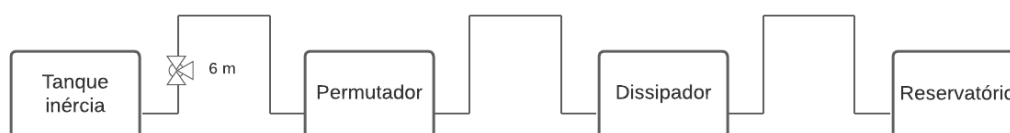


Figura 5.1 - Circulação da água de aquecimento desde o tanque de inércia até ao reservatório

Como é possível observar na figura, entre equipamentos, as tubagens encontram-se a 6 metros de altura. Foi arbitrado, tendo por base o espaço disponível para a respetiva instalação, que a distância entre o tanque de inércia e o permutador será de 20 metros, entre o permutador e o dissipador 60 metros, e entre o dissipador e o reservatório 15 metros. Tendo estas distâncias em conta, assim como as descidas e subidas, obteve-se uma distância necessária de 131 metros de tubagem. Foi ainda considerada a existência de uma válvula e de 12 joelhos de 45° durante o percurso. Utilizando uma tubagem com diâmetro nominal de 1 polegada obteve-se uma velocidade de 0,86 m/s e perdas de carga de 0,42 bar. Os cálculos estão apresentados no anexo B.4.

5.3.2. Reservatório à divisão de correntes

A figura 5.2 é um esquema da circulação da água neste trecho:

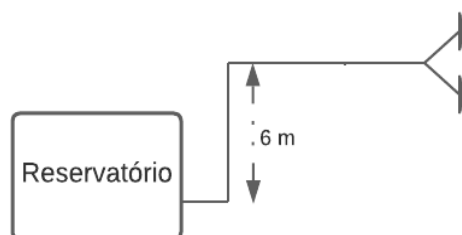


Figura 5.2 - Circulação da água desde o reservatório até à divisão de tubagens

Foi arbitrada uma distância entre o reservatório e a divisão de tubagens de 10 metros. Com a subida de 6 metros o comprimento de tubagem necessária são 16 metros. Foi considerada uma contração do fluido, quando sai do reservatório para a tubagem, e um joelho de 45 °C. Com estes pressupostos obteve-se uma perda de carga, para tubagem com 1 polegada de diâmetro nominal, de 0,0465 bar.

5.3.3. Divisão de correntes até ao tanque de inércia

Nesta parte da tubagem, como é possível observar na figura 3.4, o caudal de água divide-se entre os dois recuperadores. A circulação da água faz-se, portanto, em paralelo.

O caudal de água quente considerado foi o que teria sido possível obter com o recuperador de calor do compressor GA 110 em dezembro de 2022, por ser o caudal mais elevado. A circulação desta corrente está esquematizada na figura 5.3:

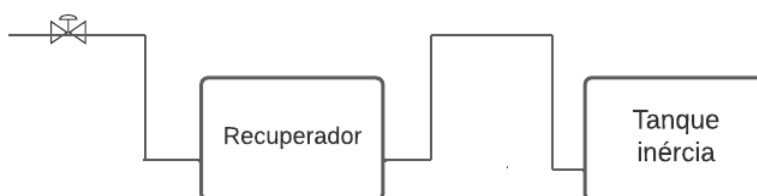


Figura 5.3 - Esquema da circulação da água num dos recuperadores até ao tanque de inércia

Com o caudal assumido, 1139 kg/h, e considerando a existência de uma válvula e de 6 joelhos de 45 ° obteve-se uma perda de carga de cerca de 0,090 bar.

5.3.4. Tubagem para água de desengorduramento

Para a água de desengorduramento foi considerado o caudal obtido no balanço de energia para o dimensionamento do permutador, 3400 kg/h. A circulação da água de desengorduramento está representada na figura 5.4:



Figura 5.4 - Esquema da circulação da água de desengorduramento quando é aquecida no permutador

Foi considerado que o permutador se encontra a 5 metros do tanque de desengorduramento, pelo que serão necessários 10 metros de tubagem. Mais uma vez foi considerada uma tubagem de aço inox com diâmetro nominal de 1 polegada. As perdas de pressão calculadas para este circuito são 0,092 bar.

5.4. Bombas

Será necessário instalar três bombas para o sistema.

- Bomba 1 - responsável por garantir a circulação da água de aquecimento entre o tanque de inércia e o reservatório
- Bomba 2 - responsável por bombear a água do reservatório até o tanque de inércia.
- Bomba 3 - utilizada para transportar a água de desengorduramento do tanque de desengorduramento para o permutador.

É importante observar que, em todos os circuitos mencionados anteriormente, a diferença de altura entre os pontos iniciais e finais é de 0 metros, e a pressão inicial e final é de 1 bar.

A potência a que cada bomba terá de trabalhar está dependente das perdas nas tubagens, das diferenças de energia potencial e cinética entre os pontos iniciais e finais, e da diferença entre a pressão inicial e final requerida para os fluidos. A potência necessária para cada bomba foi obtida utilizando o balanço de energia mecânica (equação 2.26). De forma a dar uma margem

de segurança ao dimensionamento das bombas foi considerado um valor 20% superior aos obtidos para a potência necessária de cada bomba. Os valores de NPSH do sistema foram também calculados a partir da equação 2.28 para certificar que não ocorrerão problemas de cavitação no transporte dos fluidos. Exemplos de cálculo encontram-se no Anexo B.5.

Os resultados obtidos encontram-se na tabela 5.3

Tabela 5.3 – Caudais de fluido, pressão necessária de fornecer por cada bomba, em bar, e NPSH disponível do sistema

	Bomba 1	Bomba 2	Bomba 3
Caudal (kg/h)	1700	1700	3400
Pressão necessária (m_{H_2O})	7,63	1,45	1,45
Pressão com margem de segurança (m_{H_2O})	9,16	1,74	1,74
NPSH sistema (m)	6,22	9,45	8,93

O tipo de bombas utilizada será o mesmo para os três casos: VeroLine IPL, fornecidas pela Zantia. As curvas das bombas foram consultadas na ficha técnica do equipamento para determinar o modelo de bomba a ser usada, o seu NPSH, a potência útil e o seu rendimento, que permite calcular a potência real necessária. A ficha técnica encontra-se no Anexo C.2. Os resultados obtidos encontram-se na tabela 5.4.

Tabela 5.4 - Características das bombas

	Bomba 1	Bomba 2	Bomba 3
Modelo escolhido	IPL 25/90	IPL 25/70	IPL 25/70
Pressão fornecida (m_{H_2O})	10,2	5,1	4,8
NPSH bomba (m)	0,56	0,56	1,11
Potência útil (kW)	0,13	0,06	0,075
Rendimento (%)	27,33	27,33	47,33
Potência necessária (kW)	0,55	0,22	0,16

É possível verificar que os NPSH das bombas são inferiores aos NPSH do sistema, o que significa que não existirão problemas de cavitação.

As bombas 1 e 3 custarão 500 euros cada. A bomba 2 vai ter um variador de frequência instalado e por essa razão será mais cara, tendo o custo de 750 euros. Estes preços foram fornecidos pelo fabricante.

5.5. Outros equipamentos, resumo e preço total

Para além dos equipamentos referidos nos subcapítulos anteriores serão necessários ainda outros equipamentos que foram consultados junto de fornecedores. Esses equipamentos são:

- 1 reservatório
- 1 tanque de inércia
- 2 recuperadores de calor
- 2 eletroválvulas e 2 bobinas (sistema de automação)
- 1 válvula de três vias
- 1 filtro

Um resumo dos preços dos equipamentos encontra-se na tabela 5.5

Tabela 5.5 - Resumo dos preços dos equipamentos

Equipamentos	Preço (€)
Permutador de placas	1408,0
Dissipadores	2000,0
Tubagens	2470,0
Isolamento de tubagens	2273,04
Bombas	1750,0
Reservatório	5000,0
Tanque de inércia	10 000,0
Recuperadores de calor	43 824,9
Eletroválvulas	272,56
Bobinas	78,9
Válvula de três vias	180,0
Filtro	12,37
TOTAL	69 269,77

As fichas técnicas e mais informações sobre os equipamentos encontram-se no Anexo C.

5.6. Tempo de retorno

No capítulo 4 concluiu-se que com este projeto se poderão poupar cerca de 37254,11 euros por ano.

A figura 5.5 contém um gráfico que ilustra a recuperação do dinheiro investido.

