

Estudo e Implementação de um Sistema de Cogeração

Rafael Filipe Lourenço Delgado

Dissertação do MIEM

Orientadora na SILAMPOS: Engenheira Célia Soares

Orientador na FEUP: Professor Doutor Clito Félix Alves Afonso



FEUP

Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Março de 2016

*"The only limit to our realization of tomorrow
will be our doubts of today."*

Franklin D. Roosevelt

Resumo

Na presente dissertação é apresentada a aplicabilidade de uma solução de cogeração a um túnel de desgorduramento, na empresa SILAMPOS, no âmbito da vertente técnica e económico-financeira. Neste sentido, e recorrendo a fundamentação adequada, procura-se reunir informação fidedigna para criar condições à implementação deste tipo de tecnologia.

Para este efeito, foi realizado um levantamento pormenorizado sobre tecnologias atualmente existentes no contexto da cogeração, com o propósito de reunir informação consistente que permita sustentar as opções adequadas para o projeto.

Nesta dissertação é feito um breve estudo da evolução da cogeração a nível mundial, sendo abordado, com detalhe, este conceito. É igualmente elaborado um estudo da atual dinâmica da aplicação da cogeração como uma solução energética eficiente, quer a nível nacional, quer internacional.

Além disso, é feita uma análise técnica exaustiva de diferentes tipos de cogeração, de forma a reunir informação suficiente sobre que tipo de tecnologia melhor se adequa às necessidades da instalação em causa.

O principal objetivo do presente projeto consiste na análise de um caso prático de um túnel de desgorduramento da empresa SILAMPOS, no sentido de apresentar uma proposta viável para a instalação de um projeto de cogeração. Para o efeito, estudaram-se, numa fase inicial, as necessidades energéticas requeridas pela respetiva instalação, efetuou-se o diagnóstico energético da mesma e consultou-se o histórico das faturas energéticas. Seguidamente, e atendendo às necessidades verificadas, projetou-se uma solução de cogeração como resposta adequada às exigências da referida instalação. É de evidenciar que o projeto não descurou os requisitos regulamentares de segurança e de impacto ambiental, bem como os níveis de conforto espectáveis, designadamente a nível térmico, acústico, luminoso e de qualidade do ar interior.

Para concluir, o projeto apresentado revela ser eficaz para suprir as necessidades energéticas da instalação em causa e surge como uma solução pertinente e inovadora do ponto de vista económico e de sustentabilidade energética, confirmando a potencialidade e viabilidade de tecnologias deste tipo.

É esperado, ainda, que a presente dissertação possa contribuir para a adoção de soluções de cogeração noutros setores, com consequentes ganhos a nível económico, social e ambiental.

Palavras-Chave: Cogeração; Gestão de Energia Térmica; Estudo de Viabilidade; Auditoria Energética; Sustentabilidade Energética.

Analysis and Implementation of a CHP System in SILAMPOS

Abstract

In the present dissertation a study on the technical, financial and economic aspects that pertain to a cogeneration system in a degreasing tunnel at SILAMPOS Inc. is presented. Accordingly, it is aimed, through thorough bibliographical review, to gather sufficient information so as to allow for the implementation of this type of technology.

A comprehensive analysis of the different technologies currently available in the context of cogeneration was carried out with the purpose of gathering the necessary evidence to corroborate the sustainability of the project.

A brief description of the development of cogeneration was included, so as to better comprehend the current state-of-the-art. Additionally, the application of cogeneration as an efficient energetic solution was investigated, both in national and international settings.

Furthermore, an exhaustive technical analysis of the different subtypes of cogeneration was carried out so as to allow for the selection of the technology that best accommodates the needs of the installation.

The main objective of this project is to examine the degreasing tunnel of the company SILAMPOS and present a case study determining the viability of a cogeneration installation proposal. To this purpose, the energy requirements of the respective installation were determined, and after consultation of energy invoices an energetic diagnosis was obtained. Secondly, attending to the verified needs, a personalized cogeneration solution was designed for the facility in question. It must be highlighted that the project did not neglect or overlook any safety regulations or environmental impact codes, as well as air quality and ambience aspects (acoustic, luminosity and thermal).

In conclusion, the project has proven to be effective in fulfilling the energy requirements of the aforementioned installation and stands as an innovative solution from an economic standpoint, confirming the vast potential and feasibility of such technologies.

It is hoped that this dissertation may contribute to the adoption of cogeneration solutions in other sectors, with subsequent gains in economic, social and environmental domains.

Keywords: Cogeneration; Management of Thermal Energy; Viability study; Energy Audit; Sustainable Energy.

Agradecimentos

Sendo que, a presente dissertação representa o final de mais um ciclo da minha vida, não posso deixar de expressar o meu profundo agradecimento a todos os que contribuíram para amenizar esta etapa e para que a realização deste trabalho fosse possível.

Em primeiro lugar, os meus maiores agradecimentos à minha família pelo apoio e motivação que me têm dedicado, em especial à minha mãe e à minha irmã, pois tudo teria sido mais difícil sem o seu carinho incondicional. Sinto-me grato pelo facto de terem, sempre, apostado e confiado em mim e por me terem proporcionado a melhor formação e educação possível.

Um obrigado, também, à minha namorada, pela ajuda e compreensão ao longo desta etapa.

Gostaria, ainda, de agradecer ao meu orientador, Professor Doutor Clito Félix Alves Afonso, a oportunidade concedida para a realização deste trabalho, assim como toda a orientação facultada.

Estou também grato ao Engenheiro João Campos e à Engenheira Célia Soares pela oportunidade que me deram de realizar a dissertação nas instalações da SILAMPOS e por toda a disponibilidade e auxílio prestados durante o desenvolvimento deste trabalho.

Um agradecimento especial ao Professor Doutor Carlos Tavares de Pinho pelo apoio prestado ao longo deste trabalho e por ser uma referência de empenho e dedicação no exercício das suas funções.

Agradeço também à Engenheira Ana Magalhães e ao Engenheiro Vítor Pereira, do INEGI, pela disponibilidade e apoio demonstrados, sempre que necessário.

Um obrigado, ainda, a todos aqueles cujo conselho e apoio me ajudaram ao longo deste percurso.

Para terminar, uma palavra de enorme apreço a todos os bons amigos e colegas que se cruzaram comigo durante a minha formação na FEUP, salientando a amizade, companheirismo e espírito de entreatajuda dos meus amigos Tiago Ramos e Rui Fonseca.

A todos vocês, um muito obrigado.

Rafael Filipe Lourenço Delgado

Índice:

Resumo	v
Abstract	vii
Agradecimentos	ix
1 Introdução	15
1.1 Enquadramento.....	15
1.2 Motivação e Objetivos.....	15
1.3 Informação e Caso de Estudo.....	16
1.4 Estrutura da Dissertação.....	16
1.5 Apresentação da SILAMPOS.....	18
1.5.1 Dados gerais da empresa.....	18
1.5.2 História da SILAMPOS	19
1.5.3 Objetivos e Valores da Empresa	20
1.5.4 Processo produtivo	21
1.1.4.1 Descrição do Processo Produtivo	22
2 A Evolução da Cogeração	27
2.1 Breve Introdução à Cogeração	27
2.1.1 Conceito de Cogeração	27
2.1.2 Vantagens da Cogeração	31
2.1.3 Funcionamento de um sistema de cogeração	34
2.2 Situação Internacional.....	37
2.2.1 Desenvolvimento da Cogeração no Mundo	37
2.2.2 Legislação na União Europeia	39
2.3 Situação Nacional	41
2.3.1 Desenvolvimento da Cogeração em Portugal.....	41
2.3.2 Análise do contexto regulatório nacional	43
2.3.3 Barreiras ao desenvolvimento da cogeração.....	44
3 Tecnologias de Cogeração e de Micro-Cogeração	47
3.1 Cogeração.....	47
3.1.1 Turbinas a vapor.....	48
3.1.2 Turbina a Gás	50
3.1.3 Ciclo combinado	52
3.1.4 Motores de combustão interna ou alternativos	53
3.1.4.1. Motor de quatro tempos – Ciclo de Otto	54
3.1.4.2. Motor de dois tempos – Ciclo de Diesel.....	56
3.2 Micro-Cogeração.....	58
3.2.1 Micro-turbinas a gás	59
3.2.2 Pilhas de combustível	61
3.2.3 Motor Stirling.....	65
3.2.4 Ciclo de Rankine Orgânico (COR)	68
3.2.5 Pequenos motores de combustão interna	69
3.3 Comparação entre tecnologias de cogeração e micro cogeração	70
3.4 Manutenção de Sistemas de Cogeração	74
4 Caracterização Energética da SILAMPOS	77

4.1	Fatores de Conversão.....	77
4.2	Consumo Global de Energia	77
4.3	Consumo de Energia Elétrica.....	81
4.4	Consumo de Gás Propano.....	85
5	Análise do caso prático: Túnel de desengorduramento.....	89
5.1	Apresentação do Problema Proposto	89
5.1.1	Constatações.....	89
5.1.2	Etapas de Funcionamento	89
5.2	Metodologia de Determinação das Necessidades Energéticas	91
5.2.1	Processo de aquecimento da água dos banhos	91
5.2.1.1	Cálculo das necessidades energéticas para a fase de arranque da instalação:	91
5.2.1.2	Fase de laboração:	92
5.2.1.3	Comparação dos resultados obtidos:.....	93
5.2.2	Processo de secagem das painéis:	93
5.2.3	Consumos totais da instalação:	94
5.2.4	Comparação dos resultados obtidos:	94
6	Apresentação do Projeto de Instalação Proposto.....	99
6.1	Esquema da Instalação.....	99
6.2	Apresentação do motor.....	101
6.3	Metodologia de Determinação da Energia Calorífica Disponível com a Solução Proposta	103
6.3.1	Combustão de gás natural.....	103
6.3.2	Cálculo da massa molar do gás natural.....	104
6.3.3	Cálculo do <i>mgases de escape</i> do motor	105
6.3.4	Cálculo de <i>Ts</i> do motor.....	107
6.3.5	Cálculo da energia disponível nos gases de escape	107
6.4	Apresentação dos circuitos de tubagens.....	108
6.4.1	Circuito da água do tanque.....	108
6.4.2	Circuito da água do motor.....	109
6.5	Cálculo das perdas de carga.....	111
6.5.1	Cálculos dos caudais	111
6.5.1.1	Circuito da água do tanque	111
6.5.1.1.1	Para a fase de arranque:	111
6.5.1.1.2	Para a fase de laboração:	111
6.5.1.2	Circuito da água do motor:.....	112
6.5.1.2.1	Caudal total:.....	112
6.5.1.2.2	Caudal máximo para o ramal do permutador:.....	112
6.5.1.2.3	Caudal máximo para o ramal da torre de arrefecimento	113
6.5.2	Resultados das perdas de carga	114
6.5.3	Diferentes configurações dos circuitos de tubagens:.....	115
7	Análise Económica e Avaliação de Desempenho:	119
7.1	Apresentação de componentes e respetivos custos	119
7.2	Orçamento do projeto.....	121
7.2.1	Cálculo do custo do motor:	121
7.2.2	Cálculo do custo do circuito de tubagens da água do tanque:.....	122
7.2.3	Cálculo do custo do circuito de tubagens da água do motor:	123

7.2.4	Cálculo do orçamento total do projeto	123
7.3	Balanço Económico	125
7.3.1	Consumo Bombas	125
7.3.1.1	CJG 32-125	125
7.3.1.2	NNJ 32-125.....	126
7.3.1.3	NNJ 40-200.....	126
7.3.2	Discussão dos resultados:	127
7.3.3	Consumo túnel 409 – Combustível e eletricidade.....	128
7.3.3.1	Antes da implementação do projeto.....	128
7.3.3.2	Depois da implementação do projeto.....	128
7.3.3.3	Comparação dos custos anuais do túnel 409	129
7.3.4	Produção de eletricidade motor	131
7.3.5	Cálculo de O&M.....	132
7.3.6	Resultados do balanço económico:	133
7.4	Estudo da análise económica	134
7.4.1	Definição dos parâmetros para estudo de análise económica:.....	134
7.4.1.1	VAL.....	134
7.4.1.2	TIR.....	135
7.4.1.3	PRI.....	135
7.4.2	Apresentação dos resultados da análise económica	135
7.4.2.1	Interpretação de um cenário específico	135
7.4.2.2	Comparação de resultados.....	136
7.5	Discussão dos resultados	139
7.6	Avaliação do desempenho energético do projeto de instalação	140
7.7	Avaliação do impacto ambiental do projeto de instalação.....	144
8	Conclusões e Desenvolvimentos Futuros.....	147
8.1	Conclusões	147
8.2	Perspetivas de Trabalhos Futuro	149
	Referências e Bibliografia	153
	ANEXOS:.....	161
A.1	- Balanço global de energia para o ano de 2014.....	161
A.2	- Diagrama de carga.....	162
A.3	- Composição do gás natural em Portugal	163
A.4	– Cálculo das perdas de carga.....	165
A.4.1	- Perda de carga em linha por metro de tubagem.....	165
A.4.1.1	- Circuito da água do tanque.....	165
A.4.1.2	- Circuito da água do motor, circuito principal.....	169
A.4.1.3	- Circuito da água do motor, ramal permutador	173
A.4.2	- Cálculo das perdas de carga finais.....	177
A.4.2.1	- Circuito da água do tanque.....	177
A.4.2.2	- Circuito da água do Motor – Permutador.....	180
A.4.2.3	- Circuito da água do motor – Torre de Arrefecimento.....	184
A.5	– Tabelas usadas para cálculo das perdas de carga	187
A.6	– Cálculos da análise económica.....	189
A.7	– Preço de compra do gás natural	193

A.8 – Ficha técnica motor	194
A.9 – Fichas técnicas das diferentes bombas	195
A.9.1 Circuito do motor: $V_{motor} = 5,5 \text{ m}^3/\text{h}$; $\Delta p_{motor} = 3 \text{ mca}$	195
A.9.2 Circuito motor: $V_{motor} = 5,5 \text{ m}^3/\text{h}$; $\Delta p_{motor} = 10,5 \text{ mca}$	196
A.9.3 Circuito Tanque: $V_{tanque} = 7 \text{ m}^3/\text{h}$; $\Delta p_{tanque} = 3 \text{ mca}$	199
A.9.4 Circuito tanque: $V_{tanque} = 7 \text{ m}^3/\text{h}$; $\Delta p_{tanque} = 12 \text{ mca}$	201
A.10 – Ficha técnica do permutador de placas e respectiva proposta	203
A.11 – Ficha técnica da torre de arrefecimento e respectiva proposta	205
A.12 – Proposta SISTIMETRA	208

Listagem das Tabelas:

Tabela 1.1 – Dados gerais da Empresa [4]	19
Tabela 3.1 - Resumo das principais características dos vários tipos de pilhas de combustível [51]	64
Tabela 3.2 – Vantagens e desvantagens de diferentes tecnologias de Cogeração [8, 24]	71
Tabela 3.3 – Vantagens e desvantagens de diferentes tecnologias de micro-cogeração [8, 49, 50].....	72
Tabela 3.4 – Algumas características de operação e custos típicos de diferentes tecnologias de cogeração e micro-cogeração [8].....	73
Tabela 4.1 – Fatores de conversão utilizados [66]	77
Tabela 4.2 – Resumo geral das diferentes formas de energia consumidas pela instalação [4].....	77
Tabela 4.3 – Consumo mensal global de energia no período de referência [4]	78
Tabela 4.4 – Consumo de energia elétrica no período de referência [4]	81
Tabela 4.5 – Consumo de energia elétrica no período de referência [4]	82
Tabela 4.6 – Custo de energia por período horário [4].....	83
Tabela 4.7 – Custos com Potência, Energia Reativa e Termo Fixo [4].....	84
Tabela 4.8 – Variação mensal do consumo de gás propano no período de referência [4]	85
Tabela 6.1 - Caraterísticas principais do motor selecionado	101
Tabela 7.1 – Cálculo do custo do circuito de tubagens da água do tanque	122
Tabela 7.2 – Cálculo do custo do circuito de tubagens da água do motor	123
Tabela 7.3 – Cálculo do orçamento total do projeto.....	124
Tabela 7.4 – Cálculo do total das receitas da nova instalação.....	133
Tabela 7.5 – Cálculo do total das despesas da nova instalação	133
Tabela 7.6 – Resultados da análise económica para três cenários distintos	136
Tabela 7.7 – Conversão do gás consumido e eletricidade produzida para [kgep].....	141
Tabela 7.8 – Conversão do calor do projeto para [kgep].....	141
Tabela 7.9 – Poupança anual de energia primária	142
Tabela 7.10 – Parâmetros de avaliação de desempenho da solução de cogeração.....	144
Tabela 7.11 – Emissões de CO ₂	144
Tabela A.1 – Tabela referência para gás natural [69].....	163
Tabela A.2 - Tabela de dimensões de diâmetros de tubagem [81].....	187
Tabela A.3 - Tabela de dimensões de diâmetros de tubagem [81].....	187
Tabela A.4 - Perdas de carga em comprimentos equivalentes de tubagem [82]	188

Listagem das Figuras:

Figura 1.1 – Logotipo SILAMPOS [4]	18
Figura 1.2 – Fachada da fábrica da SILAMPOS	18
Figura 1.3 – Vista aérea das instalações da SILAMPOS [4].....	19
Figura 1.4 – Estátua em homenagem ao fundador da SILAMPOS.....	19
Figura 1.5 – Exemplo de produtos fabricados na SILAMPOS [4]	20
Figura 1.6 – Processo produtivo de uma panela de pressão	22
Figura 1.7 – Esquema representativo do processo de fabrico de uma panela de pressão	23
Figura 2.1 – Princípio de um sistema de Cogeração [12]	28
Figura 2.2 - Comparação entre um sistema convencional de produção de eletricidade e calor e um sistema de Cogeração [11]	28
Figura 2.3 – Balanço comparativo, em unidades de energia, entre um sistema convencional de produção de energia elétrica e térmica e um sistema de Cogeração [11].....	29
Figura 2.4 – Classificação energética de sistemas de produção de eletricidade [8].....	30
Figura 2.5 – Distribuição da procura de energia na União Europeia em 2014 [7].....	30
Figura 2.6 – Fluxos energéticos no sistema elétrico global [TWh],.....	32
Figura 2.7 – Previsão de evolução da cogeração na produção global de energia elétrica na EU [23]	38
Figura 2.8 – Setores de atividade da Cogeração em Portugal [35]	43
Figura 2.9 – Esquema representativo do peso da Cogeração em Portugal [35].....	43
Figura 3.1 - Diagrama T,s do Ciclo de Rankine [37]	48
Figura 3.2 – Esquema do ciclo com turbina a vapor [41]	49
Figura 3.3 – Esquema de uma solução de Cogeração baseada numa turbina a vapor de contrapressão [24].....	49
Figura 3.4 – Vista em corte de uma turbina a gás de potência elevada (Siemens V64.3) [45]	50
Figura 3.5 – Processo real de combustão interna de uma turbina a gás, em circuito aberto [41]	51
Figura 3.6 – Esquema de uma solução de cogeração baseada numa turbina a gás [24]	52
Figura 3.7 – Esquema de uma solução de cogeração com motor alternativo [24].....	52
Figura 3.8 – Esquema de uma solução de cogeração com motor alternativo [24].....	54
Figura 3.9 – Vista de um motor de combustão interna e seus principais componentes [46] ..	54
Figura 3.10 – Os quatro tempos do Ciclo de Otto [17]	55
Figura 3.11 – Diagrama P,v e diagrama T,s do ciclo ciclo de Otto - padrão a ar [41].....	56
Figura 3.12 – Os dois tempos e quatro momentos do Ciclo de Diesel [75].....	57
Figura 3.13 – Diagrama P,v e diagramaT,s do ciclo de Diesel – padrão a ar [41].....	57

Figura 3.14 – Vista em corte de uma micro-turbina [49]	59
Figura 3.15 – Esquema de uma micro-turbina, com um único veio [43].....	60
Figura 3.16 – Esquema de uma micro-turbina, com vários veios [51].....	60
Figura 3.17 – Princípio de funcionamento de uma célula eletroquímica de combustível a H ₂ [54]	62
Figura 3.18 – Principais subsistemas para o funcionamento de uma pilha de combustível [8]	63
Figura 3.19 – Esquema de funcionamento de uma célula de combustível regenerativa [57] .	65
Figura 3.20 – Aspeto exterior de um motor Stirling de 55kW da Stirling Biopower [16]	66
Figura 3.21 – As quatro fases distintas de um ciclo de Stirling – motor de 3 cilindros ou configuração Alfa [61].....	67
Figura 3.22 – Unidade baseada no COR, de 450 kWe, durante a instalação, em Admont, Áustria [49]	68
Figura 3.23 – Princípio de funcionamento de um processo de COR a biomassa [49].....	69
Figura 4.1 – Resumo geral das diferentes fontes de energia consumidas pela instalação.....	78
Figura 4.2 – Evolução do consumo total de energia primária no período de referência.....	79
Figura 4.3 – Evolução do consumo total de energia final no período de referência	79
Figura 4.4 – Evolução do custo de energia total no período de referência	80
Figura 4.5 – Evolução das emissões de CO ₂ no período de referência	80
Figura 4.6 – Desagregação dos consumos de energia elétrica por período horário	82
Figura 4.7 - Desagregação dos custos com energia elétrica por período horário	84
Figura 4.8 – Evolução mensal do consumo de gás propano no período de referência.....	86
Figura 4.9 – Desagregação do consumo anual GPL afetos aos túneis de desgorduramento da SILAMPOS	86
Figura 5.1 – Túnel de desgorduramento em estudo.....	89
Figura 5.2 – Comparação das necessidades energéticas dos banhos.....	93
Figura 5.3 – Comparação das necessidades energéticas do túnel 409, Fase de Laboração	95
Figura 5.4 – Comparação das necessidades energéticas totais do túnel 409.....	95
Figura 6.1 – Esquema do projeto de cogeração proposto.....	99
Figura 6.2 – Representação esquemática do balanço energético do motor	102
Figura 6.3 - Proposta apresentação do circuito da água do tanque do túnel 409	108
Figura 6.4 – Proposta apresentação do circuito da água de arrefecimento do motor	109
Figura 7.1 – Comparação do custo anual de combustível do túnel 409	129
Figura 7.2 – Comparação do custo anual de energia elétrica do túnel 409	130
Figura 7.3 – Comparação do custo total anual do túnel 409	130
Figura 7.4 – Evolução do VAL para TI=0,54% e TAE=3%	136

Figura 7.5 – Comparação da evolução do VAL para três cenários distintos	137
Figura 7.6 – Comparação do VAL para três cenários distintos.....	137
Figura 7.7 - Comparação da TIR para três cenários distintos	138
Figura 7.8 - Comparação do PRI para três cenários distintos	138
Figura A.1 – Balanço global de energia para 2014 [4]	161
Figura A.2 – Diagrama de carga do circuito geral do pavilhão 1 e 2 [4]	162

LISTA DE ABREVIATURAS:

AFC - Alkaline Fuel Cell.

APPEC - Associação Portuguesa de Produção de Energia em Cogeração.

APREN - Associação Portuguesa de Energias Renováveis.

AQS - Aquecimento de Águas Sanitárias.

ASME - American Society of Mechanical Engineers.

BTE - Baixa Tensão Especial.

CCHP - Combined, Cooling, Heating and Power.

CELE - Comércio Europeu de Licenças de Emissão.

CHP – Combined Heat and Power.

CIE - Consumidores Intensivos de Energia.

COGEN Europe - The European Association for the Promotion of Cogeneration.

COGEN Portugal - Associação Portuguesa para a Eficiência Energética e Promoção da Cogeração.

COP – Coeficiente de Performance.

COR – Ciclo Orgânico de Rankine.

CUR - Comercializador de Último Recurso.

CV – Convencional.

DGEG – Direção Geral de Energia e Geologia.

DHC - District Heating and Cooling.

DIN - Deutsches Institut für Normung.

DL - Decreto-Lei.

DR - Declaração de Retificação.

ERSE - Entidade Reguladora dos Serviços Energéticos.

ETAR - Estação de Tratamento de Águas Residuais.

EUA – Estados Unidos da América.

EWG - Exempt Wholesale Generator.

GEE - Gases com Efeito de Estufa.

HC – Hora de Cheia.

HP – Hora de Ponta.

HSV – Hora de Super Vazio.

HVN – Hora de Vazio Normal.

I&D – Investigação e Desenvolvimento.

INE – Instituto Nacional de Estatística.

IPC - Índice de Preços do Consumidor.

LE - Licenças de Emissão.

MCI - Motor de Combustão Interna.

ME - Modalidade Especial.

MG - Modalidade Geral.

O&M – Operação e Manutenção.

OCDE - Organização para a Cooperação e Desenvolvimento Económico.

ONU – Organização das Nações Unidas.

PAFC - Phosphoric Acid Fuel Cell.

PCI – Poder Calorífico Inferior.

PCS – Poder Calorífico Superior.

PEFC - Polymer Electrolyte Fuel Cell.

PEMFC - Proton Exchange Membrane Fuel Cell.

PEP - Poupança de Energia Primária.

PIB - Produto Interno Bruto.

PME – Pequenas e Médias Empresas.

PMI – Ponto Morto Inferior.

PMS – Ponto Morto Superior.

PNAC - Programa Nacional para as Alterações Climáticas.

PNAEE – Plano Nacional de Ação para a Eficiência Energética.

PNALE - Planos Nacionais de Atribuição de Licenças de Emissão.

PPEC - Plano de Promoção da Eficiência no Consumo.

PRE - Produção em Regime Especial.

PRO Produção em Regime Ordinário.

QREN - Quadro de Referência Estratégico Nacional.

RCLE - Regime Comunitário de Comércio de Licenças de Emissão.

REN - Redes Energéticas Nacionais.

RENAE – Rede de Agências de Energia.

RESP - Rede Elétrica de Serviço Público.

RSECE – Regulamento dos Sistemas Energéticos de Climatização em Edifícios.

SEN - Sistema Elétrico Nacional.

SEP - Sistema Elétrico de Serviço Público.

SM – Submodalidade.

SOFC - Solid Oxid Fuel Cell.

SRM - Sistema de Registo da Microprodução.

TEGEE - Título de Emissão de Gases com Efeito Estufa.

TURT - Tarifa de Utilização da Rede de Transporte.

UE – União Europeia.

UTA - Unidade de Tratamento de Ar.

WBCSD - World Business Council for Sustainable Development.

LISTA DE SÍMBOLOS:

- c – Velocidade do Escoamento
- cp – Calor Específico.
- \overline{cp} – Calor Específico a temperatura média.
- CEC – Consumo Específico de Energia.
- CEE – Consumo Específico Equivalente.
- DN – Diâmetro Nominal.
- \emptyset - Diâmetro.
- e – Espessura.
- f – Coeficiente de Darcy-Weisbach.
- F – Energia contida no combustível.
- \dot{F} – Quantidade de Combustível consumida.
- FUE – Fator de Utilização de Energia.
- GN – Gás Natural.
- IEE – Índice de Economia de Energia.
- L – Comprimento.
- M – Massa Molar.
- m – Massa.
- n – Número de Mol.
- \dot{m} – Caudal Mássico.
- ρ – Massa Volúmica.
- p – Pressão.
- PCI – Poder Calorífico Inferior.
- PEP – Poupança de Energia Primária.
- PRI – Período de Retorno de Investimento.
- Δp – Perda de Carga.
- Q – Calor.
- \dot{Q}_A – Potência Calorífica do combustível admitido.
- \dot{Q} – Potência Calorífica.
- RCE – Razão Calor Eletricidade.
- $RDEP$ – Razão Demandada de Energia Primária.
- REE - Rendimento Elétrico Equivalente.
- Re – Número de Reynolds.

ε – Rugosidade.

s – Entropia.

t – Tempo.

T – Temperatura.

TA – Taxa de Atualização.

TAE – Taxa de Aumento de Energia.

TI – Taxa de Inflação.

TIR – Taxa Interna de Rendibilidade;

V – Volume.

\dot{V} – Caudal Volúmico.

VAL – Valor Atualizado Líquido.

Δ – Variação.

W – Trabalho.

\dot{W} – Potência.

X – Fração Molar.

η – Rendimento.

μ – Viscosidade Dinâmica.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1 Introdução

1.1 Enquadramento

O presente estudo foi realizado no âmbito da dissertação de 5º ano do Curso de Mestrado Integrado de Engenharia Mecânica – MIEM – na especialização de Energia Térmica, sob a orientação do Professor Doutor Clito Félix Alves Afonso.

No sentido de garantir um desenvolvimento ambiental sustentável do planeta é imperativa a necessidade de uma transição para uma economia de baixo teor de carbono. Para este efeito deve existir um aproveitamento profícuo de todas as tecnologias atualmente disponíveis que permitam garantir uma utilização racional e sustentada dos recursos existentes na natureza e que visem a redução do impacto negativo sobre o ambiente.

A redução das emissões de gases com efeito de estufa apresenta-se como um tema de elevada pertinência no contexto atual, devido aos efeitos nocivos provocados pela poluição decorrente do uso irracional dos combustíveis fósseis, que tem vindo a produzir alterações climáticas que ameaçam ser um obstáculo à integridade do planeta. Para que seja possível contrariar o impacto nocivo da poluição emergente é de extrema importância procurar alternativas de obtenção de energia que promovam o uso sustentável e eficiente dos recursos energéticos existentes. Este aproveitamento sustentável deve apostar em energias renováveis e na utilização de combustíveis fósseis menos prejudiciais para o ambiente, dos quais se destaca o gás natural.

Neste enquadramento, não deixa de ser significativo, neste âmbito e no contexto do nosso país enquanto membro da União Europeia, o que se legisla no Decreto-Lei 68-A/2015: “Neste contexto, vem a Diretiva n.º 2012/27/UE, do Parlamento Europeu e do Conselho, de 25 de outubro de 2012, estabelecer um novo enquadramento que promove a eficiência energética na União Europeia e define ações que concretizem, por um lado, as propostas incluídas no Plano de Eficiência Energética de 2011 e, por outro, as necessidades identificadas no roteiro de transição para uma economia de baixo carbono competitiva, em 2050.” [1].

Neste sentido, “a articulação entre os objetivos de política climática e de política energética é desta forma um elemento fundamental na implementação da Diretiva sobre Eficiência Energética” [1].

A cogeração apresenta-se, assim, como uma solução eficiente na produção de energia, uma vez que permite produzir eletricidade e calor em simultâneo, a partir de uma única fonte de combustível.

1.2 Motivação e Objetivos

No âmbito da procura de alternativas no contexto energético, os sistemas de cogeração revelam um protagonismo crescente a nível mundial, seja na implementação de sistemas em pequena escala, seja em projetos de grandes dimensões, devido ao seu contributo excecional que resulta da sinergia eletricidade/calor. No entanto, em alguns países, designadamente em Portugal, a sua implementação tem vindo a ser ameaçada em virtude de recentes políticas de austeridade, traduzidas na ausência de apoios a investimentos neste setor, o que se reflete numa redução da remuneração atribuída pela energia elétrica produzida por soluções de cogeração [2].

É neste contexto que surge o projeto apresentado nesta dissertação, cujo objetivo é validar e reiterar a evidência de que a cogeração permite melhorar as condições de operacionalidade no tocante à sustentabilidade energética, sendo igualmente uma solução que aporta vantagens do ponto de vista económico.

Para esse efeito e, de acordo com o enquadramento legal em vigor no Decreto-Lei 68-A/2015, foi realizado um levantamento dos diferentes tipos de consumo de energia utilizados na empresa SILAMPOS para que, numa fase posterior, fosse exequível a realização de um projeto de cogeração como solução alternativa para o consumo e produção de energia aplicado a um túnel de desgorduramento de painéis, e que resultasse numa alternativa mais eficiente do ponto de vista energético, económico e ambiental [3].

1.3 Informação e Caso de Estudo

A presente dissertação foi realizada em contexto fabril, nas instalações da SILAMPOS, empresa sediada em Cesar, uma freguesia do concelho de Oliveira de Azeméis.

Para a exequibilidade do projeto que se propôs realizar na instalação fabril em causa, elaborou-se um levantamento pormenorizado sobre tecnologias existentes atualmente, no contexto da cogeração, com o propósito de reunir informação adequada que permitisse sustentar, dentro do enquadramento legal em vigor, opções adequadas para a realização deste projeto.

Para o efeito, fez-se uma análise técnica exaustiva de diferentes tipos de cogeração, de forma a reunir informação suficiente sobre o tipo de tecnologia que melhor se adequasse às necessidades da instalação em estudo.

Assim, o projeto consiste na análise de um caso prático de um túnel de desgorduramento da empresa SILAMPOS, no sentido da viabilização de uma proposta para a instalação de um projeto de cogeração nesse túnel. Para o efeito, estudaram-se, numa fase inicial, as necessidades energéticas requeridas pela respetiva instalação, efetuou-se o diagnóstico energético da mesma e consultou-se o histórico das faturas energéticas. Seguidamente e atendendo às necessidades verificadas, projetou-se uma solução de cogeração como resposta adequada às necessidades da referida instalação. É de evidenciar que o projeto não descuroou os requisitos regulamentares de segurança e de impacto ambiental, bem como, os níveis de conforto espectáveis, designadamente a nível térmico, acústico, luminoso e de qualidade do ar interior.

1.4 Estrutura da Dissertação

A dissertação encontra-se dividida em 8 capítulos.

No capítulo 1 é apresentado um enquadramento ao tema do trabalho, sendo descritos os objetivos e motivações que conduziram à sua realização. Para além disso, é feita uma breve apresentação da empresa SILAMPOS, onde se irá realizar o presente projeto.

No capítulo 2 é realizado um sumário do estado da arte da cogeração, assim como uma análise acerca da situação que a mesma atravessa atualmente tanto a nível nacional, como a nível internacional. Desta forma, neste capítulo pode encontrar-se o conceito de cogeração e as principais vantagens e problemas que decorrem da sua implementação. Na fase final deste

capítulo é feito um enquadramento dos aspetos mais importantes da legislação da União Europeia sobre eficiência energética e cogeração.

No capítulo 3 é elaborado um levantamento das principais tecnologias de cogeração existentes, seguido de uma descrição sucinta das mesmas, bem como as vantagens e desvantagens de cada uma delas. Ainda neste capítulo é feita uma comparação entre os diferentes tipos de tecnologia de cogeração.

No capítulo 4 é feita uma caracterização energética da empresa SILAMPOS sendo, para tal, efetuados um levantamento e posterior análise de todos os consumos de eletricidade e gás propano presentes na instalação.

No capítulo 5 é apresentada a análise do caso prático ao túnel de desgorduramento, sendo feita uma explicação sucinta do problema proposto e determinadas as necessidades energéticas de cada um dos processos.

No capítulo 6 é feita uma apresentação do projeto de instalação proposto, onde é consta uma breve explicação do seu funcionamento. Neste capítulo é ainda apresentada a metodologia de cálculo necessária para a determinação da energia calorífica disponível com a solução proposta. É ainda descrita a apresentação do circuito de água de arrefecimento do motor e do circuito de aquecimento da água do tanque. No final é efetuado o cálculo das perdas de carga para cada um dos circuitos de água, de forma a reunir a informação necessária para a posterior escolha de uma bomba de circulação.

No capítulo 7 é elaborado o estudo de viabilidade do projeto proposto, tendo sido realizado, para o efeito, numa primeira fase, o cálculo do orçamento total do projeto, seguido do balanço económico da instalação, culminando na respetiva análise económica, de forma a verificar se o projeto se apresenta como uma hipótese rentável. Neste capítulo é ainda realizada uma avaliação de desempenho e avaliação do impacto ambiental do projeto de cogeração.

Finalmente, no capítulo 8, é realizada uma análise crítica dos objetivos que foram inicialmente propostos, sendo apresentadas as principais conclusões resultantes da realização da presente dissertação. Ainda neste capítulo são apresentadas algumas referências a possíveis trabalhos futuros que demonstrem vir a ser interessantes para a continuidade deste trabalho.

1.5 Apresentação da SILAMPOS

1.5.1 Dados gerais da empresa

O presente trabalho foi realizada no âmbito da dissertação de Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica (MIEM), mais precisamente na especialidade de Energia Térmica. Toda a informação presente neste capítulo foi retirada da intranet da SILAMPOS e do site da empresa.

O projeto decorreu nas instalações da SILAMPOS – Sociedade Industrial de Louça Metálica que se situa em Cesar, zona que pertence a S. João da Madeira, distrito de Aveiro, mais precisamente na Rua Central das Cortinas 301. Esta zona é caracterizada por uma forte tradição industrial, onde existe uma grande quantidade de fábricas das mais diversas áreas industriais.

A SILAMPOS é líder no mercado nacional, tendo também uma expressão significativa no mercado internacional e emprega atualmente cerca de 170 pessoas. Tendo alcançado um volume de negócios de aproximadamente 10M€, no ano de 2012, é considerada uma média empresa. É reconhecida nos mercados internacionais, exportando os seus produtos para Grã-Bretanha, Espanha, Canadá, Dinamarca, Suécia, Grécia, entre muitos outros países.



Figura 1.1 – Logotipo SILAMPOS [4]

O complexo industrial desta empresa é constituído por três pavilhões onde estão localizadas as áreas produtivas, os serviços auxiliares, o sector administrativo e o armazém, de acordo com a seguinte distribuição:

- **Pavilhão 1:** secção dos corpos (lixagem, polimento e lavagem), zona administrativa, serralharia, estampagem, soldadura e serviços auxiliares (ar-comprimido, aspiração central e central de água);
- **Pavilhão 2:** secção das tampas (lixagem, polimento e lavagem) e corte de discos;
- **Pavilhão 3:** Armazém de matérias-primas;

De seguida, apresenta-se uma foto da fachada do complexo industrial da SILAMPOS, assim como uma imagem com a vista aérea das instalações.



Figura 1.2 – Fachada da fábrica da SILAMPOS

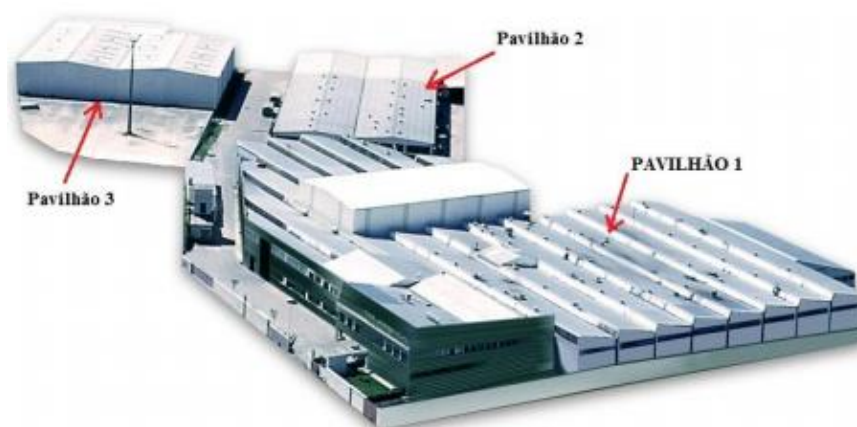


Figura 1.3 – Vista aérea das instalações da SILAMPOS [4]

Na Tabela 1.1, que se segue, apresentam-se os dados gerais da empresa.

Tabela 1.1 – Dados gerais da Empresa [4]

Nome:	SILAMPOS, S.A.
Localização:	Rua das Cortinhas, 301 Apartado 2004, 3701-906 Cesar
Principais produtos fabricados:	Louça metálica em alumínio e aço inoxidável
CAE:	Nº 25991 (Rev.3)
Nº Trabalhadores:	170
Período de laboração:	24 horas por dia, 5 dias por semana, 46 semanas por ano
Contacto:	256850400
Site:	www.silampos.pt
Início de laboração:	1951

1.5.2 História da SILAMPOS

A SILAMPOS foi fundada em 5 de julho de 1951, pelo Eng. Abílio Campos, tendo iniciado a sua atividade com o fabrico de louça em alumínio direcionada para uso doméstico, usando, na altura, a técnica da repuxagem. Atualmente dedica-se, principalmente, à produção de louça de alumínio e em aço inoxidável com diferentes fundos térmicos.



Figura 1.4 – Estátua em homenagem ao fundador da SILAMPOS

Mais tarde, as prensas mecânicas começaram a ser usadas no processo de produção, o que levou a uma mudança no fabrico com a substituição da repuxagem pela estampagem. O aperfeiçoamento técnico criou condições para a introdução de um novo produto em Portugal, a panela de pressão. O sucesso deste novo produto tornou possível a expansão da atividade e permitiu que a SILAMPOS garantisse um posicionamento importante no mercado nacional.

Na década de 70 foi dado início ao fabrico de artigos para campismo.

Posteriormente, a partir de 1993, com a ajuda de um programa de investimento, a SILAMPOS passou a utilizar processos de soldadura de fundos térmicos por impacto, o que resultou numa grande vantagem comercial tanto a nível do mercado interno como externo, o que tornou a empresa mais competitiva.

Em 2000, com a criação da SILAMPOS UK, foi dado início ao processo de internacionalização da empresa.

Mais recentemente, em 2004, a SILAMPOS passou a dedicar-se ao mercado de hotelaria e restauração, o que fez com que fosse necessário o fabrico de uma linha de louça industrial em aço inoxidável para responder às principais exigências dos grandes chefes de cozinha.

Tendo em consideração a inovação e a sustentabilidade ambiental, a SILAMPOS desenvolveu, em 2005, uma linha de topo de gama com base na tecnologia “Multi-disc”, chamada ‘Concepta SILAMPOS’, que permitiu a redução de uma grande parte do consumo de energia.

1.5.3 Objetivos e Valores da Empresa

Atualmente a SILAMPOS atua em duas áreas distintas:

- Produtos ou serviços destinados ao uso doméstico em geral e, em particular, relacionados com a confeção, conservação ou o simples manuseamento de alimentos, podendo ser observados alguns desses produtos na Figura 1.5;

- Produtos e serviços identificáveis com mobiliário urbano.



Figura 1.5 – Exemplo de produtos fabricados na SILAMPOS [4]

Dadas as suas especificidades, a SILAMPOS beneficiaria de uma solução personalizada que identificasse quais as medidas de eficiência com maior impacto na redução dos valores de faturação e na viabilidade económica. Assim, este projeto visa a redução da fatura de energia e do consumo específico associado, melhorando as atuais condições de operacionalidade.

1.5.4 Processo produtivo

Nesta instalação industrial é produzida uma elevada variedade de produtos com diferentes especificações, resultando numa unidade produtiva de alguma complexidade. Relativamente aos processos desenvolvidos, é possível identificar um conjunto de operações unitárias por onde passam os produtos, designadamente: [4]

- 1 - Receção de matérias-primas
 - Receção quantitativa / qualitativa
- 2 – Corte de discos
 - Inspeção por amostragem
- 3 – Rebarbagem de discos
- 4 – Estampagem / Embutidora
 - Inspeção por amostragem
- 5 - Aparamento de beira
 - Inspeção por amostragem
- 6 - Desengorduramento
- 7 – Soldadura por impacto / Brasagem
 - Inspeção a 100%
- 8 – Lixagem e Polimento
 - Inspeção a 100%
- 9 – Lavagem Final
 - Inspeção a 100%
- 10 – Soldadura de acessórios por resistência
 - Inspeção a 100%

1.1.4.1 Descrição do Processo Produtivo

O processo produtivo de uma peça de louça metálica, na SILAMPOS, é apresentado na Figura 1.6 [4].

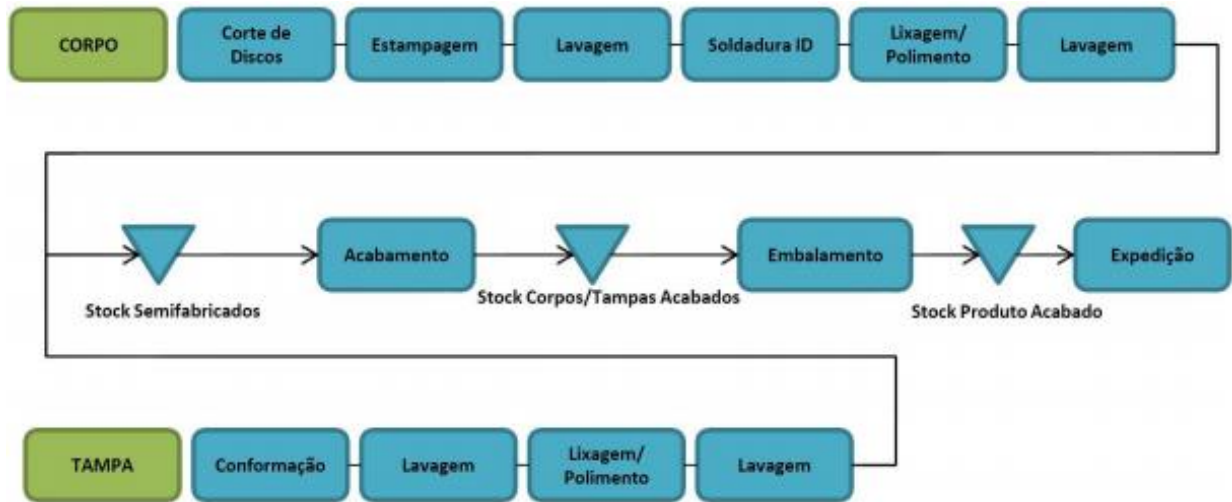


Figura 1.6 – Processo produtivo de uma panela de pressão

Corte de discos - Nesta secção são cortados discos, de diversos diâmetros, a partir de uma bobine de aço inox.

Estampagem - Nesta secção os corpos são embutidos em prensas mecânicas, obtendo a sua forma final a partir dos discos cortados no processo anterior.

Conformação - As tampas sofrem um processo de conformação mecânico, sendo moldadas na sua forma final.

Lavagem - Após a Estampagem e Conformação, os corpos e tampas passam por um túnel de lavagem para serem desengordurados.

Soldadura ID - O processo de soldadura ID (Impact Disc) permite soldar nos corpos um fundo térmico. É usado um disco de alumínio e outro de aço inox ou ferrítico. Segundo um documento interno da SILAMPOS “Este fundo térmico é aplicado por um impacto que pode ultrapassar as 2500 toneladas nas peças maiores. A aplicação por impacto elimina o risco de deterioração do fundo térmico pelo uso ou lavagem, aumentando a durabilidade da peça, impossibilita a acumulação de resíduos entre a peça e o fundo e aumenta a resistência do fundo à corrosão”

Lixagem/Polimento - Nesta fase, as tampas e corpos são lixados e polidos, conferindo o acabamento superficial final.

Lavagem final - Depois da lixagem e polimento, as peças são lavadas num túnel para eliminar resíduos resultantes do processo anterior. Após a lavagem, os corpos são dispostos em paletes e armazenados no armazém de semifabricados (Armazém 035). As tampas são armazenadas em carros, em diferentes locais da secção de acabamento.

Acabamento - Os acessórios são soldados ou rebitados aos corpos e tampas. Os acessórios podem ser asas, cabos ou peanhas. São também coladas etiquetas e colocados livros de instruções de acordo com as necessidades do cliente. No final destas operações, as peças são ensacadas e colocadas em contentores que são armazenados no armazém de produtos acabados (APA).

Embalamento - No APA as peças são embaladas para stock de produto acabado, seguindo para expedição.

O processo de fabrico das painelas de pressão, Figura 1.7, é idêntico ao processo descrito anteriormente até à lavagem final. Neste tipo de painelas os corpos ainda são furados e as asas rebitadas. As tampas também são furadas. Os componentes das painelas de pressão são cortados, estampados e finalmente lavados, onde são armazenados juntamente com os corpos e tampas junto da linha de acabamento. No acabamento das painelas de pressão, a operação de embalagem é realizada diretamente na linha, seguindo depois para expedição ou para stock de produto acabado.

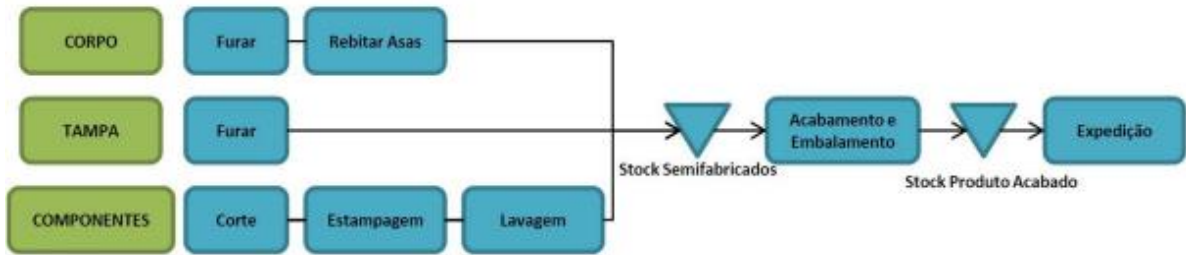


Figura 1.7 – Esquema representativo do processo de fabrico de uma painela de pressão

CAPÍTULO 2

A EVOLUÇÃO DA COGERAÇÃO

2 A Evolução da Cogeração

2.1 Breve Introdução à Cogeração

Neste capítulo vai ser feita uma abordagem ao conceito de cogeração. Mais concretamente, vão ser apresentados os princípios que lhe estão associados, as vantagens da cogeração a vários níveis, os diferentes parâmetros que caracterizam sistemas deste tipo e diferentes modos de funcionamento possíveis, entre outros pontos. No capítulo seguinte deste documento será feita uma análise pormenorizada das diferentes tecnologias existentes.