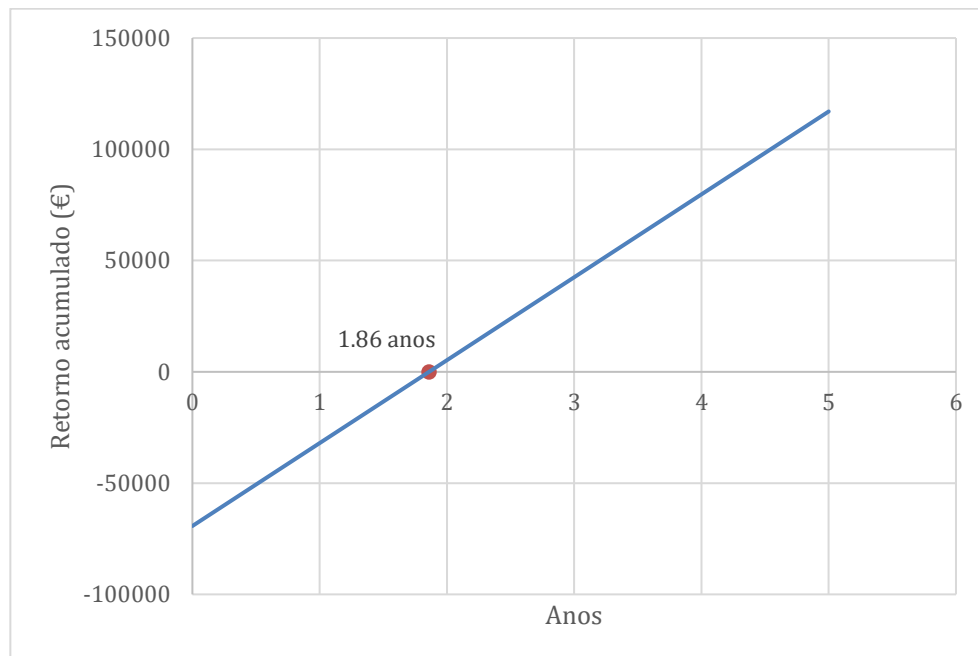


Figura 5.5 - Retorno financeiro ao longo dos anos

De acordo com estes resultados o retorno do investimento seria atingido ao fim de 1,86 anos, o que corresponde a pouco mais de 1 ano e 10 meses. Para além disso, é possível observar que, antes de se atingirem 5 anos do investimento, poderão ser poupados 10 000 € face ao cenário atual.

Capítulo 6. Conclusões

O objetivo deste trabalho foi o desenvolvimento de um projeto que visasse a recuperação de calor residual dos compressores da fábrica da Faurecia Metal para que este fosse utilizado na etapa de desgorduramento das peças, de forma a reduzir os consumos de gás natural nesta etapa.

Foi realizado um levantamento dos consumos de eletricidade dos compressores e de gás natural da etapa de desgorduramento. Os resultados demonstraram que, apesar de a quantidade de energia recuperável dos compressores não ser suficiente para suprimir a totalidade das necessidades de gás natural, esta permite uma redução significativa da fatura energética de gás natural na etapa de desgorduramento assim como das emissões de CO₂. Foi calculado que o projeto poderá levar a poupanças anuais de cerca de 37 000 € e à redução de cerca de 60 000 kg de CO₂ emitidos por ano.

O projeto foi de seguida idealizado pensando nos equipamentos que seriam necessários para permitirem a recuperação de energia dos compressores. Foi concluído que seriam necessários dois recuperadores de calor residual dos compressores, um tanque de inércia, um permutador de placas, um dissipador de calor, um reservatório, um filtro, válvulas, três bombas, tubagens e isolamento de tubagens.

Procedeu-se ao dimensionamento do permutador de calor de placas que será responsável pelo aquecimento da água de desgorduramento. Neste permutador, água aquecida com o calor residual dos compressores fornece calor à água de desgorduramento. Foi calculado que para a troca de calor serão necessárias 56 placas, que a perda de carga do fluido quente será de 3611,1 Pa e a do fluido frio de 4973,5 Pa.

Foi aferido que serão necessários 247 metros de tubagem com 1 polegada de diâmetro nominal, dos quais 60 metros serão isolados. O preço da tubagem será de 10 €/metro, pelo que o custo total em tubagens será de 2470 €. O preço do isolamento é de 25,83 €/metro, o que totaliza um custo de 1549,80 € em isolamento.

Foi também dada especial atenção ao dimensionamento das bombas. Serão necessárias 3 bombas: a Bomba 1 será responsável por garantir a circulação da água de aquecimento entre o tanque de inércia e o reservatório, a Bomba 2 será responsável por bombear a água do reservatório até ao tanque de inércia e a Bomba 3 será utilizada para transportar a água de desengorduramento do tanque de desengorduramento para o permutador. As bombas serão do tipo VeroLine IPL, fornecidas pela Zantia. Depois de se consultarem as curvas da bomba determinou-se que os modelos para as três bombas serão, respetivamente, IPL 25/90, IPL 25/70 e IPL 25/70. A potência necessária para cada bomba será, respetivamente, 0,55 kW, 0,22 kW e 0,16 kW. A aquisição e instalação das bombas 1 e 3 custará 500 euros cada, enquanto a bomba 2, que terá variador de frequência incluído, custará 750 euros.

A totalidade dos equipamentos terá um custo de cerca de 69 300 €, o que se traduz num período de retorno de aproximadamente 1,86 anos. Tendo estes valores como base conclui-se que o projeto é economicamente viável e poderá trazer vantagens tanto a nível económico como a nível de sustentabilidade ambiental.

Bibliografia

Atlas Copco (2013): Energy Recovery Stand Alone Kit: Atlas Copco.

Atlas Copco (2015): Compressed air manual. 8th ed. Wilrijk: Atlas Copco Airpower NV.

Atlas Copco (2016): Manual de Eficiência Energética em Sistemas de Ar Comprimido. ADENE- Agência para a Energia.

Atlas Copco (2023): Tipos de compressor de ar: velocidade fixa ou variável? Entenda a diferença! - Atlas Copco Brasil. On-line Disponível em <https://www.atlascopco.com/pt-br/compressors/air-compressor-blog/tipos-de-compressores-velocidade-fixa-variavel>, Última atualização em 22/03/2023, Última verificação em 22/03/2023.

Atlas Copco Compressor AB (1998): Compressed air manual. 6th ed. Stockholm: Atlas Copco Compressor AB.

Bergman, Theodore L. (2011): Fundamentals of heat and mass transfer. 7th ed. New York, N.Y.: John Wiley & Sons.

Carolina Gerbi Baptista: Perda de carga em trocadores de calor a placas: geração de material didático. On-line Disponível em <https://conic-semesp.org.br/anais/files/2017/trabalho-1000025530.pdf>, Última atualização em 09/06/2023, Última verificação em 10/09/2023.

Cátia Silva Pinto (2019): Notícias. On-line Disponível em <https://www.compete2020.gov.pt/noticias/detalhe/Proj3253-Faurecia-NL189-17012019>, Última atualização em 09/03/2023, Última verificação em 09/03/2023.

Churchill, S. W. (1977): Friction Factor Equations Spans All Fluid-Flow Regimes.

Convert Kilowatt-hour to Gigajoule (2023). On-line Disponível em <https://www.unitconverters.net/energy/kilowatt-hour-to-gigajoule.htm>, Última atualização em 15/08/2023, Última verificação em 15/08/2023.

Decreto-Lei n.º 39/2018, de 11 de junho da Presidência do Conselho de Ministros (2018). On-line Disponível em <https://files.dre.pt/1s/2018/06/11100/0243802460.pdf>, Última verificação em 07/03/2023.

DGEG - Direção Geral de Energia e Geologia: Preços de Energia. Preços de eletricidade e gás natural. On-line Disponível em <https://www.dgeg.gov.pt/pt/estatistica/energia/precos-de-energia/precos-de-eletricidade-e-gas-natural/>.

DGEG - Direção Geral de Energia e Geologia (2021): Estatísticas rápidas dos combustíveis fósseis. On-line Disponível em <https://www.dgeg.gov.pt/media/kqabwxzh/dgeg-arc-2021-01.pdf>, Última verificação em 09/03/2023.

DGEG - Direção Geral de Energia e Geologia (2023): Estatísticas rápidas dos combustíveis fósseis. On-line Disponível em <https://www.dgeg.gov.pt/media/s2udu5uq/dgeg-arc-2023-01.pdf>, Última verificação em 08/03/2023.

Direcção-Geral de Energia e Geologia (2008): Despacho n.º 17313/2008. On-line Disponível em <https://diariodarepublica.pt/dr/detalhe/despacho/17313-2008-3397117>.

Eletro-válvulas. Válvulas, acessórios de intervenção. On-line Disponível em <https://tubagens.pintocruz.pt/valvulas-acessorios-de-intervenc-o/eletro-valvulas>.

ENGIE (2023): <https://www.engie.pt/engie-no-mundo>. On-line Disponível em <https://www.engie.pt/engie-no-mundo>, Última atualização em 28/02/2023, Última verificação em 28/02/2023.

Faurecia (2023): About us | Faurecia. On-line Disponível em <https://www.faurecia.com/en/group/about-us>, Última atualização em 08/03/2023, Última verificação em 09/03/2023.

Filtros. Válvulas, acessórios de intervenção. On-line Disponível em <https://tubagens.pintocruz.pt/valvulas-acessorios-de-intervenc-o/filtros>.

Floene: O que é o Gás Natural? On-line Disponível em <https://portal.floene.pt/pt-pt/gas-natural/o-que-e>.

Geankoplis, Christie J. (1995): Transport process and unit operations. 3rd ed. Englewood Cliffs, N.J.: Prentice-Hall International.

Hewitt, G.F; Shires, G.L; Bott, T. Reg (1994): Process Heat Transfer. 1st ed. [S.l.]: Begell House, Inc.

IEA (2023): Energy Statistics Data Browser – Data Tools - IEA. On-line Disponível em <https://www.iea.org/data-and-statistics/data-tools/energy-statistics-data-browser?country=WORLD&fuel=Energy%20supply&indicator=TESbySource>, Última atualização em 07/03/2023, Última verificação em 07/03/2023.

Isolamento. Máquinas e Ferramentas. On-line Disponível em <https://tubagens.pintocruz.pt/>.

Natural gas price statistics (2023). On-line Disponível em https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=Natural_gas_price_statistics#Natural_gas_prices_for_non-household_consumers, Última atualização em 07/03/2023, Última verificação em 08/03/2023.

Sanitop: Válvula zona 3 vias Honeywell 1". On-line Disponível em <https://www.sanitop.pt/v%C3%A1lvula-zona-3-vias-honeywell-1-1>.

Sinnott, R. K. (2007): Chemical engineering design. 4th ed., repr. Amsterdam: Elsevier-Butterworth Heinemann (Coulson and Richardson's chemical engineering series).

The Engineering ToolBox: Water - Dynamic (Absolute) and Kinematic Viscosity vs. Temperature and Pressure. On-line Disponível em https://www.engineeringtoolbox.com/water-dynamic-kinematic-viscosity-d_596.html, Última verificação em 12/06/2023.

The Engineering ToolBox: Water - Saturation Pressure vs. Temperature. On-line Disponível em https://www.engineeringtoolbox.com/water-vapor-saturation-pressure-d_599.html.

The Engineering ToolBox: Water - Thermal Conductivity vs. Temperature. On-line Disponível em https://www.engineeringtoolbox.com/water-liquid-gas-thermal-conductivity-temperature-pressure-d_2012.html, Última verificação em 12/06/2023.

The Engineering ToolBox (2023): Roughness & Surface Coefficients. On-line Disponível em https://www.engineeringtoolbox.com/surface-roughness-ventilation-ducts-d_209.html, Última atualização em 28/06/2023, Última verificação em 10/07/2023.

Anexos

Anexo A. Consumos de energia no ano de 2022

Na tabela A.1 estão representados os consumos de eletricidade nos compressores durante o ano de 2022. O compressor GA50 VSD não funcionou durante este ano.

Tabela 0.1 - Consumos de eletricidade nos compressores para o ano de 2022

Mês	GA110 [kWh]	GA75 [kWh]
01	43 754,10	20 873,20
02	42 715,40	24 075,80
03	39 029,20	15 776,10
04	37 395,30	20 593,20
05	49 790,20	28 750,10
06	51 529,80	26 724,50
07	47 662,80	26 767,50
08	32 219,30	15 231,30
09	55 480,50	26 999,20
10	46 195,90	22 002,00
11	45 896,80	26 273,00
12	38 407,80	18 963,70

Na tabela A.2 estão representados os consumos de gás natural durante o ano de 2022. O consumo total em todos os setores neste ano foi de 781 673 m³.

Tabela 0.2 - Consumos de gás natural em 2022 nas condições do contador (valores fornecidos pela Faurecia)

Mês	Aquecimento - [m ³]	Cozinha [m ³]	Desengorduramento [m ³]	Polimerização [m ³]	Outros [m ³]
1	111 419,00	6 151,00	12 582,00	12 554,00	18,00
2	52 617,00	5 807,00	13 183,00	11 959,00	14,00
3	31 627,00	5 448,00	11 525,00	9 279,00	23,00
4	18 583,00	5 564,00	11 415,00	8 705,00	59,00
5	8,00	7 213,00	20 327,00	13 805,00	4 416,00
6	294,00	7 351,00	15 345,00	14 692,00	0,00
7	798,00	6 472,00	14 362,00	13 235,00	0,00
8	10,00	4 552,00	7 582,00	7 475,00	0,00
9	6 596,00	7 681,00	14 312,00	14 184,00	0,00
10	7 370,00	7 089,00	14 455,00	12 888,00	0,00
11	61 889,00	7 957,00	17 895,00	15 699,00	7,00
12	72 160,00	5 325,00	10 889,00	9 008,00	0,00
TOTAL	363 371,00	76 610,00	163 872,00	143 483,00	4 537,00

Anexo B. Cálculos

B.1. Exemplos de cálculo para os consumos de gás natural na etapa de desengorduramento no ano de 2022

Os valores de PCS do gás natural para cada mês apresentados nas faturas encontram-se na tabela B.1, assim como a sua média:

Tabela 0.3 - PCS do gás natural em cada mês de 2022

Mês	PCS (kWh/Nm ³)
jan/22	11,769
fev/22	11,799
mar/22	11,756
abr/22	11,752
mai/22	11,574
jun/22	11,697
jul/22	11,845
ago/22	11,621
set/22	11,702
out/22	11,749
nov/22	11,661
dez/22	11,746
MÉDIA	11,723

Tendo como referência a tabela A.2 verifica-se que foram utilizados 751 873,0 m³ de gás natural, medidos nas condições do contador, no ano de 2022 na Faurecia Metal. Tendo em conta o fator de conversão do contador, obtém-se:

$$751\,873\, m^3 \times 1,224359 \frac{Nm^3}{m^3} \sim 920\,562,47\, Nm^3$$

Este valor foi convertido para GJ, utilizando o PCS médio apresentado nas faturas do gás natural, 11,723 kWh/Nm³, e o fator de conversão 0,0036 GJ/kWh (Convert Kilowatt-hour to Gigajoule 2023):

$$920\,562,47\, Nm^3 \times 11,723 \frac{kWh}{Nm^3} \times 0,0036 \frac{GJ}{kWh} \sim 38\,845,8\, GJ$$

O preço do gás natural, apresentado na tabela 4.1, foi convertido para €/kWh:

$$34,3485 \frac{\text{€}}{\text{GJ}} \times 0,0036 \frac{\text{GJ}}{\text{kWh}} \sim 0,1237 \frac{\text{€}}{\text{kWh}}$$

Durante o ano de 2022 foram utilizados 163 872,00 m³ de gás natural na etapa de desengorduramento. A conversão deste valor para Nm³ foi feita, mais uma vez, utilizando o fator de conversão de 1,224359 apresentado nas faturas fornecidas pela Faurecia:

$$163\,872,00 \text{ m}^3 \times 1,224359 \frac{\text{Nm}^3}{\text{m}^3} \sim 200\,638,158 \text{ Nm}^3$$

Para se obter a energia utilizada na forma de gás natural nesta etapa utilizou-se a média dos valores de PCS apresentados nas faturas:

$$200\,638,158 \text{ Nm}^3 \times 11,723 \frac{\text{kWh}}{\text{Nm}^3} \sim 2\,351\,479,2 \text{ kWh}$$

O custo desta quantidade de energia tendo em conta o preço consultado para o gás natural foi também calculado:

$$2\,351\,479,2 \text{ kWh} \times 0,1237 \frac{\text{€}}{\text{kWh}} \sim 290\,877,98 \text{ €}$$

A massa de gás natural foi calculada a partir do valor da sua massa volúmica:

$$200\,638,158 \text{ Nm}^3 \times 0,8141 \frac{\text{kg}}{\text{Nm}^3} = 163\,339,5 \text{ kg} \sim 163,34 \text{ ton}$$

Este valor foi convertido para tep utilizando o fator de conversão mencionado no capítulo 4.1:

$$163,34 \text{ ton} \times 1,077 \frac{\text{tep}}{\text{ton}} \sim 175,9 \text{ tep}$$

As emissões de CO₂ foram calculadas através da multiplicação do último valor pelo fator de emissão:

$$175,9 \text{ tep} \times 2683,7 \frac{\text{kgCO}_{2e}}{\text{tep}} \sim 472\,107,6 \text{ kg CO}_{2e}$$

Para se determinar a quantidade de energia, correspondente ao consumo de gás natural, utilizada para promover o aquecimento da água de desengorduramento às segundas-feiras de manhã, foram consideradas as temperaturas fornecidas pela Faurecia. Segundo estes dados, a temperatura do tanque 1 (9 m³ de capacidade) às segundas-feiras de manhã é 30 °C, e do tanque 2 (15 m³ de capacidade) é 40 °C. Foi também considerado que a água é aquecida até 45 °C, sendo as suas propriedades:

$$\rho \text{ água} = 1000 \text{ kg/m}^3,$$

$$c_p \text{ água} = 4,18 \text{ kJ/(kg.}^\circ\text{C)}.$$

A energia necessária para o aquecimento do tanque 1 numa segunda-feira de manhã foi calculada da seguinte forma:

$$9 \text{ m}^3 \times 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.}^\circ\text{C}} \times (45 - 30) = 56\,4300 \text{ kJ}$$

Este valor foi convertido para kWh:

$$564300 \text{ kJ} \times \frac{1}{3600} \frac{\text{kWh}}{\text{kJ}} = 156,75 \text{ kWh}$$

No mês de janeiro houve 5 segundas-feiras. O valor anterior foi multiplicado por 5, para se obter a quantidade de energia necessária durante janeiro para aquecer o tanque 1 às segundas-feiras de manhã.