Neste capítulo será também apresentada uma descrição da evolução desta tecnologia, assim como uma análise da atual situação, quer a nível nacional, quer a nível internacional, sendo igualmente abordada a legislação que regula as atividades de cogeração em Portugal.

2.1.1 Conceito de Cogeração

De uma forma tradicional, a produção de eletricidade e de calor é feita em separado. Regra geral, e tendo em conta a tecnologia existente, as máquinas térmicas usadas para a produção de energia mecânica, independentemente do ciclo termodinâmico com que trabalhem, possuem rendimentos relativamente baixos, inferiores a 40%. Nesse sentido, cerca de 60% da energia contida no combustível é desaproveitada sob a forma de calor, o que representa uma perda significativa [5, 6].

Foi neste contexto que surgiu a hipótese de se aproveitar a energia desperdiçada, sob a forma de calor, usando-a em situações onde existissem necessidades de aquecimento. Este processo foi denominado por cogeração.

A cogeração pode ser definida como a produção combinada de energia elétrica e de energia térmica, sendo, para esse efeito, usada uma única fonte de combustível. São vários os combustíveis que podem ser utilizados nesta tecnologia, dos quais se destacam, gás natural, gás propano, fuelóleo, biomassa, resíduos industriais, entre outros [7]. O calor produzido pode ser manuseado, sob diversas formas, incluindo água quente, vapor e ar quente, podendo este ser utilizado em processos industriais, no campo da climatização de espaços, sistemas AVAC (Aquecimento Ventilação e Ar Condicionado) ou ainda no Aquecimento de Águas Sanitárias (AQS). Existe ainda a possibilidade deste calor ser convertido para a produção de frio, com o auxílio de um *Chiller*, sendo este processo denominado de trigerção [8, 9]. No entanto, este caso será analisado, com maior atenção, mais à frente neste documento.

Num projeto de cogeração podem ser utilizados diferentes tipos de combustível, existindo a possibilidade de uma instalação estar preparada para usar mais do que um tipo. Os combustíveis fósseis de origem sólida, líquida e gasosa são os mais utilizados nesse tipo de tecnologias, no entanto, verifica-se que a utilização de combustíveis provenientes da biomassa tem vindo a crescer nos últimos anos [10]. É com frequência que se utilizam como combustíveis os resíduos provenientes da atividade industrial que, de outro modo, representariam um encargo [9].

CHP é um acrónimo para a designação inglesa “*Combined Heat and Power*”, outra designação para o termo de cogeração. A cogeração é vista como um princípio e não como uma tecnologia em concreto [6, 8]. Assim sendo, o conceito de cogeração engloba uma vasta gama de tecnologias, no entanto, o seu princípio baseia-se sempre na combinação de um motor térmico e de um sistema que aproveite o calor dissipado [11]. O esquema representado na Figura 2.1 mostra o princípio intrínseco à cogeração, assim como diferentes aspetos relacionados.



Figura 2.1 – Princípio de um sistema de Cogeração [12]

Conclui-se, numa abordagem simplista, que a utilização de sistemas de cogeração, quer seja na indústria, setor público ou terciário, é vantajosa desde que existam na instalação necessidades consideráveis de energia elétrica e de energia térmica em simultâneo [10]. Sendo que, para se averiguar com rigor a viabilidade económica de um projeto de cogeração, é necessária uma análise mais cuidada que inclua diferentes aspetos, como é o caso da tarifa de remuneração da eletricidade vendida à Rede Elétrica de Serviço Público (RESP) e o custo do combustível utilizado, entre outros [6, 11].

Pode ser observada na Figura 2.2 uma comparação entre uma instalação que é baseada num sistema convencional de produção separada de eletricidade e de calor, e uma instalação onde os dois elementos são produzidos em simultâneo.

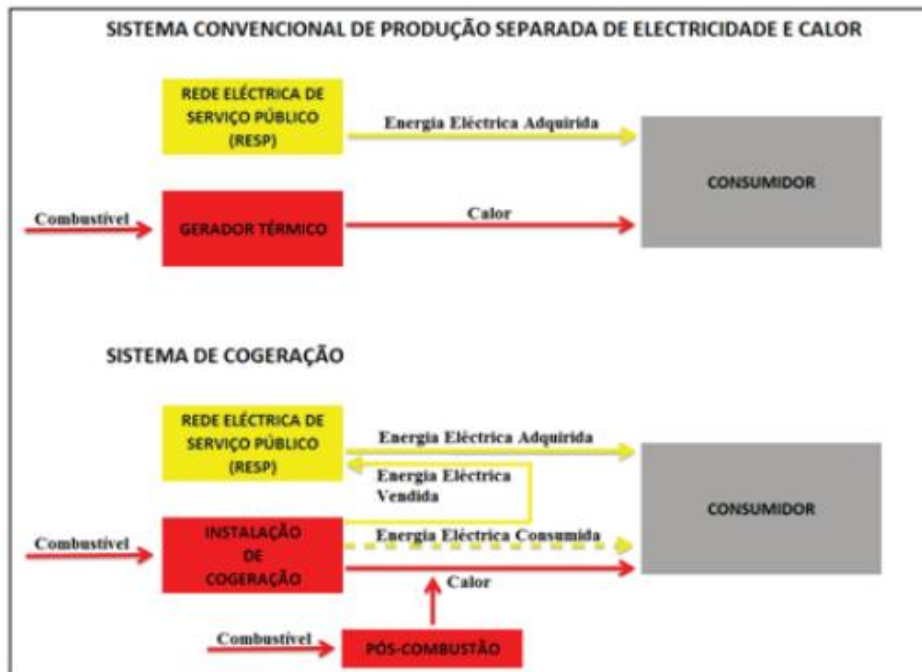


Figura 2.2 - Comparação entre um sistema convencional de produção de eletricidade e calor e um sistema de Cogeração [11]

A relação entre a energia elétrica produzida e a energia térmica utilizável depende do ciclo termodinâmico dos motores térmicos utilizados (turbinas a vapor, turbinas a gás e motores térmicos alternativos) [11], sendo que, para cada instalação, é necessária uma análise individual e pormenorizada de forma a encontrar o sistema de cogeração mais adequado às necessidades encontradas [6].

Na Figura 2.3, é comparado o balanço energético entre um sistema convencional de produção de energia elétrica e térmica e um sistema de cogeração.

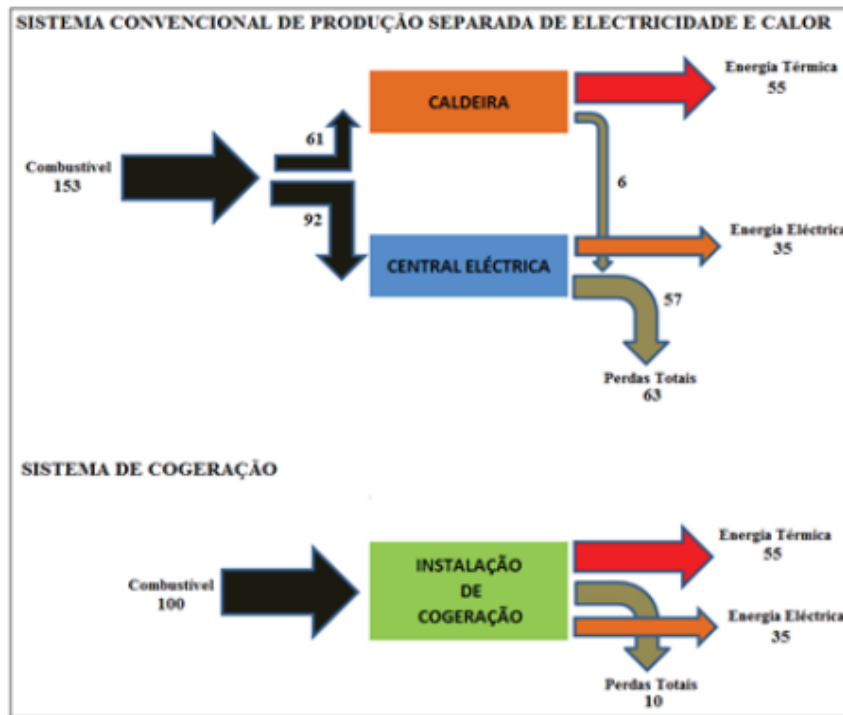


Figura 2.3 – Balanço comparativo, em unidades de energia, entre um sistema convencional de produção de energia elétrica e térmica e um sistema de Cogeração [11]

A partir da observação dos esquemas encontrados na Figura 2.3 pode constatar-se que um sistema de cogeração necessita de uma menor quantidade de combustível para produzir a mesma quantidade de energia (calor e eletricidade) que um sistema convencional. Tal acontecimento é reflexo de um melhor aproveitamento do calor gerado pelos ciclos termodinâmicos das máquinas térmicas, que possuem rendimentos superiores. Mais especificamente, pode observar-se na Figura 2.3 que o sistema convencional, no qual a energia elétrica é proveniente de centrais elétricas tradicionais, ou seja, é adquirida à rede pública pela instalação, necessita de 153 unidades de energia do combustível para a obtenção de 55 unidades de energia térmica e de 35 unidades de energia elétrica. Por outro lado, o uso de um sistema de cogeração representaria um consumo de apenas 100 unidades de energia do combustível, produzindo os mesmos níveis de calor e eletricidade.

Pode assim concluir-se que um sistema que tenha por base um sistema de cogeração é indubitavelmente mais eficiente do que um sistema tradicional, constituído por um gerador elétrico e por uma caldeira, permitindo também importantes reduções no que diz respeito às emissões de CO₂ [6]. Em relação à eficiência energética, as instalações de cogeração possuem um sistema de classificação bastante parecido com o dos edifícios, sendo classificados no

mínimo com a categoria B, que representa valores de eficiência superiores a 70%, tal como se pode observar na Figura 2.4 [8].

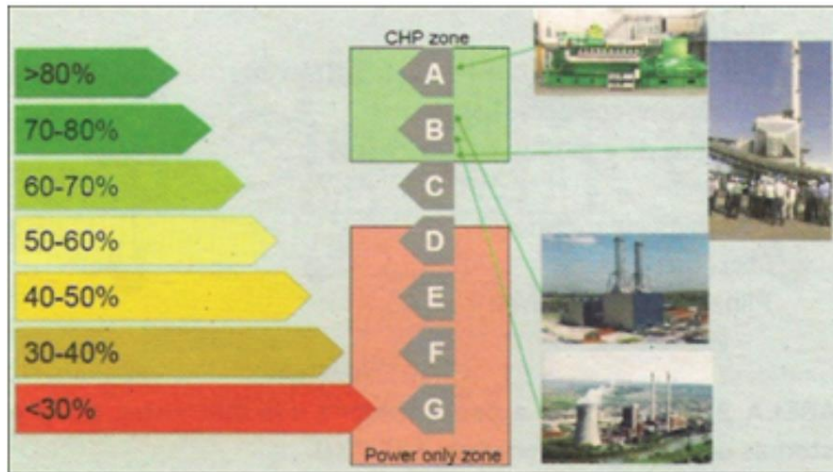


Figura 2.4 – Classificação energética de sistemas de produção de eletricidade [8]

Nos tempos que decorrem, a Cogeração tem demonstrado ser uma proposta funcional e atrativa para uma vasta gama de aplicações, que vai desde processos industriais a edifícios públicos (escritórios, comércio, lazer, turismo e educação, entre outros) a sistemas públicos de climatização, primeiramente apelidados de Aquecimento Comunitário ou *District Heating* e, presentemente, com o desenvolvimento das tecnologias de trieração, são usualmente conhecidos como *District Heating and Cooling* (DHC) [6].

Existem sistemas deste tipo com diferentes dimensões, podendo ser pequenos projetos com uma potência elétrica menor do que 5 kW, em pequenas moradias, por exemplo, até projetos com uma potência elétrica de 50 MW, no caso de se tratar de indústrias ou sistemas de climatização pública [9].

Tendo em consideração o peso notável do calor e da eletricidade no contexto da procura energética mundial, não será de estranhar que os sistemas de cogeração assumam um papel cada vez mais preponderante. Na União Europeia, em 2014, estes dois sectores constituíam um peso combinado de cerca de 60% da procura energética mundial, como se pode observar na Figura 2.5 [7].

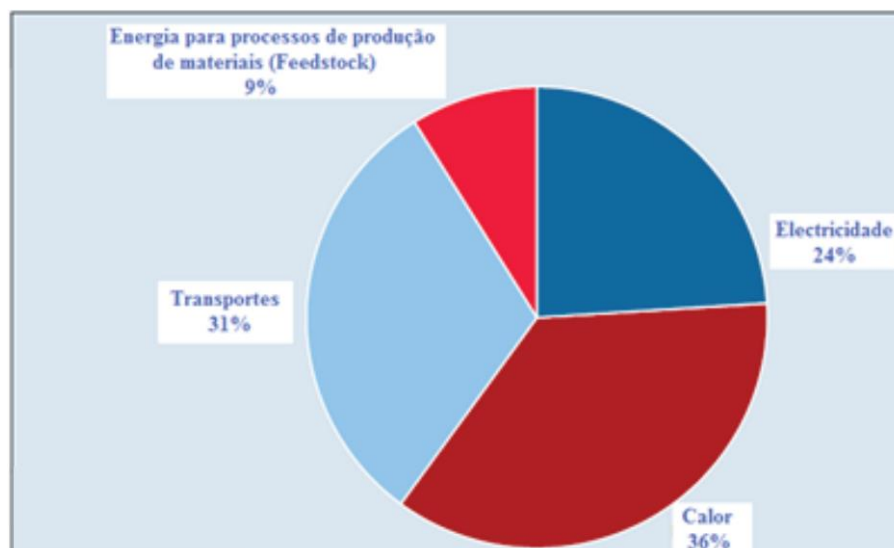


Figura 2.5 – Distribuição da procura de energia na União Europeia em 2014 [7]

Cerca de metade dos níveis de redução de emissões de GEE necessários podem ser atingidos simplesmente através de um consumo mais racional e eficiente [6]. O restante contributo para esta redução depende das diferentes formas de produção de energia, dando ênfase ao recurso das energias renováveis, da energia nuclear e à utilização mais eficiente dos combustíveis fósseis menos poluentes, no qual a cogeração poderá ter um papel importante [9].

De maneira a otimizar um sistema de Cogeração, este deve ser instalado o mais perto possível do local onde existam as necessidades de calor. Normalmente este é construído de maneira a suprir as mesmas na totalidade, quer se trate de uma indústria, de um edifício ou de qualquer outra instalação. É dado maior ênfase às necessidades caloríficas, uma vez que o transporte da eletricidade produzida na eventualidade em excesso é bem mais simples e com menores perdas do que o transporte do calor em possível excedente. Deste modo, na maioria dos casos, uma instalação de cogeração deve ser considerada acima de tudo como uma fonte de produção de calor, sendo a eletricidade produzida vista como um produto secundário ou derivado [7]. No entanto, não devemos menosprezar a importância da mesma, uma vez que a eletricidade tem um peso bastante importante no estudo da viabilidade económica de um projeto.

Tendo em conta que nos dias que correm é dado bastante ênfase às energias renováveis, pode parecer um pouco contraditório incentivar uma tecnologia como a cogeração que faz uso de combustíveis fósseis. No entanto, visto que a sociedade ainda vai depender, em grande medida e por mais algum tempo deste mesmo tipo de combustíveis, faz sentido que o seu uso seja feito com a maior racionalidade e eficiência possível. Percebe-se então o incentivo da Cogeração como uma solução energética, tendo em conta as poupanças que podem ser obtidas [6, 13].

2.1.2 Vantagens da Cogeração

Como foi possível observar, o fato dos projetos de cogeração combinarem uma variedade de benefícios energéticos, económicos e ambientais faz com que estes sejam considerados uma solução bastante prometedora. Numa análise mais simplista, estes benefícios são devidos a alguns aspetos característicos desta solução, como é o caso do carácter descentralizado, o aproveitamento do calor resultante do processo de combustão e a redução de diferentes perdas, como é o caso das perdas associadas ao Transporte e Distribuição (T&D) de eletricidade, Figura 2.6 [7, 14].

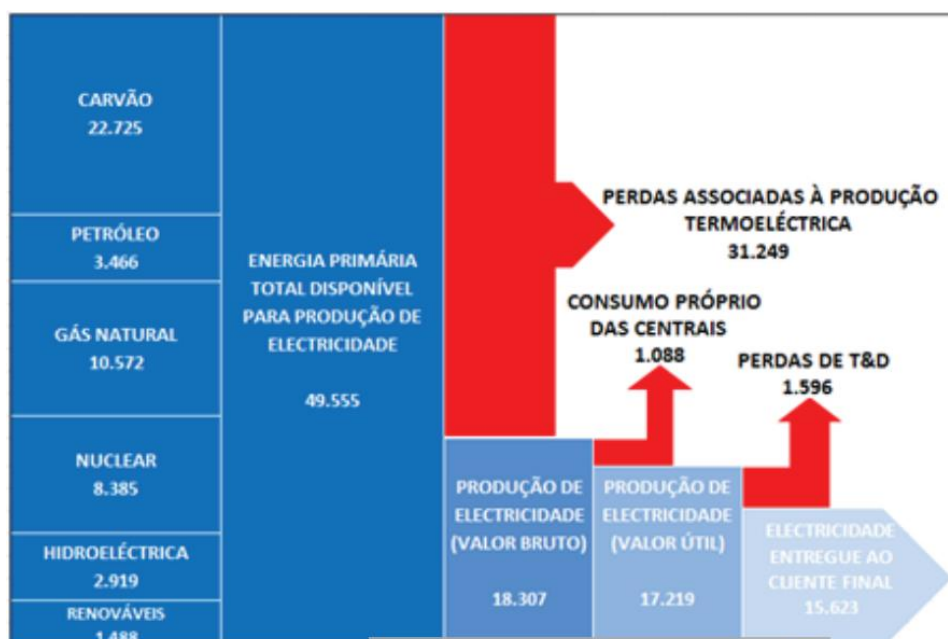


Figura 2.6 – Fluxos energéticos no sistema elétrico global [TWh], em 2012 [7]

Nos diversos sectores da economia, desde a indústria ao sector terciário, os sistemas de Cogeração e de Trigeração, têm feito uso de diversas tecnologias maduras, seguras e com uma relação custo/benefício bastante clara e têm demonstrado ser uma solução adequada a variadíssimos tipos de instalações [14].

Podem ser consideradas com vantagens específicas da Cogeração os seguintes aspetos:

1- Aproveitamento do calor residual

O aproveitamento do calor produzido reflete-se numa melhoria considerável da eficiência, em comparação com as centrais termoelétricas convencionais. A eficiência global de uma central tradicional, para a produção de eletricidade, ronda os 40%, sendo cerca de dois terços da energia primária utilizada desperdiçada sob a forma de calor residual [6, 7].

Por outro lado, a eficiência de um sistema de cogeração pode atingir valores superiores a 90% [11].

2- Poupança de Energia Primária (PEP)

Neste tipo de equipamentos, a melhoria significativa dos valores de eficiência permite uma poupança considerável, de energia primária. Vários estudos têm demonstrado que a aplicação bem-sucedida dos sistemas de cogeração conduz a reduções de cerca de 25% do consumo de combustível, quando comparado com os sistemas de produção tradicionais [12].

3- Benefícios económicos para o cliente

Os lucros conseguidos, no consumo de combustíveis, refletem-se em reduções substanciais da fatura energética das instalações [12]. Uma outra vantagem reside na possibilidade de venda de Licenças de Emissão, LE, no comércio das emissões.

4- Redução das emissões de GEE

É esperado que, em 2015, a Cogeração possa contribuir com mais de 4% do total de redução de emissões de CO₂ a nível mundial, sendo ainda esperado que esta contribuição seja superior a 10%, em 2030 [6, 15].

É estimado que, nos dias de hoje, a Cogeração na UE seja responsável por uma redução das emissões de CO₂ na casa ordem dos 100 Mt por ano. Por outro lado, nos USA, este valor encontra-se nos 500 Mt por ano, o que corresponde a 15% da redução de emissões referentes ao período de 1990-2005, no continente europeu [16].

No entanto, o uso do gás natural na maioria das instalações ao invés de se utilizarem combustíveis derivados do carvão ou do petróleo, conduz a uma diminuição dos GEE, uma vez que a sua emissão de SO₂ e de partículas é praticamente nula [9].

Desta forma, a cogeração pode ser considerada um fator de bastante relevo no que diz respeito à estabilização, ou até mesmo redução das emissões de GEE contribuindo para uma possível diminuição das alterações climáticas. É importante referir que mesmo a curto prazo, o potencial deste tipo de soluções para a redução de emissões é extraordinário, tornando-se mais relevante do que muitas outras políticas que possam ser aplicadas [6].

Para além de tudo isso, esta solução representa uma das formas mais eficazes e mais acessível de reduzir as emissões de GEE. Ainda não há muito tempo, foi realizado um estudo pelas autoridades holandesas, com o objetivo de averiguar a melhor relação custo-benefício de diversas políticas aplicadas para de redução de emissões carbónicas. Nesse mesmo estudo, a cogeração demonstrou ser uma das opções mais acessíveis, tendo um custo de 25€/t CO₂, conseguindo obter custos inferiores tecnologias como a energia eólica ou a caldeiras de condensação, entre outros [7].

5- Descentralização do sistema de produção de eletricidade

A implementação da solução de cogeração em larga escala contribui para a produção descentralizada, o que conduz a um aumento da fiabilidade do fornecimento energético. Por outro lado, as pequenas implementações de cogeração, ligadas à rede elétrica, contribuem para o bom funcionamento da instalação sem paragens devidas a falhas da rede [7].

A cogeração é considerada, em muitos países, como responsável pela queda na construção de centrais nucleares e de grandes hidroelétricas.

No entanto, esta solução proporciona um incremento da estabilidade do sistema elétrico, reduzindo o congestionamento nas linhas e as sobrecargas [17]. Mais concretamente, nos picos de calor dos meses de verão, com a ajuda de sistemas de trigerção que fazem uso de ciclos frigoríficos de absorção e adsorção, as cargas podem ser transportadas para períodos fora de ponta. O frio é então guardado em bancos de gelo, durante os períodos de vazio, para depois suprir as necessidades de climatização que possam existir durante o dia [6, 7].

6- Redução das perdas de Transporte e Distribuição (T&D)

Devido ao seu carácter descentralizado, a cogeração permite uma diminuição notória das perdas de Transporte que ligam as grandes centrais aos consumidores de energia. Estas

perdas podem ainda ser mais reduzidas para os casos em que a eletricidade produzida pela cogeração é consumida pela instalação onde esta inserida, permitindo uma redução das perdas nas linhas de Distribuição. É estimado que no total as perdas de T&D representem cerca de 9% do valor útil de eletricidade produzida, como se pode observar na Figura 2.6 [14].

7- Minimização dos investimentos no sector elétrico

O atual crescimento da implementação de sistemas de cogeração contribui para a diminuição da construção de grandes centrais, que representam custos efetivos bastante elevados. Mais ainda, as necessidades de Transporte e Distribuição de eletricidade não são tão grandes, o que leva a que as necessidades de investimento nestas redes sejam menores. Sendo assim, é esperado que a cogeração contribua para uma redução do investimento no setor elétrico na casa dos 530 bilhões de Euros, nas próximas duas décadas [7].

8- Redução da dependência da importação de combustíveis fósseis

A utilização eficiente da energia primária tem como resultado a necessidade de menores quantidades de combustível, o que conduz a uma menor dependência de um determinado país relativamente à sua importação, sendo que este fator tem um peso bastante negativo na economia de uma nação [6, 14].

9- Aproveitamento de resíduos decorrentes da atividade da instalação

Num sistema de cogeração é também possível aproveitarem-se os resíduos resultantes da atividade industrial para serem usados como combustível, fazendo uso de resíduos sólidos orgânicos agro-industriais sob a forma de biomassa sólida, biocombustíveis e biogás. Este aproveitamento tem benefícios não só a nível ambiental, mas também económico, visto que muitas das vezes esses resíduos têm um custo de tratamento significativo [7]

10- Outras vantagens relacionadas com a Produção Descentralizada

Podem ainda ser considerados um sem número de benefícios inerentes à cogeração, como forma de produção descentralizada de energia, tendo impacto também a nível local, como é o caso da criação de emprego, a qualificação de mão-de-obra, o desenvolvimento económico e social, entre outros [14].

2.1.3 Funcionamento de um sistema de cogeração

Para cada sistema de cogeração é necessário definir-se as regras de funcionamento, bem como os modos de operação. Assim sendo, define-se o modo de operação como a maneira segundo a qual o sistema deve operar de forma a garantir a fiabilidade da instalação, bem como a utilização racional da energia no processo [18]. Sendo assim, devem ser tidos em conta fatores de índole técnica e económica na elaboração de um dado projeto, de entre os quais se salientam os seguintes:

- sintonia entre as características da instalação de cogeração e as necessidades térmicas e elétricas do sistema;
- dados das necessidades térmicas da instalação, tendo em conta os níveis de temperatura e as flutuações típicas, ao longo de um ciclo diário, mensal ou anual;

- dados das necessidades elétricas da instalação, incluindo variações características;
- valores atuais do custo dos combustíveis e da eletricidade comprada à rede, assim como a sua evolução no tempo;
- valores para os lucros conseguidos com a venda da eletricidade produzida à rede, bem como a projeção no futuro destes valores;
- custos de operação e manutenção do sistema;
- aspetos ambientais; [18]

De forma a garantir a maior eficiência possível, na operação de um sistema de cogeração, é necessário que a recuperação do calor rejeitado no processo de combustão seja a maior possível. No entanto, para os casos em que o calor recuperado não é suficiente para satisfazer as necessidades térmicas da instalação, é necessário recorrer-se a uma fonte de calor adicional como sistema de apoio, como uma caldeira a gás, por exemplo [6, 7].

Considera-se que um modo de funcionamento ideal acontece quando se verifica um equilíbrio e o sistema de cogeração satisfaz na totalidade necessidades energéticas sem qualquer tipo de défice ou excedente. No entanto, as necessidades da esmagadora maioria das instalações não são regulares nem uniformes, mas sim bastantes variáveis no tempo, o que leva, tal como seria de esperar, a que este modo de funcionamento, na prática, seja impossível. Uma forma de contornar esta situação, e assegurando uma margem de segurança, permitindo que o sistema de cogeração seja capaz de enfrentar tais desequilíbrios, é garantir o funcionamento à volta de um ponto médio das necessidades de instalação, cuja definição pode ser um pouco complexa mas de grande importância [18].

Desse modo, o modo de funcionamento é escolhido em função da supremacia de uma das formas de energia (elétrica ou térmica) sobre a outra, definindo-se qual o produto principal, segundo os objetivos da instalação do sistema.

Podem ser consideradas quatro estratégias normais de funcionamento para um projeto de Cogeração:

1 - Funcionamento em paridade térmica (controlo-calor)

Desta feita, o sistema de cogeração é projetado de modo a fornecer uma quantidade de calor equivalente às necessidades térmicas da instalação, em cada período considerado. Desse modo, o calor é o produto principal e a eletricidade é um subproduto da cogeração [6].

De forma que um sistema possa vender o seu excedente à rede, ou adquirir eletricidade, consoante o caso, é necessário que este esteja ligado à rede pública [18, 19].

2 - Funcionamento em paridade elétrica

Neste modo de funcionamento, o sistema de cogeração é dimensionado de forma a satisfazer na totalidade as necessidades elétricas da instalação, em cada período de tempo considerado, tendo em conta também os picos de consumo. Assim sendo, a eletricidade é o produto principal e o calor é um subproduto [6].

Quando o calor produzido pela instalação não é suficiente para cumprir com as necessidades térmicas da mesma, é posto em funcionamento um sistema auxiliar de produção de calor para suprir esta deficiência. Se, pelo contrário, o calor produzido for

superior ao necessário, este será rejeitado para o exterior, ou possivelmente, transportado para uma instalação próxima com necessidades caloríficas [18, 19].

3 - Funcionamento económico

Neste caso, o modo de funcionamento é projetado, antes de mais, tendo em conta os fatores económicos. Desse modo, o sistema de cogeração satisfaz uma parte ou a totalidade das necessidades elétricas de ponta da instalação, podendo até produzir um excesso de eletricidade, a qualquer momento, no caso de se verificar que tal situação é mais proveitosa, tendo em conta o preço de compra e de venda da eletricidade.

Neste exemplo, a instalação deve dispor de um equipamento suplementar, de forma a responder as necessidades térmicas, em parte ou no todo, da instalação, uma vez que o mais provável é que um sistema que adote este modo de funcionamento não tenha a capacidade de as suprir [6, 18].

4 - Funcionamento em cargas parciais

Neste tipo de funcionamento, o sistema de cogeração é subdimensionado tanto em relação às necessidades térmicas como às elétricas da instalação, respondendo apenas a cargas parciais destas duas formas de energia.

Visto que o sistema não é capaz de suprir na totalidade, por si só, as necessidades energéticas da instalação é necessário, por um lado, utilizar um equipamento de produção de energia e, por outro, adquirir eletricidade à rede [18].

Também podem ser considerados alguns modos de funcionamento combinados, como:

- funcionamento em paridade térmica, com função pico-elétrico
- eletricidade máxima e/ou exigência de calor
- eletricidade mínima e/ou exigência de calor
- modos de funcionamento de tempo variável, que são controlados por um sistema de gestão de energia que seleciona um modo de funcionamento ótimo para cada necessidade específica [13].

O desenvolvimento de tecnologias como a automação levam a que, sejam cada vez mais frequentes, modos de funcionamento de ciclo combinado, manipulados de forma automatizada, recorrendo a avançados sistemas de controlo.

2.2 Situação Internacional

2.2.1 Desenvolvimento da Cogeração no Mundo

Os primeiros sistemas de cogeração foram desenvolvidos, nos EUA e em alguns países da Europa, por volta de 1870, tendo como configuração inicial um esquema que continha a máquina a vapor acoplada a um eixo fixo com um gerador elétrico [6].

Inicialmente, estes sistemas de cogeração eram usados em cidades com elevada densidade populacional utilizando o vapor resultante para o aquecimento ambiente e a energia elétrica para o consumo elétrico das habitações. Consta-se que, por volta de 1909, existiam nos EUA cerca de 150 sistemas de aquecimento ambiente, vulgarmente conhecidas por “redes de vapor”, que funcionavam com níveis de eficiência bastante reduzidos. Alguns destes sistemas ainda se encontram em funcionamento em algumas das grandes metrópoles norte-americanas [20].

O desenvolvimento de sistemas de cogeração teve durante várias décadas uma evolução bastante lenta provocada pelo baixo custo e a elevada disponibilidade de combustíveis fósseis. No entanto, a crise do petróleo, na década de 70, assim como o despertar da consciencialização para os problemas ambientais, fez com que a cogeração fosse vista com outros olhos, ganhando um novo impulso. Outro fator que também contribuiu para o desenvolvimento da cogeração foi o início da reestruturação do sector energético americano, que provocou uma alteração na estrutura vertical integrada das concessionárias públicas, obrigando-as a comprar aos pequenos produtores [6].

Nos anos de 80, a pressão da comunidade ambientalista de ambos os lados do Atlântico permitiu que a cogeração ganhasse um novo fôlego. O crescimento da preocupação com a emissão de poluentes provenientes da combustão de hidrocarbonetos, assim como outros aspetos negativos do petróleo, tiveram um papel fundamental para o desenvolvimento da cogeração.

Na década de 90, foi criada a *Exempt Wholesale Generator* (EWG), nos EUA, uma organização de produtores de energia, que permitiu a empresas cuja principal atividade não estava relacionada com a cogeração pudessem fazer uso deste tipo de tecnologia [6, 21].

Na Europa, por outro lado, ao longo da última década a cogeração sofreu uma forte evolução o que se traduziu na implementação de inúmeras diretivas.

Atualmente, estima-se que a capacidade total instalada em cogeração a nível global tenha um valor muito próximo dos 325 GWe, que representa cerca de 13% da capacidade de produção elétrica mundial [16, 22].

Em países como os EUA, Rússia, Alemanha, China e alguns países da Europa Central e do Norte, a Cogeração assume já um papel importante no setor energético, com potências instaladas bastante significativas. No entanto, apesar de existirem diversas políticas de incentivo a esta tecnologia, o seu crescimento tem ficado um pouco abaixo das expectativas, como se tem verificado na última década, com uma estagnação da potência instalada [6, 16].

Países como a Dinamarca, Finlândia, Rússia, Letónia e Holanda são já considerados países modelo e a seguir neste tipo de tecnologia. Tendo já alcançado taxas de 30% a 50% de produção de energia total a partir de cogeração [16].

Na Figura 2.7, pode ser observada a evolução esperada para a contribuição da cogeração na produção global de energia elétrica no seio da UE. Para 2020 é previsto que esta contribuição possa chegar a valores na ordem dos 50%.

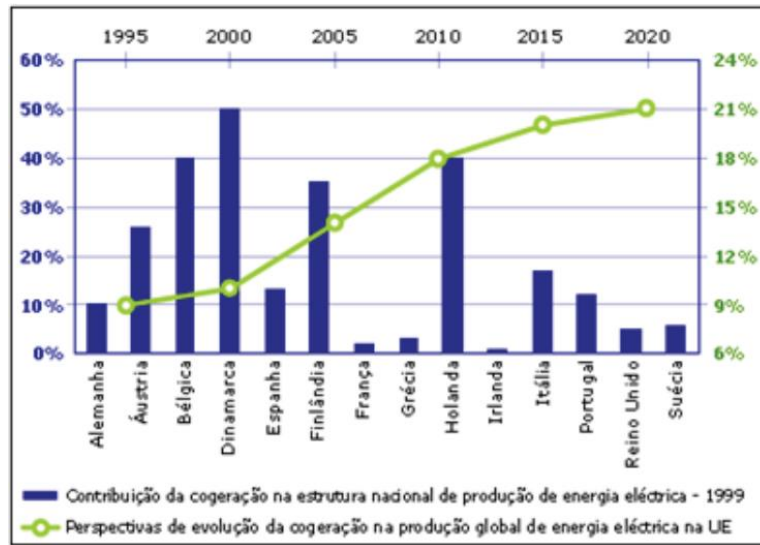


Figura 2.7 – Previsão de evolução da cogeração na produção global de energia elétrica na EU [23]

Para cada país, o potencial de evolução de cogeração é um tema bastante complexo, visto que depende de diversos fatores e oportunidades, mais concretamente, da evolução previsível das necessidades de calor, frio e eletricidade dos sectores industrial, terciário e residencial, assim como da existência de políticas de incentivo.

Como forma a existir uma maior consciência do potencial de evolução, têm sido realizados vários estudos nesse âmbito, em diversos países, dos quais se destacam os resultados que são apresentados em seguida [6, 7].

- Até 2025, o potencial de cogeração deve perfazer 17% da produção elétrica mundial total. No entanto, o estudo do potencial europeu de cogeração ainda está em desenvolvimento prevendo-se que, num futuro próximo, seja ainda mais rigoroso, assim que todas as Diretivas Europeias sejam aplicadas. Para tal, é necessário que cada Estado faça estudos aprofundados sobre esta matéria [24].
- Para 2020, a Alemanha tem como meta atingir 25% de eletricidade produzida por cogeração, duplicando assim os valores atuais. A existência de numerosas políticas de incentivo do governo alemão, assim como a sua forte dependência dos combustíveis fósseis e a biomassa levam a que seja possível serem alcançados tais valores. [25].
- Os estudos das entidades inglesas apontam para um aumento da capacidade instalada em cogeração de 10,6 GW_e, até 2015, a adicionar à capacidade atual de 5,4 GW_e [6].
- As estimativas das autoridades norte-americanas preveem entre 48 GW_e e 150 GW_e de potencial de cogeração para o país, até 2015. Caso os valores mais otimistas sejam atingidos, a fatia de cogeração no sector elétrico dos EUA passará dos atuais 8% para os 21% [6].
- O governo canadiano identificou, em 2002, um potencial para o seu país de 15,5 GW_e, até 2015, o que se traduz num crescimento da atual parcela do total de eletricidade produzida por esta via de 6% para 12% [6].

- Na Índia, o potencial de cogeração, no sector industrial por si só, está estimado em 7,5 GW_e [6].
- No Japão, estudos realizados apontam um potencial de 29,4 GW_e, até 2030, correspondentes a cerca de 11% do total de produção de eletricidade prevista anualmente [6].
- No Brasil, um sector energético em grande parte apoiado numa forte produção hidroelétrica em grandes centrais remotas que se traduz num baixo custo de produção de eletricidade, leva a que o uso deste tipo de tecnologias ainda se encontre pouco desenvolvido. Apesar de não existirem ainda muitos estudos sobre o verdadeiro potencial do país para a aplicação massiva desta solução, não se espera que a evolução seja tao notória como em alguns países. Mesmo assim, a posição de referência do Brasil no que diz respeito aos biocombustíveis traduz-se num potencial de cogeração que não deve ser desprezado [26].

Constata-se que ainda existe bastante trabalho por fazer no que diz respeito à avaliação do potencial de expansão da cogeração, nas diversas regiões do mundo, em especial relevo nas grandes economias emergentes como são o caso do Brasil, China, Índia, México e Africa do Sul, também conhecidas como *Plus Five Countries* [27].

Conclui-se então que grande parte das nações ainda estão longe de atingir o seu potencial de cogeração, a despeito de inúmeras iniciativas na esfera política e industrial.

2.2.2 Legislação na União Europeia

A produção combinada de calor e eletricidade é promovida pela Diretiva Europeia 2004/08 CE, que tem em conta a poupança de energia primária, a diminuição de perdas na rede e a redução das emissões de GEE. Deste modo, proporciona um enquadramento para a promoção deste tipo de tecnologia, de forma a ultrapassar as barreiras existentes, fazer avançar a sua penetração nos mercados liberalizados da energia e ajudar a tirar partido do seu potencial que ainda não foi explorado. Exorta ainda os diferentes estados membros a efetuarem análises do respetivo potencial de cogeração de elevada eficiência [28, 29].

Em 2012 aparece uma nova diretiva, a Diretiva 2012/27/UE, que reitera as referências importantes acerca da atividade de cogeração. Esta Diretiva promove a eficiência energética na União Europeia e define ações que concretizem as propostas incluídas no Plano de Eficiência Energética de 2011 e as necessidades identificadas no roteiro de transição para uma economia de baixo carbono competitiva, em 2050 [28, 30, 31].

O preâmbulo desta Diretiva manifesta claramente a intenção de que os países membros devem introduzir medidas que potenciem a massificação da produção descentralizada, designadamente através de instalações de cogeração com potências térmicas inferiores a 20 MW.

A Diretiva fixou o prazo legal da sua transição para a legislação nacional dos estados membros para o dia 5 de julho de 2014. No entanto, Portugal não cumpriu o prazo previsto incorrendo na possibilidade do levantamento de um processo judicial no Tribunal de Justiça da União Europeia que poderia culminar na aplicação de sanções monetárias [30, 32].

A justificação para este desfasamento temporal deveu-se, segundo o Ministério do Ambiente, Ordenamento do Território e Energia, ao facto de o governo pretender ir além da mera transposição da diretiva e ter a pretensão de aprovar o regime da cogeração de energia.

Desta forma, a Diretiva 2012/27/UE viu o seu processo de transição finalizado somente no dia 30 de abril de 2015 mediante a publicação do DL n.º 68-A/2015 [28]. O DL n.º 68-A/2015 encontra-se, assim, subdividido em eficiência energética e cogeração. A parte referente à cogeração inclui uma completa republicação do DL n.º 23/2010, com pequenas alterações. No tocante à cogeração, o artigo expõe de forma clara as principais modificações introduzidas pela sua publicação e procura compreender os impactos que podem surgir num futuro próximo no setor da cogeração, em Portugal. Através deste artigo, torna-se evidente a pretensão em aproximar a legislação que tutela a cogeração com a que existe para autoconsumo com outras tecnologias de produção elétrica, bem como a pretensão de diminuir os encargos neste setor [1].

2.3 Situação Nacional

2.3.1 Desenvolvimento da Cogeração em Portugal

Em Portugal, a produção de energia utilizando máquinas de vapor e turbinas hidráulicas, com o objetivo de ser consumida localmente, conta já com uma grande tradição.

As primeiras aplicações de máquinas a vapor no nosso país datam de meados do século XIX, enquanto que, por outro lado, as primeiras turbinas hidráulica só começaram a ser usadas no final desse mesmo século. Ambas as tecnologias produziam em corrente contínua e consistiam em utilizações puramente mecânicas ou acionamento de geradores elétricos para iluminação.

Em virtude da grande expansão industrial, proporcionada em grande parte por este tipo de tecnologias, verificou-se na altura, uma grande dispersão de pequenos produtores de energia, com centrais termoelétricas e hidroelétricas, tanto industriais, como de serviço público.

Foi então em meados do século XX, com a expansão e desenvolvimento de grandes projetos hidroelétricos, assim como o conseqüente transporte de eletricidade e eletrificação do nosso país, que se deu substituição da energia mecânica pela energia elétrica, em que as máquinas eram diretamente acionadas por motores trifásicos. Foi então que as instalações de produção de energia para consumo local, mais precisamente as de serviço público, começaram a entrar em declínio, que conduziu a que atualmente apenas restem algumas unidades ainda em funcionamento.

Mais tarde, a partir dos anos 30 do século passado, começaram a ser instalados os primeiros sistemas de produção combinada de calor e eletricidade, baseados em caldeiras e máquinas de vapor, sendo utilizados em unidades industriais de diversos sectores, como é o caso do açúcar, refinação do petróleo, papel, têxtil, entre outros.

Posteriormente, as máquinas de vapor foram substituídas por turbinas de contrapressão que acionavam alternadores, funcionando por vezes em paralelo com a rede pública. Foi apenas em 1982, com o objetivo de promover a autoprodução de energia elétrica que foi instituído o conceito do Produtor Independente, possibilitando a ligação à Rede Elétrica Nacional (REN) e sendo definidas condições para a venda de excedentes de energia elétrica à rede. A partir desta altura, deu-se uma grande evolução e desenvolvimento da cogeração no nosso país.

Atualmente, a capacidade instalada em cogeração, em Portugal, encontra-se na ordem dos 1,6 GW [16].

É de se salientar aplicações como a micro-cogeração, que ainda possuem pouco expressão e que cuja viabilidade de aplicação, em diversos sectores, seria de aproveitar, nomeadamente a nível de consumo pessoal.

Por volta dos anos 90, a cogeração começou a ser aplicada em instalações industriais de maior dimensão, geralmente pequenas/médias potências, nas quais se verificavam elevados consumos de calor, nas mais diversas formas. Dentro destas indústrias destacam-se as da celulose, química, têxtil, papel, açúcar, cerveja e derivados de madeira. Nesta altura, tanto para promoção destas tecnologias, como para a implementação destes projetos, os incentivos financeiros desempenharam um papel fundamental.

Mais recentemente, com o objetivo de melhorar a sua eficiência energética, muitas destas centrais estão a optar por fazer uma atualização tecnológica, implementando sistemas

baseados em ciclos combinados com turbinas a gás, que se traduzem conseqüentemente, num aumento da potência instalada.

Em 1989, foi criado, na legislação nacional, um regime especial para a produção de energia elétrica com recurso a energias renováveis e por cogeração, visando motivar os agentes económicos para formas de produção de energia mais limpas e eficientes. Posteriormente, foram feitas diversas revisões da legislação, em 1996, 1999, 2000 e 2001, com o intuito de definir critérios de eficiência para os projetos de cogeração, o que permitiu a valorização e consagração desta forma alternativa de produção de energia em Portugal.

Conseqüentemente, toda a atividade que envolvesse cogeração passou a ter um enquadramento legal mais adequado, com uma estrutura remuneratória mais objetiva, sendo reconhecidos todos os benefícios da produção de energia em cogeração.

No ano de 2009, a potência total instalada em cogeração em Portugal era de aproximadamente 1200 MWe, o que correspondia a cerca de 13% do consumo total de energia elétrica nacional, que infelizmente ficava abaixo da potência instalada verificada em diversos países da Europa [33].

Em 2004, no Plano Nacional para as Alterações Climáticas (PNAC), foi definido um valor de potência adicional em cogeração a instalar até 2010, de cerca de 800 MWe, visando a redução de emissões. Infelizmente não se conseguiu atingir esse objetivo [33].

A COGEN Portugal – Associação Portuguesa para Eficiência Energética e Promoção da Cogeração tem tido um papel preponderante na promoção desta solução no país. Esta associação trata-se de uma instituição sem fins lucrativos, cujo principal objetivo é incentivar a utilização eficiente da energia, segundo processos de produção combinada de calor e eletricidade ou segundo a produção descentralizada de energia, independentemente da fonte de energia primária que seja utilizada [33].

A Associação Portuguesa de Produção de Energia em Cogeração (APPEC) foi criada, em Janeiro de 1994, por um conjunto de 16 empresas possuidoras de instalações deste tipo, tendo em conta quer o desenvolvimento da cogeração que se tinha verificado em Portugal, a partir dos anos 90, quer e as dificuldades que o exercício desta atividade encerrava. A APPEC foi reconhecida pelas instituições comunitárias e pelo poder político, como a organização responsável por representar os interesses da cogeração em Portugal. Esta associação tem tido uma participação irreprensível na discussão de diversos temas de interesse com as entidades e organismos dos sectores energéticos e ambiental.

Mais tarde, em 1997, a associação passou a fazer parte de uma rede Europeia de associações com objetivos unânimes, passando a chamar-se de COGEN Portugal. Hoje em dia, conta com mais de 100 associados com interesses na produção descentralizada de energia e, em especial relevo, na cogeração. Esta associação para além de contar com as empresas do sector do serviço e do sector da indústria que possuem unidades de cogeração, conta também, entre os seus sócios, com membros promotores e investidores em projetos de energia e designadamente em cogeração, fabricantes e fornecedores de equipamentos, instaladores e empresas de manutenção, empresas de engenharia, fornecedores de combustíveis (fuelóleo e gás natural) e de lubrificantes e entidades individuais [33].

De 15 de Janeiro a 15 de Novembro de 2009, a COGEN Portugal promoveu o projeto Dinamização da Eficiência Energética e da Cogeração (DEEC), visando quantificar as externalidades positivas da cogeração a nível técnico, económico e ambiental [34]. Foi elaborado ainda, como complemento a esse estudo, um “*Manual de Apoio ao Cogrador*”,

abordando de forma resumida os procedimentos técnico-económicos, administrativos e de financiamento para a montagem de projetos de cogeração, nos sectores industriais e dos serviços, e ainda uma ferramenta informática online (Simulador do Cogrador), com o objetivo de simular a tarifa de venda de energia elétrica à rede, segundo a metodologia de cálculo apresentada nas Portarias 57/2002, 58/2002, 59/2002 e 60/2002, de 15 de Janeiro, no âmbito do Decreto-Lei 538/99, de 13 de Dezembro, modificado pelo Decreto-Lei 313/2001, de 10 de Dezembro, que estabelece as regras para a atividade de produção combinada de eletricidade e calor [30].

É de se esperar que esta ferramenta seja capaz de acabar definitivamente com um dos maiores obstáculos impostos aos potenciais interessados na aplicação de sistemas de cogeração, que consiste precisamente na grande complexidade da regulamentação que diz respeito à remuneração dos excedentes de eletricidade vendidos à rede por estes sistemas.