$$156,75 \text{ kWh} \times 5 = 783,75 \text{ kWh}$$

Os mesmos cálculos foram feitos para o tanque 2 e os valores foram somados para se obter a quantidade total de energia necessária em janeiro nos arranques da fábrica.

$$783,75 \text{ kWh} + 435,42 \text{ kWh} = 1219,2 \text{ kWh}$$

Para se calcular a quantidade de energia que foi utilizado durante o processo normal no mês de janeiro foi primeiro necessário determinar a quantidade total de energia utilizada neste mês. Durante o mês de janeiro foram utilizados 12 582,00 m³ de gás natural, que foram convertidos para Nm³ utilizando o fator de conversão de 1,224359:

$$12\,582,00 \text{ m}^3 \times 1,224359 \frac{\text{Nm}^3}{\text{m}^3} = 15\,404,89 \text{ Nm}^3$$

Este valor foi convertido para kWh utilizando o PCS apresentado para o mês de janeiro nas faturas, 11,769 kWh/Nm³:

$$15\,404,89 \text{ Nm}^3 \times 11,769 \frac{\text{kWh}}{\text{Nm}^3} = 181\,300,09 \text{ kWh}$$

Para determinar a quantidade de energia utilizada durante o processo normal para o mês de janeiro subtraiu-se a energia total pela necessária para o aquecimento às segundas-feiras de manhã:

$$181\,300,09 \text{ kWh} - 1219,2 \text{ kWh} = 180\,080,9 \text{ kWh}$$

B.2. Exemplos de cálculo para a energia recuperável dos compressores

Este exemplo de cálculo refere-se ao mês de janeiro de 2022 e foi realizado para o compressor GA110.

A quantidade de energia fornecida ao compressor GA 110 em janeiro de 2022 foi 43754,10 kWh. Para perceber quanta desta energia poderia ter sido aproveitada foi primeiro calculada a energia recuperável, que corresponde a 75% da energia total:

$$43754,10 \text{ kWh} \times 0,75 = 32\,815,58 \text{ kWh}$$

De seguida, a energia recuperável foi dividida pelo tempo de operação nesse mês (509 horas), de modo a obter a potência disponível. Para o cálculo do número de horas de operação em cada mês foi tido em conta o horário semanal de trabalho da fábrica (referido no subcapítulo 3.1), o número de semanas em cada mês e as paragens da fábrica ao longo do ano.

$$\frac{32815,58 \text{ kWh}}{509 \text{ h}} = 64,47 \text{ kW}$$

Depois de calculada a potência, foi calculado o caudal de água que é possível aquecer, desde 20 °C até 80 °C utilizando a equação 2.1:

$$\dot{m} = \frac{64,47}{4,18 \times (80 - 20)} = 0,25706 \text{ kg/s}$$

Assumindo que este caudal de água de aquecimento é arrefecido até 50 °C no permutador de placas, calculou-se a quantidade de energia que é possível fornecer à água armazenada no tanque de desgorduramento durante o mês de janeiro:

$$Energia \text{ fornecida} = 0,25706 \times 4,18 \times (80 - 50) \times 509 = 16407,79 \text{ kWh}$$

Os mesmos cálculos foram efetuados para o compressor GA75 e a energia calculada e possível de fornecer ao tanque foi 7827,45 kWh. Este valor foi somado ao do compressor GA110:

$$Total \text{ energia fornecida} = 16407,79 + 7827,45 = 24\,235,24 \text{ kWh}$$

Para calcular a poupança que este fornecimento de energia permite, o valor obtido foi multiplicado pelo preço do gás natural. O preço de gás natural considerado foi 0,1237 €/kWh.

$$Poupan\c{c}a (\text{€}) = 24235,24 \times 0,1237 = 2997,90 \text{ €}$$

Para calcular as emissões de CO₂ evitadas com esta medida vários cálculos foram realizados. Primeiro a energia que é possível obter dos compressores foi convertida para metros cúbicos normais de gás natural que seriam necessários para fornecer essa energia, usando o PCS.

$$\frac{24235,24 \text{ kWh}}{11,723 \frac{\text{kWh}}{\text{Nm}^3}} = 2067,32 \text{ Nm}^3$$

Esta quantidade foi convertida para quilogramas usando a massa volúmica.

$$2067,32 \text{ Nm}^3 \times 0,8141 \frac{\text{kg}}{\text{Nm}^3} = 1683,01 \text{ kg}$$

De seguida esta massa foi convertida para toneladas equivalentes de petróleo usando o fator de conversão de tep para toneladas já referido:

$$\frac{1683,01}{1000} \text{ ton} \times 1,077 \frac{\text{tep}}{\text{ton}} = 1,813 \text{ tep}$$

Por fim, a quantidade de CO₂ que seria libertada pelo gás natural caso esta energia não fosse fornecida pelos compressores foi calculada tendo em conta o fator de emissão do gás natural, 2683,7 kgCO_{2e}/tep:

$$1,813 \times 2683,7 \sim 4864,65 \text{ kgCO}_2$$

B.3. Cálculos para o dimensionamento do permutador de placas

O dimensionamento envolveu o cálculo do número de placas necessárias bem como a determinação da queda de pressão para os dois fluidos.

Cálculo do número de placas

Na tabela 5.1 encontram-se as dimensões do permutador.

A partir do balanço de energia ao permutador, a equação 2.6, determinou-se o caudal do fluido frio que se consegue tratar:

$$\dot{m}_f = \frac{4,18 \frac{kJ}{kg \cdot K} \times 1700 \frac{kg}{h} \times (80 - 50) ^\circ C}{4,18 \frac{kJ}{kg \cdot K} \times (60 - 45) ^\circ C} = 3400 \frac{kg}{h}$$

Para o dimensionamento do permutador foi necessário, inicialmente, arbitrar um número de placas, N. O valor arbitrado foi 35. Utilizando o número de placas, a largura e a altura de cada placa, calculou-se a área da superfície de transferência de calor:

$$A = 35 \times 0,104 \text{ m} \times 0,313 \text{ m} \sim 1,139 \text{ m}^2$$

A área de escoamento foi, de seguida, calculada:

$$A_{escoamento} = 0,0015 \text{ m} \times 0,104 \text{ m} = 0,000156 \text{ m}^2$$

O diâmetro equivalente foi também calculado:

$$D_{eq} = 0,0015 \text{ m} \times 2 = 0,0030 \text{ m}$$

A velocidade do fluido quente foi calculada tendo em conta o caudal volumétrico, o número de placas e a área de escoamento, equação 2.15:

$$v = 1700 \frac{kg}{h} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} \times \frac{1}{1000 \frac{kg}{m^3}} \times \frac{1}{0,000156 \text{ m}^2} \times \frac{1}{\frac{35 - 1}{2}} = 0,17806 \frac{m}{s}$$

Foi considerado que o fluido quente entra a 80 °C e sai a 50 °C do permutador. As viscosidades dinâmicas e as condutividades térmicas para as temperaturas da água à entrada e à saída foram consultadas no website *The Engineering ToolBox* (*The*

Engineering ToolBox- Water - Dynamic (Absolute) and Kinematic Viscosity vs. Temperature and Pressure; The Engineering ToolBox- Water - Thermal Conductivity vs. Temperature). Os valores consultados estão na tabela B.2.

Tabela 0.4 - Propriedades fluidos

Fluido	Quente			Frio		
	Entrada	Saida	Média	Entrada	Saida	Média
Temperatura (°C)	80	50	65	45	60	52,5
Viscosidade (Pa.s)	3,54E-04	5,47E-04	4,50E-04	5,97E-04	4,32E-04	5,15E-04
Condutividade térmica (kW/(m.K))	6,67E-04	6,55E-04	6,61E-04	6,35E-04	6,60E-04	6,47E-04

O número de Reynolds e o número de Prandtl foram calculados utilizando os valores das propriedades da água à temperatura média. O número de Prandtl para o fluido quente foi calculado a partir da equação 2.16:

$$Pr = 4,18 \frac{kJ}{kg \cdot K} \times \frac{4,50 \times 10^{-4}}{6,61 \times 10^{-4}} \sim 2,85$$

e o número de Reynolds a partir da equação 2.14:

$$Re = \frac{1000 \times 0,17806 \times 0,0030}{4,50 \times 10^{-4}} \sim 1186,16$$

O coeficiente de transferência de calor para o fluido quente, equação 2.11, foi calculado:

$$h_q = \frac{0,26 \times 1186,16^{0,65} \times 2,85^{0,4} \times 6,61 \times 10^{-4} \frac{kW}{m \cdot K}}{0,0030 m} \sim 8,672 \frac{kW}{m^2 \cdot K}$$

De seguida, os mesmos cálculos foram realizados para o fluido frio, obtendo-se um coeficiente de transferência de calor de 12,994 kW/(m²·K). Para calcular o coeficiente global de transferência de calor, U, não foi considerado coeficiente de sujamento para o

fluido quente, mas foi considerado para o fluido frio, correspondente a $30 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ (Sinnott 2007). O cálculo desta grandeza foi feito usando a equação 2.17:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{8,672 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}} + \frac{0,0005 \text{ m}}{0,0146 \frac{\text{kW}}{\text{m} \cdot \text{K}}} + \frac{1}{12,994 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}} + \frac{1}{30 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}}} \sim 3,85 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

O calor que é necessário trocar, q , foi calculado recorrendo ao fluido quente utilizando a equação 2.6:

$$q = 1700 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} \times 4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \times (80 ^\circ\text{C} - 50 ^\circ\text{C}) = 59,22 \text{ kW}$$

A diferença média logarítmica de temperaturas foi obtida a partir da equação 2.8:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(80 - 60) - (50 - 45)}{\ln \left(\frac{80 - 60}{50 - 45} \right)} \sim 10,82 ^\circ\text{C}$$

A área necessária para realizar esta troca de calor foi calculada a partir da equação de projeto, equação 2.7:

$$A_{necessária} = \frac{59,22 \text{ kW}}{10,82 ^\circ\text{C} \times 3,85 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}} \sim 1,42 \text{ m}^2$$

A área necessária para a transferência de calor, $1,42 \text{ m}^2$, é menor que a área obtida com 35 placas, $1,139 \text{ m}^2$. Por essa razão são necessárias mais do que 35 placas para se realizar a troca de calor. Na iteração seguinte um número maior de placas foi assumido e os cálculos foram repetidos, até se obter uma área suficientemente grande para trocar o calor necessário. Foi obtido um número necessário de placas de 56 placas, com o qual se obtém uma área de transferência de calor de aproximadamente $1,823 \text{ m}^2$, enquanto a área necessária para a transferência de calor é aproximadamente $1,808 \text{ m}^2$. Para a

determinação do novo número de placas, 56, foi necessário recalcular os valores de Re e de velocidade dos dois fluidos. Os valores finais obtidos encontram-se na tabela B.3:

Tabela 0.5 - Valores finais obtidos para o Re e para a velocidade de ambos os fluidos

Fluido	Re	v (m/s)
Fluido quente	733,26	0,11
Fluido frio	1283,67	0,22

Determinação da queda de pressão

O fator de atrito para o fluido quente foi calculado a partir da equação 2.19:

$$j_f = 0,6 \times 733,26^{-0,3} \sim 0,083$$

e, de seguida, calculou-se a perda de carga para o escoamento deste fluido através das placas utilizando a equação 2.20:

$$\Delta p_{\text{permutador}} = 8 \times 0,083 \times \frac{0,313 \text{ m}}{0,003 \text{ m}} \times 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \frac{\left(0,11 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2} \sim 419,21 \text{ Pa}$$

De seguida calculou-se o fluxo mássico do fluido quente no orifício da placa do permutador, G_p , utilizando a equação 2.22:

$$G_p = \frac{4 \times \frac{1700 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{3600 \frac{\text{s}}{\text{h}}}}{\pi \times (0,038 \text{ m})^2} \sim 416,37 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

Utilizando este valor calculam-se as perdas totais que ocorrem no permutador para o fluido quente a partir da equação 2.21:

$$\Delta P_p = 419,21 \text{ Pa} + 1,4 \times \frac{\left(416,37 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}\right)^2}{2 \cdot 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} + 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,313 \text{ m} = 3611,1 \text{ Pa}$$

Para o fluido frio realizaram-se os mesmos cálculos tendo-se obtido uma queda de pressão de 4973,5 Pa.

B.4. Cálculos para perdas de pressão nas tubagens

As perdas de pressão nas tubagens foram calculadas assumindo um diâmetro nominal da tubagem de 1 polegada, ao qual corresponde um diâmetro interno de 26,65 mm (Geankoplis 1995).

O circuito de água que será bombeado pela bomba 1 servirá como exemplo de cálculo.

Para os cálculos foi assumido que a água se encontra a 80 °C, que é a temperatura máxima a que água se encontrará neste troço. O valor considerado para a massa volúmica foi de 1000 kg/m³. O valor da viscosidade da água para esta temperatura considerado foi 0,0003537 Pa.s e foi consultado no *website* The Engineering Toolbox (The Engineering ToolBox - Water - Dynamic (Absolute) and Kinematic Viscosity vs. Temperature and Pressure).

A tubagem será de aço inox. O valor de rugosidade deste material foi consultado em (Sinnott 2007) e é 0,00045 mm.

Uma lista de tubagens foi consultada (Geankoplis 1995). O diâmetro nominal selecionado para a tubagem foi de 1 polegada, com um diâmetro interno de 26,64 mm. Primeiro foi necessário calcular a área da secção reta da tubagem:

$$A_{sec,reta} = \frac{\pi}{4} \times \left(\frac{26,64 \text{ mm}}{1000 \frac{\text{mm}}{\text{m}}} \right)^2 = 0,00056 \text{ m}^2$$

O caudal de água considerado para os cálculos foi 1700 kg/h. Este valor foi convertido para m³/h:

$$\dot{Q} = \frac{1700 \frac{kg}{h}}{1000 \frac{kg}{m^3}} = 1,7 \frac{m^3}{h}$$

A velocidade do fluido na tubagem foi calculada tendo em conta o caudal e a área da secção reta:

$$v = \frac{1,7 \frac{m^3}{h}}{0,00056 m^2 \times 3600 \frac{s}{h}} = 0,85 m/s$$

De seguida calculou-se o número de Reynolds:

$$Re = 0,02664 m \times 0,85 \frac{m}{s} \times \frac{1000 \frac{kg}{m^3}}{0,0003537 Pa.s} = 63798,8$$

O fator de fricção, f, foi calculado a partir da equação de Churchill, equação 2.25:

$$f = \left(\frac{1}{-4 \times \log\left(0,27 \times \frac{0,00045 mm}{26,64 mm} + \left(\frac{7}{63798,8}\right)^{0,9}\right)} \right)^2 = 0,0049$$

No troço considerado serão necessários 131 metros de tubagem. Para além disso é ainda necessário considerar a existência de acessórios na tubagem. No percurso considerado existem 12 joelhos de 45 ° e uma válvula, que foi considerada como estando com uma abertura que corresponde a ¼ da abetura total possível da válvula. O comprimento adicional foi calculado utilizando os valores consultados na tabela da figura 2.11:

Para o joelho L/D = 15

Para a válvula escolhida $L_{eq}/D = 800$

$$L_{adicional} = 12 \times 15 \times 0,02664 + 1 \times 800 \times 0,02664 = 26,11 \text{ m}$$

As perdas na tubagem foram calculadas a partir da equação de Fanning, equação 2.26:

$$\Delta P = \frac{0,0049 \times 2 \times 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \left(0,85 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 \times (131 \text{ m} + 26,11 \text{ m})}{0,02665} \times \frac{1 \text{ kPa}}{1000 \text{ Pa}} \sim 41,80 \text{ kPa}$$

Os mesmos cálculos foram realizados para o resto do circuito. Os resultados encontram-se na tabela B.4:

Tabela 0.6 - Perdas de pressão obtidas nas tubagens

Parte do percurso	v (m/s)	Re	f	L adicio nal (m)	L total (m)	Perdas tubagem (kPa)	Perdas (bar)
Tanque de inércia ao reservatório (bomba 1)	0,85	6,38E+04	0,00494	26,11	131,00	41,80	0,4180
Reservatório à divisão de correntes (bomba 2)	0,85	6E+04	0,00494	1,47	17,47	4,65	0,0465
Divisão de correntes ao tanque de inércia (bomba 2)	0,57	4E+04	0,00540	23,71	68,71	8,97	0,0897
Água de desengorduramento (bomba 3)	1,69	1E+05	0,00428	0,00	10,00	9,22	0,0922

B.5. Cálculos para dimensionamento das bombas

A bomba 1 será utilizada para exemplificar os cálculos realizados.

Primeiro foi necessário calcular a perda de pressão que ocorre nesta parte do sistema. As perdas de pressão ocorrem ao longo do comprimento da tubagem, no permutador de placas e no dissipador de calor. As perdas de pressão na tubagem foram calculadas no anexo B.4, as do permutador de placas no anexo B.3. As perdas do dissipador foram indicadas pelo fornecedor como sendo 14,71 kPa por dissipador.

$$perdas = 41,80 \text{ kPa} + 3,61 \text{ kPa} + (14,71 \times 2) \text{ kPa} = 74,83 \text{ kPa} = 0,748 \text{ bar}$$

De seguida realizou-se o balanço de energia mecânica para determinar a potência necessária que a bomba tem de fornecer. A partir da equação 2.27 e tendo em conta que:

- $P_1 = P_2 = 1 \text{ bar}$
- $\Delta z = 0$,
- $v_1 = v_2$

obtém-se:

$$H_b = \frac{\Delta P f}{\rho g} = 0,748 \times \frac{100000}{1000 \times 9,81} = 7,63 \text{ m}_{H_2O}$$

O valor obtido para H_b foi multiplicado por um fator de segurança, 1,2, de forma a dimensionar a bomba para uma potência necessária 20 % maior que os resultados obtidos:

$$H_{b,considerado} = 7,63 \times 1,2 = 9,16 \text{ m}_{H_2O}$$

Para os restantes circuitos foram realizados os mesmos cálculos, considerando mais uma vez as perdas nas tubagens e nos equipamentos pertencentes a cada circuito. Para as perdas totais no circuito da bomba 2 foi necessário calcular as perdas num dos recuperadores a partir da equação 2.2. Para este cálculo foi considerado o caudal possível de obter no compressor GA 110 no mês de Dezembro de 2022, que corresponde ao valor máximo verificado, 0,32 L/s.

$$\Delta P_{recuperador} = 6,1617 \times 0,32^{1,9711} = 0,65 \text{ kPa}$$

As perdas totais em cada circuito assim como os correspondentes H_b encontram-se na tabela B.5.