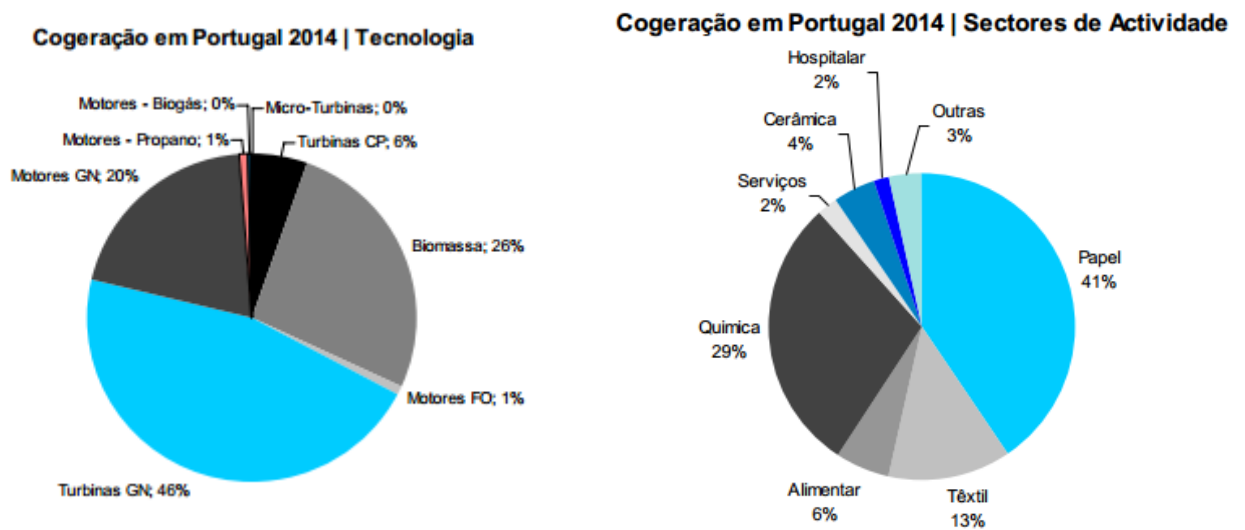


Figura 2.9 – Esquema representativo do peso da Cogeração em Portugal [35]

Figura 2.8 – Sectores de atividade da Cogeração em Portugal [35]

2.3.2 Análise do contexto regulatório nacional

O extenso, disperso e complexo contexto regulatório em que está inserida toda a atividade de cogeração no país representa, infelizmente, uma das maiores barreiras para novos investidores em projetos deste tipo. Esta complexidade está relacionada com diversas áreas, tais como o enquadramento jurídico, as normas técnicas, a legislação ambiental, a remuneração, a interligação à rede pública, o comércio das emissões (caso seja aplicável), entre outras [24].

No presente documento será feito um levantamento dos diplomas legais que enquadram esta atividade, no nosso país, dando especial enfoque àqueles que se considerem ser os mais importantes.

O levantamento deste tipo de regulamentação/legislação apresenta-se como um assunto de grande pertinência, especialmente para potenciais investidores em projetos de cogeração, uma vez que toda essa informação muito extensa se encontra bastante dispersa, tornando-se pouco acessível e dificultando a sua aplicação.

2.3.3 Barreiras ao desenvolvimento da cogeração

Apesar de já terem sido claramente demonstradas as vantagens inerentes à produção de energia em cogeração, o desenvolvimento de atividades relacionadas com este tipo de tecnologia ainda encontra alguns obstáculos no nosso país.

Um dos principais obstáculos está relacionado com as tradições vigentes no mercado energético português, sendo exemplo disso a falta de estímulos significativos e a grande burocracia associada [36].

De entre as diversas barreiras destacam-se:

- a falta de consciência na forma considerar o calor como um bem consumível, equiparável à eletricidade por exemplo;
- a falta de redes de distribuição de calor, como o caso das DHC, ao contrário do que acontece na maioria dos países onde a cogeração possui um maior nível de implementação;
- relativamente ainda ao ponto anterior, a ausência de um mercado competitivo e liberalizado, com fornecedores de calor, produzido em cogeração, a estabelecerem as suas próprias tarifas;
- a complexidade do contexto legislativo que enquadra a cogeração que necessita uma revisão de forma a torná-lo menos extenso e complexo;
- a necessidade de um maior apoio ao investimento em novos projetos, através, por exemplo, tarifas melhor remuneradas para venda de excedentes de energia elétrica.

CAPÍTULO 3

TECNOLOGIAS DE COGERAÇÃO E MICRO- COGERAÇÃO

3 Tecnologias de Cogeração e de Micro-Cogeração

Ao longo deste capítulo será feito um estudo pormenorizado sobre tecnologias disponíveis no mercado que diz respeito à cogeração, micro-cogeração.

Serão apresentados os princípios de funcionamento das diversas máquinas e posterior análise comparativa, apontando as vantagens e os defeitos de cada uma delas.

3.1 Cogeração

Os sistemas de cogeração podem ser classificados de diversas formas, sendo geralmente caracterizados segundo o tipo de máquina térmica com que trabalham.

Um projeto de cogeração pode fazer uso das seguintes tecnologias:

- Turbinas a vapor;
- Turbinas a gás;
- Ciclo combinado;
- Motores alternativos ou de combustão interna (de ignição por faísca – ciclo *Otto*- ou ignição por compressão – ciclo *Diesel*).

Todas as tecnologias anteriormente apresentadas podem ser consideradas convencionais, uma vez que todas elas se tratam de tecnologias bastante maduras [24].

As grandes centrais termoelétricas, responsáveis por grande parte da produção de eletricidade a nível mundial, funcionam segundo o Ciclo de *Rankine*, ou seja, usam a água como fluido de trabalho que muda de fase ao longo do ciclo termodinâmico [6, 37].

Por outro lado, no caso das turbinas a gás, nos motores *Otto* e nos motores *Diesel* é usado como fluido de trabalho um gás que sofre uma mudança de composição ao longo do ciclo termodinâmico. No princípio deste apenas existe ar como fluido de trabalho, numa fase posterior do ciclo é-lhe adicionado combustível, formando assim uma mistura de ar combustível, também conhecida como produto de combustão [8].

Assim sendo, este tipo de equipamentos são também denominados de combustão interna, enquanto que, por outro lado, as centrais convencionais e outros tipos de equipamentos são considerados de combustão externa visto que, nesses casos, o calor é transferido dos produtos de combustão para o fluido de trabalho, o qual não sofre qualquer tipo de alteração [25, 38].

Normalmente, nos equipamentos de combustão interna, o fluido de trabalho trabalha em ciclo aberto. No entanto, quando se pretende analisar o funcionamento deste tipo de sistemas é comum recorrerem-se a ciclos termodinâmicos fechados que se aproximem, dentro dos possíveis, ao ciclo real. É feita então uma análise aproximada quando se pretende analisar o funcionamento das máquinas de combustão interna, sendo as conclusões tiradas tomadas como válidas [38, 39].

Existem dois aspetos que são de extrema importância, no que diz respeito aos equipamentos de cogeração. Ambos correspondem à temperatura a que o calor é fornecido para a produção de energia elétrica e são definidos como Ciclo Inferior (*Bottoming Cycle*) e Ciclo Superior (*Topping Cycle*) [40].

Num Ciclo Inferior, o calor de um processo de combustão é recuperado e utilizado na produção de eletricidade. Como tal, este tipo de ciclo é mais comum em indústrias, destacando-se as caldeiras de recuperação no que diz respeito aos equipamentos utilizados [24, 40].

Num Ciclo Superior, em primeiro lugar é produzida a eletricidade, e só mais tarde é feita a recuperação do calor, sendo aproveitadas as perdas caloríficas resultantes da combustão. Motores de combustão interna, turbinas a gás, turbinas a vapor de contrapressão e esquemas de ciclo combinado são alguns exemplos de mecanismos que funcionam segundo este ciclo [24, 40].

3.1.1 Turbinas a vapor

Um processo de cogeração recorrendo a turbinas a vapor é já uma tecnologia clássica, existente quer nas convencionais centrais térmicas (carvão ou fuel), quer em centrais de ciclo combinado (gás natural) [26].

Este tipo de turbinas funcionam, teoricamente, segundo o ciclo de *Rankine*, cujo diagrama T-s é de seguida apresentado [41].

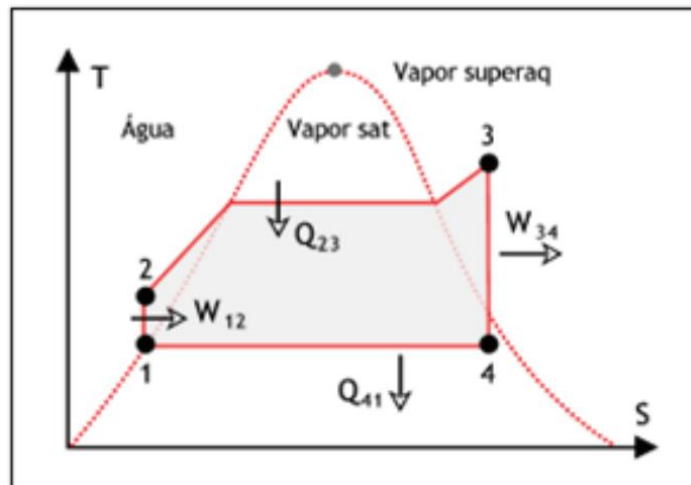


Figura 3.1 - Diagrama T,s do Ciclo de Rankine [37]

Na Figura 3.1 está representado um esquema que traduz o ciclo de funcionamento de uma turbina a vapor, em circuito fechado. A água é aquecida, no interior de uma caldeira, sendo convertida em vapor saturado de alta pressão, a uma temperatura superior à de saturação (2 a 3). O vapor é depois expandido, por meio de uma turbina, normalmente constituída por vários andares, sendo mais tarde rejeitado, a uma baixa pressão, para um condensador de vácuo, onde se realiza a condensação do vapor. No final, o vapor condensado é direcionado de novo para a caldeira, dando início a um novo ciclo [8].

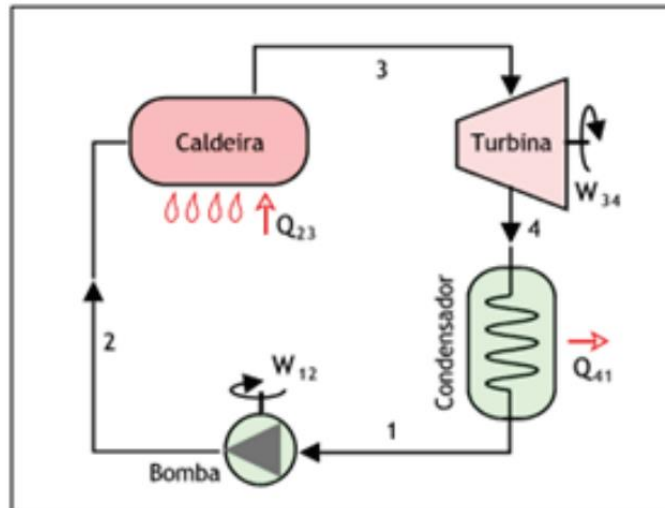


Figura 3.2 – Esquema do ciclo com turbina a vapor [41]

No entanto, o tipo de turbina apresentado anteriormente, conhecida como turbina de condensação, não é o tipo de turbina mais aconselhável para usada um processo de cogeração, visto que a mesma é idealizada de forma a otimizar a conversão elétrica pura [25].

Como tal, para a aplicação em sistemas de cogeração é mais conveniente usarem-se turbinas a vapor de contrapressão, ou de não condensado, nas quais, o vapor que sai da turbina é aproveitado para um processo industrial. Este tipo de turbinas tem esta designação uma vez que o vapor rejeitado se encontra a pressões próximas da pressão atmosférica, sendo superior ao vácuo que se encontra no condensador. Esse mesmo acontecimento leva a que o rendimento elétrico da turbina não seja tão elevado, como no outro caso, no entanto, tal fato é compensado pelo aumento substancial do rendimento global do sistema de cogeração [8].

Seguidamente, é apresentado na Figura 3.3 um esquema típico de uma cogeração com turbina a vapor de contrapressão.

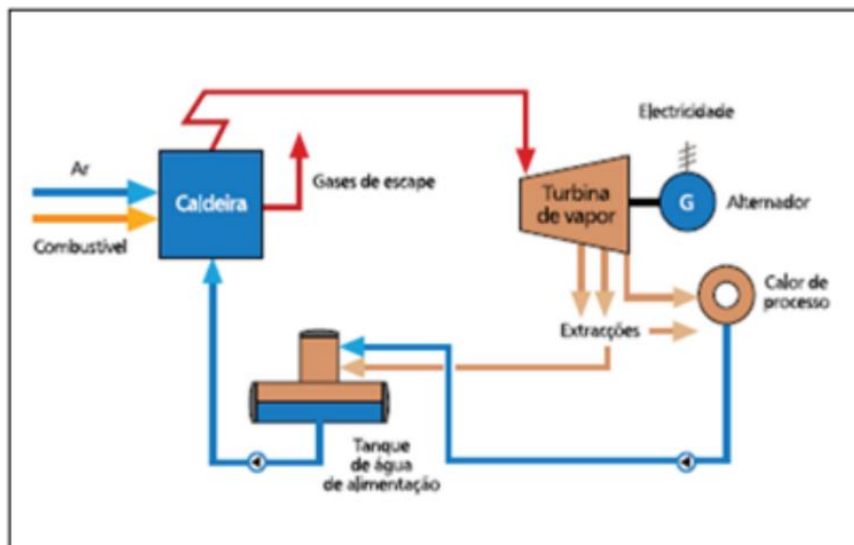


Figura 3.3 – Esquema de uma solução de Cogeração baseada numa turbina a vapor de contrapressão [24]

Pode ainda ser considerado um outro tipo de turbina, que combina as outras duas anteriores, chamada de turbina de vapor a extração, em que parte do vapor é direcionado para

o processo industrial e o restante é condensado. Este tipo de turbinas é também usada em sistemas de cogeração [8, 25].

3.1.2 Turbina a Gás

Uma turbina a gás consiste num motor rotativo que retira energia do movimento de um gás combustível. São também designadas por turbinas de combustão.

A montante da câmara de combustão, existe um compressor que está acoplado, por um veio, a uma turbina a jusante da mesma. O ar é misturado com o combustível, na câmara de combustão, e posteriormente ocorre a ignição, sendo a energia libertada. Os gases produzidos vão para as pás da turbina, provocando o seu movimento [42].

As turbinas a gás funcionam teoricamente segundo o ciclo de *Joule Brayton*, usualmente conhecido como o ciclo de *Joule* [42].

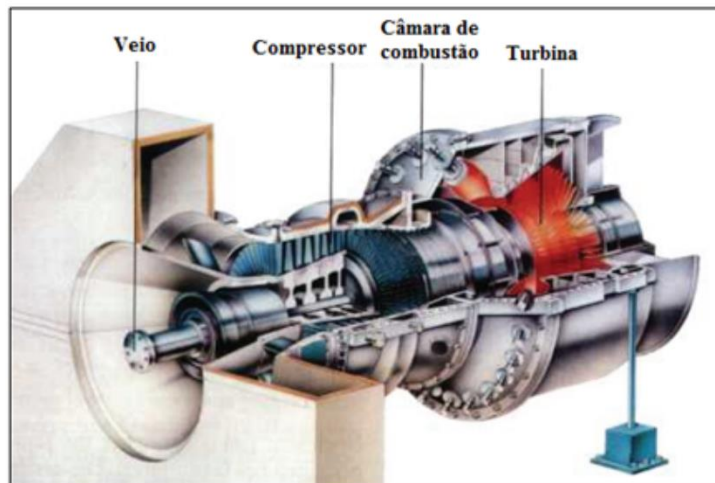


Figura 3.4 – Vista em corte de uma turbina a gás de potência elevada (Siemens V64.3) [45]

Pode ser observado, na Figura 3.5, o modo de funcionamento real de combustão interna de uma turbina a gás, em ciclo aberto. O ar admitido é conduzido a um compressor do tipo axial, onde a pressão e a temperatura são elevadas (1). Na câmara de combustão, é adicionado combustível ao ar, normalmente gás natural, e a combustão é feita pressão constante, visto que a câmara oferece pouca resistência ao escoamento (2) e (3). O gases de combustão entram na turbina, a uma temperatura bastante elevada, e são expandidos, produzindo trabalho, segundo um processo teoricamente adiabático (3) e (4). Considera-se como trabalho útil da turbina o resultado da diferença entre o trabalho proveniente da turbina (4) e o trabalho entregue ao compressor (1). De forma a aproveitar parte do trabalho realizado na turbina, no próprio processo de compressão, o compressor e a turbina encontram-se montados sob o mesmo eixo [8, 41].

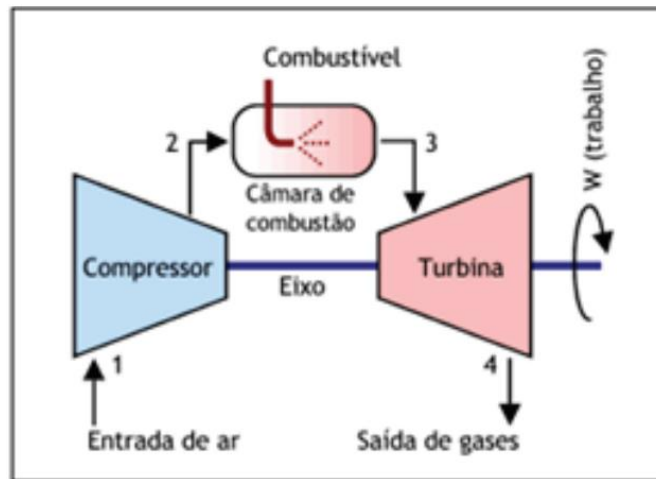


Figura 3.5 – Processo real de combustão interna de uma turbina a gás, em circuito aberto [41]

Neste tipo de mecanismo existem atritos e vibrações resultantes do seu funcionamento que alteram o processo, sendo normalmente devido a: [25, 41]

- expansão não-isentrópica: mesmo com a descida da temperatura causada pelo movimento da turbina, o compressor não é afetado e a pressão associada é mais elevada, o que leva a que a capacidade de expansão existente para produção de trabalho útil seja menor.
- compressão não-isentrópica: a temperatura à saída do compressor é superior à ideal, para uma dada pressão;
- perdas de pressão na entrada de ar, na câmara de combustão e na saída dos gases: que provocam um redução na capacidade de expansão disponível para a realização de trabalho útil.

Como tal, é feita uma aproximação do funcionamento de uma turbina a gás e considerando-se que esta opera em ciclo fechado. Assim sendo, é usado um processo de adição de calor, substituindo o anterior processo de combustão, recorrendo a uma fonte externa, a pressão constante. É usado ainda um sistema de libertação de calor para o exterior, ao invés do processo de escape, operando também a pressão constante [6, 68].

Normalmente, para motores baseados em ciclos termodinâmicos, uma temperatura superior de combustão traduz-se em melhores rendimentos, sendo que, na maioria das vezes, o valor para esse máximo de temperatura é ditado pela resistência térmica dos materiais que constituem o equipamento. Como tal, refrigerar convenientemente as diferentes partes que o constituem torna-se um aspeto importante e de elevada importância na área da engenharia, nomeadamente no ramo da energia térmica [8, 44].

Do ponto de vista construtivo e no que diz respeito às partes que a constituem, uma turbina a gás é menos complexa que um motor de combustão interna. Sendo, normalmente, constituídas por apenas uma parte móvel: o conjunto veio/compressor/turbina/alternador [45].

Nos casos em que é usada uma turbina a gás, num sistema de cogeração, o processo de recuperação de calor é feito exclusivamente, na caldeira de recuperação, a partir dos gases de exaustão. Ao contrário do que acontece nos motores de combustão interna, no caso das turbinas a gás, não é feita a recuperação do calor nos circuitos de refrigeração da água e do óleo de refrigeração [24, 38].

Com a ajuda da Figura 3.6, é possível ter-se uma ideia do esquema de funcionamento típico de uma cogeração com turbina a gás.

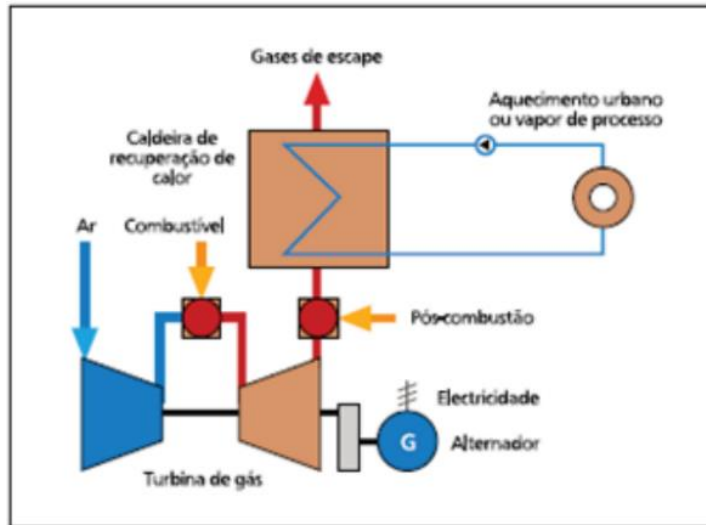


Figura 3.6 – Esquema de uma solução de cogeração baseada numa turbina a gás [24]

3.1.3 Ciclo combinado

É comum designarem-se por sistema de cogeração de ciclo combinado à associação dos dois tipos de tecnologias anteriores. Assim sendo, um sistema deste tipo pode ser constituído por uma ou mais turbinas a gás que acionam os respetivos alternadores. Desta forma, a recuperação de calor é feita aproveitando-se os gases de escape para se produzir vapor, que será posteriormente expandido numa turbina a vapor, permitindo assim a produção de energia elétrica [6 ,8].

Este tipo de cogeração em ciclos combinados potencializa a produção de energia elétrica, levando a que também seja possível a produção de energia térmica, recorrendo a técnicas de extração do vapor [24].

Em seguida, pode ser observado, na Figura 3.7, o princípio de funcionamento de um sistema de cogeração que faz uso da tecnologia de ciclo combinado.

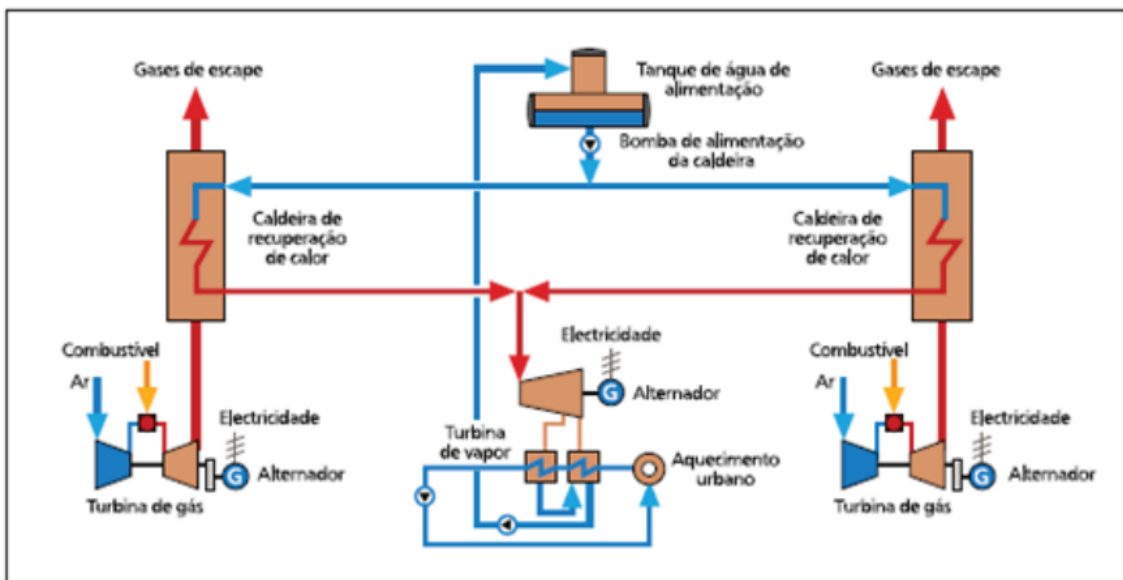


Figura 3.7 – Esquema de uma solução de cogeração com motor alternativo [24]

3.1.4 Motores de combustão interna ou alternativos

Normalmente, um sistema de cogeração faz uso de motores de combustão interna com o objetivo de se produzir energia mecânica, isto é, uma força motriz de acionamento, sendo esta mesma energia mais tarde convertida em energia elétrica e térmica. Podem ser divididos como de explosão, no caso da ignição ser feita por faísca, respeitando o ciclo Otto, ou de *Diesel*, quando a ignição é feita por compressão, funcionando segundo o ciclo *Diesel* [38]. O funcionamento destes dois tipos de motores vai ser apresentado detalhadamente mais à frente.

Podem ser considerados diversos parâmetros no que diz respeito ao funcionamento deste tipo de motores: [8, 42]

- Ponto Morto Superior (PMS): posição extrema do pistão na parte superior do cilindro, indicando o volume mínimo do cilindro;
- Ponto Morto Inferior (PMI): posição extrema do pistão na parte inferior do cilindro, indicando o volume máximo do cilindro;
- Volume de admissão: diferença de volumes entre o PMS e PMI, é dado pela expressão:

$$Volume\ de\ admissão = \pi \times raio_{cilindro}^2 \times curso_{pistão} \quad (3.1)$$

- Tempo motor: tempo de deslocamento do êmbolo, desde o PMS até ao PMI, resultado da expansão dos gases na combustão;
- Curso êmbolo: Distância percorrida entre o PMS e o PMI;
- Volume da câmara de combustão: volume ocupado pela mistura ar/combustível, quando o pistão se encontra no PMS;
- Taxa de compressão: relação volumétrica, no cilindro, antes e depois da compressão, dada por:

$$Taxa\ de\ compressão = \frac{Volume_{admissão} + Volume_{câmara\ de\ combustão}}{Volume_{câmara\ de\ combustão}} \quad (3.2)$$

Para uma melhor compreensão do modo de funcionamento de um sistema de cogeração que faça uso deste tipo de tecnologia de motores alternativos é então apresentada a Figura 3.8.

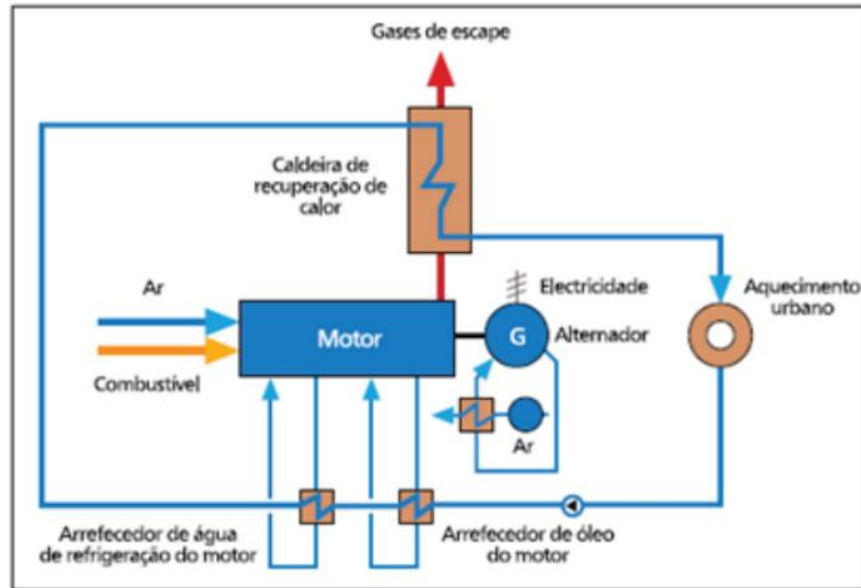


Figura 3.8 – Esquema de uma solução de cogeração com motor alternativo [24]

3.1.4.1. Motor de quatro tempos – Ciclo de Otto

Ainda que este motor não corresponda na totalidade aos que são usados atualmente, em 1876, *Nikolaus Otto*, um engenheiro alemão, contruiu um motor cujo princípio de funcionamento se baseava num ciclo termodinâmico que já havia sido idealizado anteriormente pelo engenheiro francês *Alphonse Beau de Rochas*, em 1862. Este motor, é também designado por motor de explosão, devido à forma como se realiza a ignição [35].

Este tipo de motor é composto por uma câmara de combustão que contém um cilindro, uma válvula de admissão, uma válvula de escape e uma vela de ignição. Um pistão que está acoplado a biela move-se no interior do cilindro, por sua vez, essa mesma biela articula com a cambota. Assim sendo, a cambota leva a que exista um movimento rotativo do conjunto pistão-biela, em detrimento de um movimento retilíneo de ida e volta [8].

Podem ser usados como combustíveis neste tipo de motores essencialmente gasolina, álcool, gás natural, bioetanol ou biogás [6, 35].

Na Figura 3.9 podem ser observados os principais componentes que constituem um motor de combustão interna.

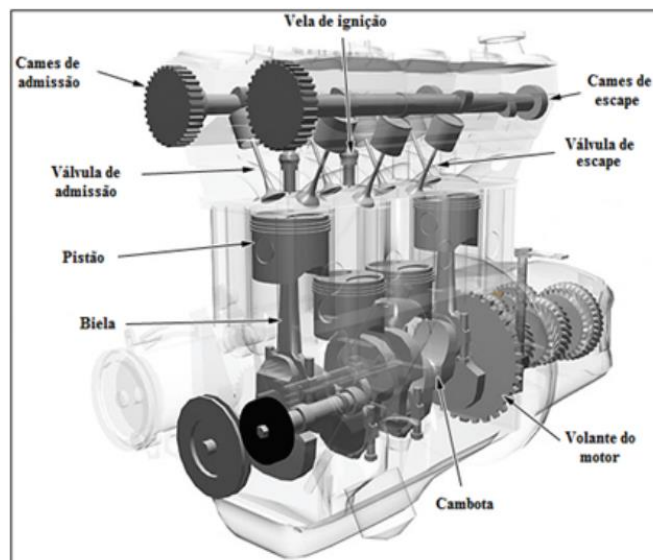


Figura 3.9 – Vista de um motor de combustão interna e seus principais componentes [46]

O ciclo de funcionamento de um motor *Otto* é composto por quatro tempos distintos, correspondendo a quatro cursos completos do êmbolo ou a duas voltas na cambota [8]. São usadas duas válvulas neste motor, uma de admissão, que é a responsável por controlar a entrada da mistura gasosa de ar e combustível no cilindro, e a outra de escape, que permite a expulsão para o exterior dos gases queimados, ambas as válvulas são comandadas pelos ressaltos da árvore de cames. O ciclo de trabalho de um motor de combustão interna a quatro tempos é composto pelas seguintes etapas: [38]

- Tempo de admissão – Inicialmente, a válvula de admissão é aberta, com o êmbolo, ou pistão, no PMS, enquanto que a válvula de escape se mantém fechada. O sistema de alimentação é responsável por regular a mistura gasosa. O êmbolo desce até ao PMI. Até aqui a cambota completou meia volta. Este curso do êmbolo é o primeiro tempo do ciclo.
- Tempo de compressão – Este segundo curso do êmbolo constitui o segundo tempo do ciclo. Neste momento, a válvula de admissão é fechada e o cilindro fica cheio com a mistura gasosa.
- Tempo de explosão – Este terceiro curso do êmbolo corresponde ao terceiro tempo do ciclo.
- Tempo de escape – Este último curso do êmbolo é o quarto tempo do ciclo e pode também ser chamado por tempo de exaustão. Nesta fase, o cilindro está cheio de gases provenientes da combustão da mistura. Através do veio de manivelas, o êmbolo continua o seu movimento ascendente, e a válvula de escape é aberta. Posteriormente, o movimento do êmbolo até ao PMS permite a expulsão dos gases de escape para a atmosfera e a válvula de escape volta a fechar. No final desta fase, a cambota já terminou o ciclo, completando duas voltas.

No final do último ciclo, depois de ser feita a expulsão dos gases de escape, o motor volta às condições iniciais, dando início a um novo ciclo. Os quatro tempos descritos podem ser melhor compreendidos com a ajuda da Figura 3.10.

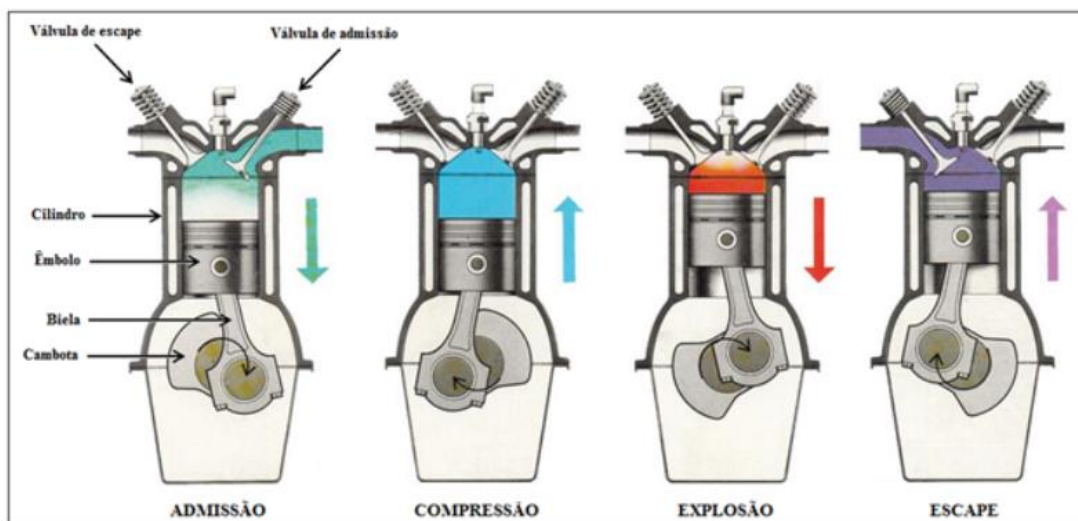


Figura 3.10 – Os quatro tempos do Ciclo de Otto [17]

Na Figura 3.11, estão representados os diagramas p-v e T-s, do ciclo *Otto*, constituído pelas seguintes etapas [8].

- **1-2**: compressão isentrópica da mistura, pelo movimento de subida do pistão;
- **2-3**: adição de calor, de forma isocórica, provocada pela ignição da mistura ar-combustível e consequente explosão e aumento da pressão;
- **3-4**: expansão isentrópica causada pelo movimento de descida do pistão;
- **4-1**: libertação do calor, a volume constante, através da abertura da válvula de escape.

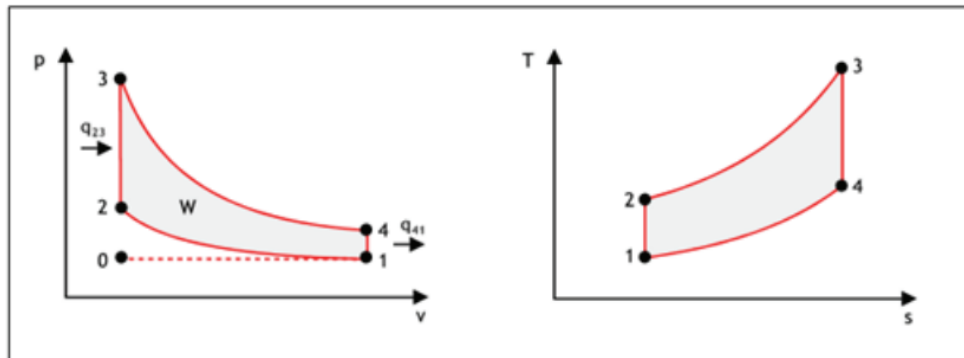


Figura 3.11 – Diagrama P,v e diagrama T,s do ciclo ciclo de Otto - padrão a ar [41]

3.1.4.2. Motor de dois tempos – Ciclo de Diesel

Inicialmente, este motor foi desenvolvido pelo engenheiro *Rudolf Diesel*, em 1894. A sua principal diferença em relação aos motores existentes na época consiste na eliminação da necessidade de um circuito elétrico para se proceder à ignição. Neste motor, o combustível é queimado por ação do calor libertado, proveniente da compressão da mistura a uma taxa bastante elevada [6, 8].

Estes motores utilizam como tipos de combustível o óleo *Diesel*, o gasóleo e o biodiesel [41].

O ciclo de trabalho de um motor *Diesel* é composto por dois tempos, sendo cada um deles definido por duas etapas: [42]

- O ciclo é iniciado com o êmbolo, ou pistão, no PMS e a válvula de admissão aberta. Na fase descendente do êmbolo, o ar é aspirado para o interior do cilindro. Esta é a etapa de admissão;
- Mais tarde, o êmbolo atinge o PMI, sendo dado início à compressão. A diminuição do volume conduz a um aumento substancial da temperatura do ar, dentro do cilindro. Este momento é o de compressão;
- No movimento ascendente do êmbolo, antes que este atinga o PMS, o combustível começa a ser pulverizado pelo injetor, em finas gotículas, misturando-se com o ar quente, existente no cilindro, até se iniciar a combustão. Esta mesma é controlada pela taxa de injeção de combustível, ou seja, pela quantidade de combustível que é pulverizado. Depois do PMS ser atingido, a combustão provoca a expansão e o combustível continua a ser pulverizado até momentos antes do PMI. Este tempo constitui a fase de expansão;

- Para finalizar, o êmbolo volta ao PMS, garantindo a expulsão dos gases de combustão do cilindro. Esta última etapa designa-se por exaustão ou escape.

Após a expulsão dos gases são criadas as condições para que se o ciclo se repita [38].

A Figura 3.12 ilustra o modo de funcionamento que foi anteriormente descrito:

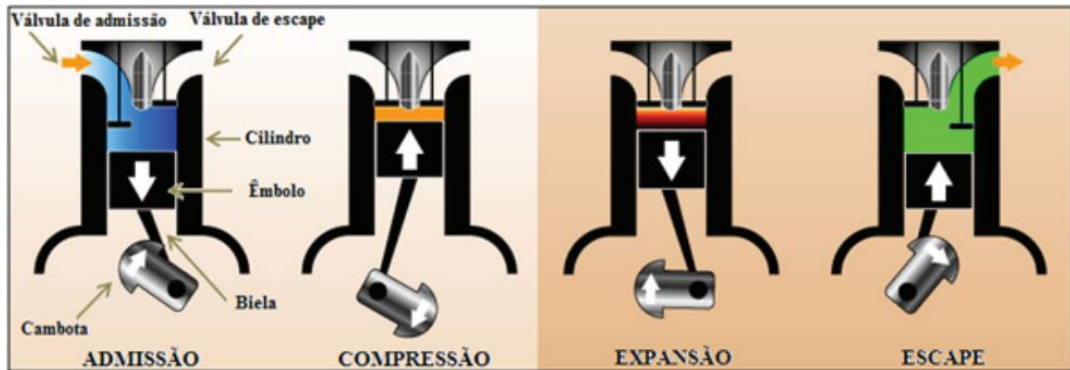


Figura 3.12 – Os dois tempos e quatro momentos do Ciclo de Diesel [75]

A Figura 3.13 contém os diagramas P,v e T,s do ciclo de *Diesel* e as suas respetivas etapas: [8, 42]

- **1-2:** compressão isentrópica da mistura, provocada pelo movimento de subida do êmbolo;
- **2-3:** Adição de calor, segundo evolução isobárica, causada pela ignição da mistura ar-combustível e conseqüente explosão, e aumento de pressão;
- **3-4:** expansão isentrópica provocada pelo movimento de descida do êmbolo;
- **4-1:** rejeição de calor, segundo evolução isobárica, devido à abertura da válvula de escape.

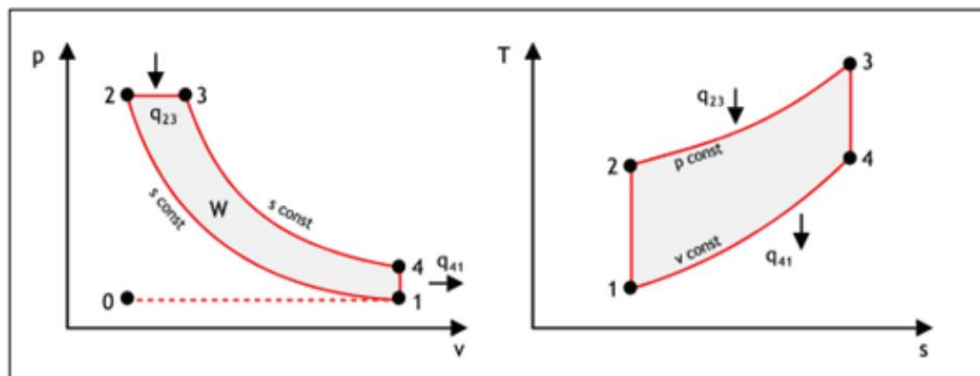


Figura 3.13 – Diagrama P,v e diagrama T,s do ciclo de Diesel – padrão a ar [41]

3.2 Micro-Cogeração

O conceito de micro-cogeração é algo que não é consensual, no que diz respeito a termos do valor do limite de potência elétrica, variando de país para país, de acordo com a legislação de cada um. O valor máximo de potência elétrica para que uma certa instalação seja considerada como micro-cogeração está relacionado com as potências instaladas nas unidades de cogeração existentes em cada país [48].

Ainda assim, tem existido, ao longo dos anos, um esforço de forma a uniformizar o conceito de micro-cogeração. Segundo a Diretiva Europeia de Promoção da Cogeração, uma “*Unidade de Micro-Cogeração*” é classificada como uma unidade de cogeração em que capacidade elétrica máxima seja inferior a 50 kWe [42]. São ainda definidas como “*Unidade de Cogeração de pequena dimensão*” todas as unidades de cogeração cuja potência elétrica máxima instalada não ultrapasse o 1 MW. É importante ser ainda referido que a produção destes dois tipos de unidades de cogeração, cuja instalação permita uma poupança de energia primária, deve ser considerada como um sistema de cogeração de alta eficiência, independentemente do valor do seu rendimento [28].

No entanto, a associação de uma ou mais unidades de micro-cogeração traduz-se numa unidade de pequena dimensão, o que leva a que estes dois conceitos estejam intimamente ligados e que portanto, por vezes, ambas as designações podem ser válidas para a mesma instalação [42, 49].

Existem fontes que consideram a micro-cogeração como a verdadeira essência da cogeração enquanto forma de produção distribuída [48].

O conceito de micro-cogeração abrange tecnologias tão variadas como as micro-turbinas, pequenos motores de combustão interna, os motores *Stirling*, as pilhas de combustível, os ciclos orgânicos de *Rankine*, entre outras, ligadas à rede, normalmente, em baixa tensão. Apesar de algumas das tecnologias referidas, como são o caso das micro-turbinas e dos pequenos motores de combustão interna, serem já tecnologias bastante maduras, bem demonstradas e a caminho da consolidação no mercado, outras, como as pilhas de combustível e os motores *Stirling*, ainda se encontram numa fase menos avançada, de pré-comercialização, depois de sucessivas etapas de investigação e desenvolvimento que têm vindo a comprovar o seu potencial [50]. Este tipo de tecnologias associadas à micro-cogeração são geralmente designadas por tecnologias emergentes, visto que são uma secção mais recente dos sistemas de cogeração tradicionais [48].

Normalmente, os equipamentos de micro-cogeração funcionam para os casos de aquecimento, fornecendo água quente para o aquecimento centralizado, AQS, entre outros, em diversos tipos de instalações, mas principalmente em edifícios residenciais e de serviços [6]. No entanto, a principal diferença em relação às caldeiras convencionais é que estes equipamentos são capazes de produzir eletricidade, ao mesmo tempo que produzem calor, atingindo assim melhores rendimentos globais, o que representa uma grande vantagem para este tipo de equipamentos [19].

3.2.1 Micro-turbinas a gás

De entre os diferentes tipos de tecnologias existentes, as micro-turbinas têm tido especial atenção devido ao seu sucesso assinalável. Encontram-se, já há alguns anos, à venda no mercado, existindo diversos modelos comercializados que são derivados da indústria aeronáutica [50].

A definição de “*micro-turbina*” consiste, regra geral, num sistema semelhante ao de uma turbina a gás normal mas com dimensões relativamente reduzidas, sendo composto por compressor, câmara de combustão, turbina e gerador elétrico, com uma potência elétrica que não ultrapassa os 300 kWe [8]. Atualmente existem alguns modelos com potências na ordem dos 20 kWe, no entanto, tem sido feito um estudo aprofundado de forma a seja possível desenvolverem-se unidades cada vez mais pequenas [6, 51].

Parte considerável das micro-turbinas a gás existentes no mercado incluem um permutador de calor, que aproveita a energia térmica existente nos gases de combustão, permitindo assim que a cogeração seja possível. Existem outras unidades que precisam da aquisição separada do mesmo equipamento.

O constante desenvolvimento, quer ao nível do desenho, quer dos materiais utilizados, tem conduzido a valores de rendimentos cada vez mais elevados, menores taxas de emissão e diminuição das necessidades e manutenção, garantindo um custo de kWe competitivo, sendo já, em alguns casos, inferior ao de pequenos motores de combustão interna a gás [50].

Podem ser observados, a partir da Figura 3.14 os principais componentes que constituem uma micro-turbina:

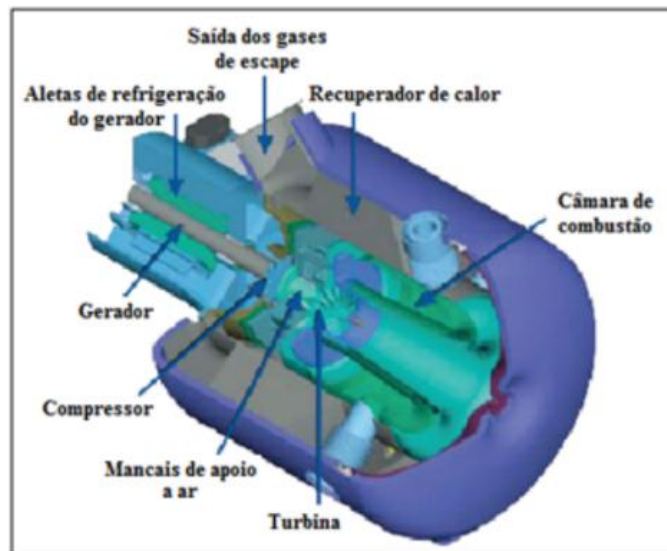


Figura 3.14 – Vista em corte de uma micro-turbina [49]

Tal como acontece com as turbinas a gás anteriormente apresentadas, também estas funcionam segundo o ciclo de *Brayton* [8]. O ar novo é admitido e conduzido até ao compressor, onde a sua pressão é elevada. De forma a aumentar o rendimento, é comum integrar-se no sistema um recuperador de calor, também conhecido como regenerador, que aproveita a energia contida nos gases de escape de forma a aquecer o ar novo, antes de este entrar para a câmara de combustão este processo pode ser chamado de pré-aquecimento. O ar aquecido é, então, misturado com o combustível, nesse mesmo local [6]. O calor que é libertado pela combustão

provoca o aumento da temperatura da mistura ar-combustível e, conseqüentemente, da sua pressão. Ao passar na turbina, dá-se a expansão da mistura e, desta forma, é transmitida energia mecânica ao alternador, permitindo o acionamento do compressor e do gerador. Todo este processo pode ser observado na Figura 3.15, apresentada em seguida [49, 51].

Normalmente, o alternador produz eletricidade em corrente alternada, com uma frequência bastante elevada, funcionando a uma velocidade na ordem dos 70.000 rpm a 90.000 rpm [6]. Sendo esta, primeiro retificada para corrente contínua e, posteriormente, invertida de novo para corrente alternada, mas desta vez à frequência da rede, que se situa na gama dos 50 Hz ou 60 Hz [51].

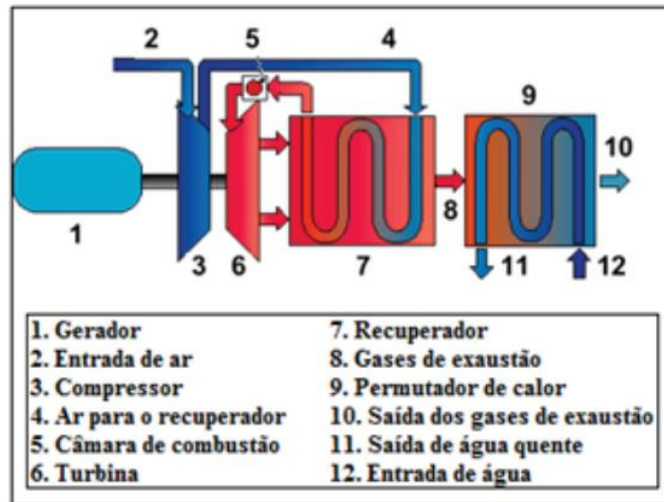


Figura 3.15 – Esquema de uma micro-turbina, com um único veio [43]

Também existem outras soluções em que o compressor e o gerador não se encontram acoplados no mesmo veio, sendo então necessário recorrerem-se a caixas de velocidade, como pode ser observado no sistema da Figura 3.16. Nestes casos, a existência de um maior número de peças móveis traduz-se num maior desgaste da máquina e necessidade de manutenção, bem como níveis de vibrações e ruído de operação superiores [51].

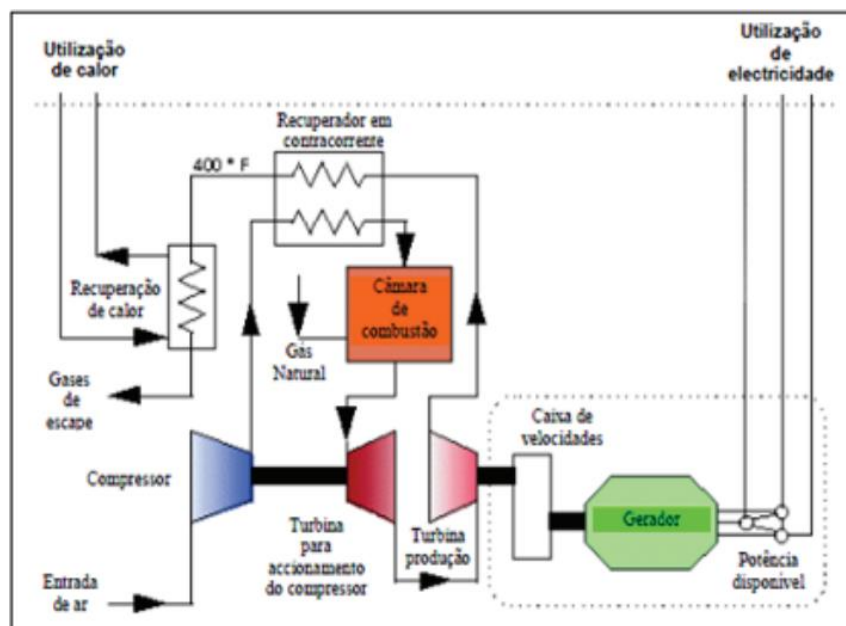


Figura 3.16 – Esquema de uma micro-turbina, com vários veios [51]

Um outro aspeto a ser considerado e que permite distinguir os diferentes tipos de micro-turbinas está relacionado com a forma de apoio dos componentes rotativos. Estes podem ser compostos por chumaceiras lubrificadas a óleo ou chumaceiras de ar, sendo que as primeiras exigem um consumo de óleo adicional. Em função do tipo de chumaceira utilizado serão diferentes as necessidades de manutenção, bem como o número de arranques a frio [51].

É ainda importante ter em atenção o tipo de arrefecimento utilizado, sendo que este pode ser feito a água ou a ar. No primeiro caso, é necessário um sistema auxiliar para bombear a água, enquanto que, no segundo, o ar novo é forçado a circular pelo gerador, antes de entrar na câmara de combustão [25, 51].

O rendimento elétrico deste tipo de equipamentos situa-se na ordem dos 30%, para os casos em que existe regenerador. Existem ainda situações em que os gases de combustão podem ser diretamente aproveitados, como é o caso dos processos industriais de secagem ou pré-aquecimento com ar quente, e então, o valor pode mesmo ser superior a 90% [49]. Recentemente, os últimos desenvolvimentos tecnológicos conduzem para uma utilização de materiais cerâmicos, nos diferentes componentes das secções quentes, presentes na próxima geração de micro-turbinas a gás, o que permitirá que se possa trabalhar com temperaturas mais elevadas e, conseqüentemente, rendimentos superiores [51].

Apesar se de recorrer, frequentemente, ao conceito de “*micro-turbinas a gás*”, existem outros tipos de combustíveis que podem ser usados. Os mais frequentes são o gás natural, o gás propano, a gasolina sem chumbo, os álcoois, o querosene, o bioetanol e o biogás. Nas situações em que a pressão de alimentação do combustível gasoso não é suficiente, é necessário recorrer-se a um compressor adicional. De entre os combustíveis fósseis, o gás natural, é o mais indicado, uma vez que é aquele que permite uma menor emissão de gases poluentes, tornando-o mais adequado nos consumidores situados em centros urbanos, que representam parte considerável dos utilizadores de micro-cogeração [49].

Apesar de alguns modelos estarem restringidos a funcionarem em espaços interiores, a maioria das micro-turbinas disponíveis no mercado está preparada para funcionar também em ambiente exterior [51].

3.2.2 Pilhas de combustível

O princípio de funcionamento de uma pilha de combustível baseia-se numa reação eletroquímica conhecida como hidrólise. Para se melhor compreender como esta funciona há que melhor perceber primeiro o funcionamento da eletrólise, que se trata do seu processo inverso. A eletrólise consiste numa reação eletroquímica que provoca a decomposição da água, através da absorção da eletricidade. Por outro lado, a hidrólise, tem como resultado da reação a produção de eletricidade [8, 52].

As pilhas e combustível são equipamentos que a partir do hidrogénio (H_2) e do oxigénio (O_2), convertendo a energia química existente em energia elétrica e gerando como subprodutos de reação unicamente água e calor. Visto que, ao contrário do que acontece nos motores de combustão interna, não existe passagem pelo ciclo de calor, a eficiência deste tipo de dispositivos é bastante elevada [51].

Este tipo de pilha tem um funcionamento bastante parecido ao de uma pilha comum de lítio ou níquel-cádmio, diferenciando-se das mesmas, unicamente por ter uma vida útil teórica infinita, uma vez que enquanto uma pilha comum, durante o seu funcionamento, consome os

seus próprios elétrodos, o que resulta numa diminuição do seu tempo de vida, a pilha de hidrogénio pode, teoricamente, produzir eletricidade enquanto existirem hidrogénio e oxigénio [49].

Este tipo de tecnologia tem diversas aplicações, no entanto, é de se salientar, os projetos que envolvam a produção, em simultâneo, de eletricidade e calor, pelo fato de serem uma alternativa de geração de eletricidade de uma forma limpa, silenciosa e eficiente, minimizando qualquer tipo de dano para o meio ambiente [50, 52].

Normalmente, as pilhas de combustíveis são um conjunto de empilhado de células eletroquímicas individuais, estando normalmente associadas em série, de forma a produzirem eletricidade [8].

O funcionamento de uma célula de combustível acontece, desde que lhe seja fornecido o combustível e o oxidante, promovendo a transformação contínua de energia química em energia elétrica, e algum calor. Geralmente, o oxidante é o oxigénio, enquanto que o combustível pode ser hidrogénio ou um composto que o tenha na sua composição [52].

No que diz respeito à sua construção, uma célula de combustível é constituída por dois elétrodos, um positivo (ânodo) e um negativo (cátodo). Entre os dois existe um eletrólito cujo objetivo é funcionar como um meio que permita aos iões (H^+ , OH^- , O_2^- e outros) atravessarem no sentido de um elétrodo para o outro [17]. Este pode ser um meio líquido ou sólido, tendo grande influência na natureza do oxidante e do combustível, bem como na temperatura de funcionamento e no desenho da pilha de combustível [51].

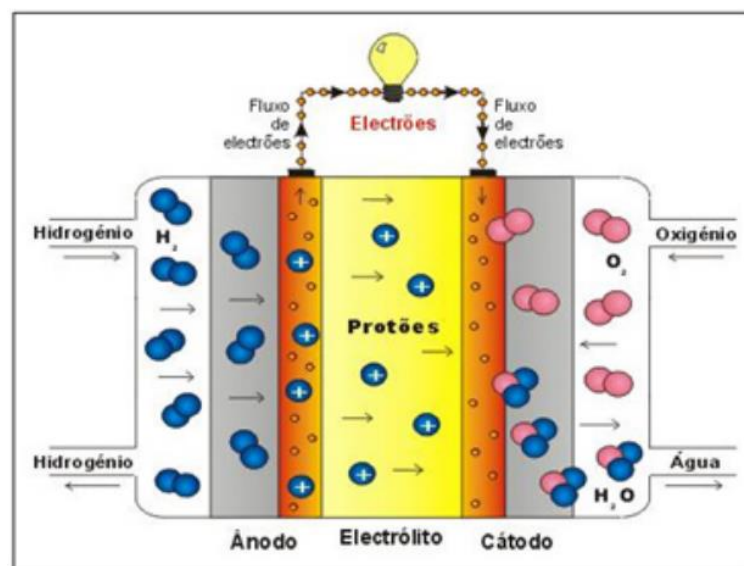
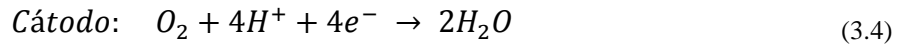


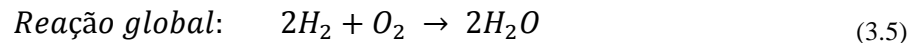
Figura 3.17 – Princípio de funcionamento de uma célula eletroquímica de combustível a H_2 [54]

Existe uma ligação elétrica entre os dois elétrodos, feita exteriormente, na qual se encontra a carga e sendo neste caso representada, na Figura 3.17, por uma lâmpada [53].

Neste tipo de tecnologia, o ânodo é alimentado pelo combustível, enquanto que, por sua vez, o cátodo é alimentado pelo oxidante. Para o caso mais básico, em que o combustível é o hidrogénio molecular as reações eletroquímicas que ocorrem são as seguintes: [51, 52]



Posteriormente, no ânodo, os eletrões originados pela separação das moléculas de hidrogénio são captados pela placa de platina e levados, por meio de um circuito elétrico, até ao cátodo, produzindo uma corrente elétrica contínua. Os iões, neste caso prótons, são conduzidos para o cátodo atravessando o eletrólito, permitindo a formação de moléculas de água, ao se associarem com as moléculas de oxigénio e com os eletrões, que aí chegaram pelo circuito externo. Todo este processo resulta em água como produto da reação global: [51, 52]



Pode ser observado, na Figura 3.18, um esquema com os principais subsistemas que são necessários para que uma pilha de combustível funcione [53].

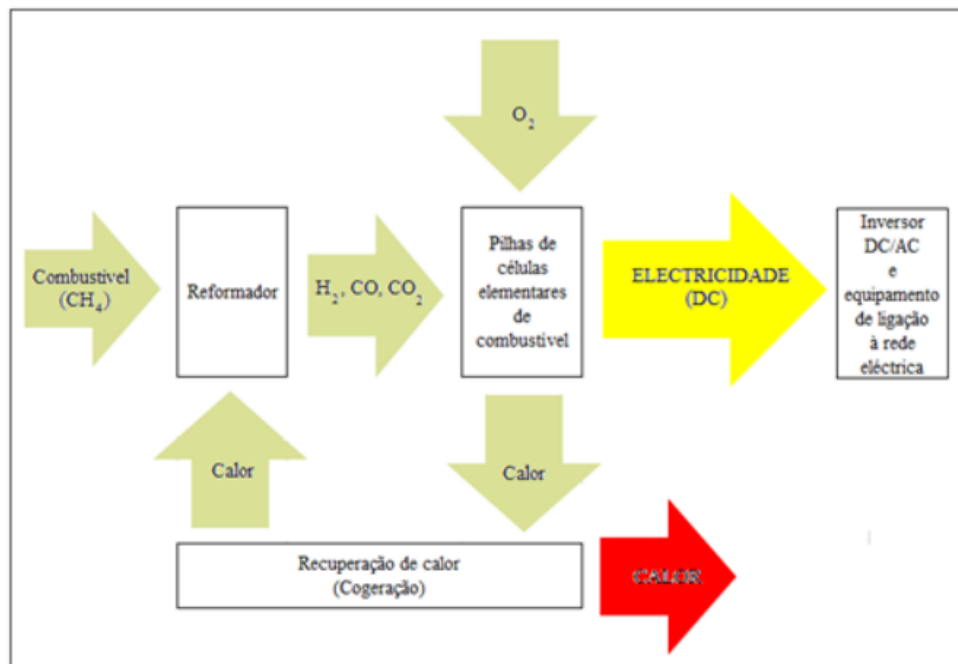


Figura 3.18 – Principais subsistemas para o funcionamento de uma pilha de combustível [8]

Existem, de momento, pelo menos cinco diferentes tipos de pilhas de combustível [8, 52, 53]:

- **AFC:** *Alkaline Fuel Cell*;
- **PEFC / PEMFC:** *Polymer Electrolyte Fuel Cell / Proton Exchange Membrane Fuel Cell*;
- **PAFC:** *Phosphoric Acid Fuel Cell*;

- **MCFC:** *Molten Carbonate Fuel Cell*;
- **SOFC:** *Solid Oxid Fuel Cell*.

Na Tabela 3.1 são apresentadas as principais características dos diferentes tipos de pilhas de combustível [52, 53]:

Tabela 3.1- Resumo das principais características dos vários tipos de pilhas de combustível [51]

Tipo de pilha de comb.	Eletrólito	Combustível	Oxidante	Ião Cond.	Temperatura de funcionamento (°C)	Rendimento elétrico (% PCI)	Dimensão típica
AFC	KOH (hidróxido de potássio)	H ₂ puro	Ar + H ₂ O (s/ CO ₂)	OH ⁻	60 – 90	55 - 60	< 7 kW
PEFC / PEMFC	Membrana de polímero	H ₂ puro	Ar (s/CO)	H ⁺	70 – 90	35 – 45	5 – 250 kW
PAFC	Ácido fosfórico	H ₂	Ar (s/CO)	H ⁺	200	35 – 45	200 kW
MCFC	Lítium, potássio	CH ₄ , H ₂ , CO	Ar + CO ₂	CO ₃ ²⁻	600 – 650	45 – 55	2 – 3 MW
SOFC	Óxidos de Ytria e Zircónio	CH ₄ , H ₂ , CO	Ar	O ²⁻	800 - 1000	45 – 55	Tubular: 100 – 5000 kW Planar: 50 – 100 kW

Atualmente está a ser feito uma investigação em pilhas de combustão regenerativas. Que consistem em pilhas de combustível que armazenam ou fornecem e energia elétrica através de uma reação eletroquímica reversível, entre os dois eletrólitos, neste caso são sais, e que se apresentam na fase líquida. Assim sendo, este tipo de pilhas também realiza o inverso da reação de uma célula de combustível, recorrendo eletricidade e água para dar origem a hidrogénio e oxigénio. A reação dá-se no interior de uma célula eletroquímica que contem dois compartimentos, um para cada eletrólito, que estão separados fisicamente por uma membrana de permuta de iões. Podem ser usados vários pares de eletrólitos. Este tipo de pilha de situa-se algures entre uma pilha de combustível normal e uma bateria [55, 56].

Na Figura 3.19 é apresentado um esquema do funcionamento de uma célula de combustível regenerativa:

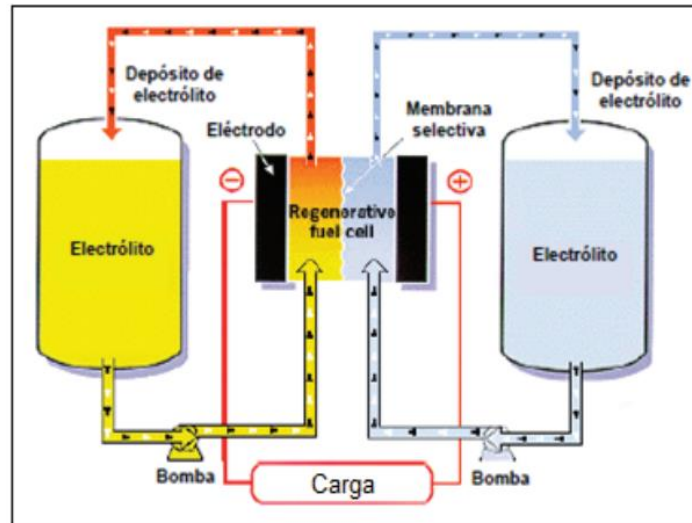


Figura 3.19 – Esquema de funcionamento de uma célula de combustível regenerativa [57]

A utilização das pilhas de combustível como produção de energia através da eletricidade tem impactos ambientais reduzidos, ou até mesmo nulos, o que faz com que este tipo de tecnologia em desenvolvimento seja bastante promissora. No entanto, o elevadíssimo custo e a ausência de infra-estrutura de apoio técnico ainda se apresentam como as principais desvantagens desta tecnologia e que muitas das vezes levam a que esta tecnologia de carácter inovador não seja implementada [49, 53].

3.2.3 Motor Stirling

O motor *Stirling* foi desenvolvido, em 1816, por um reverendo escocês, chamado *Robert Stirling* e consiste num motor de combustão externa. Apesar de já ter sido criado há bastante tempo, este tipo de motor não sofreu grandes alterações em relação à sua estrutura inicial. É importante salientar também que ainda não tiveram grande aplicabilidade e que se considera uma tecnologia pouco madura [58, 59].

Por de tratar de um motor de combustão externa, este difere dos convencionais motores de combustão interna, na medida em que o combustível é queimado no exterior da máquina [58].

Podem se consideradas três configurações:

- **Alfa**: com cilindros em V;
- **Beta**: com êmbolos co-axiais num mesmo cilindro;
- **Gama**: com cilindros em linha.

Um modelo do motor *Stirling* simplificado é composto por dois cilindros, sendo que um deles é aquecido e o outro é arrefecido, ambos por fontes externas. As câmaras de combustão dos dois cilindros estão ligadas, por meio de um canal, e os pistões estão mecanicamente articulados entre si, o que estabelece o seu movimento [49, 59].

Este tipo de motores são constituídos por menos peças móveis que os motores convencionais, não contendo válvulas, excêntricos, injetores de combustível ou sistema de ignição de faísca. Todos estes fatores tornam o motor *Stirling* numa máquina muito mais

simplificada, que necessita de menos manutenção e apresenta valores reduzidos de emissão de partículas [50].

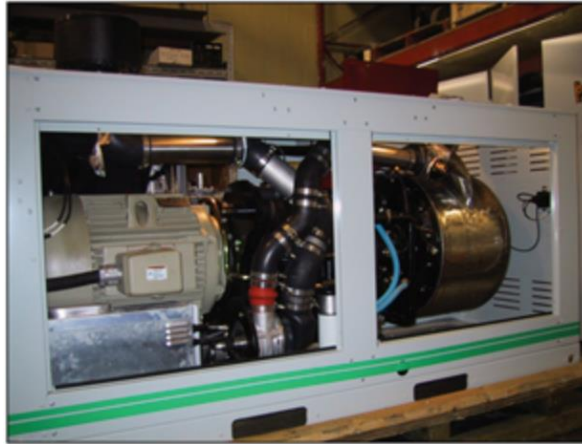


Figura 3.20 – Aspeto exterior de um motor Stirling de 55kW da Stirling Biopower [16]

O funcionamento deste tipo de motor é segundo um ciclo termodinâmico, muito próximo do ciclo de *Carnot*, sendo composto por quatro fases e executado em dois tempos do pistão. A proximidade com o ciclo de *Carnot*, que estabelece o limite máximo teórico de rendimento de uma máquina térmica traduz-se em rendimentos bastante elevados para este motor [58, 59].

É fornecido calor a um dos cilindros do motor *Stirling*, recorrendo a uma fonte de calor externa, como um gás combustível, por exemplo. Consequentemente haverá a expansão do fluido de trabalho, que provocará o movimento de um dos pistões, ou êmbolos, no interior do cilindro. Este pistão é chamado de pistão de trabalho [59]. O outro, designado por pistão de deslocamento, é responsável por transferir o gás para uma zona arrefecida, para depois ser comprimido pelo pistão de trabalho. Para terminar, o pistão de deslocamento movimenta o gás comprimido ou ar para uma secção quente da máquina e é dá-se continuação ao ciclo [50].

Para se compreender melhor o funcionamento deste tipo de motor, é apresentada a Figura 3.21, sendo, posteriormente, explicadas as quatro diferentes fases de funcionamento deste motor [50]:

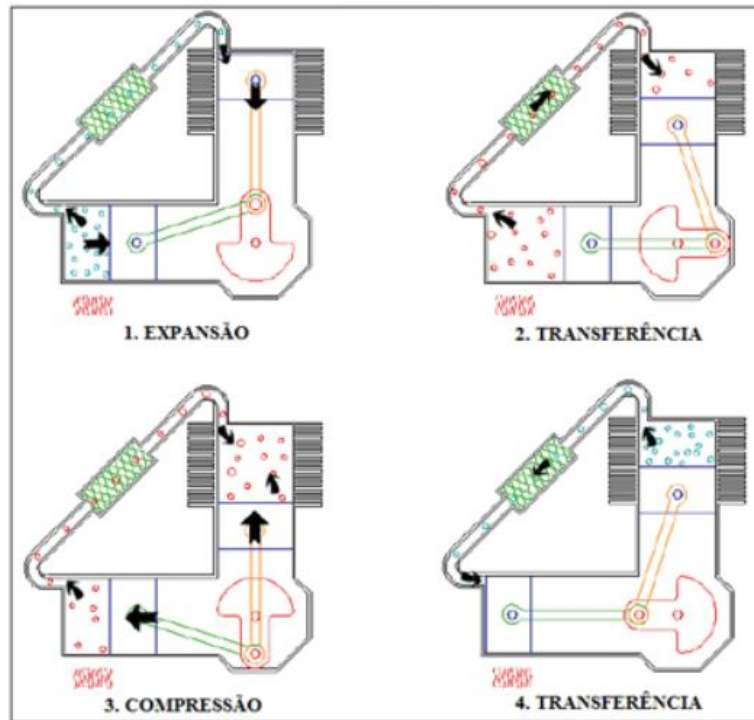


Figura 3.21 – As quatro fases distintas de um ciclo de Stirling – motor de 3 cilindros ou configuração Alfa [61]

- **Primeira fase:** Quase a totalidade do gás do sistema é transferida para o cilindro quente. O gás é aquecido e expande-se, o que provoca o acionamento de ambos os pistões para dentro. Esta fase é designada por fase de expansão;
- **Segunda fase:** Ainda existe a expansão do gás, sendo que a maior parte deste se encontra ainda no cilindro quente. No entanto, o momento do volante obriga o veio de manivelas a fazer um movimento de 90°, provocando a transferência da totalidade do gás para o cilindro frio. Esta fase é chamada de fase de transferência;
- **Terceira fase:** O gás expandido no cilindro frio arrefece e contrai-se, provocando o movimento de ambos os cilindros para fora. Esta fase é conhecida como fase de compressão.
- **Quarta fase:** O gás que agora está comprimido permanece ainda no cilindro frio. O momento do volante induz o veio de manivelas a completar um novo movimento de 90°, transferindo o gás para o cilindro quente e terminando o ciclo. Esta quarta, e última fase, é a de transferência.

Nas versões mais básicas, o gás utilizado é o ar, enquanto que nos modelos mais potentes é utilizado hélio ou hidrogénio pressurizado, por se tratarem de gases com menor viscosidade e maior condutividade térmica, existe uma menor resistência ao escoamento, que se traduz num transporte mais rápido da energia térmica [50, 59].

Este tipo de motores, ao contrário dos motores de combustão interna, consistem em máquinas que operam em ciclo fechado, uma vez que o fluido de trabalho nunca abandona o interior da máquina [58].

Como já foi referido anteriormente, por trabalhar muito próximo do ciclo de Carnot, em teoria, este motor é a máquina térmica mais eficiente possível. Tendo conseguido atingir, em alguns protótipos, rendimentos na ordem dos 45%, bastante superiores aos alcançados com os motores de combustão interna [49].

Existe ainda a possibilidade de haver um regenerador, entre a câmara quente e a fria, onde o calor, que seria rejeitado na câmara fria, fica armazenado para a fase posterior de aquecimento. Este regenerador seria responsável por diminuir as perdas térmicas e aumentar a eficiência do sistema [49].

Este tipo de tecnologia, conhecida desde o início do século XIX, e já com várias décadas de experiência não teve, no entanto, um grande desenvolvimento nem aplicação, em grande parte devido ao aparecimento dos motores elétricos [59]. O que agora pode ser considerado como algo novo é a sua possível aplicação em sistemas de micro-cogeração. Para a geração de calor em escala muito reduzida, é necessário recorrer-se a pequenos motores, com potência até 4 kWe, sendo que, para esta dimensão, o motor *Stirling* pode ser uma boa alternativa, visto que as micro-turbinas a gás e os pequenos motores a gás não têm um bom desempenho, não sendo por isso, os mais adequados [50].

Apesar do rendimento elétrico do motor *Stirling* ainda não ser muito elevado, pouco superior a 10%, existem expectativas de que se consigam atingir rendimentos próximos dos 25% [50]. Por sua vez, o seu rendimento global pode chegar a valores perto dos 90% [49].

3.2.4 Ciclo de Rankine Orgânico (COR)

Em 1961, *Harry Zvi Tabor* e *Lucien Bronicki* desenvolveram o primeiro protótipo baseado no ciclo de Rankine Orgânico [62].

Este tipo de tecnologia tem um princípio de funcionamento em tudo semelhante ao de um ciclo de Rankine convencional, com a única diferença de que, neste caso, é utilizado um fluido de trabalho de elevada massa molecular, existindo uma mudança de fase, de líquido para vapor, ou ponto de ebulição, que ocorre a uma temperatura inferior à da água. Deste modo, é possível aproveitar-se o calor proveniente de uma fonte a uma temperatura mais baixa que o normal, como acontece com alguns resíduos industriais, a energia geotérmica, entre outras [49].

Neste tipo de sistema, o fluido de trabalho é bombeado para o evaporador, onde se dá a evaporação, provocada pelo calor proveniente da caldeira. Em seguida, o vapor resultante é expandido na turbina e, no final deste processo, é condensado, através de um fluxo de água fria ou do ar exterior. Finalmente, para terminar o ciclo termodinâmico, o condensado é novamente bombeado para o evaporador, dando início a um novo ciclo [49].

Na Figura 3.22 é possível observar-se um exemplo de uma unidade baseada neste princípio:



Figura 3.22 – Unidade baseada no COR, de 450 kWe, durante a instalação, em Admont, Áustria [49]

Na seguinte figura é apresentado o princípio de funcionamento de um processo de COR a biomassa:

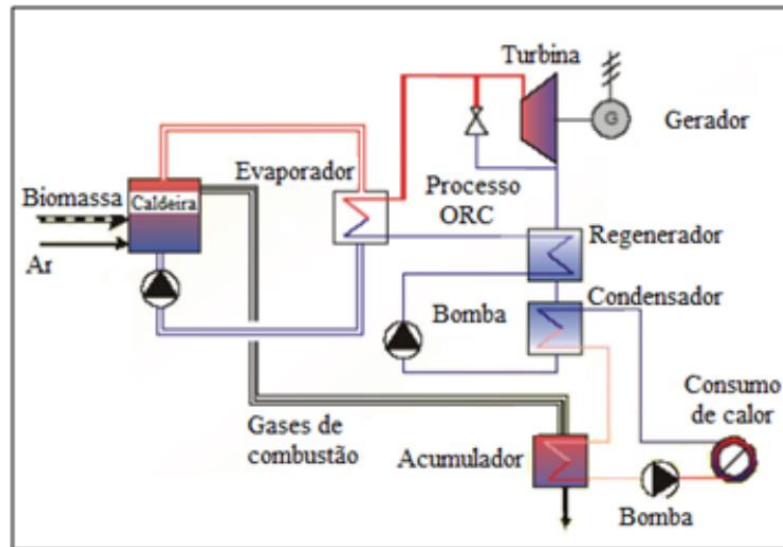


Figura 3.23 – Princípio de funcionamento de um processo de COR a biomassa [49]

Para aplicações de alta temperatura é utilizado ainda um regenerador com o objetivo de aumentar a eficiência do ciclo. As fontes de aquecimento e de arrefecimentos, presentes no processo, não estão diretamente em contacto com o fluido de trabalho orgânico.

3.2.5 Pequenos motores de combustão interna

Existem ainda bastantes soluções de micro-cogeração que utilizam motores de combustão interna de dimensões reduzidas. Para estes casos, é comum, utilizarem-se motores cujo princípio de funcionamento se baseia no ciclo de *Otto*, e que utilizam, grande parte das vezes, o gás natural como combustível.

O princípio de funcionamento deste tipo de tecnologia é em tudo semelhante ao que já foi explicado anteriormente para as unidades de maior dimensão.

3.3 Comparação entre tecnologias de cogeração e micro cogeração

Para um dado projeto, a seleção da tecnologia de cogeração deve ser sujeita a uma análise cuidada, visto que depende de vários fatores.

É necessário ter-se em atenção as diversas vantagens e inconvenientes de cada uma das tecnologias expostas, impostos pelas suas próprias características, de modo a que seja feita a melhor escolha possível tendo em conta as necessidades da instalação em causa, com o objetivo de maximizar as suas potencialidades [24].

Em seguida, são apresentados alguns dos fatores a ter em consideração na seleção da tecnologia a utilizar, num dado projeto [63]:

- as necessidades elétricas e térmicas da instalação, em situação normal e de pico;
- o andamento temporal destas necessidades, bem como o intervalo de tempo máximo que é tolerado pela instalação, sem que estas sejam satisfeitas;
- a prioridade das necessidades;
- o tipo de calor requerido;
- a rapidez de resposta exigido;
- os tipos de combustível disponíveis, quer no imediato, quer a longo prazo, e o seu preço atual, bem como a evolução que é esperada neste capítulo;
- a disponibilidade comercial dos diversos equipamentos, a existência de uma boa resposta, em termos de serviços de manutenção, e os seus tempos de vida;
- as condições físicas da própria instalação, tais como espaço disponível, condições do solo, entre outras;
- os tempos de montagem das diversas tecnologias;
- os custos associados a cada uma das possíveis escolhas.

Na Tabela 3.2, as vantagens e inconvenientes, de maior destaque, de cada uma das tecnologias de cogeração:

Tabela 3.2 – Vantagens e desvantagens de diferentes tecnologias de Cogeração [8, 24]

Tipo de tecnologia	Vantagens	Desvantagens
Turbinas a gás	<ul style="list-style-type: none"> • Elevada fiabilidade; • Baixo nível de emissões poluentes e de vibrações; • Não necessitam de refrigeração; • Disponibilizam calor a elevadas temperaturas, normalmente entre 500 °C a 600 °C; • Manutenção simples e rápida; • Arranque rápido. 	<ul style="list-style-type: none"> • Rendimento reduzido em funcionamento a carga parcial; • Operação com gás a alta pressão; • Potência de saída diminui com o aumento da temperatura ambiente; • Menor eficiência em processos com poucas necessidades térmicas; • Limitação no tipo de combustível.
Turbinas a vapor de contrapressão	<ul style="list-style-type: none"> • Rendimento global elevado; • Possibilidade de operação com diversos tipos de combustível; • Disponibilizam calor a temperaturas muito elevadas; • Elevada fiabilidade; • Tempo de vida útil elevado; • Vapor a alta pressão. 	<ul style="list-style-type: none"> • Rendimento eléctrico baixo; • Arranque lento.
Motores alternativos ou de combustão interna	<ul style="list-style-type: none"> • Bom desempenho em funcionamento a carga parcial; • Rendimento eléctrico elevado; • Arranque rápido; • Operação com gás a baixa pressão; • Disponibilizam dois níveis de temperatura: gases de escape e arrefecimento do motor. 	<ul style="list-style-type: none"> • Custos de manutenção elevados; • Apenas disponibilizam calor a baixas temperaturas; • Nível mais elevado de emissões poluentes; • Necessidade de refrigeração; • Provocam ruído de baixa frequência.

São ainda apresentadas, na Tabela 3.3, as principais vantagens e inconvenientes das tecnologias de micro-cogeração.

Tabela 3.3 – Vantagens e desvantagens de diferentes tecnologias de micro-cogeração [8, 49, 50]

Tipo de tecnologia	Vantagens	Desvantagens
Micro-turbinas	<ul style="list-style-type: none"> • Dimensões compactas; • Peso reduzido; • Baixo nível de emissões poluentes; • Não necessitam de refrigeração; • Manutenção reduzida, devido a poucas peças móveis; • Elevado tempo de vida. 	<ul style="list-style-type: none"> • Custo bastante elevado; • Apenas disponibilizam calor a baixas temperaturas; • Tecnologia ainda em fase de maturação.
Motores <i>Stirling</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Manutenção reduzida, devido a poucas peças móveis; • Níveis de ruído muito baixos; • Reduzidas emissões de NO_x e queimados; • Evita a necessidade de uma caldeira complementar. 	<ul style="list-style-type: none"> • Custo elevado; • Fiabilidade ainda em dúvida; • Tecnologia ainda em fase de maturação.
Pilhas de combustível	<ul style="list-style-type: none"> • Baixo nível de emissões poluentes; • Baixo nível de ruído; • Muito pouca manutenção (não tem peças rotativas); • Dimensões relativamente compactas; • Modularidade. 	<ul style="list-style-type: none"> • Custo bastante elevado; • Dúvidas relativas à fiabilidade; • Necessitam de pré-processamento do combustível (dificuldade de produção do hidrogénio); • Tecnologia ainda em fase de maturação.
Ciclo Orgânico de Rankine	<ul style="list-style-type: none"> • Eficiência muito elevada; • Facilidade nos procedimentos de arranque e paragem; • Necessidades reduzidas de manutenção; • Tempo de vida longo; • Bom rendimento em funcionamento a carga parcial. 	<ul style="list-style-type: none"> • Reduzida implantação no mercado; • Inviável para instalações com necessidades energéticas diminutas.
Pequenos motores de combustão interna	<ul style="list-style-type: none"> • Custo de investimento mais baixo; • Elevadas eficiências a carga parcial; • Curtos tempos de arranque; • Apropriados para geração de emergência e de controlo de pontas; • Elevada fiabilidade. 	<ul style="list-style-type: none"> • Elevado nível de vibrações; • Necessidade de estrutura de suporte e acondicionamento adequados para reduzir ruído; • Intervalos para manutenção frequentes.

Para terminar esta análise, na Tabela 3.4, é apresentada uma lista das diferentes características de operação, assim como custos associados, no que diz respeito ao investimento inicial e à operação e manutenção dos diversos tipos de tecnologias.

Tabela 3.4 – Algumas características de operação e custos típicos de diferentes tecnologias de cogeração e micro-cogeração [8]

Tipo de tecnologia	Turbinas a gás	Motores Otto a Gás Natural	Motores Diesel	Turbinas a vapor	Micro-turbinas	Pilhas de Combustível
Rendimento eléctrico	15% - 35%	22% - 40%	25% - 45%	10% - 40%	18% - 29%	35% - 40%
Rendimento térmico	40% - 60%	40% - 60%	40% - 60%	40% - 60%	40% - 60%	20% - 50%
Rendimento global	60% - 85%	70% - 80%	70% - 85%	60% - 85%	55% - 75%	55% - 90%
Potência típica (MWe)	0,2 - 100	0,05 - 5	0,015 - 30	0,5 - 100	0,03 - 0,35	0,01 - 0,25
Relação Pt/Pe	1,25 - 2	0,4 - 1,7	0,4 - 1,7	2 - 10	1 - 2,5	1,1
Desempenho a carga parcial	Mau	Médio	Bom	Bom	Médio	Muito Bom
Custo de Investimento (€/kWe)	600 - 800	700 - 1.400	700 - 1.400	700 - 1.900	1.300 - 2.500	> 2.500
Custos de Operação e Manutenção (€/MWeh)	2 - 7	7 - 15	6 - 12	3	10	2 - 12
Intervalos de manutenção (h)	30.000 - 50.000	24.000 - 60.000	25.000 - 30.000	> 50.000	5.000 - 40.000	10.000 - 40.000
Tempo de arranque	10 m - 1 h	10 s	10 s	1 h - 1 dia	1 m	3 h - 2 dias
Pressão do Combustível (bar)	8 - 35	0,07 - 3,1	< 0,35	-	3 - 7	0,03 - 3
Ruído	Médio	Alto	Alto	Alto	Médio	Baixo
Uso do calor	Água Quente, Vapor a alta pressão, Vapor a baixa pressão	Água Quente, Vapor a baixa pressão	Água Quente, Vapor a baixa pressão	Vapor a alta pressão, Vapor a baixa pressão	Água Quente, Vapor a baixa pressão	Água Quente, Vapor a baixa pressão
Densidade de potência (kW/m ²)	20 - 500	35 - 50	35 - 50	> 100	5 - 70	5 - 20
NO _x (kg/MWh total)	0,2 - 2	0,5	1 - 14	0,9	0,07	0,01

3.4 Manutenção de Sistemas de Cogeração

Como já foi referido anteriormente, de uma maneira geral, os sistemas de Cogeração têm custos de manutenção mais elevados que os sistemas convencionais de produção separada de eletricidade e calor. Tal situação deve-se ao facto de estes sistemas possuírem um maior número de peças móveis, o que leva também, conseqüentemente, a um maior desgaste provocado pelo seu funcionamento.

Mesmo assim, apesar dos elevados custos de manutenção dos sistemas de cogeração, tal fator não deve ser considerado como uma desvantagem em relação aos sistemas convencionais, uma vez que os proveitos conseguidos da *PEP* e da venda de eletricidade à rede ultrapassam largamente esse acréscimo de custo [64].

Nos sistemas de cogeração existem dois tipos de manutenção: a periódica e a forçada. A primeira está relacionada com situações que estão previstas pelo fabricante do equipamento e cuja realização garante a longevidade do mesmo, o bom funcionamento e a diminuição de casos de manutenção forçada. Temos como exemplo deste tipo de manutenção a mudança de óleos, de filtros, de velas de ignição, de líquidos de refrigeração e de alguns componentes de desgaste, como é o caso das pás de um turbina ou micro-turbina. Por sua vez, as manutenções forçadas acontecem sempre que ocorrem avarias que não estavam planeadas, tais como a necessidade de substituição dos pistões de um motor, provocada por um sobreaquecimento [65].

Por existir a necessidade de interrupção da operação do sistema, em ambos os tipos de manutenção, por norma, o trabalho deve ser realizado nos períodos que causem menor transtorno, quer a nível operacional, sob o ponto de vista da evolução temporal das necessidades energéticas da instalação, quer económico, tendo em conta o preço de venda de eletricidade à rede [63].

CAPÍTULO 4

CARACTERIZAÇÃO ENERGÉTICA DA SILAMPOS

4 Caracterização Energética da SILAMPOS

Toda a informação contida neste capítulo resume-se a tratamento de dados existentes na intranet da SILAMPOS.

4.1 Fatores de Conversão

No âmbito do presente estudo foram utilizados os fatores de conversão, presentes na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Fatores de conversão utilizados [66]

Fonte de Energia	MJ/kg	kgep/kWh	tep/t	kg CO ₂ /kWh	kg CO ₂ /GJ	kWh/kg
Energia Elétrica	-	0,215	-	0,47	-	-
Gás Propano	47,3	-	1,13	-	63,0	13,1

4.2 Consumo Global de Energia

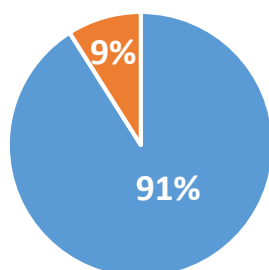
As fontes de energia consumidas pela empresa, que foram alvo de análise no âmbito do presente estudo, são a energia elétrica e o gás propano utilizado essencialmente nos túneis de lavagem. Para além destas, existem outras fontes de energia consumidas na instalação, no entanto com menor relevância, pelo que não foram alvo de análise do presente estudo.

Apresentam-se na Tabela 4.2 e na Figura 4.1 as quantidades consumidas no período de referência (ano de 2014) para as diferentes fontes de energia, com conversões para a Energia Primária (tep) e Energia Final (GJ), bem como o custo e emissões de CO₂ associadas.

Tabela 4.2 – Resumo geral das diferentes formas de energia consumidas pela instalação [4]

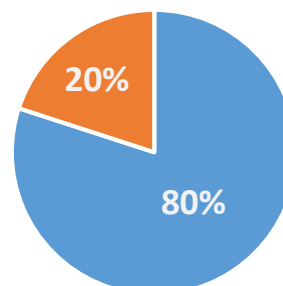
Fonte de Energia	Quantidade	tep	GJ	tCO ₂	€
Energia Elétrica	2.694.205 (kWh)	579	9.699	1.266	320.782 €
Gás Propano	51 (t)	58	2.413	152	64.112 €
Total	-	637	12.112	1.418	384.894 €

Consumo de energia primária (tep)



■ Energia Elétrica ■ Gás Propano

Consumo de energia final (GJ)



■ Energia Elétrica ■ Gás Propano

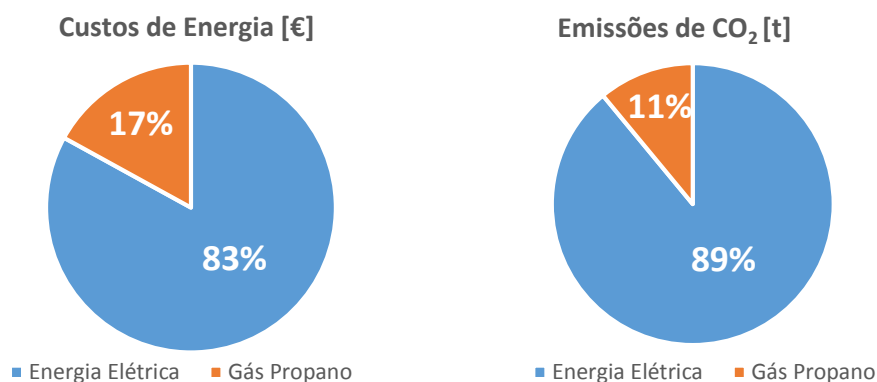


Figura 4.1 – Resumo geral das diferentes fontes de energia consumidas pela instalação

A energia elétrica é a fonte de energia primária mais consumida, representando 91% dos consumos globais, enquanto o gás propano representa 9%. Em termos de custos, a fonte de energia mais dispendiosa é a energia elétrica, representando 83% dos custos globais da instalação. Em relação às emissões de gases de efeito de estufa, a energia elétrica contribuiu uma vez mais com a maior parcela, 89% das emissões globais, sendo o Gás Propano responsável pelos restantes 11%.

Na Tabela 4.3 apresentam-se valores dos consumos, custos e emissões mensais globais das diferentes fontes de energia (Energia Elétrica e Gás Propano).

Tabela 4.3 – Consumo mensal global de energia no período de referência [4]

Mês	Consumo		Custo [€]	Emissões [tCO ₂]
	[%]	[tep]		
Janeiro	10,5%	66,40	1.251	37.757
Fevereiro	9,9%	63,3	1.213	36.322
Março	10,0%	63,7	1.230	37.238
Abril	7,1%	45,7	855	28.564
Mai	7,9%	50,4	985	32.631
Junho	7,3%	46,4	841	28.841
Julho	8,3%	52,5	1.021	33.166
Agosto	3,4%	21,5	405	14.083
Setembro	8,3%	52,6	1.003	32.510
Outubro	10,0%	64,0	1.165	37.089
Novembro	9,9%	63,4	1.217	37.505
Dezembro	7,4%	46,5	927	29.187
Total	100,0%	636	12.112	384.894
Média	8,3%	53,0	1.009	32.074

O mês com maior consumo de energia primária, no período de referência, foi o mês de Janeiro, que representou 10,5% do consumo anual, enquanto o mês com menor consumo foi o mês de Agosto (3,4% do consumo global de energia), justificado pela paragem da fábrica para férias.

As figuras seguintes ilustram as evoluções mensais do consumo, custo e emissões das diferentes fontes de energia no período de referência.

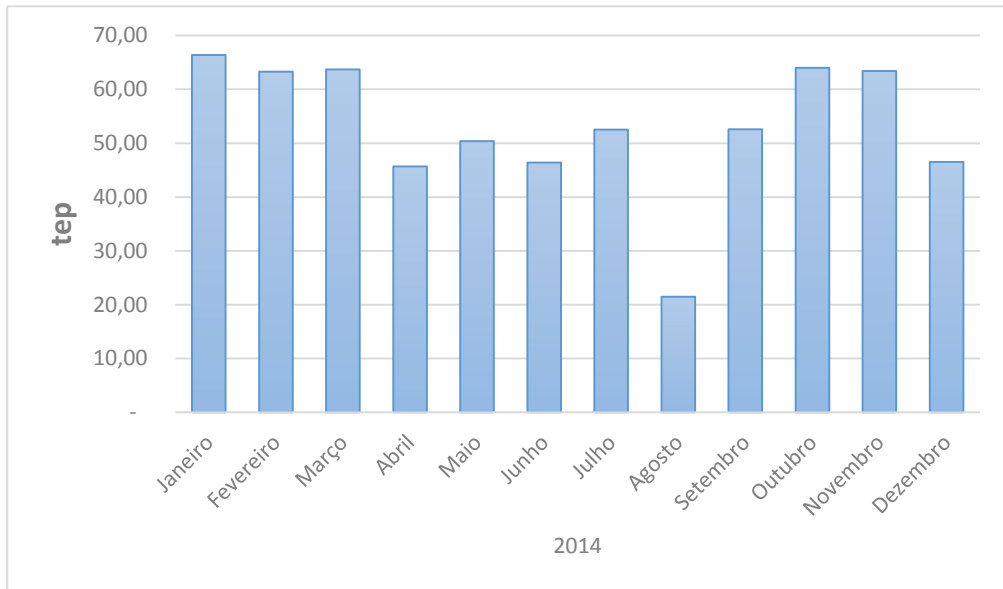


Figura 4.2 – Evolução do consumo total de energia primária no período de referência

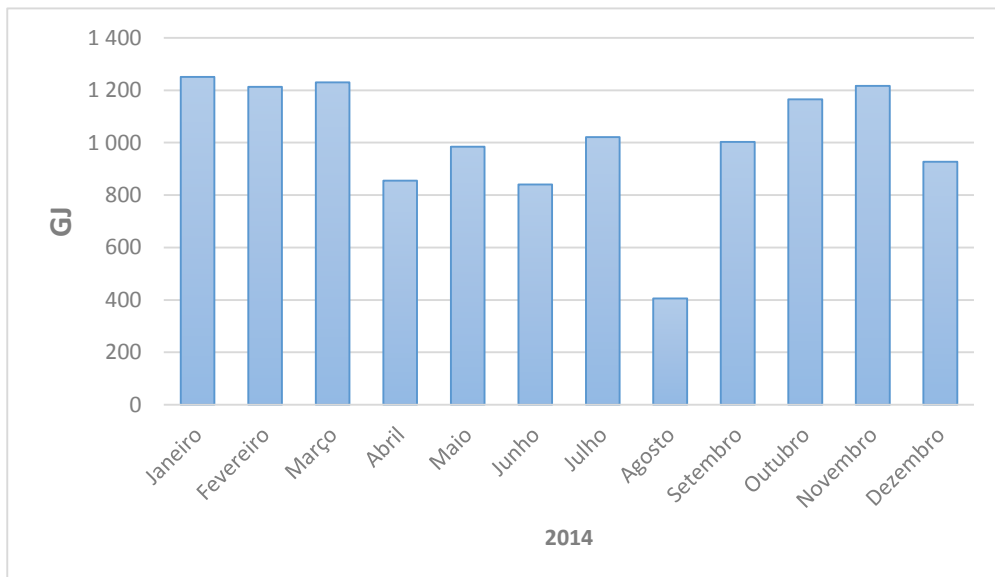


Figura 4.3 – Evolução do consumo total de energia final no período de referência

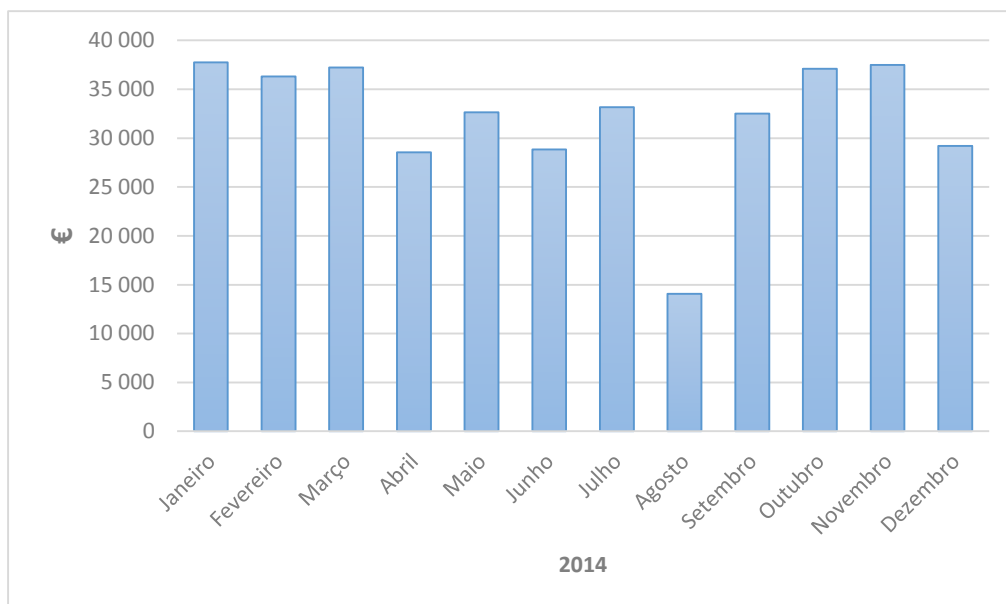


Figura 4.4 – Evolução do custo de energia total no período de referência

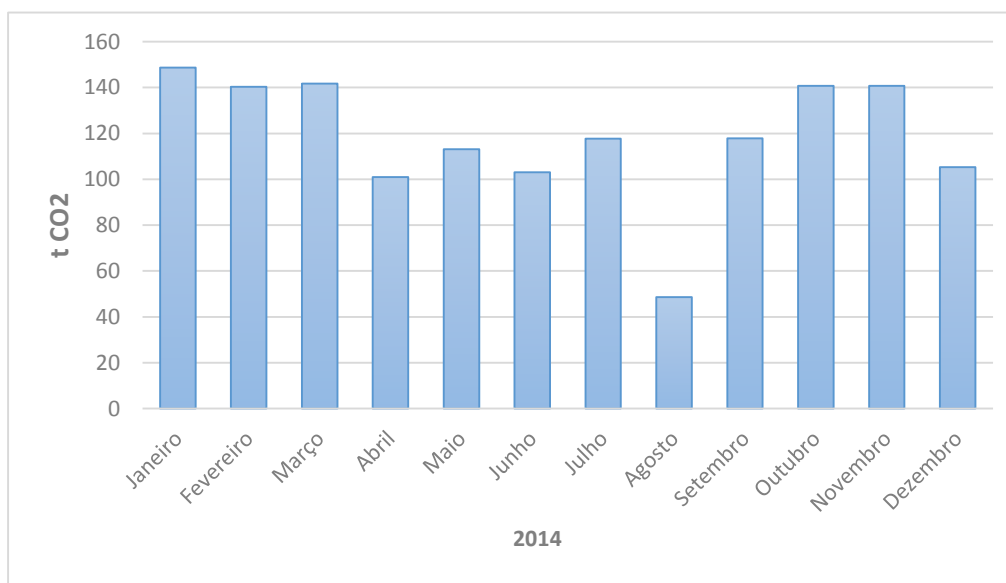


Figura 4.5 – Evolução das emissões de CO₂ no período de referência

4.3 Consumo de Energia Elétrica

O fornecimento de energia elétrica à instalação fabril é realizado em média tensão (15kV) alimentando um posto de corte e seccionamento da qual derivam os dois postos de transformação.