Tabela 0.7 - Perdas totais em cada circuito e pressão que cada bomba tem de fornecer

	Bomba 1	Bomba 2	Bomba 3
Perdas totais (bar)	0,75	0,14	0,14
Perdas totais (m _{H2O})	7,63	1,45	1,45
Pressão com margem (m _{H2O})	9,16	1,74	1,74

Para se realizar o cálculo do $NPSH_{sistema}$ foi necessário arbitrar a distância à qual a bomba estará do início da tubagem e a diferença de alturas entre o nível de líquido e a bomba. Foi considerado que a bomba se encontra 5 metros depois do início da tubagem e que estará 1 metro abaixo do nível de líquido. Para se calcularem as perdas de pressão do fluido desde o ponto inicial até à bomba, P_f , foram realizados os mesmos cálculos que no Anexo B.4. Usando então 5 metros como o comprimento da tubagem obtém-se:

$$\Delta P = \frac{0,0049 \times 2 \times 1000 \frac{kg}{m^3} \times \left(0,85 \frac{m}{s}\right)^2 \times 5 m}{0,02665} \times \frac{1 kPa}{1000 Pa} \sim 1,33 kPa$$

A pressão de saturação da água a 80 °C é 0,4742 bar (The Engineering ToolBox). Estes valores de pressão foram convertidos para Pa e o $NPSH_{sistema}$ foi calculado a partir da equação 2.28:

$$NPSH_{sistema} = \frac{100000 Pa}{1000 \frac{kg}{m^3} \times 9,81 \frac{m}{s^2}} + 1 m - \frac{1330 Pa}{1000 \frac{kg}{m^3} \times 9,81 \frac{m}{s^2}} - \frac{47420 Pa}{1000 \frac{kg}{m^3} \times 9,81 \frac{m}{s^2}} = 6,22 m$$

Os restantes cálculos para as bombas foram realizados com o auxílio das curvas das bombas e encontram-se no Anexo C.2.

Anexo C. Equipamentos

C.1. Dissipador de calor

Primeiro foi necessário realizar cálculos para perceber quanto calor, teoricamente, é necessário dissipar. O fluido sai do permutador a 50 °C e deve entrar no recuperador de calor a 20 °C.

$$\dot{q} = \frac{1700 \frac{kg}{h}}{3600 \frac{s}{h}} \times 4,18 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \times (50 - 20)^\circ C = 59,22 kW$$

É necessário dissipar 59,22 kW.

A ficha técnica do dissipador encontra-se na figura C.1.

ENERGIA SOLAR TÉRMICA
ACESSÓRIOS





Dissipador de Energia Solar Dinamico DCS

Principais Características

- Reduzido consumo energético por cada kW de potência dissipada;
- Baixos níveis de ruído e vibrações;
- Montagem modular, com apenas dois modelos é possível satisfazer as necessidades de praticamente todas as instalações.

Descrição do Produto

Uma solicitação crescente do mercado solar têm sido as soluções técnicas para dissipação do excesso de calor acumulado nos sistemas com Painel Solar, em épocas de muito sol e pouco consumo. A Zantia respondeu a esta solicitação com um arrefecedor de líquido solar por ventilação.

Modelos e Preços

Código	Modelo
2701-0416	Dissipador de Calor Solar DCS 10
2701-0417	Dissipador de Calor Solar DCS 40

Dimensões



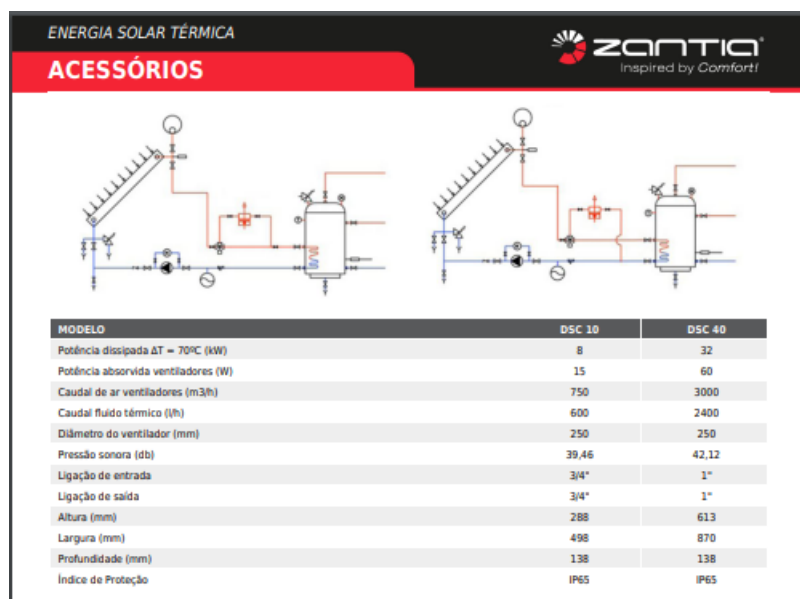


Figura 0.1 - Ficha técnica dissipador de calor

O modelo Dissipador de Calor Solar DCS 40 têm a capacidade de dissipar 32 kW, pelo que dois destes equipamentos deverão ser utilizados para obter a temperatura mínima possível à saída do dissipador.

C.2. Bombas

A ficha técnica da bomba, onde estão incluídas as curvas das bombas, encontra-se na figura C.2.

BOMBAS E CIRCULADORES

CIRCULADORES



VeroLine IPL
Aquecimento e Arrefecimento

Descrição do Produto

Bomba centrífuga de rotor seco monocelular, com motor de corrente trifásica directamente flangeado e veio inteiro). A série IPL é adequada para a montagem em tubos ou a instalação sobre fundações. Com empanque mecânico de fole, de passagem forçada independente do sentido de rotação e impulsor redutor de cavitação em plástico. Flanges com conexões de medição da pressão R 1/8. O corpo da bomba e a lanterna são revestidos por cataforese.

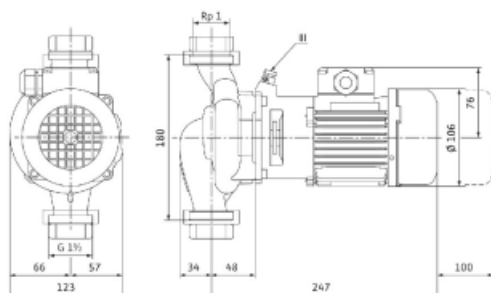
Modelos e Preços

Código	Modelo
117-2089570	BOMBA WILO IPL 25/80-0.12/2
117-2089558	BOMBA WILO IPL 50/160 - 0.55/4
117-2121219	BOMBA WILO IPL 65/110-2,2 /2

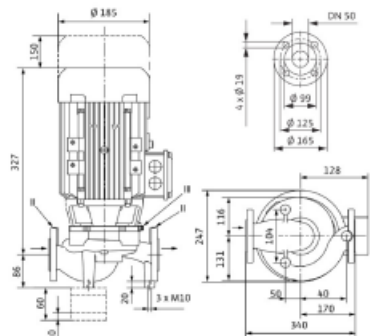
Todos os modelos sob encomenda especial.

Dimensões

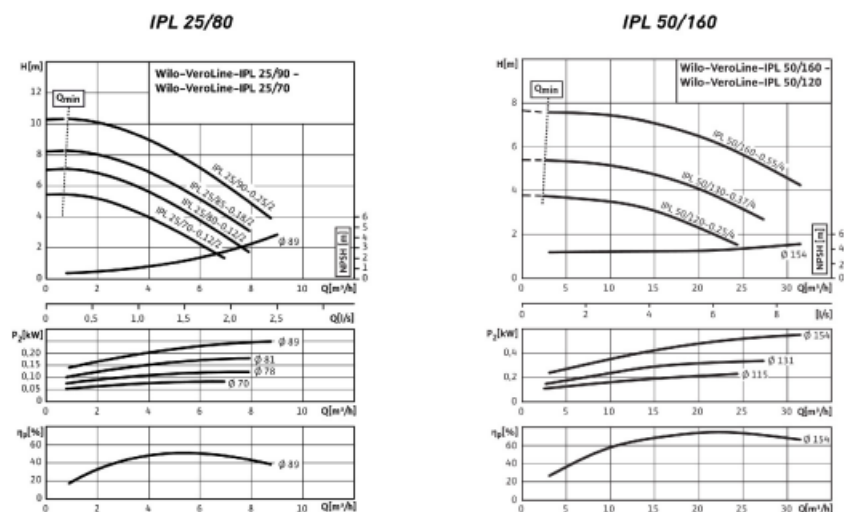
IPL 25/80



IPL 50/160



Curva da Bomba



DADOS TÉCNICOS	IPL 25/80-0.12/2	IPL 50/160 - 0.55/4
Temperatura máx. dos líquidos (°C)	120	120
Temperatura mín. dos líquidos (°C)	-20	-20
Temperatura ambiente máx. (°C)	40	40
Pressão de funcionamento máx. (bar)	10	10
Classe da eficiência energética do motor	IE2	IE2
Potência nominal motor P2 (W)	120	550
Corrente nominal (A)	0,33	1,45
Tipo de proteção	IP55	IP55
Classe de isolamento	F	F
Peso líquido aprox. (kg)	7	29
MATERIAIS		
Corpo da bomba	Ferro fundido (EN-GJL-250)	Ferro fundido (EN-GJL-250)
Impulsor	PP-LGF50	PPE/PS-GF30
Lanterna	Ferro fundido (EN-GJL-250)	Ferro fundido (EN-GJL-250)
Veio	1.4021, X20Cr13	1.4021
LIGAÇÕES		
Ligação de rede (V/Hz)	400/50	400/50
Ligação do tubo do lado da sucção	G 1/2"	DN 50
Ligação do tubo do lado da pressão	G 1/2"	DN 50