PT1: dois transformadores de 1.250 kVA

PT2: transformador de 630 kVA

No período de referência a energia elétrica da fábrica foi fornecida pela ENDESA através de um contrato de fornecimento de energia elétrica em Média Tensão – MT. O tarifário adotado foi o ciclo semanal (tetra-horário), ver anexos, com Potência Instalada 3.130 de kVA e Potência contratada de 1.044 kW.

A Tabela 4.4 apresenta os consumos mensais de energia elétrica (kWh, tep e GJ), bem como os custos e emissões associadas.

Tabela 4.4 – Consumo de energia elétrica no período de referência [4]

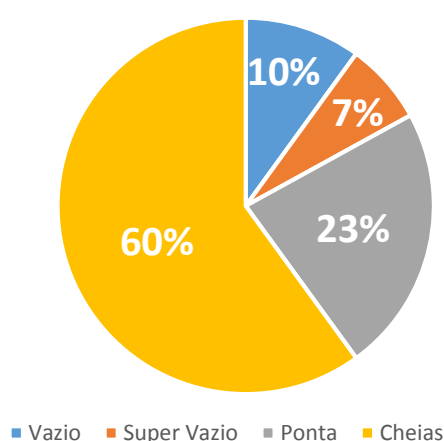
Mês	Consumo			Custo [€]	Emissões [tCO ₂]
	kWh	[tep]	[GJ]		
Janeiro	285.051	61	1.026	32.086	134
Fevereiro	263.081	57	947	29.604	124
Março	264.390	57	952	30.036	124
Abril	193.704	42	697	24.355	91
Mai	210.114	45	756	26.514	99
Junho	205.709	44	741	26.149	97
Julho	219.536	47	790	27.278	103
Agosto	94.957	20	342	12.463	45
Setembro	224.629	48	809	27.332	106
Outubro	276.859	60	997	32.461	130
Novembro	263.299	57	948	29.981	124
Dezembro	192.876	41	694	22.522	91
Total	2.694.205	579	9.699	320.782	1.266
Média	24.517	48,3	808	26732	106

A Tabela 4.5 apresenta os consumos elétricos nos diferentes períodos horários, do tarifário em vigor. Verifica-se que no período correspondente as Horas Cheia (HC) é consumida cerca de 60% da energia elétrica total, sendo este o período de maior consumo.

Tabela 4.5 – Consumo de energia elétrica no período de referência [4]

Mês	HVN [kWh]	HSV [kWh]	HP [kWh]	HC [kWh]	Total [kWh]
Janeiro	29.379	25.193	71.087	159.392	285.051
Fevereiro	29.670	26.356	64.807	142.248	263.081
Março	26.433	24.170	62.750	151.037	264.390
Abril	17.233	9.476	42.198	124.797	193.704
Mai	13.164	8.111	50.843	137.996	210.114
Junho	15.946	8.055	46.361	135.347	205.709
Julho	16.435	8.903	48.349	145.849	219.536
Agosto	8.831	5.367	20.282	60.477	94.957
Setembro	21.998	12.511	44.953	145.167	224.629
Outubro	29.034	23.360	55.935	168.530	276.859
Novembro	29.606	20.575	66.410	146.708	263.299
Dezembro	23.400	16.697	47.896	104.883	192.876
Total	261.129	188.774	624.871	1.622.431	2.694.205
%	10%	7%	23%	60%	

Pode visualizar-se de forma gráfica a desagregação do consumo de Energia Elétrica por período horário na Figura 4.6.

**Figura 4.6** – Desagregação dos consumos de energia elétrica por período horário

Na Tabela 4.6 apresentam-se os custos de Energia Ativa nos diferentes períodos horários. O custo de energia apresenta o valor mais elevado no período de Horas de Cheias

(cerca de 47%, do custo total da fatura de eletricidade). O custo de Energia Ativa representou 77% do custo global da fatura de energia elétrica, no período de referência.

Tabela 4.6 – Custo de energia por período horário [4]

Mês	HVN [€]	HSV [€]	HP [€]	HC [€]	Total [€]
Janeiro	2.380	1.888	6.892	14.598	25.759
Fevereiro	2.404	1.975	6.283	13.028	23.690
Março	2142	1.811	6.084	13.833	23.870
Abril	1.396	710	4.091	11.430	17.627
Mai	1.067	608	4.930	12.639	19.242
Junho	1.308	611	4.549	12.550	19.017
Julho	1.348	675	4.744	13.524	20.291
Agosto	724	407	1.990	5.608	8.729
Setembro	1.804	948	4.411	13.461	20.624
Outubro	2.381	1.771	5.488	15.627	25.267
Novembro	2.428	1.559	6.516	13.604	24.107
Dezembro	1919	1.266	4.700	9.725	17.610
Total	21.301	14.227	60.679	149.626	245.834
% Custo Total	9%	6%	25%	61%	
%Fatura eletricidade	7%	4%	19%	47%	77%

Sendo,

HVN – Hora Vazio Normal

HSV – Hora Super Vazio

HP – Hora de Ponta

HC – Hora de Cheia

Na Figura 4.7 apresenta-se a desagregação dos custos com energia elétrica por período horário.

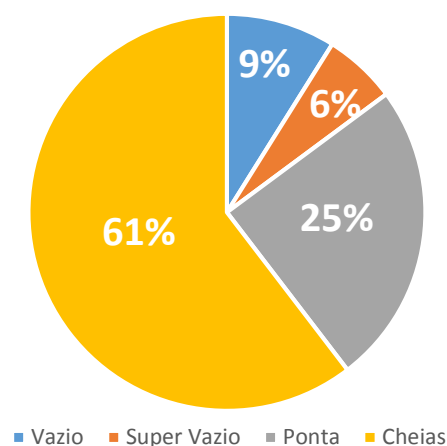


Figura 4.7 - Desagregação dos custos com energia elétrica por período horário

Na Tabela 4.7 apresentam-se os encargos financeiros da fatura elétrica associados a potências, energia reativa e termo fixo (taxa audiovisual), que representam cerca de 23% do custo total da fatura elétrica.

Tabela 4.7 – Custos com Potência, Energia Reativa e Termo Fixo [4]

Mês	PHP [€]	PC [€]	E. Reativa [€]	Imposto [€]	Total [€]
Janeiro	4.974	970	99	285	6.328
Fevereiro	4.653	902	96	263	5.914
Março	4.816	964	122	264	6.167
Abril	5.499	933	102	194	6.728
Mai	5.913	964	184	210	7.271
Junho	5.739	909	278	206	7.132
Julho	5.623	939	206	220	6.988
Agosto	2.359	939	341	95	3.734
Setembro	5.565	909	10	225	6.708
Outubro	5.963	939	14	277	7.193
Novembro	4.698	909	3	263	5.874
Dezembro	3.676	932	111	193	4.912
Total	59.480	11.210	1.565	2.694	74.948
% Custo Total	79	15%	2%	4%	
% Fatura Eletricidade	19%	3%	1%	1%	23%

O custo médio do kWh de energia elétrica verificada no período de referência foi de **0,119 €/kWh**.

4.4 Consumo de Gás Propano

No quadro seguinte apresentam-se os consumos mensais de Gás Propano em toneladas, tep, e GJ, assim como os custos mensais e correspondentes emissões de CO₂.

Tabela 4.8 – Variação mensal do consumo de gás propano no período de referência [4]

Mês	Consumo			Custo [€]	Emissões [tCO ₂]
	[t]	[tep]	[GJ]		
Janeiro	4,8	5,2	219	5.671	13,8
Fevereiro	5,6	6,2	258	6.717	16,3
Março	5,9	6,5	271	7.202	17,1
Abril	3,3	3,7	153	4.209	9,6
Maio	4,8	5,3	222	6.117	14,0
Junho	2,1	2,3	98	2.692	6,2
Julho	4,9	5,4	224	5.888	14,1
Agosto	1,3	1,5	62	1.620	3,9
Setembro	4,1	4,5	189	5.178	11,9
Outubro	3,5	3,9	163	4.629	10,3
Novembro	5,7	6,3	262	7.524	16,5
Dezembro	4,9	5,4	226	6.665	14,2
Total	51	56	2.346	64.112	148
Média	4	4,7	196	5.343	12

O custo médio do ton de gás propano verificado no período de referência foi de **1.257 €/ton**.

Pode observar-se a evolução do consumo mensal de Gás Propano ao longo do período de referência na figura seguinte.

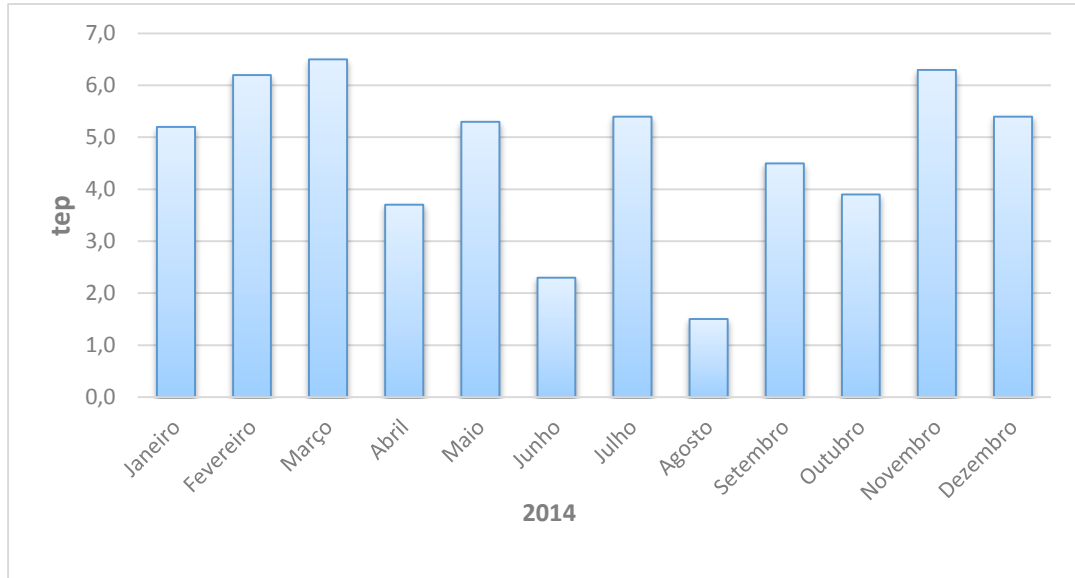


Figura 4.8 – Evolução mensal do consumo de gás propano no período de referência

A energia térmica associada ao propano é consumida nos diversos setores produtivos, nomeadamente, nos tuneis de desgorduramento e nos processos de lavagem e secagem das peças. Estes consumos são monitorizados por 9 contadores de gás, que se encontram à pressão relativa de funcionamento de 1 bar.

Com base em todos os dados obtidos nas contagens feitas ao longo do ano analisou-se a contribuição de cada túnel. Aplicou-se o fator de conversão de 3,7 Kg/m³, para converter os m³ lidos nos contadores em kg. Na Figura 4.9 é possível avaliar o impacto que cada túnel tem nos consumos globais, sendo que o túnel que se apresenta como maior consumidor de energia é o 409, sobre o qual se debruça o presente documento, sendo realizada uma análise da possibilidade de implementação de uma instalação de cogeração neste mesmo túnel. Os restantes túneis apresentam um consumo inferior, dado que funcionam em função das necessidades de produção, não se encontrando sempre em laboração. O consumo obtido com base nos contadores foi de cerca de 30 t/ano. Na Figura 4.9 é apresentada uma desagregação do consumo anual de GPL afeto aos túneis de desgorduramento da SILAMPOS.

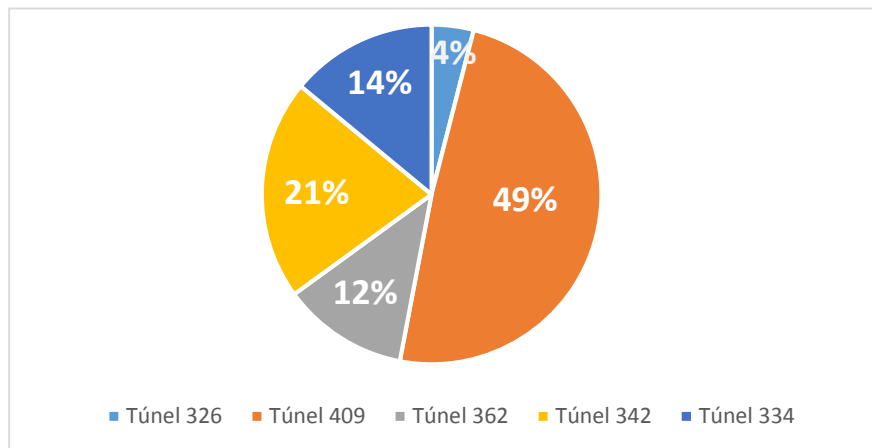


Figura 4.9 – Desagregação do consumo anual GPL afetos aos túneis de desgorduramento da SILAMPOS

CAPÍTULO 5

ANÁLISE DO CASO PRÁTICO: TÚNEL DE DESENGORDURAMENTO

5 Análise do caso prático: Túnel de desgorduramento

5.1 Apresentação do Problema Proposto

5.1.1 Constatações

O consumo de gás propano é, na sua quase totalidade, alocado aos túneis de desgorduramento existentes no ciclo produtivo da SILAMPOS, equipamento responsável pela lavagem final dos produtos após terem sido polidos com compostos abrasivos. Os túneis mais representativos face ao seu horário de funcionamento são os túneis 409 e 242, para corpos e tampas respetivamente. No entanto, no presente documento será apenas abordado e estudado o túnel 409. Neste túnel o processo de desgorduramento é contínuo e automático desde as 8h até as 17:30h, que perfaz um total de 2185 horas de funcionamento ao ano. Na Figura 5.1, apresentada em seguida, é possível observar-se o túnel de desgorduramento em análise.



Figura 5.1 – Túnel de desgorduramento em estudo

5.1.2 Etapas de Funcionamento

Numa fase inicial, o material é colocado por um operador diretamente numa correia transportadora (parâmetro de velocidade que pode ser ajustado consoante a produção definida), para que este seja sujeito aos diferentes tratamentos que compõem o ciclo de limpeza. No final deste ciclo, o material é descarregado por outro operador. O ciclo de limpeza compreende 4 fases distintas:

Fase de Desgorduramento: Esta fase consiste em desgordurar o material com detergentes que estão presentes numa solução líquida. A solução líquida é bombeada de um tanque por uns aspersores. A função deste equipamento é de promover a dispersão da solução, de forma a potenciar o contacto com o material a desgordurar. A temperatura programada da solução é de aproximadamente de 55°C, sendo que o aquecimento da solução contida neste tanque é realizado por um queimador a gás propano. Convém também referir que não existe água de reposição neste tanque durante o seu horário de funcionamento, existindo um pendente no túnel que promove a reposição no tanque da água dispersada sobre as peças. A pouca água que não é recolhida é repostada pelo operador, no início de cada turno. O volume de água existente nestes tanques é apenas substituído uma vez em cada três meses.

Fase de Lavagem a quente: Após a fase de desgorduramento, o material é encaminhado para uma fase de lavagem a quente. Esta fase consiste em lavar o material com água quente por uma série de aspersores que promovem a dispersão deste fluido e em potenciar

o contato com o material, removendo os resíduos de detergente da fase inicial. Este tanque é aquecido por meio da condução de calor, por intermédio do tanque de desengorduramento.

Fase de Lavagem com água desmineralizada: Nesta fase é efetuada uma lavagem do material com água desmineralizada, com o objetivo de eliminar pontos de acumulação de partículas deixados nas fases anteriores. Desta forma, a peça fica com um aspeto brilhante sem apresentar manchas na sua superfície. É utilizada água desmineralizada reciclada ou nova que é encaminhada para uma série de aspersores.

Esta primeira fase apresentada anteriormente corresponde à etapa dos banhos. O processo é contínuo e, em seguida, as peças são transportadas para a fase de secagem, que será explicada já de seguida.

Fase de ventilação: Esta fase tem como objetivo a remoção do líquido em excesso presente nas peças e a separação destas para a fase subsequente, a secagem.

Fase de Secagem: A última fase é a secagem do material através de ar quente. Este ar é aquecido num permutador de calor ar/ar, onde o fluido de aquecimento são os gases de combustão provenientes de um queimador a propano. A recirculação do ar quente é efetuada por meio de um ventilador centrífugo. Tal como ocorria na fase de desengorduramento, a temperatura desta zona é também controlada, podendo o seu set-point variar entre 120°C – 140°C.

5.2 Metodologia de Determinação das Necessidades Energéticas

Neste capítulo será feita uma análise dos gastos energéticos do túnel 409 para que, numa fase posterior, possa ser projetado um sistema de Cogeração capaz de satisfazer essas mesmas necessidades.

5.2.1 Processo de aquecimento da água dos banhos

Procedendo-se ao cálculo das necessidades energéticas para o processo de aquecimento da água dos banhos, para o processo de secagem das painéis, para a fase de arranque da instalação e para a fase de laboração, tem-se que:

5.2.1.1 Cálculo das necessidades energéticas para a fase de arranque da instalação:

Para a determinação das necessidades energéticas do processo de aquecimento da água dos banhos, durante a fase de arranque, será calculada a potência calorífica a partir da quantidade de energia necessária para aquecer o tanque a dividir pelo intervalo de tempo que este demorou a aquecer.

O túnel 409 possui um tanque com uma capacidade de 3000 litros e sabe-se que o queimador apresenta um rendimento de aproximadamente 81,8%, segundo resultados obtidos em auditoria anteriormente feita à SILAMPOS. De acordo com as medições efetuadas, o queimador associado ao tanque de desengorduramento do túnel 409 demora em média 35 min para aquecer 3000 litros de água dos aproximadamente 45°C até ao set-point do equipamento, ou seja, 55°C.

A potência calorífica necessária para o aquecimento do tanque, $\dot{Q}_{aquecimento}$, será obtida usando a equação (5.1). Para isso considera-se que $\rho_{\text{água}} = 987,5 \text{ kg/m}^3$ e $cp_{\text{água}} = 4,187 \text{ kJ/(kgK)}$, conforme retirado das tabelas termodinâmicas. [67]

Tem-se então que:

$$\dot{Q}_{aquecimento} = \frac{m_{tanque} \times cp \times \Delta T}{\Delta t} = 59,81 \text{ kW} \quad (5.1)$$

m_{tanque} – Quantidade de água para aquecer o tanque;

cp – Calor específico da água;

ΔT – Aumento da temperatura necessário para preparar o banho;

Δt – Tempo necessário para aquecer o banho até “set-point” pretendido;

Tendo em conta o rendimento afeto ao queimador usado no aquecimento da água dos banhos, obtido em auditoria anteriormente feita à SILAMPOS, $\eta_{banho} = 81,8\%$, é possível calcular a potência calorífica efetivamente consumida de gás propano, durante a fase de aquecimento:

$$\eta_{banho} = \frac{\dot{Q}_{aquecimento}}{\dot{Q}_{fornecido}} \quad (5.2)$$

Sendo $\dot{Q}_{aquecido}$ a potência calorífica necessária para aquecer o tanque e $\dot{Q}_{fornecido}$ a potência calorífica efetivamente contida no combustível queimado durante a combustão.

De onde resulta que:

$$\dot{Q}_{fornecido} = 73,12 \text{ kW} \quad (5.3)$$

5.2.1.2 Fase de laboração:

O cálculo das necessidades energéticas, para fase de laboração, do processo de aquecimento das águas do banho, é feito a partir da medição dos consumos registados no contador, tal como foi apresentado anteriormente.

A leitura do consumo do gás propano nos contadores é feita em $[\text{m}^3]$. Para obter a informação do caudal volumétrico em $[\text{m}^3/\text{s}]$, será necessário dividir a diferença verificada entre cada leitura pelo respetivo intervalo de tempo. Assim sendo, foram realizadas várias medições, para a fase de laboração e, no final, foi feita uma média do consumo volumétrico para cada uma das situações. Foram retirados das tabelas termodinâmicas [72] as seguintes propriedades do combustível gás propano, à pressão relativa de 1 atm, que serão usadas nos cálculos apresentados em seguida:

$$PCI_{\text{propano}} = 47\,300 \text{ kJ/kg} \quad (5.4)$$

$$\rho_{\text{propano}@1\text{atm};20^\circ\text{C}} = 3,7 \text{ kg/m}^3 \quad (5.5)$$

Após terem sido efetuadas diversas medições, chegou-se a um caudal volumétrico para o consumo de gás propano de:

$$\dot{V}_{\text{comb}} = 4,5017 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} = 1,62 \text{ m}^3/\text{h} \quad (5.6)$$

Sabendo que, para se determinar o caudal mássico de gás propano tem que se multiplicar o caudal volumétrico registado pela respetiva massa volúmica:

$$\dot{m}_{\text{comb}} = \dot{V}_{\text{comb}} \times \rho_{\text{comb}} \quad (5.7)$$

$$\dot{m}_{\text{comb}} = 1,67 \times 10^{-3} \text{ kg/s} = 6,0 \text{ kg/h}$$

Finalmente, para se determinar o valor da potência calorífica necessária, para esta fase do processo, torna-se necessário multiplicar o caudal mássico pelo, poder calorífico interno, *PCI* do respetivo combustível:

$$\dot{Q}_{\text{banho@laboração}} = \dot{m}_{\text{comb}} \times PCI_{\text{propano}} \quad (5.8)$$

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_{\text{banho@laboração}} = 78,78 \text{ kW}$$

5.2.1.3 Comparação dos resultados obtidos:

Na Figura 5.2 é feita uma comparação, dos resultados obtidos, das necessidades energéticas, do processo de aquecimento das águas dos banhos, para a fase de arranque e para a fase de laboração.

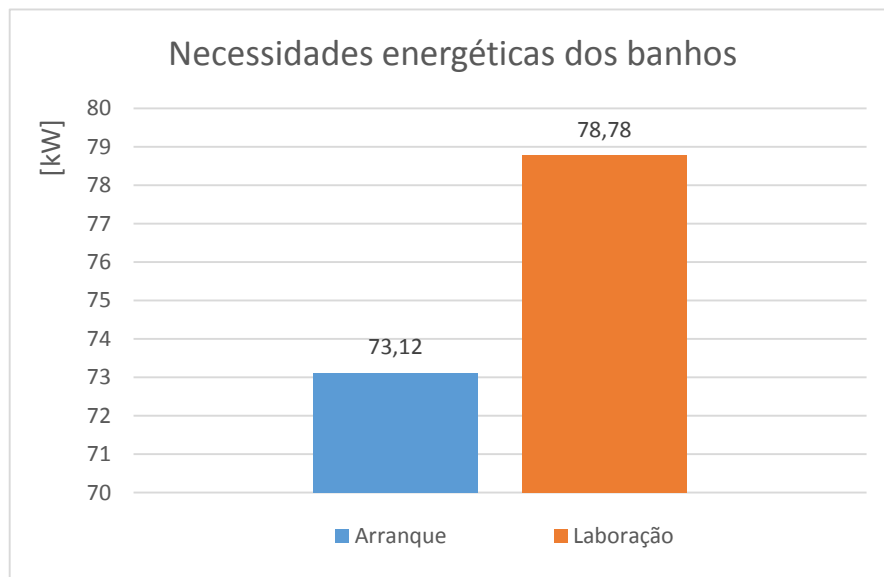


Figura 5.2 – Comparação das necessidades energéticas dos banhos

É possível observar-se que a fase de arranque apresenta um maior consumo face à fase de laboração. No entanto, durante a fase de arranque apenas existe a necessidade de aquecimento das águas do banho, não havendo qualquer consumo por parte do queimador do processo de secagem.

5.2.2 Processo de secagem das panelas:

Para o processo de secagem das panelas o cálculo é semelhante ao verificado anteriormente, no entanto, para este caso, apenas existe consumo de gás propano durante a fase de laboração, visto que durante a fase de arranque o queimador permanece desligado.

$$\dot{V}_{comb} = 2,99 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 10,76 \text{ m}^3/\text{h} \quad (5.9)$$

$$\dot{m}_{comb} = 3,12 \times 10^{-3} \text{ kg/s} = 11,25 \text{ kg/h} \quad (5.10)$$

$$\dot{Q}_{secagem} = 147,76 \text{ kW} \quad (5.11)$$

5.2.3 Consumos totais da instalação:

Para que seja possível ter uma noção do consumo total de combustível e da potência calorífica total necessária para cada fase é necessário somarem-se as parcelas calculadas anteriormente para ambos os processos.

Calculando a potência calorífica total necessária para a fase de arranque tem-se que:

$$\dot{Q}_{arranque} = \dot{Q}_{banhos} + \dot{Q}_{secagem} = 73,12 + 0 = 73,12 \text{ kW} \quad (5.12)$$

Este valor corresponde a um consumo de gás propano, contabilizando os dois queimadores, de:

$$\dot{m}_{comb@arranque} = 3,13 \times 10^{-3} \text{ kg/s} = 11,26 \text{ kg/h} \quad (5.13)$$

Calculando de forma idêntica para a fase de laboração, tem-se que:

$$\dot{Q}_{laboração} = \dot{Q}_{banhos} + \dot{Q}_{secagem} = 78,78 + 147,76 = 226,54 \text{ kW} \quad (5.14)$$

$$\dot{m}_{comb@laboração} = 4,79 \times 10^{-3} \text{ kg/s} = 17,24 \text{ kg/h} \quad (5.15)$$

5.2.4 Comparação dos resultados obtidos:

A Figura 5.3 apresenta uma comparação das necessidades energéticas de cada um dos processos do túnel 409. É possível observar-se que as necessidades energéticas para o processo de secagem são muito superiores em relação às do processo de aquecimento da água dos banhos. Tal condição resulta do fato do queimador do processo de secagem estar sempre a funcionar, enquanto que o queimador do tanque apenas é utilizado quando existe a necessidade de se aquecer a água dos banhos. Tal acontecimento leva a que, tal como se pode observar na Figura

5.4, a potência calorífica necessária para a fase de laboração seja maior do que para a fase de arranque.

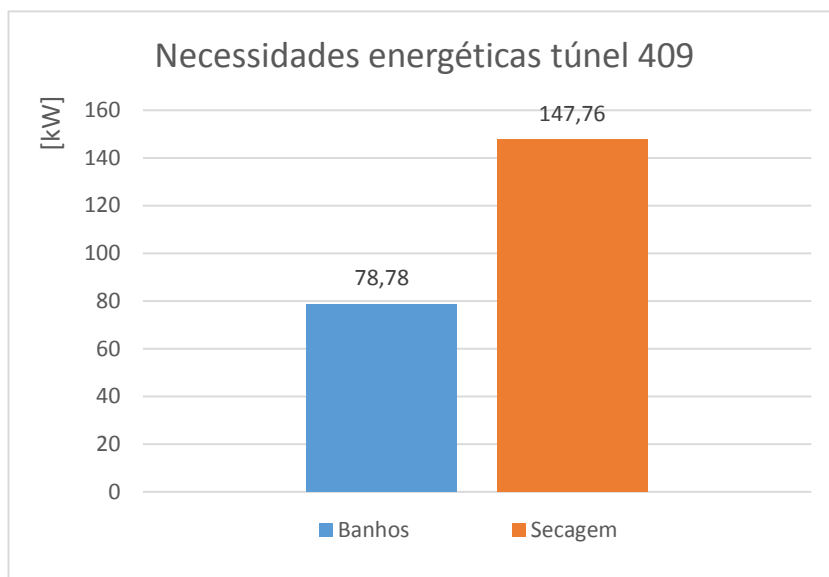


Figura 5.3 – Comparação das necessidades energéticas do túnel 409, Fase de Laboração

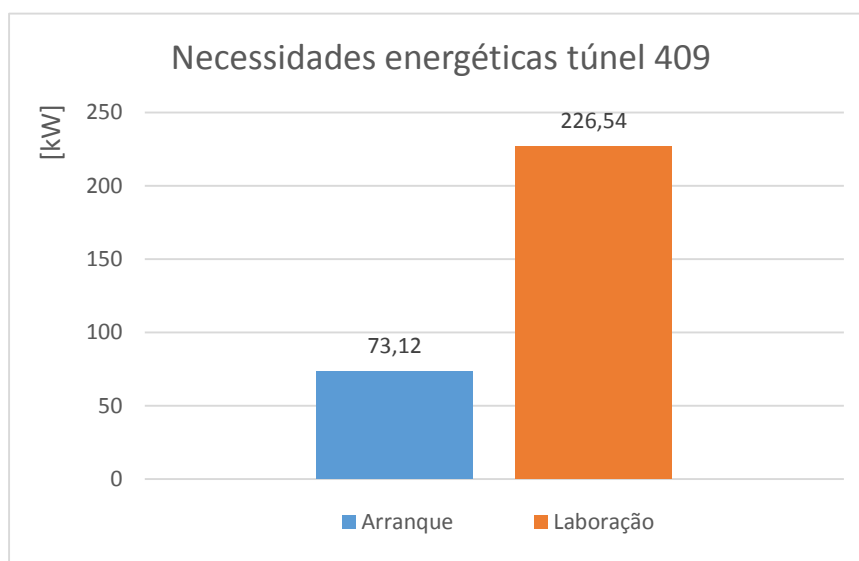


Figura 5.4 – Comparação das necessidades energéticas totais do túnel 409

CAPÍTULO 6

APRESENTAÇÃO DO PROJETO DE INSTALAÇÃO PROPOSTO

6 Apresentação do Projeto de Instalação Proposto

6.1 Esquema da Instalação

O presente projeto consiste na elaboração de uma solução de cogeração que satisfaça as necessidades energéticas de um túnel de desgorduramento, existente na empresa SILAMPOS. Para o efeito, será utilizado um motor de combustão interna, que usa gás natural como fonte de combustível. O calor proveniente, tanto dos gases de escape, como da água de arrefecimento do motor será aproveitado para o aquecimento da água do tanque e para o processo de secagem das placas, respetivamente. Para além disso, a eletricidade produzida pelo funcionamento do motor será utilizada para autoconsumo, visto que à luz do regime remuneratório aplicado à venda de eletricidade produzida por soluções de cogeração, o autoconsumo apresenta-se como sendo uma opção mais rentável.

Na Figura 6.1 está apresentada uma representação esquemática do funcionamento da solução de cogeração proposta. Nessa mesma figura, é ainda possível observar-se a existência de um circuito para o arrefecimento da água do motor, representado pela linha traço-e-ponto cor de laranja, e de um circuito para o aquecimento da água do tanque, representado pela linha contínua de cor amarela. Ambos os circuitos serão explicados de forma mais pormenorizada em capítulos posteriores.

Cada um dos componentes será explicado com maior detalhe ulteriormente no capítulo 7.1 - Apresentação de componentes e respetivos custos. De momento, será apenas feita a apresentação do projeto, seguida de uma breve descrição do funcionamento do mesmo.

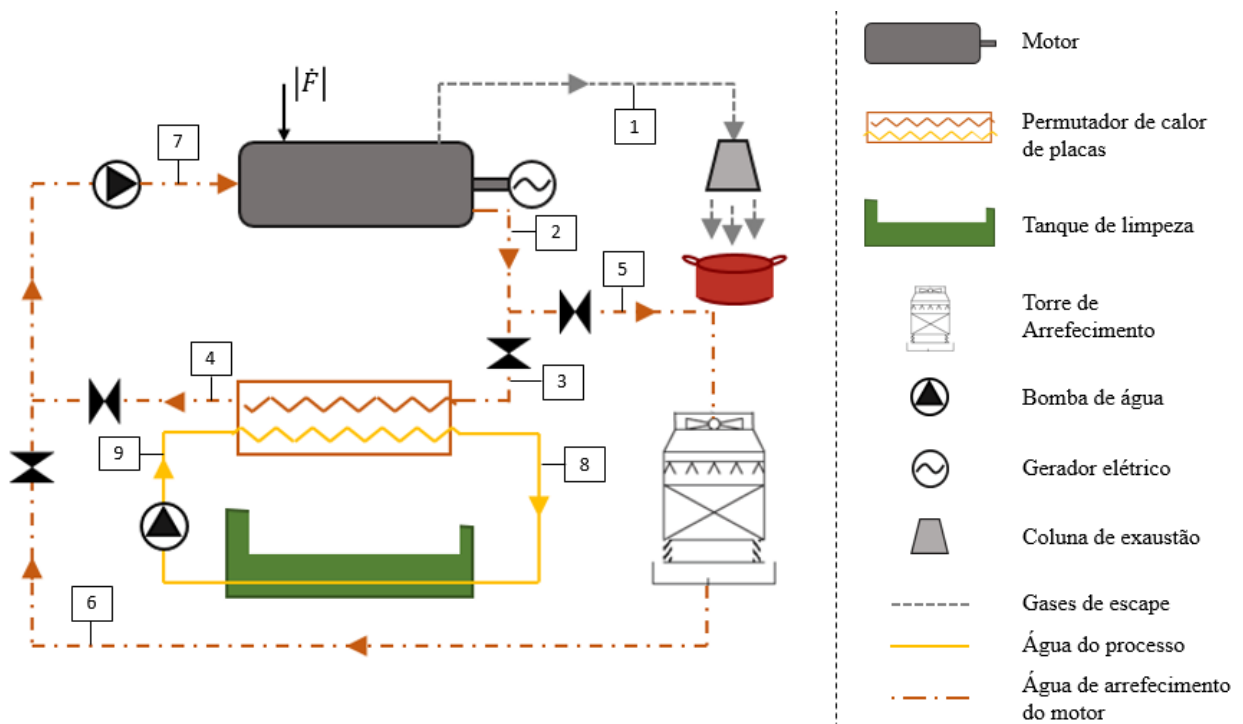


Figura 6.1 – Esquema do projeto de cogeração proposto

O motor consome uma quantidade de combustível equivalente a $|\dot{F}|$ de onde resulta o trabalho que, posteriormente, será convertido em eletricidade.

O calor contido nos gases de escape será aproveitado para o processo de secagem das placas, como indicado no ponto 1. Os gases de escape, representados por uma linha tracejada

de cor cinzenta, por se encontrarem a uma temperatura mais elevada do que a necessária para o processo, que será calculada no capítulo 6.3.4, deverão ser misturados com ar exterior.

O calor contido na água de arrefecimento do motor será aproveitado para aquecimento da água do tanque. Este tanque, como já se referiu anteriormente, contém água a uma temperatura de $T_8 = 55^\circ\text{C}$, ponto 8, pelo que a água que sai do motor a $T_2 = 90^\circ\text{C}$, ponto 2, revela ter um grande potencial para o seu aquecimento. Para o efeito, será necessária a utilização de um permutador de calor de placas, de forma a permitir a transferência de calor entre o circuito da água do motor e o circuito da água do tanque.

Em relação ao circuito da água do tanque, para a fase de laboração normal, a água entra no tanque, já aquecida, a uma temperatura de $T_8 = 55^\circ\text{C}$, e sai, fria, a uma temperatura de $T_9 = 50^\circ\text{C}$, que representa a temperatura de set-point, para que seja dado início ao aquecimento da água do tanque. O intervalo para o controlo de temperaturas manteve-se igual ao existente anteriormente.

Tal como se pode observar na representação do projeto, o circuito da água de arrefecimento do motor é dividido em dois ramais distintos. Um ramal que passa pelo permutador, que contém os pontos 3 e 4, e outro ramal que passa pela torre de arrefecimento, formado pelos pontos 5 e 6.

Sempre que existir a necessidade de aquecimento da água do tanque, parte da água do circuito do motor passará no ramal do permutador e será arrefecida até uma temperatura de $T_4 = 70^\circ\text{C}$. Visto que a potência calorífica necessária para o aquecimento das águas dos banhos é menor do que a potência calorífica disponível no arrefecimento da água do motor, parte do caudal do circuito de arrefecimento do motor terá que ser arrefecido recorrendo-se a uma torre de arrefecimento.

No caso de não haver a necessidade de aquecimento da água do tanque, todo o caudal da água do circuito de arrefecimento do motor será arrefecido na torre de arrefecimento até à temperatura pretendida de $T_6 = 70^\circ\text{C}$.

O controlo do caudal a passar em cada um dos ramais é feito recorrendo a válvulas modeladoras de caudal.

O cálculo dos caudais que passam nos diferentes ramais, para cada uma das situações, será feito posteriormente no capítulo 6.5.1.

A água sai do motor a uma temperatura de $T_2 = 90^\circ\text{C}$ e retorna ao motor a uma temperatura de $T_7 = 70^\circ\text{C}$, conforme apresentado na ficha do fabricante do motor, disponível no anexo A.8 – Ficha técnica motor

O motor selecionado satisfaz as necessidades energéticas da instalação, como será verificado mais adiante, no capítulo 6.3.

6.2 Apresentação do motor

Dados do motor:

Após ter sido realizado o levantamento das necessidades energéticas do túnel de desengorduramento será dado início à elaboração da solução de cogeração. Para tal, será necessário, em primeiro lugar, a seleção de um motor que seja capaz de suprir os consumos térmicos do túnel. O motor escolhido para o efeito foi o motor da marca MTU modelo 6R400 GS (L9), cujas principais características são apresentadas na Tabela 6.1. O motor escolhido foi um motor de combustão interna a funcionar a gás natural visto que, dadas as características apresentadas anteriormente no capítulo 3.1.4, se apresenta como sendo a melhor opção para o caso em questão. Este motor dispõe de duas versões distintas: uma primeira denominada “*Gas Genset with optional heat recovery*” e uma outra denominada “*Cogeneration Module*”. Para o presente projeto foi selecionado o motor de acordo com a primeira configuração, visto que o aproveitamento de calor é feito a partir da água de arrefecimento do motor, com temperaturas de recuperação do calor dos 90°C até 70°C, o que se apresenta mais próximo das gamas de temperatura das águas do túnel, $T_{banhos} = 55^{\circ}\text{C}$.

São apresentadas em seguida, as principais características do motor selecionado:

Tabela 6.1 - Caraterísticas principais do motor selecionado

Marca	MTU	
Modelo	6R400 GS (L9)	
Potência Elétrica	201	kW
Potência em combustível	560	kW
Calor recuperado nos gases (120°C)	154	kW
Calor recuperado no circuito de arrefecimento	106	kW
Calor total recuperado	260	kW
Rendimento Elétrico	35,9	%
Rendimento Térmico	46,4	%
Rendimento Total	82,3	%

Os dados apresentados na Tabela 6.1 foram retirados da ficha técnica do motor, disponibilizada pelo fabricante em [68] e pode ser consultada no anexo A.8 – Ficha técnica motor.

De forma a simplificar a perceção do balanço energético do motor utilizado, é apresentado o seguinte esquema representativo:

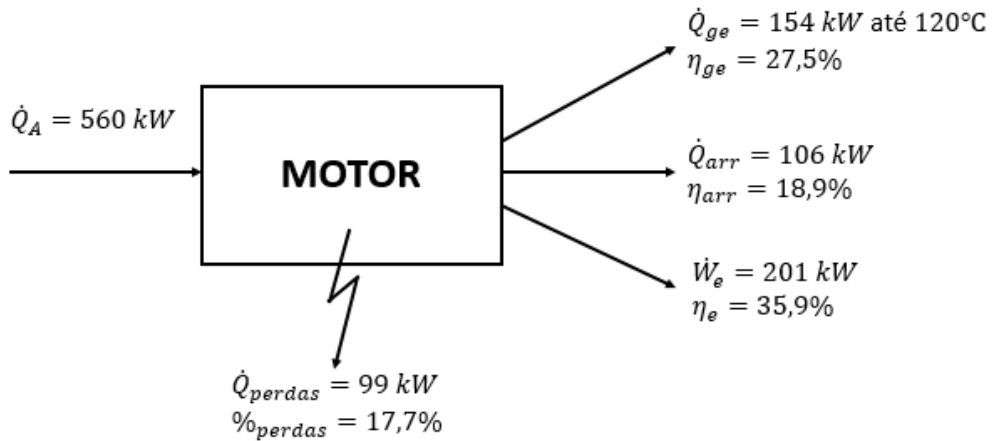


Figura 6.2 – Representação esquemática do balanço energético do motor

Em que \dot{Q}_A representa a potência calorífica consumida, presente no combustível, \dot{Q}_{ge} a potência calorífica dos gases de escape, \dot{Q}_{arr} a potência calorífica da água de arrefecimento, \dot{Q}_e a potência elétrica produzida e \dot{Q}_{perdas} o calor desperdiçado por efeito de perdas.

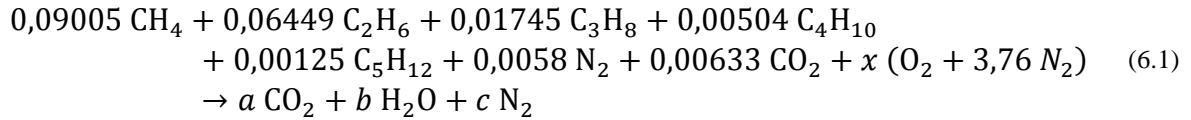
A potência calorífica presente nos gases de escape $\dot{Q}_{ge} = 154 \text{ kW}$ corresponde ao arrefecimento dos mesmos desde a temperatura a que saem do motor até à temperatura de 120°C . No entanto, para processo de secagem, os gases serão arrefecidos apenas até à temperatura de 140°C , pelo que se torna necessário confirmar se para um arrefecimento até essa temperatura a potência calorífica existente nos gases de escape é suficiente para suprir as necessidades da instalação. Esses cálculos serão feitos em capítulos posteriores e serão apresentados no capítulo 6.3.5 - Cálculo da energia disponível nos gases de escape.

6.3 Metodologia de Determinação da Energia Calorífica Disponível com a Solução Proposta

6.3.1 Combustão de gás natural

Combustão estequiométrica de gás natural

Usando como composição do gás natural a fornecida no site da EDP [69], que pode ser consultada no anexo A.3 - Composição do gás natural em Portugal, tem-se que:



Fazendo o balanço mássico tem-se que:

$$\begin{aligned}
 \text{C: } &0,9005 + 0,06449 \times 2 + 0,01745 \times 3 + 0,00504 \times 4 + 0,00125 \times 5 \\
 &\quad + 0,00633 = a \quad (6.2)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{H: } &0,9005 \times 4 + 0,06449 \times 6 + 0,01745 \times 8 + 0,00504 \times 10 + 0,00125 \times 12 \\
 &\quad = 2 \times b \quad (6.3)
 \end{aligned}$$

$$\text{O: } 0,00633 \times 2 + 2 \times x = 2 \times a + b \quad (6.4)$$

$$\text{N}_2: 0,0058 + 3,76 \times x = c \quad (6.5)$$

Resolvendo o sistema de equações chega-se ao resultado de:

$$a = 1,11457 \quad (6.6)$$

$$b = 2,09697 \quad (6.7)$$

$$c = 8,11509 \quad (6.8)$$

$$x = 2,15673 \quad (6.9)$$

6.3.2 Cálculo da massa molar do gás natural

Para o cálculo da massa molar do gás natural, M_{GN} , que representa o peso em quilogramas por $kmol$ de gás natural, é necessário multiplicar-se a massa molar de cada substância existente no combustível pela respetiva fração molar. A fração molar de cada uma das substâncias, X_i , que fazem parte do gás natural estão apresentados no anexo A.3 - Composição do gás natural em Portugal. A massa molar de cada um dos componentes, M_i , foi retirada de [70].

Para 1 $kmol$ de gás natural tem-se:

$$X_{CH_4} \cdot M_{CH_4} = 0,9005 \cdot 16 = 14,408 \text{ kg de } CH_4 \quad (6.10)$$

$$X_{C_2H_6} \cdot M_{C_2H_6} = 0,06449 \cdot 30 = 1,9347 \text{ kg de } C_2H_6 \quad (6.11)$$

$$X_{C_3H_8} \cdot M_{C_3H_8} = 0,01745 \cdot 44 = 0,7678 \text{ kg de } C_3H_8 \quad (6.12)$$

$$X_{C_4H_{10}} \cdot M_{C_4H_{10}} = 0,00504 \cdot 58 = 0,29232 \text{ kg de } C_4H_{10} \quad (6.13)$$

$$X_{C_5H_{12}} \cdot M_{C_5H_{12}} = 0,00125 \cdot 72 = 0,09 \text{ kg de } C_5H_{12} \quad (6.14)$$

$$X_{N_2} \cdot M_{N_2} = 0,0058 \cdot 28,15 = 0,16327 \text{ kg de } N_2 \quad (6.15)$$

$$X_{CO_2} \cdot M_{CO_2} = 0,00633 \cdot 32 = 0,20256 \text{ kg de } CO_2 \quad (6.16)$$

$$M_{GN} = \sum X_i \cdot M_i = 17,8587 \text{ kg}/kmol \quad (6.17)$$

O que significa que 1 $kmol$ de gás natural pesa 17,8587 kg.

Na ficha do catálogo do fabricante encontra-se apenas especificada a energia contida nos gases de escape, quando estes são arrefecidos desde a temperatura de saída, T_s , até à temperatura de referência, T_{ref} , que corresponde a 120°C. No entanto, no processo de secagem das painéis, os gases são apenas arrefecidos até 140°C, o que significa que será necessário assegurar que os gases de escape contenham a energia suficiente para o processo, quando arrefecidos até esta temperatura.

Para o cálculo da potência calorífica existente nos gases de escape do motor é necessário recorrer-se à seguinte expressão:

$$\dot{Q}_{ge} = \dot{m}_{ge} \times \bar{c}_p \times (T_s - T_{ref}) \quad (6.18)$$

No entanto, não existe nenhuma informação referente ao caudal mássico de gases de escape, \dot{m}_{ge} , nem da temperatura de saída dos gases de escape, T_s , pelo que se torna necessário o cálculo dos mesmos.

Numa primeira fase, será calculado o caudal mássico dos gases de escape e, posteriormente, a respetiva temperatura de saída, de forma a tornar possível a determinação da potência calorífica existente nos gases de escape. Visto que o motor funciona em regime permanente, sem necessidades de alteração de regime de carga, considerou-se para o cálculo do caudal dos gases de escape do motor que a combustão se dá com 15% *de excesso de ar*.

6.3.3 Cálculo do $\dot{m}_{gases\ de\ escape}$ do motor

Recorrendo à equação da combustão do gás natural, equação (6.1), apresentada no capítulo 6.3.1, constata-se que para uma combustão com 15% *de excesso de ar*, por cada 1 kmol de GN existem $2,15673 \times 1,15 \times (1 + 3,76) = 11,8059$ kmol de ar. Sabe-se também que a massa molar do ar à pressão e temperatura ambiente tem o valor de $M_{ar} = 28,96$ kg/kmol, como pode ser consultado nas tabelas termodinâmicas [67].

Já foi calculado anteriormente, no capítulo 6.3.2, o valor da massa molar para o gás natural, $M_{GN} = 17,855$ kg/kmol.

Assim sendo, tem-se que:

Para cada 1 kmol de GN existem 17,8587 kg de GN

$$11,8059 \times 28,96 = 341,9 \text{ kg de ar}$$

Sabe-se que o poder calorífico inferior do combustível utilizado, gás natural, apresenta um valor de $PCI_{GN} = 48\ 282,8$ kJ/kg, como está disponibilizado no anexo A.3 - Composição do gás natural em Portugal.

Para o cálculo do consumo de combustível, quando o motor está a funcionar a plena carga, considera-se que:

$$\dot{m}_{comb} = \frac{\dot{Q}_A}{PCI_{comb}} = \frac{560}{48\ 282,8} = 11,8 \times 10^{-3} \text{ kg/s} \quad (6.19)$$

Fazendo o cálculo do consumo de gás natural em número de mol por segundo, tem-se que:

$$n_{comb} = \frac{\dot{m}_{comb}}{M_{comb}} = \frac{11,8 \times 10^{-3}}{17,8587} = 663 \times 10^{-6} \text{ kmol/s} \quad (6.20)$$

Sabendo que, para uma combustão com 15% *de excesso de ar*, por cada 1 kmol de gás natural existem 17,8587 kg de gás natural e 341,9 kg de ar, tem-se que:

$$\text{Para } 588 \times 10^{-6} \text{ kmol/s de GN existem } 663 \times 10^{-6} \times 17,8587 = \quad (6.21)$$

$$= 11,8 \times 10^{-3} \text{ kg/s de GN}$$

$$663 \times 10^{-6} \times 341,9 = \quad (6.22)$$

$$= 226,7 \times 10^{-3} \text{ kg/s de ar}$$

Para se chegar ao valor do caudal mássico dos gases de escape do motor resta apenas somar o caudal de combustível e o caudal de ar:

$$\dot{m}_{gases \text{ de escape}} = \dot{m}_{GN} + \dot{m}_{ar} = 23,85 \times 10^{-2} \text{ kg/s} = 858,6 \text{ kg/h} \quad (6.23)$$

6.3.4 Cálculo de T_s do motor

Para efeitos de cálculo, considerou-se que o calor específico dos gases de escape, cp_{ge} , é aproximadamente igual ao do calor específico do ar. Assim sendo, considerou-se $\overline{cp}_{ge} = 1,25 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$.

Recorrendo ao valor anteriormente calculado do caudal mássico dos gases de escape, \dot{m}_{ge} , para uma combustão com 15% de excesso de ar, tem-se que a temperatura de saída dos gases de escape, T_s é calculada da seguinte forma:

$$\dot{Q}_{ge} = \dot{m}_{ge} \times \overline{cp}_{ge} \times (T_s - T_{ref}) \quad (6.24)$$

$$\Leftrightarrow 154 = 11,8 \times 10^{-3} \times 1,25 \times (T_s - 120)$$

$$\Leftrightarrow T_s = 636,6^\circ\text{C}$$

6.3.5 Cálculo da energia disponível nos gases de escape

O calor contido nos gases de escape pode, por fim, ser calculado quando arrefecidos desde a temperatura de saída, T_s , até à temperatura de referência usada no processo de secagem de painéis, que corresponde a $T_{ref} = 140^\circ\text{C}$:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{ge} &= \dot{m}_{ge} \times \overline{cp} \times (T_s - T_{ref}) = 11,8 \times 10^{-3} \times 1,25 \times (636,6 - 140) \\ &= 148 \text{ kW} \end{aligned} \quad (6.25)$$

Comprova-se então, que o motor selecionado é suficiente para satisfazer a demanda energética necessária para o processo de secagem das painéis que corresponde, como já foi anteriormente apresentado no capítulo 5.2, a $\dot{Q}_{secagem} = 147 \text{ kW}$.

Verifica-se então que, mesmo considerando uma temperatura de saída dos gases de escape inferior, o motor escolhido é capaz de satisfazer as necessidades energéticas do processo de secagem.

6.4 Apresentação dos circuitos de tubagens

Para que seja possível o aquecimento da água do tanque, a partir do calor disponível na água de arrefecimento do motor, será necessária a implementação de dois circuitos independentes. Haverá um circuito para a água do tanque e um circuito para a água de arrefecimento do motor, que serão apresentados de seguida. Os dois circuitos trocam calor, entre si, por meio de um permutador de placas.

6.4.1 Circuito da água do tanque

Aproveitando a estrutura existente do tanque, que contém a água dos banhos, propõe-se a criação de um circuito fechado como o apresentado na Figura 6.3. Este circuito será constituído pelo tanque, por uma bomba e por um permutador de calor que trocará calor com o circuito da água de arrefecimento do motor. A bomba irá permitir a circulação da água do tanque e terá que ser dimensionada em função do caudal máximo e da perda de carga do circuito, que serão calculados em capítulos posteriores. Nesse mesmo capítulo 6.5, serão igualmente calculadas as perdas de carga para diferentes diâmetros de tubagem.

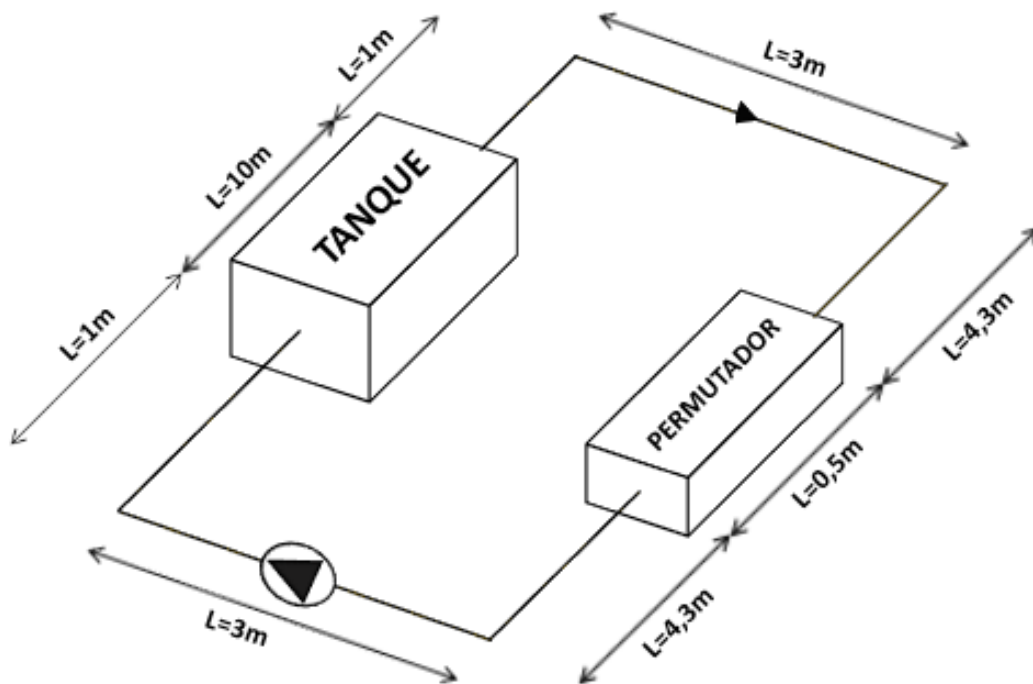


Figura 6.3 - Proposta apresentação do circuito da água do tanque do túnel 409

De salientar que os valores dos comprimentos de tubagens foram dimensionados de forma a garantir uma boa margem de tolerância, podendo vir a ser necessários menos metros de tubagem do que os apresentados neste projeto. Desta forma, ao dimensionar-se a bomba para um circuito com uma margem de tolerância, garante-se que, caso seja necessário alterar a configuração do circuito, esta se apresente igualmente capaz de vencer as novas perdas de carga. Para efeito de cálculos, apresentados em capítulos posteriores, foram utilizadas as dimensões apresentadas na Figura 6.3.

Tal como já foi dito anteriormente no capítulo 5.1, sabe-se que a água dos banhos se encontra a uma temperatura de $T = 55^{\circ}\text{C}$ e a temperatura de set-point para que seja dado início ao aquecimento da água dos banhos é de $T = 45^{\circ}\text{C}$. Assim sendo, a água entra no permutador fria, a uma temperatura de $T = 45^{\circ}\text{C}$, e sai do permutador, aquecida, a uma temperatura de $T = 55^{\circ}\text{C}$. O cálculo do caudal de água para este circuito é feito no capítulo 6.5.1.1 Circuito da água do tanque.

6.4.2 Circuito da água do motor

Por sua vez, o circuito da água do motor será constituído pelo próprio motor, por uma bomba, pelo permutador comum ao circuito da água do tanque, por uma torre de arrefecimento e por um conjunto de válvulas. O circuito conta ainda com um filtro colocado na entrada do permutador, como forma de proteção em caso de eventuais acidentes, tais como derrames e infiltrações. Existirá também um contador e duas sondas de temperatura utilizados no controlo e manutenção do circuito, de forma a facilitar futuras auditorias à instalação. Na Figura 6.4 está apresentada uma proposta do circuito de arrefecimento da água do motor.

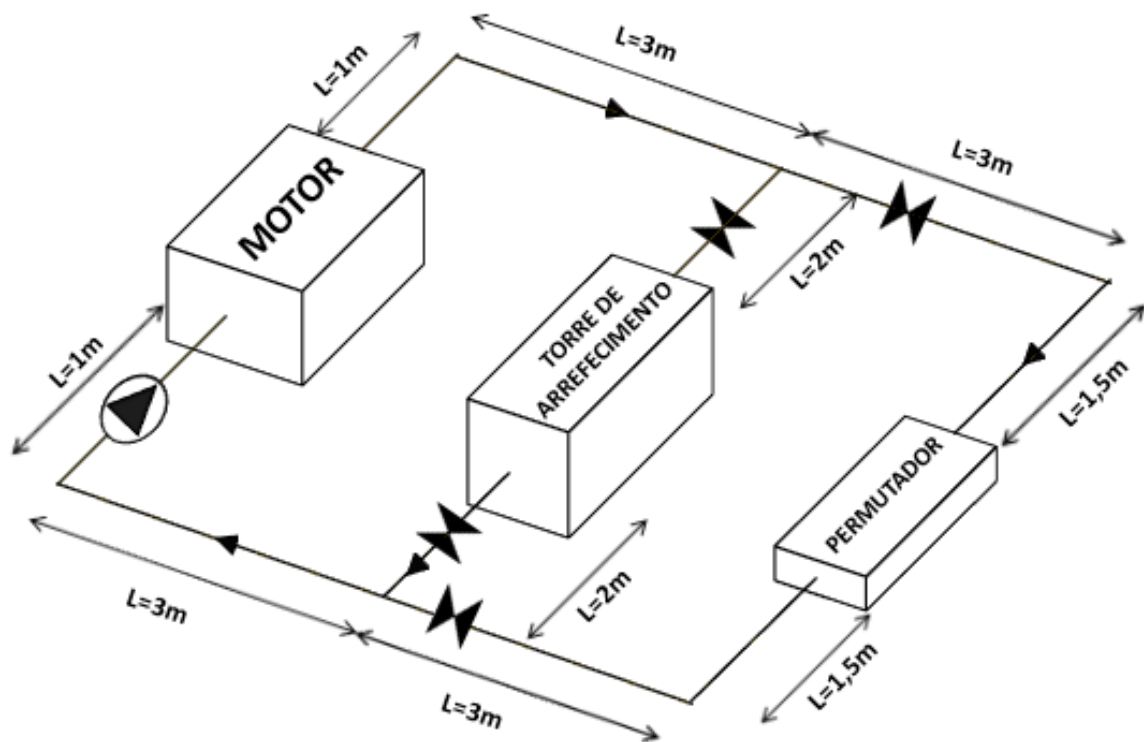


Figura 6.4 – Proposta apresentação do circuito da água de arrefecimento do motor

Também para este circuito será necessário o cálculo do caudal máximo e a respetiva perda de carga, de forma a permitir a escolha de uma bomba que cumpra com os requisitos da instalação. Serão calculadas as perdas de carga para diferentes diâmetros de tubagem e todos estes cálculos estão apresentados posteriormente no capítulo 6.5.2 e anexo A.4 – Cálculo das perdas de carga.

De salientar que, tal como acontece no circuito anteriormente apresentado, os valores dos comprimentos de tubagens foram, também, dimensionados de forma a garantir uma boa margem de tolerância, podendo igualmente vir a ser necessários menos metros de tubagem.

Para efeito de cálculos, apresentados em capítulos posteriores, foram utilizadas as dimensões apresentadas na Figura 6.4.

Este circuito está projetado, de forma a garantir que a água que sai do motor a uma temperatura de 90°C seja arrefecida até aos 70°C, o que representa uma potência calorífica de 123 kW, como já foi apresentado, anteriormente, na descrição do motor.

Sempre que existir a necessidade de aquecimento da água dos banhos, parte do caudal do circuito da água do motor passará pelo permutador e será arrefecido até aos 70°C, enquanto que o resto do caudal será arrefecido por uma torre de arrefecimento. O cálculo do caudal mássico para essa situação será apresentado, posteriormente, no capítulo 6.5.1.2.2 Caudal máximo para o ramal do permutador:.

No caso de não existir a necessidade de se aquecer a água dos banhos, todo o caudal do circuito da água do motor será arrefecido pela torre de arrefecimento. O cálculo do caudal mássico para essa situação será, de igual forma, apresentado posteriormente no capítulo 6.5.1.2.3 Caudal máximo para o ramal da torre de arrefecimento.

Este controlo será feito com recurso a electroválvulas com atuação pneumática, que controlarão o caudal a passar em cada ramal, em função da respetiva necessidade, como se pode observar na imagem do circuito.

O calor dissipado na torre de arrefecimento poderá vir a ser utilizado para o aquecimento de AQS ou para o aquecimento da água de outros tanques existentes na fábrica. No entanto, essa hipótese não será apresentada neste projeto, visto que não consta no âmbito da presente dissertação. Apresentar-se-á, contudo, nos capítulos finais como proposta de trabalhos futuros.

6.5 Cálculo das perdas de carga

6.5.1 Cálculos dos caudais

6.5.1.1 Circuito da água do tanque

6.5.1.1.1 Para a fase de arranque:

No que diz respeito ao circuito da água do tanque, para a fase de arranque é necessária uma potência calorífica de:

$$\dot{Q}_{banhos} = 73,12 \text{ kW} \quad (6.26)$$

Sabe-se que a água entra no tanque a uma temperatura T_e e sai a uma temperatura T_s . Recorrendo à expressão para o cálculo da potência calorífica é possível calcular o valor do caudal mássico da água dos banhos, \dot{m}_{banhos} :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{banhos} &= \dot{m}_{banhos} \times cp_{\text{água}} \times (T_e - T_s) \\ \Leftrightarrow 73,12 &= \dot{m}_{banhos} \times 4,1868 \times (55 - 45) \\ \Leftrightarrow \dot{m}_{banhos} &= 1,75 \text{ kg/s} \end{aligned} \quad (6.27)$$

Fazendo de forma análoga, o cálculo do caudal para a fase de laboração, tem-se que:

6.5.1.1.2 Para a fase de laboração:

$$\dot{Q}_{banhos} = 78,78 \text{ kW} \quad (6.28)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{banhos} &= \dot{m}_{banhos} \times cp_{\text{água}} \times (T_e - T_s) \\ \Leftrightarrow 78,78 &= \dot{m}_{banhos} \times 4,1868 \times (55 - 50) \\ \Leftrightarrow \dot{m}_{banhos} &= 3,76 \text{ kg/s} \end{aligned} \quad (6.29)$$

Verifica-se que, no circuito da água do tanque, o caudal é máximo durante a fase de laboração e tem o valor de $\dot{m}_{banhos} = 3,76 \text{ kg/s}$. Este será o valor utilizado como referência para cálculos posteriores. Recorrendo às tabelas termodinâmicas [71], sabe-se que, para uma temperatura média de $T = 50^\circ\text{C}$, a água tem como massa volúmica $\rho_{\text{água}} = 987,5 \text{ kg/m}^3$. Assim sendo, é possível o cálculo do caudal volumétrico do circuito da água do tanque:

$$\dot{V}_{\text{água}} \cong 13,7 \text{ m}^3/\text{h} \quad (6.30)$$

Este valor terá um peso importante, numa fase posterior, como critério de seleção da bomba a utilizar neste circuito.

6.5.1.2 Circuito da água do motor:**6.5.1.2.1 Caudal total:**

No que diz respeito ao circuito da água do motor sabe-se que a potência calorífica disponível na água de arrefecimento tem um valor de:

$$\dot{Q}_{arref} = 106 \text{ kW} \quad (6.31)$$

Recorrendo à expressão para o cálculo da potência calorífica e sabendo que a água entra no permutador a uma temperatura T_e e sai a uma temperatura T_s é possível calcular o valor do caudal mássico da água dos banhos, $\dot{m}_{\text{água}}$:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{arref} &= \dot{m}_{\text{água}} \times cp_{\text{água}} \times (T_s - T_e) \\ \Leftrightarrow 106 &= \dot{m}_{\text{água}} \times 4,1868 \times (90 - 70) \\ \Leftrightarrow \dot{m}_{\text{água}} &= 1,27 \text{ kg/s} \end{aligned} \quad (6.32)$$

Recorrendo às tabelas termodinâmicas [71], sabe-se que, para uma temperatura média de $T = 80^\circ\text{C}$, a água tem como massa volúmica $\rho_{\text{água}} = 972 \text{ kg/m}^3$. Assim sendo, é possível o cálculo do caudal volumétrico do circuito da água do tanque:

$$\dot{V}_{\text{água}} \cong 4,69 \text{ m}^3/\text{h} \quad (6.33)$$

Este valor terá um peso importante, numa fase posterior, como critério de seleção da bomba a utilizar neste circuito.

Existe ainda a necessidade de se calcular o caudal máximo que passa no ramal do permutador e no ramal da torre de arrefecimento.

6.5.1.2.2 Caudal máximo para o ramal do permutador:**Para a fase de arranque:**

Para o cálculo do caudal de água que passa no ramal do permutador, sabe-se que a potência calorífica disponível é igual à energia necessária para o aquecimento da água do banho que, como já foi referido anteriormente, para a fase de arranque tem o valor de:

$$\dot{Q}_{perm} = 73,12 \text{ kW} \quad (6.34)$$

Recorrendo à expressão para o cálculo da potência calorífica e sabendo que a água entra no permutador a uma temperatura T_e e sai a uma temperatura T_s é possível calcular o valor do caudal mássico da água dos banhos, $\dot{m}_{\text{água}}$:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{perm} &= \dot{m}_{\acute{a}gua} \times cp_{\acute{a}gua} \times (T_s - T_e) & (6.35) \\ \Leftrightarrow 73,12 &= \dot{m}_{\acute{a}gua} \times 4,1868 \times (90 - 70) \\ \Leftrightarrow \dot{m}_{\acute{a}gua} &= 0,87 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

Para a fase de laboração:

Fazendo de forma análoga, o cálculo do caudal para a fase de laboração, tem-se que:

$$\dot{Q}_{perm} = 78,78 \text{ kW} \quad (6.36)$$

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{perm} &= \dot{m}_{\acute{a}gua} \times cp_{\acute{a}gua} \times (T_s - T_e) & (6.37) \\ \Leftrightarrow 78,78 &= \dot{m}_{\acute{a}gua} \times 4,1868 \times (90 - 70) \\ \Leftrightarrow \dot{m}_{\acute{a}gua} &= 0,94 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

Verifica-se que, para o circuito da água do motor, mais concretamente no ramal que passa no permutador, o caudal é máximo durante a fase de laboração e tem o valor de $\dot{m}_{\acute{a}gua} = 0,94 \text{ kg/s}$. Este será o valor utilizado como referência para cálculos posteriores.

6.5.1.2.3 Caudal máximo para o ramal da torre de arrefecimento

O caudal mássico máximo que passa no ramal da torre de arrefecimento é igual ao caudal total do circuito da água de arrefecimento do motor e tem o valor de $\dot{m}_{\acute{a}gua} = 1,27 \text{ kg/s}$. Este caudal é válido quando não existe a necessidade de aquecimento da água do motor, o que significa que todo o caudal do circuito da água do motor é arrefecido pela torre de arrefecimento.

6.5.2 Resultados das perdas de carga

Para que seja possível, numa fase posterior, a escolha de uma bomba que seja adequada para cada um dos circuitos, torna-se necessário calcular também as perdas de carga que esta terá que ser capaz de vencer. Para o efeito, numa primeira fase, procedeu-se ao cálculo das perdas de carga em linha, para cada um dos circuitos e para duas configurações com diferentes diâmetros de tubagem. Posteriormente, calcularam-se as perdas de carga localizadas e somaram-se os dois valores, de forma a obter o valor de perda de carga total. Todos os cálculos efetuados para o efeito estão apresentados e explicados de forma detalhada, no anexo A.4 – Cálculo das perdas de carga. Neste capítulo apenas serão apresentados os resultados finais.

No caso do circuito de arrefecimento da água do motor torna-se necessário o cálculo das perdas de carga totais tanto para o circuito que passa pelo ramal da torre de arrefecimento, como para o circuito que passa pelo ramal do permutador de calor, de forma a verificar qual dos dois circuitos apresenta maior perda de carga total.

Para o cálculo das perdas de carga em linha de cada um dos circuitos usaram-se as dimensões presentes nas Figura 6.3 e Figura 6.4, anteriormente apresentadas.

Assim sendo, teve-se como resultados de perdas de carga para cada um dos circuitos:

Perda de carga total do circuito da água do tanque:

$$\begin{aligned} \Delta p_{total} = \text{DN } 40 &\rightarrow 5,8 \text{ m}_H\text{O} \\ &\text{DN } 50 \rightarrow 1,8 \text{ m}_H\text{O} \end{aligned} \quad (6.38)$$

Perda de carga total do circuito do motor e torre de arrefecimento:

$$\begin{aligned} \Delta p_{total} = \text{DN } 20 &\rightarrow 10,7 \text{ m}_H\text{O} \\ &\text{DN } 25 \rightarrow 2,84 \text{ m}_H\text{O} \end{aligned} \quad (6.39)$$

Perda de carga total do circuito do motor e permutador:

$$\begin{aligned} \Delta p_{total} = \text{DN } 20 &\rightarrow 14,5 \text{ m}_H\text{O} \\ &\text{DN } 25 \rightarrow 3,8 \text{ m}_H\text{O} \end{aligned} \quad (6.40)$$

Verifica-se que no circuito da água de arrefecimento do motor, a perda de carga é superior para o ramal que contém o permutador. Assim sendo, a bomba será dimensionada para essa situação crítica.

6.5.3 Diferentes configurações dos circuitos de tubagens:

Como já foi referido anteriormente, existem diferentes possibilidades de diâmetros de tubagens tanto para o circuito da água do tanque, como para o circuito da água do motor. Cada uma das opções terá, como fator de distinção, o orçamento inicial e o custo de funcionamento. No presente documento serão estudadas duas configurações diferentes, deixando a opção de escolha ao critério da empresa SILAMPOS. Uma das configurações terá em mente o menor orçamento inicial, o que significa menores diâmetros de tubagens, para os quais resultam maiores perdas de carga, o que leva à necessidade de bombas mais potentes o que, no final, se traduzirá em custos de funcionamento superiores. Assim sendo, são apresentadas as seguintes opções de diâmetros de tubagens:

→ DN 40 / DN 20

Na primeira configuração, o circuito da água do tanque terá tubagens de diâmetro DN 40, enquanto que o circuito da água do motor terá tubagens de diâmetro DN 20. Para que melhor se entenda, o que foi anteriormente exposto, aconselha-se a consulta da representação dos diferentes circuitos de tubagem, presentes nas Figura 6.3 e Figura 6.4.

→ DN 50 / DN 25

Na segunda configuração, o circuito da água do tanque terá tubagens de diâmetro DN 50, enquanto que o circuito da água do motor terá tubagens de diâmetro DN 25.

CAPÍTULO 7

ANÁLISE ECONÓMICA E AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO

7 Análise Económica e Avaliação de Desempenho:

7.1 Apresentação de componentes e respetivos custos

Neste capítulo será calculado o orçamento total do projeto. Para o efeito, numa primeira fase, será necessário efetuar o levantamento de todos os componentes que constituem a nova instalação, de forma a averiguar o respetivo custo. Posteriormente, será feita uma estimativa do preço do motor, assim como do orçamento para cada um dos circuitos que compõem a instalação.

Tubagem:

Será usada uma tubagem de distribuição de água quente formada por tubos de aço ao carbono sem costura. Os diâmetros da tubagem utilizados na instalação serão de DN20, com um custo de 4,06 €/m, de DN25 com um custo de 5,71 €/m, de DN40 com um custo de 7,15 €/m e de DN50 com um custo de 10,09 €/m.. Todos estes valores foram retirados de [72]. Este tipo de tubagem é usado tanto para o circuito da água do tanque como para o circuito da água do motor.

Isolamento de tubagem:

O isolamento da tubagem é feito recorrendo a uma manga isolante flexível em espuma de poliuretano expandido, em que a espessura do mesmo varia de acordo com o diâmetro de tubagem pretendido e os preços são de 9,00 €/m para a de DN40 e de 9,62 €/m para a de DN50. Ambos os valores foram retirados de [72]. O isolamento é usado, apenas, no circuito da água do tanque, no qual se pretende ter o menor desperdício por efeito de perdas.

Cotovelos:

Como não se encontrou nenhuma informação relativa ao custo dos cotovelos, assumiu-se que este seria igual ao comprimento equivalente de tubagem a multiplicar pelo valor a pagar por cada metro. O cálculo do comprimento equivalente foi já previamente elaborado, aquando da determinação das perdas de carga, como pode ser confirmado no anexo A.4 – Cálculo das perdas de carga, tanto para o circuito da água do tanque, como para o circuito da água do motor.

Permutador:

O permutador de placas pertencente à empresa ARSOPI-THERMAL é do tipo FHL e foi apresentado segundo uma proposta que pode ser consultada no anexo A.10 – Ficha técnica do permutador de placas. Este permutador tem um custo final de aproximadamente 1000€.

Filtro:

O filtro de retenção de resíduos é em latão, com peneiro de aço inoxidável com perfurações de 0,4 mm de diâmetro, para uma pressão máxima de funcionamento de 16 bar e uma temperatura máxima de 110°C. Tem um custo de aproximadamente 30€, tanto para os filtros usados em tubagens de diâmetro DN40 como para os de DN50. Esses valores foram retirados de [72].

Contador:

O contador de água para uso industrial é de jato múltiplo, pré-equipado para emissor de impulsos, de enroscar, de 25/32 mm de diâmetro nominal e temperatura máxima do líquido conduzido de 110°C. Tem um custo de 135€ para DN40 e de 157€ para DN50. O valor referido

foi apresentado numa proposta da empresa SISMETRICA, que pode ser consultada no anexo A.12 – Proposta SISTIMETRA.

Válvula:

A válvula, do tipo macho esférico de dois corpos em aço inox, é equipada com atuador pneumático de duplo efeito e electroválvula de 5/2 vias para controlo on-off elétrico. Tem um custo de 141€ para DN40 e de 156€ para DN50. Este valor também foi apresentado na proposta da empresa SISMETRICA. Devido à falta de informação disponibilizada pelo fabricante, apesar das válvulas utilizadas serem modulares considerou-se o mesmo custo das válvulas on-off.

Torre de Arrefecimento:

A torre de arrefecimento foi apresentada numa proposta dada pela empresa HD EQUIPAMENTOS, que pode ser consultada no anexo A.11 – Ficha técnica da torre de arrefecimento e tem o valor de 630€.

Sonda de temperatura:

A sonda de temperatura é do tipo PT100, foi retirada de [73] e tem um custo de 15€.

Bombas:

Todas as bombas presentes na nova instalação resultam de propostas apresentadas pela empresa EFAFLU, anexo A.9 – Fichas técnicas das diferentes bombas, e variam entre si pelo caudal volumétrico máximo admissível e pela sua altura manométrica, que corresponde à perda de carga máxima a que cada uma das bombas é capaz de trabalhar. Tal como se pode observar no esquema do circuito proposto nas Figura 6.3 e Figura 6.4, serão necessárias duas bombas, uma para o circuito da água do tanque e outra para a água de arrefecimento do motor. Posteriormente, no capítulo 7.3 - Balanço Económico da instalação, para ambos os circuitos serão analisados os consumos para duas configurações de tubagens, com distintos diâmetros, para as quais serão necessárias bombas com diferentes características. Na proposta de projeto apresentada, existe a possibilidade de utilização de três bombas diferentes:

CJG 32 – 135

Bomba industrial mais robusta em ferro fundido destinada a produtos químicos. Esta bomba, em conjunto com motor elétrico (2,2 kW), tem um preço de 2510€.

NNJ 32 - 125 / NNJ 40 -200

Bomba idêntica à anterior, igualmente, em ferro fundido e destinada para a água. Também para aplicação industrial, esta bomba em conjunto com o motor (1,5 kW) tem um preço de 1228€.

7.2 Orçamento do projeto

Neste capítulo será calculado o orçamento final do projeto. Para tal, será necessário determinar o custo do motor, assim como custo do circuito total de água. O cálculo do custo total do circuito da água terá que ser feito tendo em consideração as possibilidades de diferentes diâmetros de tubagem. Assim sendo, será necessário realizar o cálculo do custo para um maior diâmetro de tubagem e outro para um menor diâmetro de tubagem, de forma a ser possível, numa fase posterior, a comparação entre esses dois valores.

A configuração do circuito de tubagens com menores diâmetros será composta por tubagens de DN40 no circuito da água do tanque e por tubagens de DN20 no circuito de arrefecimento do motor. Para uma melhor perceção do que foi anteriormente referido, aconselha-se a consulta das representação de cada um dos circuitos de água, presentes nas Figura 6.3 e Figura 6.4.

Por sua vez, a configuração com tubagens de maiores diâmetros será composta por tubagens de DN50 no circuito da água do tanque e por tubagens de DN25 no circuito de arrefecimento do motor.

7.2.1 Cálculo do custo do motor:

Para a determinação do custo do motor, foi necessário recorrer-se a literatura específica, mais concretamente a [38], visto que essa informação não consta no catálogo do fabricante do motor.

Segundo a literatura consultada, o custo do motor varia entre 700 €/kWe e 1400 €/kWe. Para efeitos de cálculo, será utilizado um valor intermédio:

$$\text{Custo Motor} = 1050 \text{ €/kWe} \times 201 \text{ kW}_e = 211\,050 \text{ €} \quad (7.1)$$

7.2.2 Cálculo do custo do circuito de tubagens da água do tanque:

Tal como pode ser observado na Figura 6.3, o circuito da água do tanque é um circuito fechado e é constituído por diversos componentes. Para a determinação do custo do circuito de tubagens, recorreu-se à Tabela 7.1, apresentada em seguida:

Tabela 7.1 – Cálculo do custo do circuito de tubagens da água do tanque

	Quantidade	Diâmetro	€/unid	Custo
Tubagens	20 m	DN 40	7,15 €/m	143 €
		DN 50	10,09 €/m	201,8 €
Isolamento	20 m	DN 40	9,00 €/m	180 €
		DN 50	9,62 €/m	192,4 €
Cotovelos	2,8 m	DN 40	7,15 €/m	20,02 €
	3,6 m	DN 50	10,09 €/m	36,32 €
Bomba				1.228,00 €
Contador		DN 40		135,00 €
		DN 50		157,00 €
Sonda Temperatura	2 unid		15 €/unid	30,00 €
Custo Total Circuito Tanque		DN 40		1.736,02 €
		DN 50		1.845,52 €

O valor a pagar pelo metro de tubagem e de isolamento foi retirado de [72]. O valor da bomba foi fornecido pela empresa EFAFLU, que, a partir do valor do caudal volumétrico e da perda de carga, para cada uma das diferentes configurações, apresentou diferentes propostas de bombas, conforme anteriormente apresentado no anexo A.9 – Fichas técnicas das diferentes bombas. O custo do contador e da sonda de temperatura foram apresentados pela empresa SISTIMETRA, na proposta presente no anexo A.12 – Proposta SISTIMETRA. Não se encontrou nenhuma informação referente ao preço dos cotovelos, pelo que se procedeu ao cálculo de uma estimativa dos mesmos. Para tal, recorreu-se ao valor de comprimento de tubagem equivalente, utilizado no cálculo das perdas de carga do circuito, presente no anexo A.4.2.1 - Circuito da água do tanque, e multiplicou-se pelo preço por metro de tubagem, como se pode verificar na Tabela 7.1.

7.2.3 Cálculo do custo do circuito de tubagens da água do motor:

Para a determinação do custo do circuito de tubagens, apresentado na Figura 6.4, será necessário averiguar o preço de cada um dos diferentes componentes que o compõem. Assim sendo, recorreu-se à Tabela 7.2, apresentada em seguida:

Tabela 7.2 – Cálculo do custo do circuito de tubagens da água do motor

	Quantidade	Diâmetro	€/unid	Custo
Tubagens	21 m	DN 20	4,06 €/m	85,26 €
		DN 25	5,71 €/m	119,91 €
Cotovelos	2,8 m	DN 20	4,06 €/m	11,37 €
	3,6 m	DN 25	5,71 €/m	20,56 €
Válvulas	4 unid	DN 20	135€/unid	540 €
		DN 25	141€/unid	564 €
Bomba				1.228,00 €
Contador		DN 20		135,00 €
		DN 25		157,00 €
Sonda de Temperatura	2 unid		15€/unid	30,00 €
Filtro		DN 20		30,00 €
		DN 25		35,00 €
Torre de Arrefecimento				630,00 €
Custo Total Circuito Motor		DN 20		2.689,63 €
		DN 25		2.784,47 €

O valor a pagar pelo metro de tubagem e pelo filtro foram retirados de [72]. O valor da bomba foi fornecido pela empresa EF AFLU, que, a partir do valor do caudal volumétrico e da perda de carga, para cada uma das diferentes configurações, apresentou diferentes propostas de bombas, conforme anteriormente apresentadas no anexo A.9 – Fichas técnicas das diferentes bombas. O custo do contador, da sonda de temperatura e das válvulas foram apresentados pela empresa SISTIMETRA na proposta presente no anexo A.12 – Proposta SISTIMETRA. Não se encontrou nenhuma informação referente ao preço dos cotovelos, pelo que se procedeu ao cálculo de uma estimativa do mesmo. Para tal, recorreu-se ao valor de comprimento de tubagem equivalente, utilizado no cálculo das perdas de carga do circuito, presente no anexo A.4.2 - Cálculo das perdas de carga finais, e multiplicou-se pelo preço por metro de tubagem, como se pode verificar na Tabela 7.2.

7.2.4 Cálculo do orçamento total do projeto

Numa primeira fase, é necessário o cálculo do custo total do circuito de água, que corresponde à soma do custo do circuito da água do tanque e do custo do circuito da água do

motor. Tal soma resultou em 4.425,65 €, para o caso da configuração com tubagens de menor diâmetro, e em 4.629,99 €, para o caso da configuração de maiores diâmetros.

Finalmente, para o cálculo do orçamento total do projeto, recorreu-se à Tabela 7.3:

Tabela 7.3 – Cálculo do orçamento total do projeto

Motor		211.050,00 €
Circuito Água	DN 40 / DN 20	4.425,65 €
	DN 50 / DN 25	4.629,99 €
Permutador		1.000,00 €
Total	DN 40 / DN 20	216.475,65 €
	DN 50 / DN 25	216.679,99 €

Tal como seria de esperar, a configuração que usa tubagem de maior diâmetro apresenta um custo inicial superior. No entanto, esta levará a menores custos de funcionamento, devido a ter uma menor perda de carga, o que leva à utilização de bombas menos potentes que resultam num menor consumo.

Menor perda de carga → bombas de menor potencia → menor consumo/custo de funcionamento

7.3 Balanço Económico

Neste capítulo, será estudado o balanço económico da instalação, com o objetivo de se determinar o valor para as receitas e despesas totais anuais do projeto. Para o efeito, será necessário, numa primeira fase, o cálculo do consumo das bombas.

7.3.1 Consumo Bombas

Os cálculos dos consumos de três bombas (CJG 32-125, NNJ 32-125, NNJ 40-200) servirão para comprovar que os 20% extra de consumo de eletricidade para o novo túnel 409, provocados pelo novo equipamento auxiliar, serão suficientes para cobrir os consumos registrados pelas bombas.

Tal como já foi anteriormente referido no capítulo 7.2, em função da escolha do diâmetro de tubagem existem três hipóteses de bombas, tanto para o circuito da água do tanque, como para o circuito de arrefecimento do motor.

Em seguida, serão calculados os consumos anuais de cada umas das bombas:

7.3.1.1 CJG 32-125

Esta bomba tem uma potência de:

$$\dot{W}_{bomba} = 0,75 \text{ kW} \quad (7.2)$$

De forma a determinar o consumo anual desta bomba, é necessário multiplicar a potência da bomba pelo número de horas que esta trabalha durante o ano:

$$\begin{aligned} \text{Consumo ao ano} &= \dot{W}_{bomba} \times n^{\circ} \text{ de horas de funcionamento ao ano} \\ \Leftrightarrow \text{Consumo ao ano} &= 0,75 \times 2185 = 1638,75 \text{ kWh}_e/\text{ano} \end{aligned} \quad (7.3)$$

Finalmente, para se determinar o custo elétrico anual da bomba é necessário multiplicar o consumo anual pelo custo relativo de eletricidade, que tem o valor de $0,119 \text{ €/kW}_e\text{h}$, como já foi apresentado anteriormente, no capítulo 4.3.

$$\begin{aligned} \text{Custo de eletricidade} &= \text{consumo anual} \times \text{custo } \text{€/kW}_e\text{h} \\ \Leftrightarrow \text{Custo de eletricidade} &= 1638,75 \times 0,119 = 195,011 \text{ €/ano} \end{aligned} \quad (7.4)$$

Fazendo, de forma análoga, o mesmo cálculo para outra bomba:

7.3.1.2 NNJ 32-125

Esta bomba tem uma potência de:

$$\dot{W}_{bomba} = 0,75 \text{ kW} \quad (7.5)$$

A bomba apresentada tem a mesma potência que a bomba anterior. Consequentemente, os consumos e custos de eletricidade anuais também serão idênticos. Assim, pode afirmar-se que, também, para esta bomba:

$$\text{Custo de eletricidade} = 1638,75 \times 0,119 = 195,011 \text{ €/ano} \quad (7.6)$$

Fazendo, por fim, o mesmo cálculo para a última bomba:

7.3.1.3 NNJ 40-200

Esta bomba tem uma potência de:

$$\dot{W}_{bomba} = 1,10 \text{ kW} \quad (7.7)$$

De forma a determinar o consumo anual desta bomba, é necessário multiplicar a potência da bomba pelo número de horas que esta trabalha durante o ano:

$$\text{Consumo ao ano} = \dot{W}_{bomba} \times n^{\circ} \text{ de horas de funcionamento ao ano} \quad (7.8)$$

$$\Leftrightarrow \text{Consumo ao ano} = 1,10 \times 2185 = 2403,5 \text{ kWh}_e/\text{ano}$$

Finalmente, para se determinar o custo elétrico anual da bomba é necessário multiplicar o consumo anual pelo custo relativo de eletricidade:

$$\text{Custo de eletricidade} = \text{consumo anual} \times \text{custo €/kW}_e\text{h} \quad (7.9)$$

$$\Leftrightarrow \text{Custo de eletricidade} = 2403,5 \times 0,119 = 286,017 \text{ €/ano}$$

7.3.2 Discussão dos resultados:

No projeto proposto na presente dissertação, tal como já foi enunciado anteriormente, será necessário recorrer-se a duas das três bombas apresentadas.

Considerando um cenário pessimista, em que seriam utilizadas, para ambos os circuitos, as bombas com maiores consumos, resultaria que o custo anual de eletricidade teria um valor de 572,034 €/ano. Posteriormente, quando for feita uma estimativa dos consumos elétricos anuais da nova instalação, será feita uma comparação entre esses dois valores, de forma a verificar que o incremento de 20% de consumo elétrico estimados para a nova instalação é suficiente para cobrir os consumos das bombas.

7.3.3 Consumo túnel 409 – Combustível e eletricidade

7.3.3.1 Antes da implementação do projeto

O Túnel 409 representa 49% do consumo total de GPL, como já foi anteriormente referido no capítulo 4.4. Assim sendo, recorrendo aos valores obtidos em auditoria, para o consumo anual global de GPL de toda a fábrica, que se pode consultar na Tabela 4.8, é possível obter uma estimativa do valor do consumo desagregado do túnel 409. Calculando o percentual, chega-se ao resultado de aproximadamente 24,88 toneladas de gás propano, o que representa uma fatura anual de 31 274,2€ [4]

O consumo de eletricidade, do túnel 409, foi calculado anteriormente, em auditoria feita à SILAMPOS, e tem o valor de 5 201,73€/ano [4].

7.3.3.2 Depois da implementação do projeto

De acordo com valores apresentados anteriormente, na Tabela 6.1, e considerando que, \dot{Q}_A , representa a potência calorífica do motor selecionado e que, PCI_{GN} , se refere ao poder calorífico inferior do gás natural, o caudal mássico de gás natural consumido pelo motor selecionado, \dot{m}_{GN} , resulta da seguinte equação:

$$\dot{m}_{GN} = \frac{\dot{Q}_A}{PCI_{GN}} \quad (7.10)$$

$$\Leftrightarrow \dot{m}_{GN} = \frac{560}{48\,282,8} = 11,6 \times 10^{-3} \frac{kg}{s} = 41,8 \frac{kg}{h}$$

Em seguida, determinou-se o *consumo anual de gás natural*:

$$\begin{aligned} \text{consumo anual de gás natural} &= m_{GN} \\ &= \dot{m}_{GN} \times n^\circ \text{ de horas de funcionamento} \end{aligned} \quad (7.11)$$

$$\Leftrightarrow m_{GN} = 41,8 \times 2185 = 91\,333 \text{ kg}_{GN}$$

De acordo com [74], o preço de compra de gás natural para os anos de 2015 e de 2016 têm o valor de $preço_{GN} = 0,02355778 \text{ €/kWh}$. No anexo A.7 – Preço de compra do gás natural pode ser consultado o excerto da diretiva onde se refere o preço estipulado pela compra de gás natural.

Finalmente, para o cálculo da estimativa do *custo anual de gás natural*, do túnel 409, recorreu-se à seguinte expressão:

$$\begin{aligned} \text{custo anual de gás natural} & \\ &= preço_{GN} \times \dot{Q}_A \times n^\circ \text{ de horas de funcionamento} \end{aligned} \quad (7.12)$$

$$\Leftrightarrow \text{custo anual de gás natural} = 0,02355778 \times 560 \times 2185$$

$$\Leftrightarrow \text{custo anual de gás natural} = 28\,825,3 \text{ €/ano}$$

Considerou-se que o consumo elétrico da nova instalação teria um incremento de 20%, face ao consumo verificado anteriormente. Esse aumento é provocado pelo uso de sistemas auxiliares, como o caso das bombas.

Assim sendo, o cálculo do consumo elétrico da nova instalação é feito da seguinte forma:

$$\text{consumo de eletricidade} = \text{consumo evitado de eletricidade} \times 1,20 \quad (7.13)$$

$$\Leftrightarrow \text{consumo de eletricidade} = 5\,201,73 \times 1,2 = 6\,242,07 \text{ €/ano}$$

Sendo que *consumo de eletricidade* representa o consumo elétrico da nova instalação e que *consumo evitado de eletricidade* se refere ao consumo elétrico da antiga instalação, ambos os parâmetros serão usados para o cálculo do balanço económico apresentado posteriormente.

Verifica-se que o aumento do consumo de energia elétrica de 20% face ao consumo anterior representa um valor de 1040,35 €/ano. Este valor resulta bastante superior ao apresentado no cenário pessimista do consumo das bombas, 572,034€/ano, calculado no capítulo 7.3.1. Pelo que se confirma que existe, ainda, uma margem de tolerância para outros consumos extra provocados pelos equipamentos auxiliares.

7.3.3.3 Comparação dos custos anuais do túnel 409

Na Figura 7.1 é feita a comparação da despesa anual de combustível para o túnel 409, antes e depois da implementação do projeto de cogeração. Como se pode observar, a diferença de valores apresentados é bastante notória. Esta diferença é devida à diferença de preços de cada um dos combustíveis utilizados, visto que, anteriormente a instalação consumia gás propano que tem um custo bastante superior ao do gás natural.

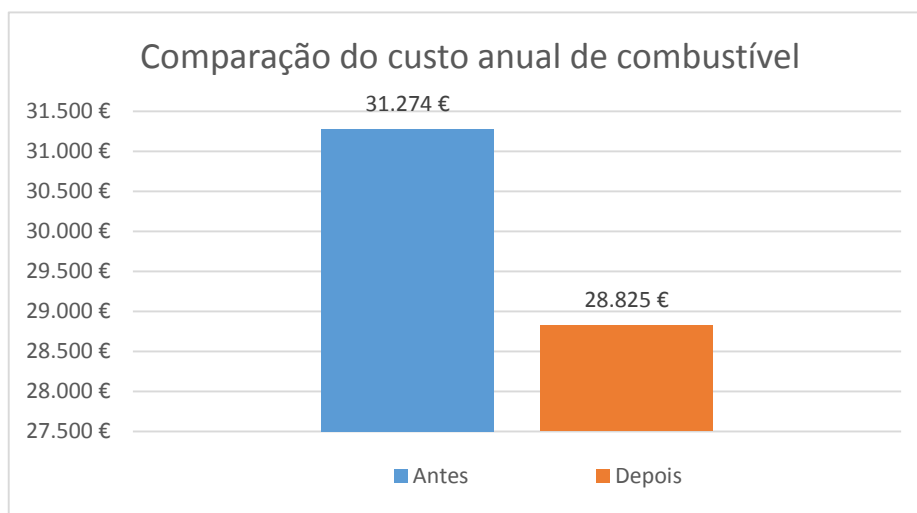


Figura 7.1 – Comparação do custo anual de combustível do túnel 409

De igual modo, na Figura 7.2 está representada uma comparação entre os valores do custo anual de energia elétrica. Neste caso, o valor do custo anual em energia elétrica será maior para a nova instalação, visto que haverá um maior consumo de energia provocado pelos equipamentos auxiliares, como o caso das bombas por exemplo.

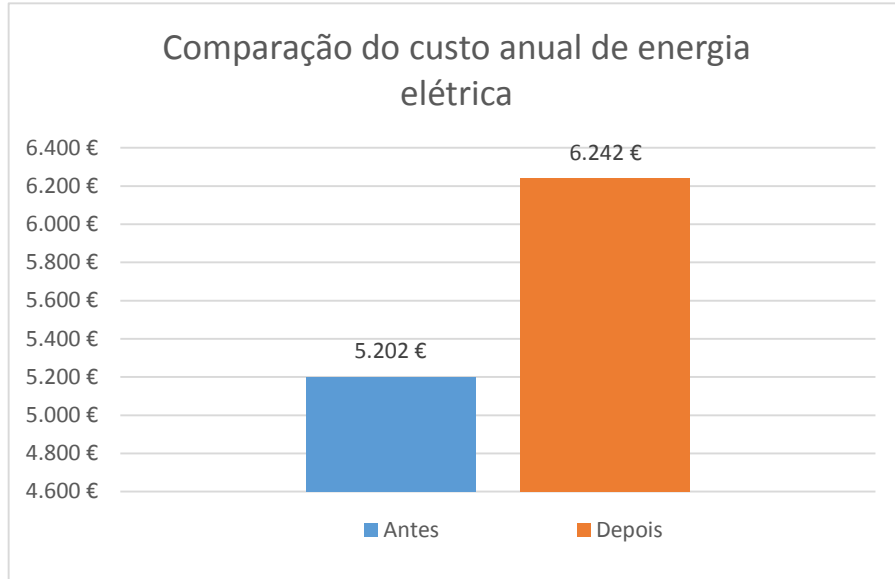


Figura 7.2 – Comparação do custo anual de energia elétrica do túnel 409

Para terminar, na Figura 7.3 é apresentada a comparação entre os valores de custo total anual, antes e depois da implementação da solução de cogeração. Esse valor resulta da soma do custo anual de combustível e do custo anual de energia elétrica. A implementação do projeto de cogeração resulta numa poupança anual, em combustível e em energia elétrica, de 1 409€. Sendo que ainda falta somar a este valor a parcela das receitas anuais resultantes da energia elétrica que é produzida, será de prever que o projeto se apresente como sendo bastante vantajoso.

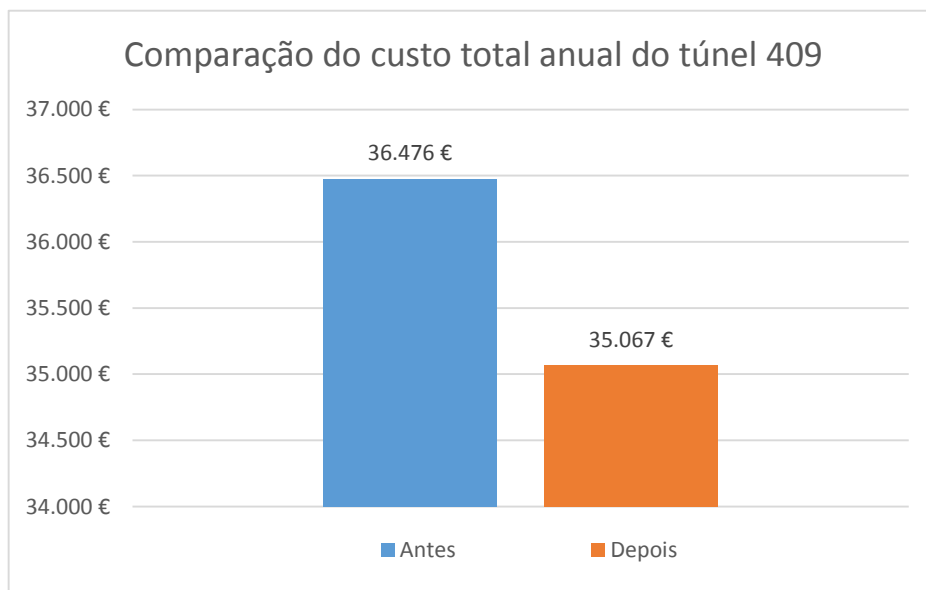


Figura 7.3 – Comparação do custo total anual do túnel 409

7.3.4 Produção de eletricidade motor

Sabe-se que o túnel 409 tem um funcionamento anual de 2185 horas, tal como foi anteriormente referido no anexo 5.1.