Figura 0.2 - Ficha técnica da bomba

$$H_{b1} = 9,16 m_{H_2O}$$

Verificou-se que seriam necessários 9,16 m_{H₂O} para um caudal de 1,7 m³/h. O caudal mínimo das bombas do gráfico da direita é superior a 1,7 m³/h e, portanto, apenas o gráfico da esquerda foi analisado. De forma a facilitar a análise das curvas das bombas estas foram amplificadas e representadas novamente na figura C.3. Para exemplificar a tomada de decisão relativa à bomba 1, o ponto correspondente às necessidades do sistema nesta parte do circuito foi identificado:

IPL 25/80

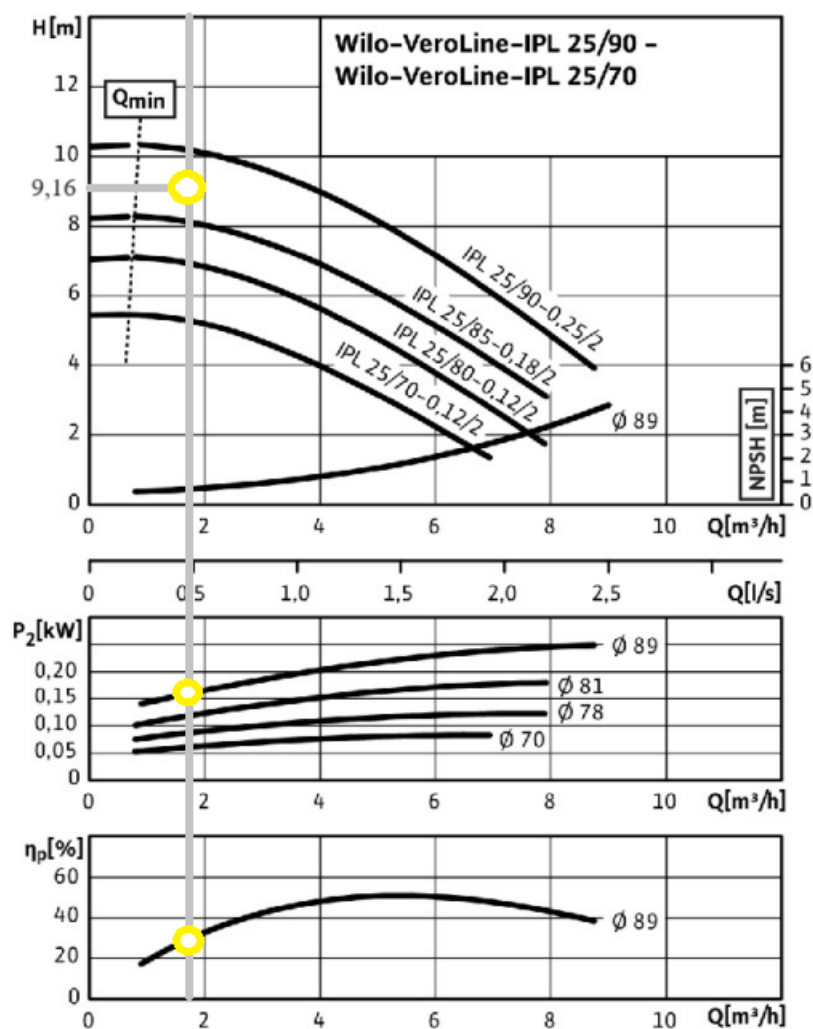


Figura 0.3 - Curvas das bombas e ponto correspondente à bomba 1

A bomba a ser escolhida têm de ser a que garanta a potência necessária, ou seja, corresponde à bomba cuja linha se encontre diretamente acima do ponto assinalado, no gráfico de cima. Tendo este ponto em conta a bomba IPL 25/90 foi escolhida. Depois de se consultar os restantes gráficos verificou-se que o $NPSH_{\text{bomba}}$ é cerca de 0,56 m, a potência útil necessária 0,15 kW e que o rendimento será 27,33%. A potência real, P_{real} , foi calculada tendo em conta a potência útil e o rendimento:

$$P_{real} = \frac{0,15 \text{ kW}}{27,33/100} = 0,55 \text{ kW}$$

Para as outras duas bombas o mesmo procedimento foi tomado, obtendo-se os resultados presentes na tabela 5.4.

C.3. Tanque de inércia

O tanque de inércia será fornecido pela Zantia. A sua ficha técnica encontra-se na figura C.4. A capacidade utilizada será 2000 L.

TERMOACUMULADORES


ZANTIA
Inspired by Comfort!

INÉRCIA



Inércia

200 a 2000L

Principais Características

- Construídos em aço carbono ou Inox 444;
- Pressão Máxima de Serviço: 3 bar;
- Permitem a interligação de diversas fontes de energia;
- Isolamento rígido de poliuretano e revestimento em PVC (200 a 1000 litros);
- Isolamento flexível e revestimento em PVC (1500 e 2000 litros);

Descrição do Produto
 Termoacumuladores de inércia para ligação ao circuito primário de aquecimento, principalmente com fontes de energia intermitentes;
 Disponível nas versões: Aço Carbono ou Inox Aisi 444

APLICAÇÃO: Produção e armazenamento de água quente para aquecimento central. Optimiza a utilização de fontes de calor de combustíveis sólidos como pellets, lenha, etc.

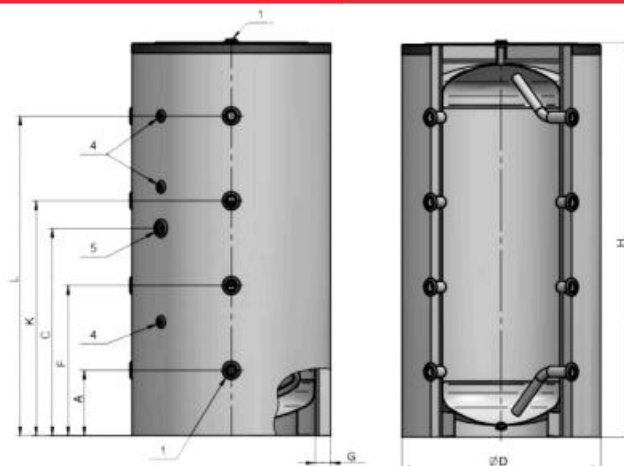
Disponível nas capacidades de 200 a 2000 Litros.

Modelos e Preços

Código	Modelo
0210-0102	Termoacumulador de Inércia 200L (Aço Carbono)
0210-0103	Termoacumulador de Inércia 300L (Aço Carbono)
0210-0104	Termoacumulador de Inércia 500L (Aço Carbono)
0210-0105	Termoacumulador de Inércia 750L (Aço Carbono)
0210-0106	Termoacumulador de Inércia 1000L (Aço Carbono)
0210-0114	Termoacumulador de Inércia 1500L (Aço Carbono)
0210-0115	Termoacumulador de Inércia 2000L (Aço Carbono)
0211-0405	Termoacumulador de Inércia 200L (Aço Inox 444)
0211-0406	Termoacumulador de Inércia 300L (Aço Inox 444)
0211-0407	Termoacumulador de Inércia 500L (Aço Inox 444)
0211-0408	Termoacumulador de Inércia 700L (Aço Inox 444)
0211-0409	Termoacumulador de Inércia 1000L (Aço Inox 444)
0211-0410	Termoacumulador de Inércia 1500L (Aço Inox 444)
0211-0411	Termoacumulador de Inércia 2000L (Aço Inox 444)

TERMOACUMULADORES

INÉRCIA



TERMOACUMULADORES

INÉRCIA

MODELO	UNIDADE	200	300	500	750	1000	1500	2000
Classe de Eficiência Energética		B	B	B	A	B	C	C
Perda Permanente	W	53	50	73	54	77	155	178
Peso	kg	53	64	112	172	196	278	322
LIGAÇÕES:								
1: Entrada / Saída	"	1" F (***)	1 1/2" F	1 1/2" F	1 1/2" F	1 1/2" F	2" F	2" F
4: Ligação para Termostato	"	1/2" F	1/2" F	1/2" F	1/2" F	1/2" F	1/2" F	1/2" F
5: Ligação Adicional	"	1 1/2" F	1 1/2" F	1 1/2" F	1 1/2" F	1 1/2" F	1 1/2" F	1 1/2" F
7: Entrada / Saída	"	3/4" F	3/4" F	1 1/4" F	1 1/4" F	1 1/4" F	2" F	2" F
DIMENSÕES:								
A	mm	200	205	220	330	330	385	395
C	mm	855	835	980	880	1050	1220	1230
D	mm	600	670	800	1100	1100	1250	1400
F	mm	515	575	635	645	760	845	855
G	mm	75	85	80	125	125	100	100
H	mm	1430	1605	1745	1675	2020	2210	2255
K	mm	855	945	1045	960	1190	1305	1315
L	mm	1180	1315	1460	1270	1620	1765	1775
(***) DISPONÍVEL APENAS UMA LIGAÇÃO IDA/RETORNO DE CADA LADO.								