Para o cálculo da *eletricidade produzida ao ano*, pelo motor, recorreu-se à seguinte expressão:

$$\begin{aligned} \textit{Eletricidade produzida ao ano} \\ = \dot{W}_e \times n^\circ \textit{ de horas de funcionamento ao ano} \end{aligned} \quad (7.14)$$

$$\Leftrightarrow \textit{Eletricidade produzida ao ano} = 201 \times 2185 = 439\,185 \textit{ kWh}_e/\textit{ano}$$

A eletricidade produzida pelo funcionamento do motor será utilizada para autoconsumo na fábrica visto que, à luz do regime remuneratório aplicado à venda de eletricidade produzida por soluções de cogeração, o autoconsumo apresenta-se como sendo uma opção mais rentável.

Assim sendo, as receitas resultantes da produção de eletricidade serão iguais ao custo equivalente da energia elétrica que seria/teria que ser comprada à rede.

Tal como já foi anteriormente referido no capítulo 4.3 - Consumo de Energia Elétrica, o preço médio de compra da eletricidade tem o valor de 0,119 €/kWh. Desta forma, para se determinar o valor do *Custo evitado por ano*, resultado do autoconsumo da eletricidade produzida, utilizou-se a seguinte expressão:

$$\begin{aligned} \textit{Custo evitado por ano} \\ = \textit{Eletricidade produzida} \times \textit{venda equiv. elet.} [\textit{€/kWh}] \end{aligned} \quad (7.15)$$

$$\Leftrightarrow \textit{Custo evitado por ano} = 439\,185 \times 0,119 = 52\,263 \textit{ €/ano}$$

Este será o valor usado posteriormente para o estudo do balanço económico da instalação. Assim sendo, o *custo evitado por ano* apresenta-se como uma receita, visto que diz respeito à eletricidade produzida pelo motor que é aproveitada para autoconsumo da própria fábrica.

7.3.5 Cálculo de O&M

O custo de operação e manutenção de um motor varia, segundo [75], entre 2 a 6 €/MWh.

Na presente dissertação, assumiu-se um valor médio de 4 €/MWh. Assim sendo, para o cálculo do custo anual resultante de atividades relacionadas com operação e manutenção da instalação, recorreu-se à seguinte expressão:

$$\text{Custo O\&M} = \text{custo [€/MWh]} \times \dot{W}_e \times n^{\text{o}} \text{ horas funcionamento ano} \quad (7.16)$$

$$\Leftrightarrow \text{Custo O\&M} = 4 \times 201 \times 2185/1000 = 1\,757\text{€}$$

Em que, *custo* [€/MWh] representa o preço a pagar por cada MWh produzido pelo motor selecionado e \dot{W}_e corresponde à potência elétrica do motor.

7.3.6 Resultados do balanço económico:

Após terem sido calculados todos os parâmetros necessários para a determinação do valor total de receitas e de despesas, procedeu-se ao estudo do balanço económico da instalação, apresentado nas Tabela 7.4 e Tabela 7.5.

Assim sendo, o *total de receitas*, resultante da implementação da solução de cogeração, é calculado da seguinte forma:

Tabela 7.4 – Cálculo do total das receitas da nova instalação

Receitas	
- Consumo evitado de combustível	31.274 €
- Consumo evitado de eletricidade	5.202 €
- Autoconsumo de eletricidade produzida	52.263 €
Total de Receitas	88.739 €

E o cálculo do *total das despesas* verificadas resulta de:

Tabela 7.5 – Cálculo do total das despesas da nova instalação

Despesas	
- Consumo de Gás Natural	28.825 €
- Consumo de eletricidade	6.242 €
- Operação e manutenção	1.757 €
Total de Despesas	36.824 €

Para finalizar, sabe-se que os *proveitos totais anuais* são obtidos segundo a seguinte expressão:

$$\text{Proveitos totais} = \text{Receitas} - \text{Despesas} = 51\,915 \text{ €/ano} \quad (7.17)$$

Este valor de *proveitos totais anuais* diz respeito à poupança anual verificada com a implementação do projeto de cogeração.

Os valores obtidos em *total de receitas* e em *total de despesas* serão usados, no capítulo seguinte, para o estudo da análise económica de viabilidade do projeto.

7.4 Estudo da análise económica

No presente capítulo serão explicados apenas os parâmetros mais importantes para o estudo da análise económica de um projeto e serão apresentados os resultados desses mesmos parâmetros num contexto de três situações distintas, com valores de taxa de inflação e de taxa de aumento de energia diferentes. No anexo A.6 – Cálculos da análise económica serão explicados com maior detalhe todos os conceitos e cálculos utilizados para o estudo da viabilidade económica do projeto.

Para a análise económica considerou-se que o projeto teria um tempo de vida útil correspondente a 10 anos. Apesar da instalação apresentar a viabilidade de ser válida por mais tempo, considerou-se o que, normalmente, para efeitos de análise de viabilidade de projetos costuma ser o tempo de vida útil adotado.

7.4.1 Definição dos parâmetros para estudo de análise económica:

7.3.1.1 VAL

O valor atualizado líquido, *VAL*, representa a diferença entre as entradas e as saídas de dinheiro, também denominados por fluxos monetários, ou cash-flows, devidamente atualizados durante o tempo de vida útil do projeto [6].

O cash-flow define-se como uma medida de rentabilidade de um projeto e traduz-se nos fluxos líquidos resultantes do projeto que assumem o resultado de numerário. Os registos importantes para a medição de cash-flow são as receitas e as despesas efetivas em numerário, não os custos e receitas que apenas têm um registo contabilístico e não correspondem à entrada ou saída efetiva de dinheiro [6].

Esta taxa tem como intenção avaliar a viabilidade de um projeto de investimento, a partir do cálculo do valor atualizado de todos os seus cash-flows, sendo, por isso um indicador bastante utilizado em estudos de análise de viabilidade [76].

Visto que, qualquer investimento apenas gera cash-flow no futuro, torna-se necessário atualizar o valor de cada um desses cash-flows e compará-los com o valor do investimento. Sempre que o valor do investimento for menor ao valor atual dos cash-flows, o *VAL* resulta num valor positivo, o que significa que o projeto apresenta uma boa rentabilidade.

A determinação desta taxa representa um fator crucial da política da empresa, visto que condicionará a aceitação ou a rejeição de intenções de investimento.

O *VAL* calcula-se recorrendo-se à seguinte expressão:

$$VAL_n = \frac{CF_n}{(1 + TA)^n} \quad (7.18)$$

A taxa de atualização, *TA*, é também denominada por taxa mínima de rentabilidade do projeto ou por custo de oportunidade. Representa a rentabilidade que o investidor exige para a implementação de um dado projeto de investimento e servirá para atualizar os cash-flows produzidos. A taxa de atualização é constituída por três taxas distintas: o rendimento real, o prémio de risco e a taxa de inflação [77]. No entanto, para efeitos de cálculo, apenas será tida em consideração a taxa de inflação, visto que as duas outras taxas dependem de acordos pré-definidos entre o banco e a empresa em questão, informação à qual não se teve acesso durante

a elaboração do presente documento. O valor para a taxa de inflação, TI , foi retirado do instituto nacional de estatística [78] e considerou-se um valor constante para todos os anos. Numa fase posterior, serão feitas várias simulações de diferentes análises económicas variando o valor da taxa de inflação.

7.3.1.2 TIR

A taxa interna de rendibilidade, TIR , assume-se como a taxa máxima de rendibilidade do projeto e considera-se que o projeto deixa de ser rentável quando $TA > TI$ [77].

Deste modo, TIR resulta do valor para a taxa de atualização do projeto quando a $VAL = 0$. Este indicador permite calcular a taxa média que o investidor obterá em cada ano sobre os capitais que se mantêm investidos no projeto, à medida que o investimento inicial é recuperado, de forma progressiva [6].

7.3.1.3 PRI

O PRI apresenta-se como um indicador específico que permite prever o período de tempo que o projeto demora a reaver o capital investido, para um benefício bruto constante e não sendo contabilizadas as atualizações de valores [6].

O período de recuperação de investimento, PRI , destina-se a determinar o tempo de recuperação do capital investido, ou seja, calcula-se o número de anos necessário para que as receitas geradas e acumuladas superem as despesas em investimento realizadas e acumuladas durante o tempo de vida útil do projeto [77].

7.4.2 Apresentação dos resultados da análise económica

A partir dos cálculos apresentados no anexo A.6 – Cálculos da análise económica, foi possível determinar o valor dos parâmetros da análise económica que serão apresentados em seguida.

7.4.2.1 Interpretação de um cenário específico

Na Figura 7.4 é possível observar-se a evolução do VAL ao longo do tempo de vida útil do projeto, para o caso isolado de um cenário com uma taxa de inflação de $TI = 0,54\%$ e uma taxa de aumento de energia de $TAE = 3\%$. O valor da taxa de inflação foi retirado do INE, [78], e o valor da taxa de aumento de energia foi estimado a partir do aumento do preço da eletricidade e do gás natural. Para este mesmo cenário resulta um VAL de 409 112€, uma TIR de 25% e um $PRI = 3,8$ anos.

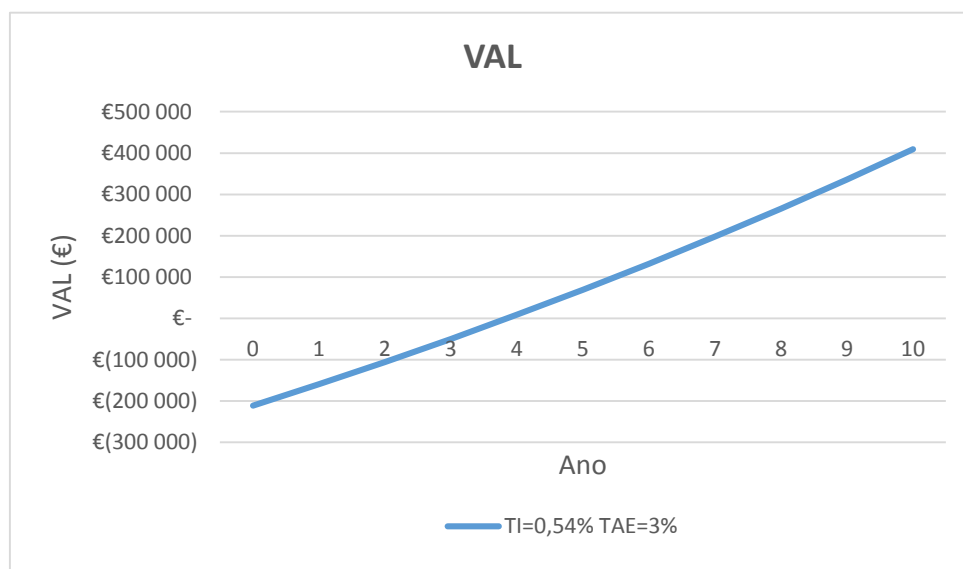


Figura 7.4 – Evolução do VAL para TI=0,54% e TAE=3%

7.4.2.2 Comparação de resultados

Após ter sido feita a análise económica para diferentes cenários possíveis com valores distintos de taxa de inflação e de taxa de aumento de energia, chegou-se aos seguintes resultados apresentados:

Tabela 7.6 – Resultados da análise económica para três cenários distintos

Taxa de inflação anual	0,0%	0,54%	0,0%
Taxa de aumento anual da energia	0,0%	0,0%	3,0%
TIR (%)	20,9%	20,6%	25,4%
PRI (Anos)	5,1	5,1	3,8
VAL (€)	308.098 €	284.280 €	438.001 €

Foram simuladas três situações possíveis, como se pode observar na Tabela 7.6. Na primeira situação, a taxa de inflação e a taxa de aumento de energia têm valor nulo, na segunda a taxa de aumento de energia mantém-se com valor nulo, enquanto que a taxa de inflação assume um valor de 0,54% e, por último, na terceira simulação, a taxa de inflação tem valor nulo, enquanto que a taxa de aumento de energia tem o valor de 3%. Como se pode verificar na tabela apresentada, o aumento da taxa de inflação provoca uma diminuição da *TIR* e do *VAL* e um aumento do *PRI*, enquanto que, por outro lado, uma maior taxa de aumento de energia provoca um aumento da *TIR* e do *VAL* e uma diminuição do *PRI*, o que na prática significa que o projeto se tornou mais rentável.

Na Figura 7.5 está apresentada uma comparação da evolução dos *VAL* para cenários com diferentes taxas de inflação e taxas de aumento de energia.

É possível verificar-se que quanto maior for a taxa de aumento de energia maior será o crescimento do *VAL*. Tal facto é devido a uma maior poupança anual conseguida com a venda e/ou autoconsumo da eletricidade produzida. Outros resultados provenientes de uma maior taxa de aumento de energia são um maior *TIR* e um menor *PRI*, como se pode observar na Figura 7.7 e na Figura 7.8, respetivamente.

Por outro lado, é possível também observar-se que a um aumento da taxa de inflação corresponde uma diminuição do crescimento do VAL. Tal facto é devido a uma maior despesa anual resultante da compra de diferentes formas de energia. Outros resultados provenientes de uma maior taxa de inflação são um menor *TIR* e um maior *PRI*.

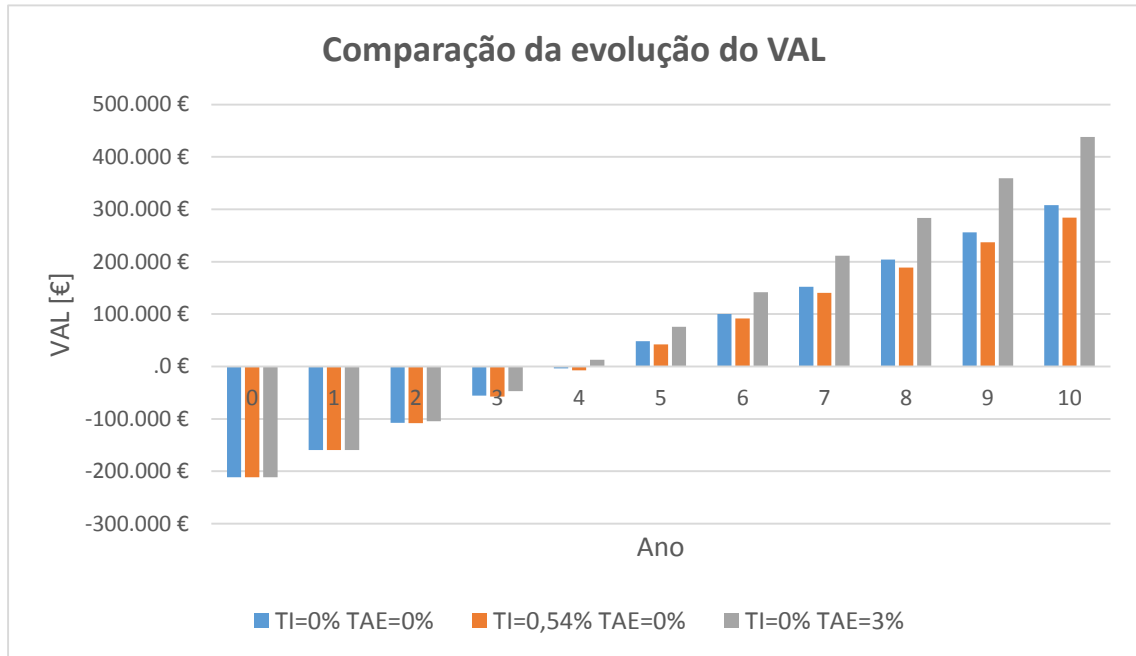


Figura 7.5 – Comparação da evolução do VAL para três cenários distintos

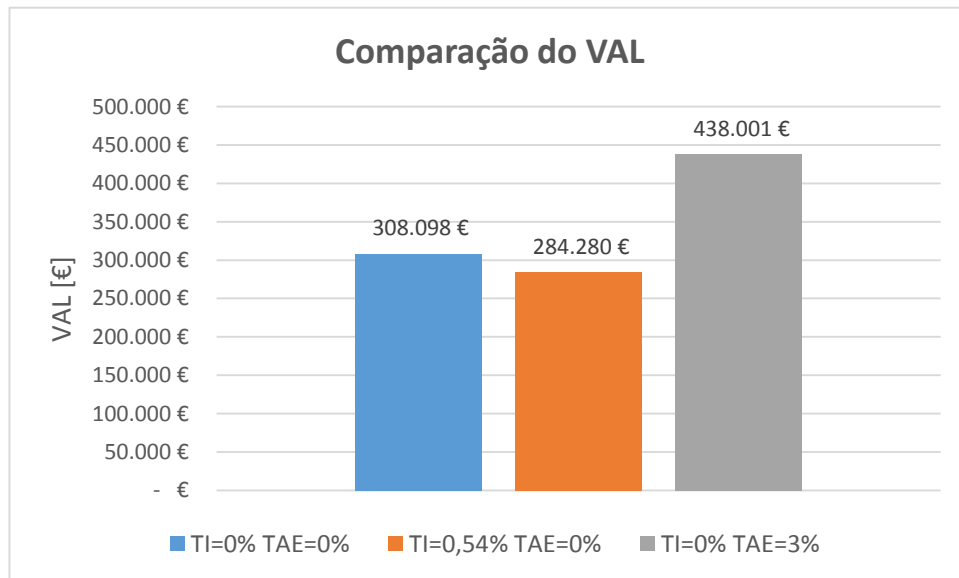


Figura 7.6 – Comparação do VAL para três cenários distintos

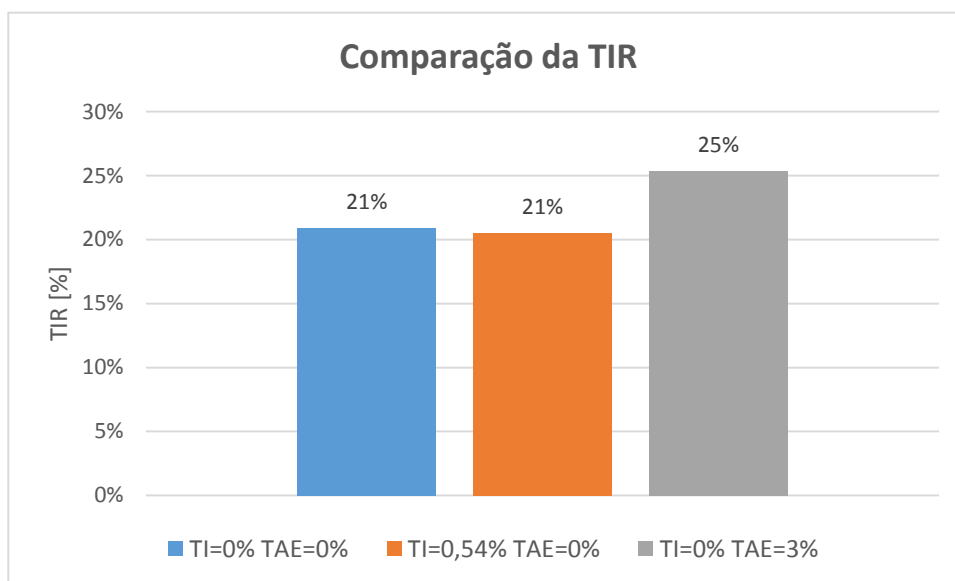


Figura 7.7 - Comparação da TIR para três cenários distintos

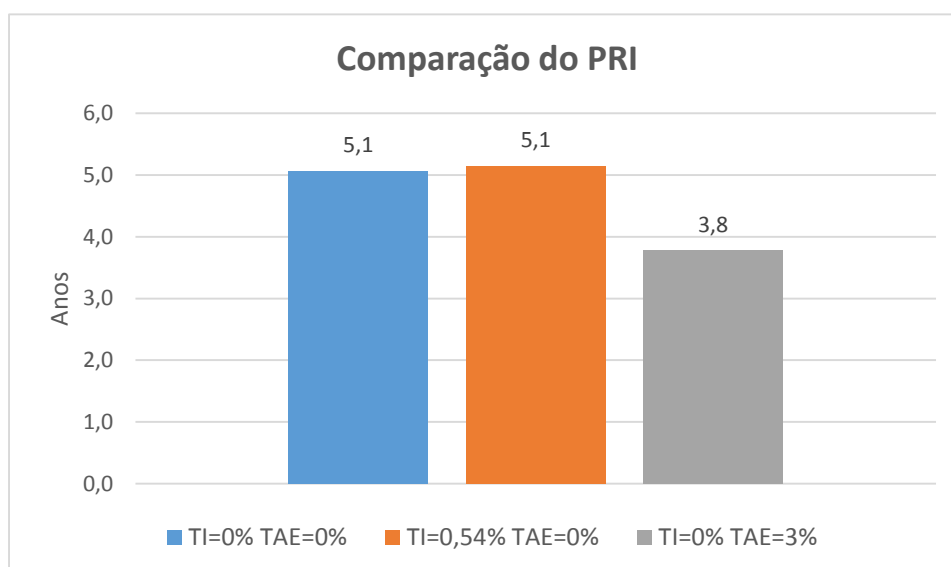


Figura 7.8 - Comparação do PRI para três cenários distintos

Para todos os cenários estudados, a implementação da presente proposta de solução de cogeração apresenta-se como sendo bastante viável. Resultando em valores consideráveis, tanto para o *VAL*, como para a *TIR* e em baixos valores de *PRI*.

7.5 Discussão dos resultados

No decurso do diagnóstico energético da instalação selecionada para a implementação da solução de cogeração, verificou-se que as necessidades energéticas do túnel 409 seriam de 78,78 kW para o processo de aquecimento das águas do tanque, mais especificamente para a fase de laboração, e de 147,76 kW para o processo de secagem de panelas.

Após terem sido efetuados os cálculos para a determinação da energia calorífica disponível com a solução proposta, verificou-se que o motor selecionado disponibilizava uma potência calorífica de 106 kW a partir do arrefecimento do motor e de 148 kW a partir dos gases de escape. O calor disponível na água de arrefecimento do motor será aproveitado para o aquecimento das águas do banho, enquanto que o calor disponível nos gases de escape será utilizado para o processo de secagem. Chegou-se, portanto, à conclusão que o projeto de instalação se apresenta capaz de satisfazer as necessidades caloríficas do túnel de desengorduramento.

Após ter sido realizado o balanço económico, verificou-se que a implementação do novo projeto de instalação resultaria numa poupança anual de 51 915 €. A partir deste valor, pode concluir-se que a solução proposta se apresenta como sendo bastante rentável.

A partir do estudo da análise económica, considerando um orçamento inicial de aproximadamente 216 050 €, uma taxa de inflação de 0,54% e uma taxa de aumento de energia de 3%, tem-se como resultado para os seguintes parâmetros da análise económica: $VAL = 409\,112$ €, $TIR = 25\%$ e $PRI = 3,9$ anos.

Pelo que se conclui que os resultados decorrentes do estudo de viabilidade do projeto demonstram que este se apresenta como sendo uma solução com vantagens comprovadas, não deixando margem para dúvidas quanto à importância e mais-valia da sua implementação.

7.6 Avaliação do desempenho energético do projeto de instalação

Para a avaliação do desempenho energético da solução de cogeração é necessário o cálculo da poupança de energia, contabilizada em toneladas equivalentes de petróleo [tep].

Para o efeito, torna-se necessário, numa primeira fase calcular a quantidade em [kWh] de cada uma das formas de energia presentes no balanço energético do sistema. Na Figura 6.2, pode ser observado o balanço energético do projeto de instalação proposto.

Assim sendo, o cálculo da energia contida na água de arrefecimento do motor, aproveitada no processo de aquecimento das águas do banho, ao longo de um ano, é dado por:

$$Q_{arr} = \dot{Q}_{arr} \times n^{\circ} \text{ horas de funcionamento ao ano} \quad (7.19)$$

$$\Leftrightarrow Q_{arr} = 78,78 \times 2185 = 172\,134 \text{ kWh}$$

Em que Q_{arr} representa a energia contida na água de arrefecimento do motor, aproveitada para o processo de aquecimento das águas do banho, no decorrer de um ano e \dot{Q}_{arr} a potência calorífica necessária para o aquecimento das águas do banho.

Fazendo, de forma análoga, o cálculo da energia anual contida nos gases de escape:

$$Q_{ge} = \dot{Q}_{ge} \times n^{\circ} \text{ horas de funcionamento ao ano} \quad (7.20)$$

$$\Leftrightarrow Q_{ge} = 147,76 \times 2185 = 322\,856 \text{ kWh}$$

Em que Q_{ge} representa a energia contida nos gases de escape, aproveitada para o processo de secagem das painéis, durante o decorrer de um ano e \dot{Q}_{ge} a potência calorífica necessária nesse mesmo processo.

Por sua vez, cálculo da energia contida no combustível consumido anualmente é feito através da seguinte expressão:

$$F_{CG} = \dot{F}_{CG} \times n^{\circ} \text{ horas de funcionamento ao ano} \quad (7.21)$$

$$\Leftrightarrow F_{CG} = 560 \times 2185 = 1\,223\,600 \text{ kWh}$$

Em que F_{CG} representa a energia anualmente contida no combustível consumido pela instalação de cogeração e \dot{F}_{CG} a potência calorífica contida do combustível consumido.

O valor de todas as potências caloríficas presentes no balanço retirado da Tabela 6.1, apresentada anteriormente.

Seguidamente, para se avaliar a poupança anual de energia primária começaram por se converter todas as energias em quilogramas equivalentes de petróleo [kgep].

Para o caso do gás natural consumido e da eletricidade produzida basta multiplicar pelo fator de conversão de acordo com o RSECE [79] de acordo com a Tabela 7.9.

Tabela 7.7 – Conversão do gás consumido e eletricidade produzida para [kgep]

	Fator de conversão			
	[kWh]	[kgep/kWh]	[kgep]	[tep]
F_{CG}	1.223.600	0,086	105.230	105.2
W_E	439.185	0,29	127.364	127.4

O valor de W_E que representa a quantidade de eletricidade produzida pela instalação no decorrer de um ano e foi calculado anteriormente na equação (7.14).

Para se avaliar a energia do calor produzida anualmente pela instalação, considerou-se que as mesmas seriam obtidas através de sistemas convencionais, ou seja, recorrendo a uma caldeira a gás para a produção de calor, conforme apresentado na Tabela 7.8. Considerou-se, para o efeito, que o rendimento teria o valor de $\eta_b = 90\%$.

Tabela 7.8 – Conversão do calor do projeto para [kgep]

	[kWh]	η_b	Energia necessária sistema CV [kWh]	Fator de conversão [kgep/kWh]	[kgep]	[tep]
Q_{GE}	322.856	0,9	358.729	0,086	30.851	30,9
Q_{arr}	172.134	0,9	191.260	0,086	16.448	16,4

Recorrendo ao balanço energético apresentado na Figura 6.2, constata-se que:

$$Poupança\ anual\ de\ energia\ primária\ [kgep] = (W_E + Q_{GE} + Q_{arr}) - F_{CG} \quad (7.22)$$

Finalmente, é apresentado na , a poupança anual de energia primária deste sistema conseguida com a implementação da solução de cogeração.

Tabela 7.9 – Poupança anual de energia primária

	[kgep]	[tep]
F_{CG}	105.230	105,2
W_E	127.364	127,4
Q_{GE}	30.850,7	30,9
Q_{arr}	16.448,4	16,4
Energia poupada/ano	69.433	69,4

Verifica-se que a implementação do projeto de cogeração resulta numa poupança anual de 69,4 toneladas equivalentes de petróleo.

Em seguida será feita a análise de alguns parâmetros de avaliação do desempenho de uma instalação de cogeração.

O *Índice de Economia de Energia (IEE)* [80] resulta da razão entre a economia de combustível e a quantidade de combustível consumida numa instalação convencional, ou seja, numa central elétrica de rendimento η_c e numa caldeira com rendimento η_b .

$$IEE = \frac{\frac{|\dot{Q}_u|}{\eta_b} + \frac{|\dot{W}_E|}{\eta_{E,CV}} - |\dot{F}_{CG}|}{\frac{|\dot{Q}_u|}{\eta_b} + \frac{|\dot{W}_E|}{\eta_{E,CV}}} = 0,2575 \quad (7.23)$$

A *Razão Demandada de Energia Primária (RDEP)* [80] resulta do quociente entre a quantidade de combustível consumido na cogeração pelo valor correspondente à situação convencional. Recorrendo ao valor anteriormente calculado para o *IEE*, tem-se que o valor da *RDEP* é dado pela seguinte expressão:

$$RDEP = 1 - IEE = 0,7425 \quad (7.24)$$

Sempre o valor calculado para a *RDEP* for menor que a unidade significa que a solução de cogeração permite uma economia de combustível, enquanto que, se o seu valor for maior que a unidade significa que não existem vantagens energéticas com a implementação do projeto de cogeração.

O *Fator de Utilização de Energia Elétrica (FUE_e)* [80] traduz-se no rendimento total da instalação de cogeração e o seu cálculo resulta da seguinte expressão:

$$FUE_e = \frac{\dot{W}_E + \dot{Q}_u}{\dot{F}_{CG}} = 0,7635 \quad (7.25)$$

O cálculo do *Consumo Específico de Combustível (CEC)* [80] resulta do quociente entre a quantidade de combustível consumida e a quantidade de eletricidade produzida.

$$CEC = \frac{\dot{F}_{CG}}{\dot{W}_E} = 2,79 \quad (7.26)$$

O cálculo da *Razão Calor Eletricidade (RCE)* [80] é feito recorrendo-se à seguinte expressão:

$$RCE = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{W}_E} = 1,127 \quad (7.27)$$

Para o cálculo dos parâmetros, apresentados anteriormente, foram efetuadas as seguintes considerações:

Rendimento de uma caldeira convencional $\rightarrow \eta_b = 90\%$ [80]

Rendimento de uma central elétrica $\rightarrow \eta_c = 40\%$ [80]

Após terem sido efetuados todos os cálculos chegou-se aos seguintes resultados apresentados na .

Tabela 7.10 – Parâmetros de avaliação de desempenho da solução de cogeração

Convencional		
Rendimento caldeira	0,9	
Rendimento elétrico	0,4	
Cogeração (motor MTU)		
W_E	409.185	<i>kWh</i>
Q_{arr}	172.134	<i>kWh</i>
Q_{GE}	322.856	<i>kWh</i>
Q_u	494.990	<i>kWh</i>
F_{CG}	1.223.600	<i>kWh</i>
Avaliação de desempenho		
RCE	1,127	
IEE	0,2575	
RDEP	0,7425	
FUE_e	0,7425	
CEC	2,79	

A partir da análise da tabela anterior é possível observar-se que a solução de cogeração permite uma economia de combustível primário de aproximadamente 26% caso essa mesma energia fosse produzida através de meios convencionais. É ainda possível observar-se que o rendimento global da instalação é de aproximadamente 74%.

7.7 Avaliação do impacto ambiental do projeto de instalação

A partir do valor calculado, no capítulo 7.6, da *poupança anual de energia primária* em *kgep* e sabendo que as emissões de CO_2 por *kgep* tem o valor de 0,0012 toneladas equivalentes de CO_2 /*kgep* [80]. Para a determinação da poupança de emissões de CO_2 por ano é necessário multiplicarem-se esses dois valores, tal como apresentado na Tabela 7.11.

Tabela 7.11 – Emissões de CO_2

Energia poupada/ano [<i>kgep</i>]	Fator de conversão [<i>teqCO₂/kgep</i>]	Emissões anuais poupadas [<i>teqCO₂</i>]
69.433	0,0012	83,3

É possível observar-se que esta instalação é amigável para o ambiente, visto que são poupadas emissões para a atmosfera na ordem de 83,3 toneladas de CO_2 comparativamente com a produção de energia recorrendo-se aos sistemas convencionais.

CAPÍTULO 8

CONCLUSÕES E DESENVOLVIMENTOS FUTUROS

8 Conclusões e Desenvolvimentos Futuros

8.1 Conclusões

O principal objetivo deste trabalho consistiu na projeção e dimensionamento de uma solução de cogeração que permitisse facultar um contributo para a sustentabilidade do sector energético e ambiental, no contexto da empresa SILAMPOS.

Dado que a resolução do atual balanço energético mundial se apresenta como um dos maiores problemas do nosso tempo, a tentativa de conciliar o crescente aumento do consumo de energia que se tem vindo a verificado ao longo dos anos com a necessidade de reduzir as emissões de CO₂, constitui um desafio de grande dimensão.

No entanto, uma vez que investir em tecnologias renováveis, por si só, não assegura uma resposta alternativa suficiente para a procura energética que satisfaça as necessidades da humanidade, a forte aposta atual nas energias renováveis deve ser igualmente acompanhada pela racionalização e eficiência do consumo dos combustíveis fósseis disponíveis no planeta. Assim sendo, optar por combustíveis que emitam menores quantidades de poluentes, como é o caso do gás natural, que foi o combustível proposto no projeto de cogeração da presente dissertação, surge como uma opção assertiva para uma contribuição na sustentabilidade do meio ambiente.

Seguindo esta lógica de pensamento, tecnologias como o caso da cogeração, processo que se apresenta como uma solução bastante eficiente na produção de energia, pois permite produzir em simultâneo eletricidade e calor a partir de uma única fonte de combustível, assumem um papel relevante, na medida em que a sua eficiência e flexibilidade permitem que se ajustem a instalações de diferentes dimensões e potências, proporcionando uma opção que resulta numa resposta mais económica e sustentável. Na realidade, como o consumo de energia necessário para a produção de eletricidade e de calor representa uma grande parcela do consumo energético a nível mundial, torna-se importante a implementação de tecnologias alternativas e economicamente mais rentáveis.

No caso concreto do projeto elaborado no âmbito desta dissertação, existem fatores preponderantes para a sua sustentabilidade financeira, dos quais se destacam, o preço de compra e venda de energia elétrica à rede, o custo do combustível utilizado e o investimento efetuado para a respetiva aplicação.

Tendo em conta a importância dos três fatores referidos no parágrafo anterior, foi elaborada uma análise económica de forma a determinar a estimativa da rentabilidade do projeto. Para tal, recorreu-se ao cálculo de indicadores económicos determinantes como a *TIR*, o *VAL* e o *PRI*.

Após a análise dos resultados, o projeto apresentado revelou ser uma proposta economicamente vantajosa, traduzindo-se em valores de $TIR = 25\%$, de $PRI = 3,9$ anos e de $VAL = 409\,112\text{€}$, para uma taxa de inflação anual de $0,54\%$ e uma taxa de aumento de energia de 3% .

A solução de cogeração apresentada na dissertação demonstra também ser uma opção válida e eficiente a nível energético e ambiental tendo por base os parâmetros de avaliação de desempenho energético e de avaliação do impacto ambiental, na medida em que permitem uma poupança de energia primária de 69 tep por ano, associada a uma redução das emissões de gases de efeito de estufa na ordem de 83 teqCO₂ em relação a sistemas convencionais de produção de energia, um *Índice de Economia de Energia (IEE)* de 26%, uma

Razão Demandada de Energia Primária (RDEP) de 74%, um
Fator de Utilização de Energia (FUE) de 76% e um
Consumo Específico de Combustível (CEC) de 2,79.

Como se pode verificar, os valores apresentados permitem aferir que este projeto de cogeração conduz a um consumo eficiente e racional de combustível, a uma diminuição das emissões de CO₂ e de gases de efeito estufa e à satisfação das necessidades energéticas requeridas, o que implica uma consequente redução no valor da fatura energética anual. Além disso, revela-se como um contributo oportuno no contexto do atual paradigma de sustentabilidade energética supramencionado.

Conclui-se, através do supracitado, que o presente trabalho atingiu o objetivo proposto, ao determinar com sucesso a exequibilidade de um sistema de autoconsumo industrial através de uma solução de cogeração adequada às necessidades do túnel de desgorduramento da empresa SILAMPOS.

Dado que a presente proposta surge como um contributo na tentativa de suprir necessidades energéticas e ambientais, mediante a redução do consumo de energia e a diminuição da emissão dos gases poluentes, considera-se que as soluções apresentadas se revelam pertinentes e podem vir a ser extrapoladas e aperfeiçoadas noutros contextos que apresentem necessidades energéticas análogas.

8.2 Perspetivas de Trabalhos Futuro

Uma proposta interessante para trabalhos futuros seria a integração direta de tecnologia solar térmica para aquecimento das águas do banho do túnel, o que permitiria ganhos efetivos a nível da ecoeficiência dos processos e a consequente redução de custos energéticos e da pegada carbónica. Tornar-se-ia, assim, viável que o possível calor em excesso fosse passível de aplicação numa multiplicidade de equipamentos dentro da própria fábrica.

Usando-se concentradores solares cilíndricos parabólicos em vácuo, é possível a obtenção de temperaturas bastante elevadas, que seriam mais do que suficientes para aquecer as águas do banho do túnel (55°C), e talvez fossem igualmente capazes de suprir as necessidades caloríficas do secador (140°C). A aplicação deste projeto permitiria um aumento da eficiência energética do seu processo produtivo, com diminuição de custos e de emissões de gases de estufa e, conseqüentemente, uma diminuição dos custos referentes aos consumos energéticos associados ao consumo de gás propano. Seria ainda previsível um impacto, a médio prazo, no que se refere ao fortalecimento da imagem ecológica da empresa, enquanto promotora da sustentabilidade industrial, em todas as suas vertentes, com evidentes benefícios no que respeita, fundamentalmente, à sua atuação em mercados internacionais onde, de resto, já desenvolve a atividade.

Por sua vez, a poupança económica decorrente da integração deste tipo de sistema de concentração solar térmica em processos industriais (e o correspondente tempo de retorno de investimento) é, obviamente, dependente do tipo de combustível cujo consumo num sistema de conversão de energia (caldeira ou queimador) seja evitado.

De facto, estes sistemas demonstram ser economicamente viáveis em processos industriais que previamente eram consumidores de GPL ou gasóleo, desde que corretamente projetados (função do perfil de consumo do processo e da tipologia do mesmo) e desde que o seu funcionamento seja assegurado no ponto ótimo de integração.

Em suma, a integração direta de concentradores solares térmicos em processos industriais apresenta viabilidade económica, embora esteja dependente de fatores como perfis de consumo, localização ou área disponível.

Um outro tipo de trabalho interessante para ser feito, no futuro, seria o isolamento do túnel 409, no processo de secagem, de forma a aumentar a eficiência do mesmo, o que se traduziria em ainda menores consumos energéticos.

Durante o processo de secagem, as colunas de exaustão de onde provêm os gases de escape usados para a secagem das peças encontram-se fixas. Seria igualmente interessante, num trabalho futuro, criar um sistema automatizado que adaptasse a posição destas mesmas colunas ao tamanho da panela de trabalho. Este sistema iria permitir uma grande redução dos consumos do túnel, visto que as perdas deste processo, principalmente para as panelas mais pequenas, seriam muito menores.

Para terminar, noutros processos dentro da empresa, que não tenham necessidade de calor a altas temperaturas, o calor desperdiçado no arrefecimento da água do motor, mais concretamente na torre de arrefecimento, poderá, ainda, vir a ser aproveitado, tal como, por exemplo, para o aquecimento de AQS, ou o aquecimento da água dos banhos de outro túnel da empresa.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Referências e Bibliografia

- [1] *Ministério do Ambiente e Ordenamento do Território e da Energia. Decreto-Lei 68-A/2015*, Diário da República, 1(84):2206-(2), 2015, Disponível em: https://www.portugal2020.pt/Portal2020/Media/Default/Docs/Legislacao/Nacional/DL68A_2015.pdf Acedido em: Novembro 2015.
- [2] M. G. Mata, *Últimos desenvolvimentos e obstáculos. Algumas soluções para o futuro*, O atual enquadramento legal da cogeração - 2ª Edição, COGEN PORTUGAL, 2014, páginas 1-28, Acedido em: Novembro 2015.
- [3] *Ministério do Ambiente e Ordenamento do Território e da Energia. Decreto-Lei 68-A/2015*, Diário da República, 1(84):2206-(52), 2015, Disponível em: https://www.portugal2020.pt/Portal2020/Media/Default/Docs/Legislacao/Nacional/DL68A_2015.pdf. Acedido em: Novembro 2015.
- [4] *Intranet Silampos* [Online]. Acedido em: Dezembro 2015.
- [5] I. C. Ibrahim Gulyurtlu, António Baeta Neves, David Salema. A Cogeração em Portugal - Evolução e Constrangimentos.
- [6] T. S. S. T. Moutinho, *Utilização de sistemas de cogeração benéficos para os utilizadores em que condições? Auditene-Projetos e auditorias energéticas*, Lda, FEUP, 2013, Acedido em: Setembro 2015.
- [7] *Combined Heat and Power - Evaluating the benefits of greater global investment* [video file]. Disponível em: http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/chp_report.pdf. Acedido em: Fevereiro 2015.
- [8] A. F. R. d. Sá, *Guia de Aplicações de Gestão de Energia e Eficiência Energética*, Acedido em: Novembro 2014.
- [9] Cogeneration - Energy Technology Fact Sheet. Disponível em: <http://gossengineering.com/articles/unep-fact-sheet-on-cogeneration-chp.pdf>. Acedido em: Fevereiro 2015.
- [10] *O que é a Cogeração* [Online]. Disponível em: http://www.cogenportugal.com/general_content/showInformation.aspx?mt=1&ml=34&type=2. Acedido em: Dezembro 2015.
- [11] I. C. Ibrahim Gulyurtlu, António Baeta Neves, David Salema. A Cogeração em Portugal – Evolução e Constrangimentos. *Indústria e Ambiente – Revista de informação técnica e científica*, n.º 57. Disponível em: <http://onlinebiblio.lneg.pt/plinkres.asp?Base=LNEGBD&Form=BIBLIO&StartRec=0&RecPag=5&NewSearch=1&SearchTxt=%22TI%20A%20Cogera%E7%E3o%20em%20Portugal%20-%20Evolu%E7%E3o%20e%20Constrangimentos%22%20%2B%20%22TI%20A%20Cogera%E7%E3o%20em%20Portugal%20-%20Evolu%E7%E3o%20e%20Constrangimentos%24%22>. Acedido em: Abril 2015.
- [12] "Cut your energy bills with cogeneration - A basic guide on the principles and profitability of small-scale cogeneration," ed. Intelligent Energy Europe. Acedido em: Fevereiro 2015.
- [13] R. D. Stys and A. W. Quade, (1981). A Cogeneration Overview by a Large Electric and Gas Utility. *Education, IEEE Transactions on*. vol. 24, pp. 232-238. Acedido em: Setembro 2015.
- [14] Abril 2015. H. Yi-Hseih and Y. Sheng-Nian, *Benefit evaluation of cogeneration based on avoided costs of power generation and transmission*, 2004. Acedido em: Abril 2015.
- [15] EE Energy, transport and GHG Emission Trends to 2050. *European Commission*. Acedido em: Dezembro 2015.
- [16] *Energy in figures EU - Statistical Pocketbook 2014*, Acedido em: Março 2015.

- [17] *Energia para um futuro sustentável* [Online]. Disponível em: <http://www.bcsdportugal.org/content/index.php?action=detailFo&rec=117>. Acedido em: Abril 2015.
- [18] P. E. M. d. G. José Luz Silveira, "Uso Racional de Energia," Pós-Graduação em Engenharia Ambiental da Faculdade de Engenharia Química de Lorena. Acedido em: Novembro 2015.
- [19] Projecto Green Lodges: Micro-cogeração - Brochura para fornecedores. Acedido em: Abril 2015.
- [20] F. Marques, "Análise termo-económica no desenvolvimento de sistemas de cogeração de pequena escala para edifícios," Universidade do Minho. Acedido em: Setembro 2015.
- [21] W. A. Junior, "Viabilidade técnica e económica de implantação de Cogeração no sector de beneficiamento de madeira." Acedido em: Setembro 2015.
- [22] [Online]. Disponível em: <http://www.worldwatch.org/node/5924>. Acedido em: Setembro 2015.
- [23] *Turbomar* [Online]. Disponível em: <http://www.turbomar.pt/>. Acedido em: Abril 2015.
- [24] Manual de Apoio ao Cogrador. Disponível em: http://www.cogenportugal.com/ficheirosUpload/Manual_de_Apoio_ao_Cogrador.pdf. Acedido em: Maio 2015.
- [25] M. A. L. Pereira, *Estudo do desenvolvimento da integração de micro-cogeração em Portugal*, [s. n.], 2009, Acedido em: Novembro 2014.
- [26] J. D. G. d. C. D. d. Gama, *Desenvolvimento de um programa para análise termo-económica de sistemas de cogeração*, [s. n.], 2012, Acedido em: Janeiro 2015.
- [27] G8+5 [Online]. Disponível em: <http://en.wikipedia.org/wiki/G8%2B5>. Acedido em: Abril 2015.
- [28] *Directiva 2004/8/CE*, P. E. e. d. Conselho 11 de Fevereiro de 2004, Disponível em: <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2004:052:0050:0060:PT:PDF>. Acedido em: Abril 2015.
- [29] Jornal Oficial da União Europeia, edição de 17-11-2014. Disponível em: <http://eur-lex.europa.eu/JOIndex.do?ihmlang=pt>. Acedido em: Abril 2015.
- [30] C. A. D. S. Soares, *Direito das Energias Renováveis*, Almedina, 2014, Acedido em: Novembro 2015.
- [31] F. García Rubio and L. Mellado Ruíz, *Eficiencia energética y derecho*, Editorial Dykinson, S.L., 2013, Acedido em: Novembro 2015.
- [32] E. A. Pelegrín, *El lobby en la Unión Europea: Manual sobre el buen uso de Bruselas*, ESIC Editorial, 2016, Acedido em: Novembro 2015.
- [33] *Cogeração em Portugal* [Online]. Disponível em: http://www.cogenportugal.com/general_content/showInformation.aspx?mt=1&ml=2&type=2. Acedido em: Abril 2015.
- [34] (). *PROJECTO: DEEC - Dinamização da Eficiência Energética e da Cogeração* [Online]. Disponível em: <http://www.cogenportugal.com/content/projectos.aspx?mt=2&ml=10&mls=29&type=3>. Acedido em: Junho 2015.
- [35] "Documentação disponibilizada pela COGEN PORTUGAL," ed. Acedido em: Junho 2015.
- [36] M. J. A. Maria Teresa Ponce Leão, "Produção Distribuída - Barreiras, Legislação e Apoios," OPETPORTUGAL. Acedido em: Dezembro 2015.

- [37] *Ciclo de Rankine* [Online]. Disponível em: http://pt.wikipedia.org/wiki/Ciclo_Rankine#Descri.C3.A7.C3.A3o. Acedido em: Maio 2015.
- [38] J. Martins, *Motores de Combustão Interna*, Editora Publindústria, Acedido em: Setembro 2015.
- [39] J. C. d. C. Barbosa, *Cálculo de electricidade de cogeração de alta eficiência*, [s. n.], 2009, Acedido em: Novembro 2015.
- [40] *NaturalGas.org* [Online]. Disponível em: http://naturalgas.org/overview/combinedheat_powersystems/. Acedido em: Maio 2015.
- [41] *MSPC Informações técnicas* [Online]. Disponível em: http://www.mspc.eng.br/ndx_termo0.shtml. Acedido em: Maio 2015.
- [42] J. L. T. Azevedo, *Apontamentos sobre Cogeração*, Acedido em: Novembro 2015.
- [43] *Turbec AB* [Online]. Disponível em: <http://www.turbec.com/products/process.htm>. Acedido em: Maio 2015.
- [44] T. M. B. Lima, *Estudo de um sistema de micro-cogeração com motor de combustão interna acoplado a um ciclo de ejeção*, [s. n.], 2009, Acedido em: Setembro 2015.
- [45] *Austrian Energy Agency* [Online]. Disponível em: <http://www.nachhaltigwirtschaften.at/results.html/id6656>. Acedido em: Maio 2015.
- [46] *The Fuel and Engine Bible* [Online]. Disponível em: http://www.carbibles.com/fuel_engine_bible.html. Acedido em: Maio 2015.
- [47] *Oficina e Cia* [Online]. Disponível em: <http://www.oficinaecia.com.br/bibliadocarro/biblia.asp?status=visualizar&cod=4>. Acedido em: Maio 2015.
- [48] Dezembro 2015). *Micro-Cogeração*. Disponível em: <http://www.cogenportugal.com/ficheirosupload/Brochura%20Micro-cogera%C3%A7%C3%A3o.pdf>. Acedido em: Dezembro 2015.
- [49] *Micro CHP systems: state-of-the-art. Austrian Energy Agency*. Disponível em: http://ec.europa.eu/energy/intelligent/projects/sites/iee-projects/files/projects/documents/green_lodges_micro_chp_state_of_the_art.pdf. Acedido em: Maio 2015.
- [50] "Relatório de resultados de contactos efectuados com entidades holandesas sobre micro-cogeração baseada na tecnologia de "motores Stirling". Acedido em: Maio 2015.
- [51] *Tecnologias de MicroGeração e Sistemas Periféricos. Centro de Estudos em Economia da Energia, dos Transportes e do Ambiente*. Disponível em: <http://ceeta-eco.pt/nc4PT/home.html>. Acedido em: Maio 2015.
- [52] D. E. Winterbone and A. Turan, "Chapter 21 - Fuel Cells" in *Advanced Thermodynamics for Engineers (Second Edition)*. D. E. W. Turan, Ed. Boston: Butterworth-Heinemann, 2015, pp. 497-526. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780444633736000216>. Acedido em: Setembro 2015.
- [53] B. Kalmula and V. R. Kondapuram, (2015). Fuel processor – fuel cell integration: Systemic issues and challenges. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. vol. 45, pp. 409-418. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032115000441>. Acedido em: Fevereiro 2015.
- [54] [Online]. Disponível em: <http://celulasdecombustivel.planetaclix.pt/comofuncionam.html>. Acedido em: Fevereiro 2015.