Figura 0.4 - Ficha técnica do tanque de inércia

C.4. Isolamento de tubagens

A informação para o isolamento de tubagens foi consultada no sítio da internet Pinto & Cruz – Tubagens e Sistemas (Isolamento) e encontram-se na figura C.5.

COQUILHA ARMACELL ARMAFLEX/XG 25X 60MM

SKU: 2104104



armacell

25,83 €

Sem Stock

Quantidade (Metros):

— 1 +

Adicionar Ao Carrinho



Ver disponibilidade em loja ▾

Características

Marca	ARMACELL
Referência	2104104

Figura 0.5 - Informação encontrada sobre isolamento para tubagens

É necessário isolar as tubagens entre os recuperadores de calor e o permutador. Esta distância equivale a 88 metros de tubagens. O preço total do isolamento foi calculado multiplicando o número de metros de tubagem pelo preço do isolamento:

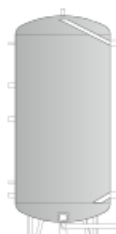
$$Preço = 88 \text{ m} \times 25,83 \frac{€}{\text{m}} = 2273,04 €$$

C.5. Reservatório

O reservatório terá a capacidade de 2000 L e será fornecido pela Zantia. A sua ficha técnica encontra-se na figura C.6.

TERMOACUMULADORES

INOX (A.Q.S.)



Inox - Sem Permutador

750 a 3000 Lts

Principais Características

- Cuba em chapa de aço inoxidável AISI 316L;
- Isolamento térmico em espuma de poliuretano flexível segundo DIN 1988-7, com 100mm de espessura com condutividade térmica de 0,037W/m.°C a 50°C;
- Porta de visita flangeada DN 400 (Opcional);
- Revestimento exterior flexível em PVC;
- Temperatura Máx. trabalho: 85°C;
- Pressão Máx. trabalho: 8bar.

Descrição do Produto

Termoacumuladores construídos em aço inoxidável AISI 316L 4mm, altamente resistente à corrosão por picadas. Todas as soldaduras são efectuadas por processo T.I.G. "topo a topo" eliminando desta forma qualquer possibilidade de corrosão intersticial.

Todas as soldaduras são posteriormente decapadas e passivadas.

Todos os termoacumuladores têm a possibilidade de incluir uma resistência eléctrica de apoio com termostato de regulação externa (Sob pedido, a indicar no ato da encomenda).

Indicados para acumulação de água quente produzida com recurso a permutadores externos, não dispõem de qualquer permutador interno.

Disponível com capacidades de 750 a 3000 Litros.

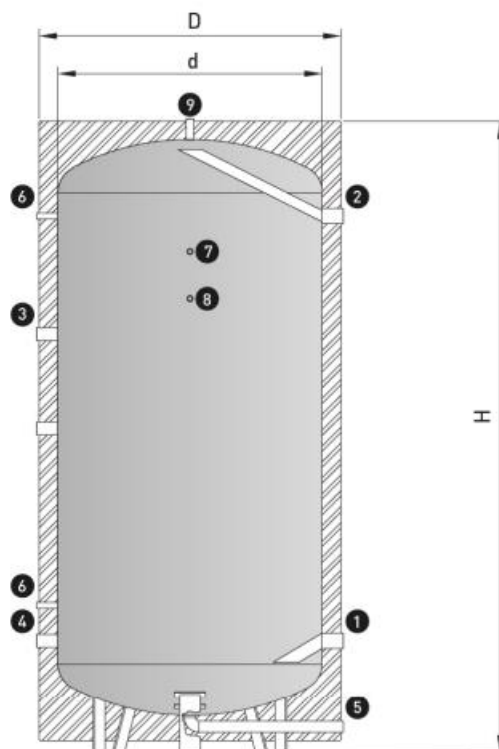
NOTA: Grupo de Segurança não incluído.

Modelos e Preços

Código	Modelo
0206-0108	Acumulador 750L Inox s/Permutador Vertical (c/ Patas)
0206-0109	Acumulador 1000L Inox s/Permutador Vertical (c/ Patas)
0206-0110 *	Acumulador 1500L Inox s/Permutador Vertical (c/ Patas)
0206-0111 *	Acumulador 2000L Inox s/Permutador Vertical (c/ Patas)
0206-0112 *	Acumulador 2500L Inox s/Permutador Vertical (c/ Patas)
0206-0113 *	Acumulador 3000L Inox s/Permutador Vertical (c/ Patas)

*Sob encomenda especial

Componentes



TERMOACUMULADORES

INOX (A.Q.S.)



CAPACIDADE [LTS]	750	1000	1500	2000	2500	3000
H- Altura [mm]	2090	2120	2620	2740	2740	2800
D-Diâmetro Exterior [mm]	950	1100	1100	1300	1400	1470
d-Diâmetro Interior [mm]	750	900	900	1100	1200	1270
Entrada Água Fria [1]	1 1/2"F	1 1/2"F	1 1/2"F	2"F	2"F	2"F
Saída Água Quente [2]	1 1/2"F	1 1/2"F	1 1/2"F	2"F	2"F	2"F
Saída Permutador Externo [3]	1 1/4"F	1 1/4"F	1 1/4"F	1 1/2"F	1 1/2"F	1 1/2"F
Entrada Permutador Externo [4]	1 1/4"F	1 1/4"F	1 1/4"F	1 1/2"F	1 1/2"F	1 1/2"F
Esgoto [5]	1"F	1"F	1"F	1"F	1"F	1 1/2"F
Sonda Temperatura [6]	1/2"	1/2"	1/2"	1/2"	1/2"	1/2"
Termómetro [7]	1/2"	1/2"	1/2"	1/2"	1/2"	1/2"
Manómetro [8]	1/2"	1/2"	1/2"	1/2"	1/2"	1/2"
Purgador [9]	3/4"F	3/4"F	3/4"F	3/4"F	3/4"F	3/4"F

Figura 0.6 - Ficha técnica reservatório

C.6. Eletroválvulas e bobinas

As electroválvulas e respetivas bobinas mais apropriadas foram consultadas no *website* Pinto & Cruz – Tubagens e Sistemas (Eletro-válvulas). As informações encontradas encontram-se na figura C.7.

ELETROVÁLVULA B222DBY NF 1"

SKU: 0800205



m.m.
136,28 €

Disponível
Eletroválvula normalmente fechada.

Quantidade (Unidades)
1

Adicionar Ao Carrinho

Ver disponibilidade em loja

Características

Referência	0800205
Marca	M & M
Diâmetro	1"

BOBINA SÉRIE 7000 CLASSE H 24V DC 7251

SKU: 0800013



m.m.
39,45 €

Disponível
Bobinas de Série 7000.

Quantidade (Unidades)
1

Adicionar Ao Carrinho

Ver disponibilidade em loja

Características

Referência	0800013
Marca	M & M

Figura 0.7 - Informações eletro-válvulas e bobinas

Será necessária a instalação de duas eletro-válvulas e duas bobinas.

C.7. Filtro

O filtro foi pesquisado no *website* Pinto & Cruz – Tubagens e Sistemas (Filtros). O filtro escolhido encontra-se representado na figura C.8.

FILTRO "Y" LATÃO ROSCADO "V&G" 1"

SKU: 0800124



V&G
VALOGIN
12,37 €

Disponível

Quantidade (Unidades)
1

Adicionar Ao Carrinho

Ver disponibilidade em loja

Características

Referência	0800124
Marca	V&G

Figura 0.8 - Filtro selecionado

C.8. Válvula de três vias

A válvula de três vias foi pesquisada no *website* da Sanitop (Sanitop) e encontra-se representada na figura C.9.

sanitop.pt

FICHA DE PRODUTO

Válvula 3 vias Honeywell 3/4" bronze

Ref: **837784**

Marca: **Honeywell**

DESCRIÇÃO

3/4"; Válvula motorizada de 3 vias; Tmáx: 95°C; Pmáx: 20 bar; Rosca fêmea.



As imagens ou descrições utilizadas poderão não corresponder integralmente ao produto anunciado

CARACTERÍSTICAS DO PRODUTO

2023-07-10

Figura 0.9 - Informações sobre a válvula de três vias