- [55] *Cogeneration.net* [Online]. Disponível em: <http://www.cogeneration.net/RegenerativeFuelCells.htm>. Acedido em: Dezembro 2015.
- [56] *FCTec* [Online]. Disponível em: http://www.fctec.com/fctec_types_rfc.asp. Acedido em: Março 2015.
- [57] *Shetland Power Technologies* [Online]. Disponível em: http://www.shetlandpt.co.uk/refuel_technology.htm. Acedido em: Junho 2015.
- [58] *Motor Stirling* [Online]. Disponível em: http://en.wikipedia.org/wiki/Stirling_engine. Acedido em: Maio 2015.
- [59] M. R. C. d. Santos, *Estudo de um sistema de cogeração com motor Stirling e concentrador solar*, [s. n.], 2012, Acedido em: Novembro 2014.
- [60] *New Energy Direction* [Online]. Disponível em: <http://newenergydirection.com/blog/2008/11/reducing-greenhouse-heating-costs-and-generating-income/>. Acedido em: Abril 2015.
- [61] *Animated Engines* [Online]. Disponível em: <http://www.animatedengines.com/vstirling.shtml>. Acedido em: Junho 2015.
- [62] *Organic Rankine Cycle* [Online]. Disponível em: http://en.wikipedia.org/wiki/Organic_Rankine_cycle. Acedido em: Outubro 2015.
- [63] Cogeneration – Best Practice Manual. Disponível em: <http://www.bsr.org/reports/bsr-energy-management-handbook.pdf>. Acedido em: Fevereiro 2015.
- [64] "Seminário COGEN Portugal: Micro-cogeração em Portugal," Fundação Dr. António Cupertino Miranda. Porto. Acedido em: Setembro 2015.
- [65] S. C. Bhatia, "19 - Cogeneration" in *Advanced Renewable Energy Systems*. S. C. Bhatia, Ed.: Woodhead Publishing India, 2014, pp. 490-508. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B978178242269350019X>. Acedido em: Fevereiro 2015.
- [66] H. L. Schick, "THE THERMODYNAMIC TABLES*" in *Thermodynamic Tables, Bibliography, and Property File*. H. L. Schick, Ed.: Academic Press, 2013, pp. 2-3-2-12. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9781483229188500087>. Acedido em: Novembro 2015.
- [67] P. Coelho, *Tabelas de Termodinâmica*, FEUP EDIÇÕES, Acedido em: Novembro 2015.
- [68] *MTU* [Online]. Disponível em: <http://www.mtu-online.com/brasil/company/index.br.html>. Acedido em: Outubro 2015.
- [69] *EDP - Energias de Portugal* [Online]. Disponível em: <http://www.edp.pt/pt/Pages/homepage.aspx>. Acedido em: Novembro 2014.
- [70] *Tabela Periódica Dinâmica* [Online]. Disponível em: <http://www.phtable.com/?lang=pt>. Acedido em: Novembro 2015.
- [71] K. Ražnjević, *Tables et diagrammes t[h]ermodynamiques*, Eyrolles, 1970, Acedido em: Novembro 2015.
- [72] *Gerador de Preços Portugal* [Online]. Disponível em: http://www.geradordeprecos.info/obra_nova/Instalacoes/Aquecimento_climatizacao_e_A_Q_S_/Sistemas_de_conducao_de_agua/Bomba_de_circulacao.html. Acedido em: Novembro 2015.
- [73] *CODISTEC* [Online]. Disponível em: <https://www.codistec.com/pt/>. Acedido em: Janeiro 2016.
- [74] *ERSE - Entidade Reguladora dos Serviços Energéticos* [Online]. Disponível em: <http://www.erse.pt/pt/electricidade/tarifaseprecos/2016/Paginas/TTVCFPortugalContinente2016.aspx>. Acedido em: Novembro 2015.

- [75] J. M. M. Martins, *Motores de combustão interna*, Publindústria, 2006, Acedido em: Novembro 2015.
- [76] *Knoow - Enciclopédia Temática* [Online]. Disponível em: <http://knoow.net/cienceconemp/gestao/val-valor-actual-liquido/>. Acedido em: Novembro 2015.
- [77] *IAPMEI* [Online]. Disponível em: <http://www.iapmei.pt/>. Acedido em: Novembro 2015.
- [78] *INE - Instituto Nacional de Estatística* [Online]. Disponível em: https://www.ine.pt/xportal/xmain?xpgid=ine_main&xpid=INE. Acedido em: Janeiro 2016.
- [79] *Decreto-Lei n.o 79/2006*, DIÁRIO DA REPÚBLICA — I SÉRIE-A, de 4 de Abril, Acedido em: Novembro 2015.
- [80] C. Pinho, *Gestão de Energia Térmica*, AEFEUP, 2003, Acedido em: Novembro 2015.
- [81] C. Pinho, *Sistemas Térmicos*, AEFEUP, 2014, Acedido em: Novembro 2015.
- [82] R. D. e. C. A. Frank Lamberto Lengsfeld, "Manual de treinamento - bombas KSB," ed. Acedido em: Janeiro 2016.

ANEXOS

ANEXOS:

A.1 - Balanço global de energia para o ano de 2014

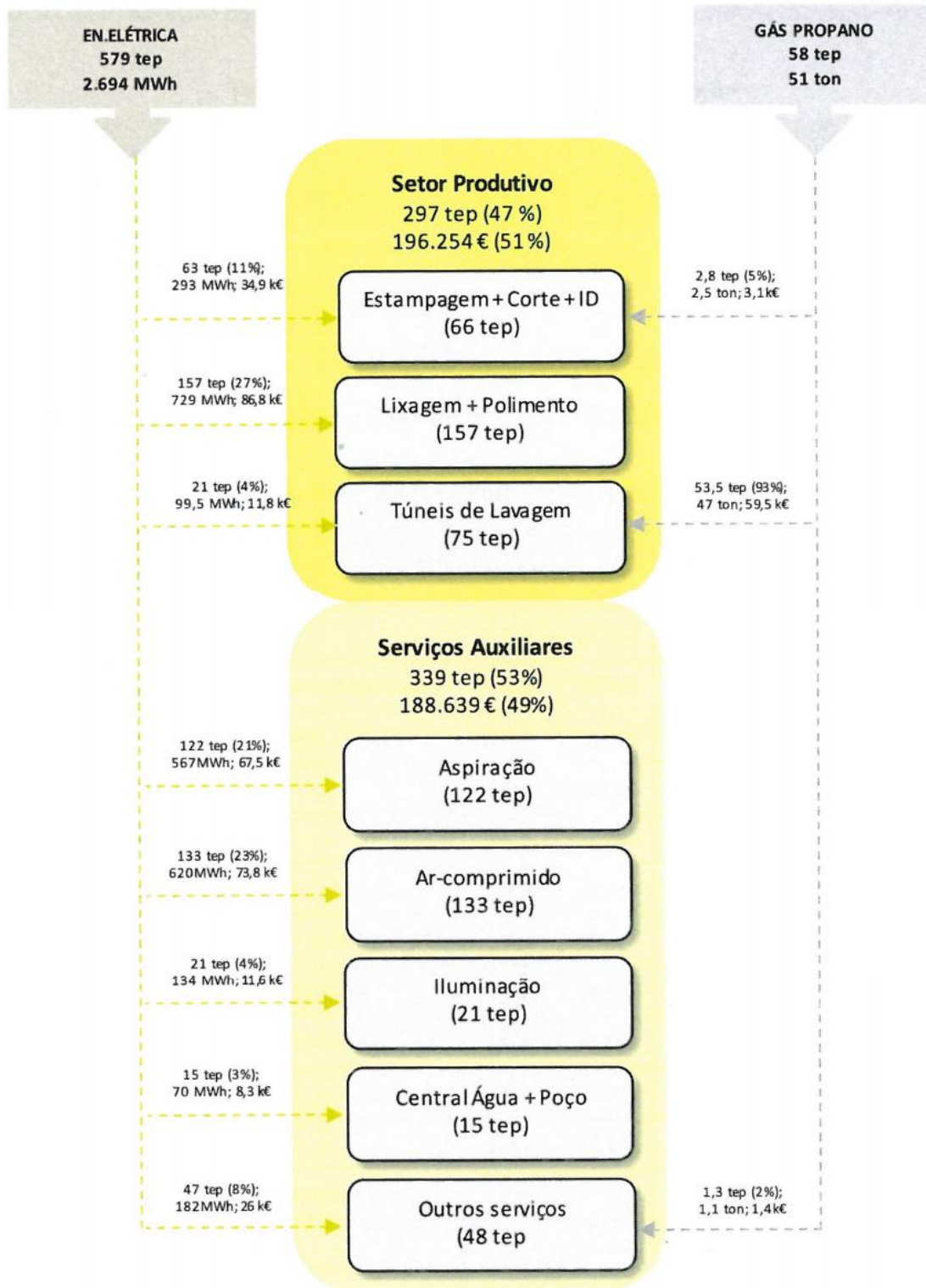


Figura A.1 – Balanço global de energia para 2014 [4]

A.2 - Diagrama de carga

No seguinte gráfico está representado um diagrama de carga do circuito geral, do pavilhão 1 e 2.

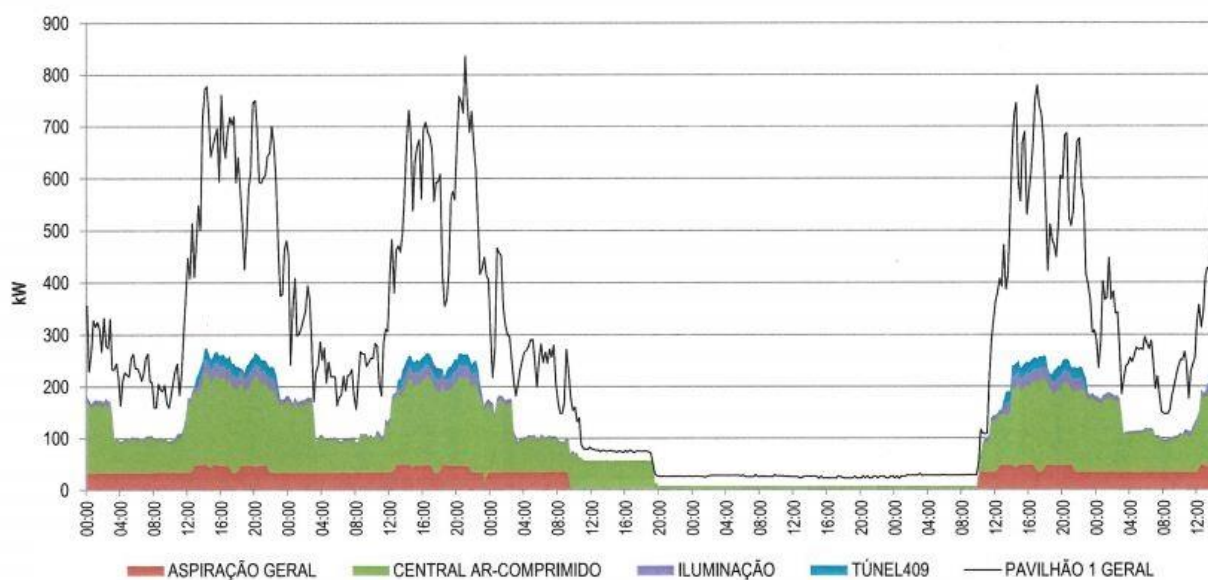


Figura A.2 – Diagrama de carga do circuito geral do pavilhão 1 e 2 [4]

A.3 - Composição do gás natural em Portugal

Tabela A.1 – Tabela referência para gás natural [69]

Gás natural de referência

	Magreb (% molar)	LNG (Min)	Média (Max)
Metano	87,885	92,215	90,05
Etano	8,056	4,841	6,4485
Propano	1,378	2,111	1,7445
i-butano	0,108	0,36	0,234
n-butano	0,158	0,381	0,2695
i-pentano	0,022	0,018	0,02
n-pentano	0,018	0,003	0,0105
n-hexano	0,02	0	0,01
Azoto	1,088	0,071	0,5795
Co2	1,266	0	0,633
Total	100,00	100,00	100,00

Peso molecular	18,192	17,646	17,919
Massa volúmica, Kg/m³	0,8141	0,7897	0,8019
Densidade relativa	0,6297	0,6107	0,6202

	Kwh/m ³	Kwh/m ³	Kwh/m ³
Poder Calorifico Superior	11,8	12	11,9
Poder Calorifico Inferior	10,66	10,85	10,755
Indice de Wobbe (sobre PCS)	14,87	15,36	15,115

Sabe-se que:

$$1 \text{ kWh} = 3600 \text{ kJ}$$

Fazendo a conversão do PCI_{GN} de kWh/m^3 para kJ/kg tem-se que:

$$PCI_{GN} = 10,755 \frac{kWh}{m^3} = 10,755 \frac{kWh}{m^3} \times 3600 \text{ s} \times \frac{1}{0,8019} \frac{m^3}{kg} = 48\,282,8 \frac{kJ}{kg}$$

Para o cálculo da massa molar do gás natural foram considerados os seguintes valores de massa molar correspondente a cada uma das substâncias que o compõem:

$$\text{Metano: } M_{CH_4} = 16 \text{ g/mol}$$

$$\text{Etano: } M_{C_2H_6} = 30 \text{ g/mol}$$

$$\text{Propano: } M_{C_3H_8} = 44 \text{ g/mol}$$

$$\text{Butano: } M_{C_4H_{10}} = 58 \text{ g/mol}$$

$$\text{Pentano: } M_{C_5H_{12}} = 72 \text{ g/mol}$$

$$\text{Azoto: } M_{N_2} = 28,15 \text{ g/mol}$$

$$\text{Dióxido de carbono: } M_{CO_2} = 32 \text{ g/mol}$$

Todos os valores da massa molar de cada substancia presente no gás natural foram retirados de tabelas periódicas [74].

A.4 – Cálculo das perdas de carga

A.4.1 - Perda de carga em linha por metro de tubagem

A.4.1.1 - Circuito da água do tanque

Para o cálculo da perda de carga em linha, por metro de tubagem, do circuito da água do tanque, considerou-se que a água estava a uma temperatura de 50°C. Assim sendo, recorrendo às tabelas termodinâmicas [71], constatam-se as seguintes propriedades da água a essa temperatura:

$$1 \quad \rho_{\text{água}} = 987,5 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 0,5605 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

A velocidade do escoamento dentro das tubagens poderá assumir valores entre os 2 m/s e os 3m/s. Para efeitos de cálculo será usado o valor de 2,5 m/s.

$$c = 2,5 \text{ m/s}$$

O caudal mássico é máximo para o regime de laboração e tem o valor de:

$$2 \quad \dot{m}_{\text{água}} = 3,7635 \text{ kg/s}$$

De forma a calcular o valor para o diâmetro mínimo de conduta, recorreu-se à seguinte expressão:

$$3 \quad \dot{m}_{\text{água}} = \rho \times c \times \frac{\pi \cdot \phi^2}{4} \quad (\text{A.4.1})$$

$$\Leftrightarrow 3,7635 = 987,5 \times 2,5 \times \frac{\pi \cdot \phi^2}{4}$$

$$\Leftrightarrow \phi = 44,06 \text{ mm}$$

Em seguida, recorrendo à Tabela A.3 e à Tabela A.2 presentes no anexo A.5 – Tabelas usadas para cálculo das perdas de carga procurou-se os diâmetros de condutas que melhor se adequavam às necessidades do circuito de tubagens. Para tal, foram feitas duas iterações para valores de diâmetros de condutas distintos.

1ª Iteração

Foi escolhido o seguinte diâmetro de tubagem:

$$4 \quad DN 40 \text{ mm} / 1' 1/2''$$

$$\Phi_e = 48,3 \text{ mm}$$

$$e = 2,6 \text{ mm}$$

$$\Phi_i = \Phi_e - 2 \cdot e = 43,1 \text{ mm}$$

Em seguida, calculou-se a velocidade do escoamento:

$$5 \quad \dot{m}_{\text{água}} = \rho \times c \times \frac{\pi \cdot \Phi^2}{4} \quad (\text{A.4.2})$$

$$\Leftrightarrow 3,7635 = 987,5 \times c \times \frac{\pi \cdot (43,1 \times 10^{-3})^2}{4}$$

$$\Leftrightarrow c = 2,61 \text{ m/s}$$

Sabendo que as condutas em aço ao carbono têm uma rugosidade de $\varepsilon = 0,045 \text{ mm}$ foi, então, calculado o valor de *Reynolds* para a velocidade de escoamento e diâmetro de conduta escolhidos:

$$6 \quad Re = \frac{\rho \cdot c \cdot \Phi_i}{\mu} \quad (\text{A.4.3})$$

$$\Leftrightarrow Re = \frac{987,5 \cdot 2,61 \cdot 43,1 \times 10^{-3}}{0,5605 \times 10^{-3}} = 198 \ 356$$

$$\varepsilon = 0,045 \text{ mm}$$

Recorrendo-se à expressão de *Colebrook* calcula-se o fator de atrito de *Darcy-Weisbach*:

$$7 \quad \frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{\varepsilon}{3,7 \cdot \Phi_i} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (\text{A.4.4})$$

$$\Leftrightarrow f = 0,021214$$

No final, é calculado a perda de carga em linha por metro de tubagem, para o diâmetro de tubagem correspondente, através da seguinte expressão:

$$8 \quad \frac{\Delta p}{L} = f \cdot \frac{1}{\phi_i} \cdot \frac{c^2}{2} \cdot \rho = 1\,658,3 \text{ Pa/m} \quad (\text{A.4.5})$$

2ª Iteração

Foi escolhido o seguinte diâmetro de tubagem:

$$4 \quad DN\ 50\ \text{mm} / 2$$

$$\phi_e = 60,3\ \text{mm}$$

$$e = 2,6\ \text{mm}$$

$$\phi_i = \phi_e - 2 \cdot e = 55,1\ \text{mm}$$

Em seguida, calculou-se a velocidade do escoamento:

$$5 \quad \dot{m}_{\text{água}} = \rho \times c \times \frac{\pi \cdot \phi^2}{4} \quad (\text{A.4.6})$$

$$\Leftrightarrow 3,7635 = 987,5 \times c \times \frac{\pi \cdot (55,1 \times 10^{-3})^2}{4}$$

$$\Leftrightarrow c = 1,6\ \text{m/s}$$

Sabendo que as condutas em aço ao carbono têm uma rugosidade de $\varepsilon = 0,045\ \text{mm}$ foi, então, calculado o valor de *Reynolds* para a velocidade de escoamento e diâmetro de conduta escolhidos:

$$6 \quad Re = \frac{\rho \cdot c \cdot \phi_i}{\mu} \quad (\text{A.4.7})$$

$$\Leftrightarrow Re = \frac{987,5 \cdot 1,6 \cdot 55,1 \times 10^{-3}}{0,5605 \times 10^{-3}} = 155\ 156$$

$$\varepsilon = 0,045\ mm$$

Recorrendo-se à expressão de *Colebrook*, calcula-se o fator de atrito de *Darcy-Weisbach*:

$$7 \quad \frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{\varepsilon}{3,7 \cdot \phi_i} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (\text{A.4.8})$$

$$\Leftrightarrow f = 0,020676$$

No final, é calculado a perda de carga em linha por metro de tubagem, para o diâmetro de tubagem correspondente, através da seguinte expressão:

$$8 \quad \frac{\Delta p}{L} = f \cdot \frac{1}{\phi_i} \cdot \frac{c^2}{2} \cdot \rho = 473,3\ Pa/m \quad (\text{A.4.9})$$

A.4.1.2 - Circuito da água do motor, circuito principal**Perda de carga em linha por metro de tubagem**

Para o cálculo da perda de carga em linha, por metro de tubagem, do circuito da água do tanque, considerou-se que a água estava a uma temperatura média de 80°C, visto que esta varia entre 70°C e 90°C. Assim sendo, recorrendo às tabelas de termodinâmicas [71], constatam-se as seguintes propriedades da água a essa temperatura:

$$1 \quad \rho_{\text{água}} = 972 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 0,3626 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

A velocidade do escoamento dentro das tubagens poderá assumir valores entre os 2 m/s e os 3m/s. Para efeitos de cálculo será usado o valor de 2,5 m/s.

$$c = 2,5 \text{ m/s}$$

O caudal mássico é máximo para o arranque e tem o valor de:

$$2 \quad \dot{m}_{\text{água}} = 1,2659 \text{ kg/s}$$

De forma a calcular o valor para o diâmetro mínimo de conduta recorreu-se à seguinte expressão:

$$3 \quad \dot{m}_{\text{água}} = \rho \times c \times \frac{\pi \cdot \phi^2}{4} \quad (\text{A.4.10})$$

$$\Leftrightarrow 1,2659 = 972 \times 2,5 \times \frac{\pi \cdot \phi^2}{4}$$

$$\Leftrightarrow \phi = 25,75 \text{ mm}$$

Em seguida, recorrendo à Tabela A.3 e à Tabela A.2 presentes no anexo A.5 – Tabelas usadas para cálculo das perdas de carga procurou-se os diâmetros de condutas que melhor de adequavam às necessidades do circuito de tubagens. Para tal, foram feitas duas iterações para valores de diâmetros de condutas distintos.

1ª Iteração

Foi escolhido o seguinte diâmetro de tubagem:

$$4 \quad DN \ 20 \text{ mm} / 3/4''$$

$$\Phi_e = 26,9 \text{ mm}$$

$$e = 2,6 \text{ mm}$$

$$\Phi_i = \Phi_e - 2 \cdot e = 21,7 \text{ mm}$$

Em seguida, calculou-se a velocidade do escoamento:

$$5 \quad \dot{m}_{\text{água}} = \rho \times c \times \frac{\pi \cdot \Phi^2}{4} \quad (\text{A.4.11})$$

$$\Leftrightarrow 1,2659 = 972 \times c \times \frac{\pi \cdot (21,7 \times 10^{-3})^2}{4}$$

$$\Leftrightarrow c = 3,52 \text{ m/s}$$

Sabendo que as condutas, em aço ao carbono, têm uma rugosidade de $\varepsilon = 0,045 \text{ mm}$ foi então calculado o valor de *Reynolds* para a velocidade de escoamento e diâmetro de conduta escolhido:

$$6 \quad Re = \frac{\rho \cdot c \cdot \Phi_i}{\mu} \quad (\text{A.4.12})$$

$$\Leftrightarrow Re = \frac{972 \cdot 3,52 \cdot 21,7 \times 10^{-3}}{0,3626 \times 10^{-3}} = 204 \ 841$$

$$\varepsilon = 0,045 \text{ mm}$$

Recorrendo-se à expressão de *Colebrook* calcula-se o fator de atrito de *Darcy-Weisbach*:

$$7 \quad \frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{\varepsilon}{3,7 \cdot \Phi_i} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (\text{A.4.13})$$

$$\Leftrightarrow f = 0,024496$$

No final, é calculada a perda de carga em linha por metro de tubagem, para o diâmetro de tubagem correspondente, através da seguinte expressão:

$$8 \quad \frac{\Delta p}{L} = f \cdot \frac{1}{\phi_i} \cdot \frac{c^2}{2} \cdot \rho = 4170,4 \text{ Pa/m} \quad (\text{A.4.14})$$

2ª Iteração

Foi escolhido o seguinte diâmetro de tubagem:

$$4 \quad DN \ 25 \text{ mm} / 1'$$

$$\phi_e = 33,7 \text{ mm}$$

$$e = 2,6 \text{ mm}$$

$$\phi_i = \phi_e - 2 \cdot e = 28,5 \text{ mm}$$

Em seguida, calculou-se a velocidade do escoamento:

$$5 \quad \dot{m}_{\text{água}} = \rho \times c \times \frac{\pi \cdot \phi^2}{4} \quad (\text{A.4.15})$$

$$\Leftrightarrow 1,26591 = 972 \times c \times \frac{\pi \cdot (28,5 \times 10^{-3})^2}{4}$$

$$\Leftrightarrow c = 2,04 \text{ m/s}$$

Sabendo que as condutas em aço ao carbono têm uma rugosidade de $\varepsilon = 0,045 \text{ mm}$ foi, então, calculado o valor de *Reynolds* para a velocidade de escoamento e diâmetro de conduta escolhidos:

$$6 \quad Re = \frac{\rho \cdot c \cdot \phi_i}{\mu} \quad (\text{A.4.16})$$

$$\Leftrightarrow Re = \frac{972 \cdot 2,04 \cdot 28,5 \times 10^{-3}}{0,3626 \times 10^{-3}} = 155 \ 966$$

$$\varepsilon = 0,045 \text{ mm}$$

Recorrendo-se à expressão de *Colebrook*, calcula-se o fator de atrito de *Darcy-Weisbach*:

$$7 \quad \frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{\varepsilon}{3,7 \cdot \phi_i} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (\text{A.4.17})$$

$$\Leftrightarrow f = 0,023323$$

No final, é calculada a perda de carga em linha por metro de tubagem, para o diâmetro de tubagem correspondente, através da seguinte expressão:

$$8 \quad \frac{\Delta p}{L} = f \cdot \frac{1}{\phi_i} \cdot \frac{c^2}{2} \cdot \rho = 1038,1 \text{ Pa/m} \quad (\text{A.4.18})$$

A.4.1.3 - Circuito da água do motor, ramal permutador**Perda de carga em linha por metro de tubagem**

Para o cálculo da perda de carga em linha, por metro de tubagem, do circuito da água do tanque, considerou-se que a água estava a uma temperatura média de 80°C, visto que esta varia entre 70°C e 90°C. Assim sendo, recorrendo às tabelas de termodinâmica [71], constatam-se as seguintes propriedades da água a essa temperatura:

$$1 \quad \rho_{\text{água}} = 972 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 0,3626 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

A velocidade do escoamento dentro das tubagens poderá assumir valores entre os 2 m/s e os 3m/s. Para efeitos de cálculo será usado o valor de 2,5 m/s.

$$c = 2,5 \text{ m/s}$$

O caudal mássico é máximo para o regime de laboração e tem o valor de:

$$2 \quad \dot{m}_{\text{água}} = 0,9409 \text{ kg/s}$$

De forma a calcular o valor para o diâmetro mínimo de conduta, recorreu-se à seguinte expressão:

$$3 \quad \dot{m}_{\text{água}} = \rho \times c \times \frac{\pi \cdot \phi^2}{4} \quad (\text{A.4.19})$$

$$\Leftrightarrow 0,9409 = 972 \times 2,5 \times \frac{\pi \cdot \phi^2}{4}$$

$$\Leftrightarrow \phi = 22,20 \text{ mm}$$

Em seguida, recorrendo à Tabela A.3 e à Tabela A.2 presentes no anexo A.5 – Tabelas usadas para cálculo das perdas de carga procurou-se os diâmetros de condutas que melhor de adequavam às necessidades do circuito de tubagens. Para tal, foram feitas duas iterações para valores de diâmetros de condutas distintos.

1ª Iteração

Foi escolhido o seguinte diâmetro de tubagem:

$$4 \quad \begin{aligned} &DN 20 \text{ mm} / 3/4' \\ &\phi_e = 26,9 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$e = 2,6 \text{ mm}$$

$$\phi_i = \phi_e - 2 \cdot e = 21,7 \text{ mm}$$

Em seguida, calculou-se a velocidade do escoamento:

$$5 \quad \dot{m}_{\text{água}} = \rho \times c \times \frac{\pi \cdot \phi^2}{4} \quad (\text{A.4.20})$$

$$\Leftrightarrow 0,9409 = 972 \times c \times \frac{\pi \cdot (21,7 \times 10^{-3})^2}{4}$$

$$\Leftrightarrow c = 2,62 \text{ m/s}$$

Sabendo que as condutas em aço ao carbono têm uma rugosidade de $\varepsilon = 0,045 \text{ mm}$ foi, então, calculado o valor de *Reynolds* para a velocidade de escoamento e diâmetro de conduta escolhidos:

$$6 \quad Re = \frac{\rho \cdot c \cdot \phi_i}{\mu} \quad (\text{A.4.21})$$

$$\Leftrightarrow Re = \frac{972 \cdot 2,62 \cdot 21,7 \times 10^{-3}}{0,3626 \times 10^{-3}} = 152\,247$$

$$\varepsilon = 0,045 \text{ mm}$$

Recorrendo-se à expressão de *Colebrook*, calcula-se o fator de atrito de *Darcy-Weisbach*:

$$7 \quad \frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{\varepsilon}{3,7 \cdot \phi_i} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (\text{A.4.22})$$

$$\Leftrightarrow f = 0,024768$$

No final, é calculado a perda de carga em linha por metro de tubagem, para o diâmetro de tubagem correspondente, através da seguinte expressão:

$$8 \quad \frac{\Delta p}{L} = f \cdot \frac{1}{\phi_i} \cdot \frac{c^2}{2} \cdot \rho = 3799,89 \text{ Pa/m} \quad (\text{A.4.23})$$

2ª Iteração

Foi escolhido o seguinte diâmetro de tubagem:

$$4 \quad DN \ 25 \text{ mm} / 1'$$

$$\phi_e = 33,7 \text{ mm}$$

$$e = 2,6 \text{ mm}$$

$$\phi_i = \phi_e - 2 \cdot e = 28,5 \text{ mm}$$

Em seguida, calculou-se a velocidade do escoamento:

$$5 \quad \dot{m}_{\text{água}} = \rho \times c \times \frac{\pi \cdot \phi^2}{4} \quad (\text{A.4.24})$$

$$\Leftrightarrow 0,9409 = 972 \times c \times \frac{\pi \cdot (28,5 \times 10^{-3})^2}{4}$$

$$\Leftrightarrow c = 1,52 \text{ m/s}$$

Sabendo que as condutas em aço ao carbono têm uma rugosidade de $\varepsilon = 0,045 \text{ mm}$ foi, então, calculado o valor de *Reynolds* para a velocidade de escoamento e diâmetro de conduta escolhidos:

$$6 \quad Re = \frac{\rho \cdot c \cdot \phi_i}{\mu} \quad (\text{A.4.25})$$

$$\Leftrightarrow Re = \frac{972 \cdot 1,52 \cdot 37,2 \times 10^{-3}}{0,3626 \times 10^{-3}} = 115 \ 922$$

$$\varepsilon = 0,045 \text{ mm}$$

Recorrendo-se à expressão de *Colebrook*, calcula-se o fator de atrito de *Darcy-Weisbach*:

$$7 \quad \frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{\varepsilon}{3,7 \cdot \phi_i} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (\text{A.4.26})$$

$$\Leftrightarrow f = 0,023724$$

No final, é calculada a perda de carga em linha por metro de tubagem, para o diâmetro de tubagem correspondente, através da seguinte expressão:

$$8 \quad \frac{\Delta p}{L} = f \cdot \frac{1}{\phi_i} \cdot \frac{c^2}{2} \cdot \rho = 931,41 \text{ Pa/m} \quad (\text{A.4.27})$$

A.4.2 - Cálculo das perdas de carga finais

A.4.2.1 - Circuito da água do tanque

Calcula-se a perda de carga em linha total do circuito recorrendo ao valor de perda de carga em linha, por metro de tubagem, conforme apresentado anteriormente em A.4.1.1 - Circuito da água do tanque:

1ª Configuração - DN 40 / 1' ½''

$$\Delta p = 1658,3 \frac{Pa}{m} \times 20m = 33\,166 Pa$$

$$1 Pa \rightarrow 0,101972 mmH_2O$$

$$\Delta p = 3,38 mmH_2O$$

2ª Configuração – DN 32 / 1' ¼'

$$\Delta p = 473,3 \frac{Pa}{m} \times 20 m = 9\,466 Pa$$

$$1 Pa \rightarrow 0,101972 mmH_2O$$

$$\Delta p = 0,97 mmH_2O$$

Cálculo das perdas de carga locais:

Acessórios (em metros de comprimento de tubagem equivalente):

Todos os valores para o comprimento equivalente de tubagem usados no cálculo da perda de carga localizada foram retirados da Tabela A.4 - Perdas de carga em comprimentos equivalentes de tubagem e estão apresentados no anexo A.5 – Tabelas usadas para cálculo das perdas de carga.

$$4 \text{ x cotovelos de raio médio DN 40} \rightarrow 4 \times 1,1 = 4,4 \text{ m}$$

$$\text{DN 50} \rightarrow 4 \times 1,4 = 5,6 \text{ m}$$

$$2 \text{ x entrada de tubagem simples DN 40} \rightarrow 2 \times 0,5 = 1 \text{ m}$$

$$\text{DN 50} \rightarrow 2 \times 0,7 = 1,4 \text{ m}$$

$$2 \text{ x saída de tubagem simples DN 40} \rightarrow 2 \times 1 = 2 \text{ m}$$

$$\text{DN 50} \rightarrow 2 \times 1,5 = 3 \text{ m}$$

$$\sum \text{perdas de carga locais DN 40} \rightarrow 7,4 \text{ m}$$

$$\text{DN 50} \rightarrow 10 \text{ m}$$

Fazendo, então, o somatório do valor das perdas de carga localizadas em mH_2O , tem-se que:

$$\sum \text{perdas de carga locais DN 40} \rightarrow 7,4 \text{ m} \times 1658,3 \text{ Pa/m} = 1,25 \text{ mH}_2\text{O}$$

$$\text{DN 50} \rightarrow 10 \text{ m} \times 473,3 \text{ Pa/m} = 0,48 \text{ mH}_2\text{O}$$

Para o cálculo da perda de carga total, é necessário somar-se a perda de carga em linha da tubagem com a perda de carga dos acessórios:

$$\Delta p_{total} = \Delta p_{tubagem} + \Delta p_{acessórios} \quad (\text{A.4.28})$$

$$\Leftrightarrow \Delta p_{total} = \text{DN 40} \rightarrow 3,38 + 1,25 = 4,63 \text{ mH}_2\text{O}$$

$$\text{DN 50} \rightarrow 0,97 + 0,48 = 1,45 \text{ mH}_2\text{O}$$

Considera-se 25% extra de perdas de carga, para o caso de haver sujidade nas tubagens ou incrustações e, ao mesmo tempo, como forma de tolerância para eventuais imprevistos.

Assim sendo,

$$\begin{aligned}\Delta p_{total+25\%} &= \text{DN 40} \rightarrow 1,25 \times 4,63 = 5,79 \text{ mH}_2\text{O} \\ &\text{DN 50} \rightarrow 1,25 \times 1,45 = 1,81 \text{ mH}_2\text{O}\end{aligned}\tag{A.4.29}$$

A.4.2.2 - Circuito da água do Motor – Permutador**Perda de carga em linha**

Calcula-se a perda de carga em linha recorrendo ao valor de perda de carga em linha, por metro de tubagem, conforme apresentado anteriormente em A.4.1.2 - Circuito da água do motor, circuito principal, para o caso da tubagem principal e em A.4.1.3 - Circuito da água do motor, ramal permutador, para a tubagem do ramal do permutador. O circuito da água do motor está apresentado na Figura 6.4 – Proposta apresentação do circuito da água de arrefecimento do motor.

1ª Configuração

Tubagem principal – DN20

$$\Delta p = 4170,4 \text{ Pa/m} \times 8 \text{ m} = 33\,636,2 \text{ Pa}$$

$$\Leftrightarrow \Delta p = 3,4 \text{ mH}_2\text{O}$$

Ramal Permutador – DN 20

$$\Delta p = 3799,89 \text{ Pa/m} \times 10 \text{ m} = 37\,998,9 \text{ Pa}$$

$$\Leftrightarrow \Delta p = 3,87 \text{ mH}_2\text{O}$$

2ª Configuração

Tubagem principal – DN25

$$\Delta p = 1038,1 \text{ Pa/m} \times 8 \text{ m} = 8\,304,8 \text{ Pa}$$

$$\Leftrightarrow \Delta p = 0,85 \text{ mH}_2\text{O}$$

Ramal Permutador – DN25

$$\Delta p = 931,41 \text{ Pa/m} \times 10 \text{ m} = 9\,314,1 \text{ Pa}$$

$$\Leftrightarrow \Delta p = 0,95 \text{ mH}_2\text{O}$$

Calculando as perdas de carga em linha para as duas configurações, tem-se que:

$$\sum \text{perdas de carga em linha} \quad \text{DN 20} + \text{DN 20} \rightarrow 3,4 + 3,87 = 7,27 \text{ mH}_2\text{O}$$

$$\text{DN 25} + \text{DN 25} \rightarrow 0,85 + 0,94 = 1,8 \text{ mH}_2\text{O}$$

Para o cálculo das perdas de carga locais:

Acessórios (em metros de comprimento de tubagem equivalente):

Todos os valores para comprimento equivalente de tubagem usados no cálculo da perda de carga localizada foram retirados da Tabela A.4 - Perdas de carga em comprimentos equivalentes de tubagem e estão apresentados no anexo A.5 – Tabelas usadas para cálculo das perdas de carga.

2 x válvulas de macho esférico	DN 20 $\rightarrow 2 \times 0,3 = 0,6 m$
	DN 25 $\rightarrow 2 \times 0,4 = 0,8 m$
4 x cotovelos de raio médio	4 x DN 20 $\rightarrow 4 \times 0,6 = 2,4 m$
	4 x DN 25 $\rightarrow 4 \times 0,7 = 2,8 m$
2 x T's – Passagem direta	2 x DN 25 $\rightarrow 2 \times 0,5 = 1,0 m$
	2 x DN 32 $\rightarrow 2 \times 0,7 = 1,4 m$
2 x entrada de tubagem simples	2 x DN 20 $\rightarrow 2 \times 0,3 = 0,6 m$
	2 x DN 25 $\rightarrow 2 \times 0,3 = 0,6 m$
2 x saída de tubagem simples	2 x DN 20 $\rightarrow 2 \times 0,5 = 1,0 m$
	2 x DN 25 $\rightarrow 2 \times 0,7 = 1,4 m$
1 x contador	DN 20 $\rightarrow 0,9 m$
	DN 25 $\rightarrow 0,5 m$
1 x filtro	DN 20 $\rightarrow 5 m$
	DN 25 $\rightarrow 5 m$
1 x sonda de temperatura	DN 20 $\rightarrow 0 m$
	DN 25 $\rightarrow 0 m$
\sum <i>perdas de carga locais</i>	DN 20 $\rightarrow 11,1 m$
	DN 25 $\rightarrow 12,9 m$

Fazendo, então, o cálculo para o valor das perdas de carga localizadas em mH_2O , tem-se que:

$$\sum \text{perdas de carga locais DN 20} \rightarrow 11,1 \text{ m} \times 3799,89 \text{ Pa/m} = 4,3 \text{ mH}_2\text{O}$$

$$\text{DN 25} \rightarrow 12,9 \text{ m} \times 931,41 \text{ Pa/m} = 1,23 \text{ mH}_2\text{O}$$

Para o cálculo da perda de carga total, é necessário somar-se a perda de carga em linha da tubagem com a perda de carga dos acessórios:

$$\Delta p_{total} = \Delta p_{tubagem} + \Delta p_{acessórios} \quad (\text{A.4.30})$$

$$\Leftrightarrow \Delta p_{total} = \text{DN 20} \rightarrow 7,27 + 4,3 = 11,57 \text{ mH}_2\text{O}$$

$$\text{DN 25} \rightarrow 1,8 + 1,23 = 3,03 \text{ mH}_2\text{O}$$

Considera-se 25% extra de perdas de carga, para o caso de haver sujidade nas tubagens ou incrustações e, ao mesmo tempo, como forma de tolerância para eventuais imprevistos.

Assim sendo,

$$\Delta p_{total+25\%} = \text{DN 20} \rightarrow 1,25 \times 11,57 = 14,46 \text{ mH}_2\text{O} \quad (\text{A.4.31})$$

$$\text{DN 25} \rightarrow 1,25 \times 3,03 = 3,79 \text{ mH}_2\text{O}$$

A.4.2.3 - Circuito da água do motor – Torre de Arrefecimento**Perda de carga em linha**

Calcula-se a perda de carga em linha recorrendo ao valor de perda de carga em linha, por metro de tubagem, conforme apresentado anteriormente em A.4.1.2 - Circuito da água do motor, circuito principal. O circuito da água do motor está apresentado na Figura 6.4 – Proposta apresentação do circuito da água de arrefecimento do motor.

1ª Configuração - DN 25

$$9 \quad \Delta p = 3799,88 \text{ Pa/m} \times 11 \text{ m} = 41\,798,7 \text{ Pa}$$

$$\Leftrightarrow \Delta p = 4,26 \text{ mH}_2\text{O}$$

2ª Configuração – DN 32

$$9 \quad \Delta p = 931,41 \text{ Pa/m} \times 11 \text{ m} = 10\,245,5 \text{ Pa}$$

$$\Leftrightarrow \Delta p = 1,04 \text{ mH}_2\text{O}$$

Para o cálculo das perdas de carga locais:

Acessórios (em metros de comprimento de tubagem equivalente):

Todos os valores para comprimento equivalente de tubagem usados no cálculo da perda de carga localizada foram retirados da Tabela A.4 - Perdas de carga em comprimentos equivalentes de tubagem e estão apresentados no anexo A.5 – Tabelas usadas para cálculo das perdas de carga.

2 x válvulas de macho esférico DN 20 $\rightarrow 2 \times 0,3 = 0,6 m$

DN 25 $\rightarrow 2 \times 0,4 = 0,8 m$

2 x cotovelos de raio médio 2 x DN 20 $\rightarrow 2 \times 1,2 = 2,4 m$

2 x DN 25 $\rightarrow 2 \times 1,4 = 2,8 m$

2 x T's – saída de lado DN 20 $\rightarrow 2 \times 0,5 = 1,0 m$

DN 25 $\rightarrow 2 \times 0,7 = 1,4 m$

2 x entrada de tubagem simples DN 20 $\rightarrow 2 \times 0,3 = 0,6 m$

DN 25 $\rightarrow 2 \times 0,3 = 0,6 m$

2 x saída de tubagem simples DN 20 $\rightarrow 2 \times 0,5 = 1,0 m$

DN 25 $\rightarrow 2 \times 0,7 = 1,4 m$

1 x contador DN 20 $\rightarrow 0,5 m$

DN 25 $\rightarrow 0,9 m$

1 x filtro DN 20 $\rightarrow 5 m$

DN 25 $\rightarrow 5 m$

1 x sonda de temperatura DN 20 $\rightarrow 0 m$

DN 25 $\rightarrow 0 m$

\sum *perdas de carga locais* DN 20 $\rightarrow 11,1m$

DN 25 $\rightarrow 12,9 m$

Fazendo, então, o cálculo para o valor das perdas de carga localizadas em mH_2O , tem-se que:

$$\sum \text{perdas de carga locais} \quad DN 20 \rightarrow 11,1m \times 3799,88 Pa/m = 4,3 mH_2O$$

$$DN 25 \rightarrow 12,9m \times 931,41 Pa/m = 1,23 mH_2O$$

Para o cálculo da perda de carga total, é necessário somar-se a perda de carga em linha da tubagem com a perda de carga dos acessórios:

$$\Delta p_{total} = \Delta p_{tubagem} + \Delta p_{acessórios} \quad (A.4.32)$$

$$\Leftrightarrow \Delta p_{total} = DN 20 \rightarrow 4,26 + 4,3 = 8,56 mH_2O$$

$$DN 25 \rightarrow 1,04 + 1,23 = 2,27 mH_2O$$

Considera-se 25% extra de perdas de carga, para o caso de haver sujidade nas tubagens ou incrustações e, ao mesmo tempo, como forma de tolerância para eventuais imprevistos.

Assim sendo,

$$\Delta p_{total+25\%} = DN 20 \rightarrow 1,25 \times 8,56 = 10,7 mH_2O \quad (A.4.33)$$

$$DN 25 \rightarrow 1,25 \times 2,27 = 2,84 mH_2O$$

A.5 – Tabelas usadas para cálculo das perdas de carga

Para a seleção dos diâmetros de tubagens, necessária no cálculo das perdas de carga dos circuitos de água, recorreu-se às seguintes tabelas:

Tabela A.2 - Tabela de dimensões de diâmetros de tubagem [81]

DIN 2448 - TABELA DE DIMENSÕES

Diâmetro nominal - DN - (mm)	Diâmetro nominal - NPS - (polegadas)	Diâmetro externo (DIN 2448) (mm)
6	1/8	10,2
8	1/4	13,5
10	3/8	17,2
15	1/2	21,3
20	3/4	26,9
25	1	33,7
32	1 1/4	42,4
40	1 1/2	48,3
50	2	60,3
65	2 1/2	76,1
80	3	88,9
90	3 1/2	101,6
100	4	114,3
125	5	139,7
150	6	168,3
200	8	219,1
250	10	273
300	12	323,9
350	14	355,6
400	16	406,4
450	18	457,2
500	20	508
550	22	558,8
600	24	610

Tabela A.3 - Tabela de dimensões de diâmetros de tubagem [81]

Diâmetro Externo	Espessura de Parede	Peso	Diâmetro Externo	Espessura de Parede	Peso	Diâmetro Externo	Espessura de Parede	Peso
mm	mm	kg/m	mm	mm	kg/m	mm	mm	kg/m
10,2	1,6	0,34	42,4	2,6	2,57	114,3	4,0	10,88
	2,3	0,45		3,2	3,11		4,5	12,18
13,5	1,8	0,52	44,5	2,6	2,70	121,0	4,0	11,54
	2,3	0,64		3,2	3,28		4,5	12,93
16	1,8	0,63	48,3	2,6	2,95	127,0	4,0	12,13
	2,3	0,78		3,2	3,59		4,5	13,59
17,2	2,0	0,75	50,8	2,6	3,09	133,0	4,0	12,73
	2,3	0,85		3,2	3,76		4,5	14,26
20	2	0,89	51	2,6	3,12	139,7	4,5	15,00
	2,6	1,12		3,2	3,79		5,6	18,42
21,3	2,6	1,21	57	2,9	3,90	152,4	4,5	16,41
	3,2	1,44		3,6	4,78		5,6	20,27
25	2,6	1,44	60,3	2,9	4,38	159,0	4,5	17,15
	3,2	1,72		3,6	5,07		5,6	21,19
25,4	2,6	1,46	63,5	2,9	4,36	165,1	5,0	19,74
	3,2	1,75		3,6	5,36		5,6	22,03
26,9	2,6	1,57	70	2,9	4,83	168,3	6,3	25,17
	3,2	1,89		3,6	5,93		7,1	28,23
30	2,6	1,76	76,1	2,9	5,28	177,8	6,3	26,65
	3,2	2,11		3,6	6,49		7,1	29,89
31,8	2,6	1,88	82,5	3,6	7,06	193,7	6,3	29,12
	3,2	2,27		4,0	7,80		7,1	32,67
33,7	2,6	2,01	88,9	4,0	8,43	219,1	6,3	33,06
	3,2	2,42		4,5	9,33		7,1	37,12
38	2,6	2,27	101,6	4,0	9,63	244,5	7,1	41,57
	3,2	2,75		4,5	10,77		8,0	46,66
38,1	2,6	2,28	108	4,0	10,26	267,0	7,1	45,51
	3,2	2,75		4,5	11,49		8,0	51,1
						273,0	7,1	46,56
							8,0	52,28

Recorreu-se à seguinte tabela das perdas de carga localizadas em comprimentos equivalentes de tubagem.

Tabela A.4 - Perdas de carga em comprimentos equivalentes de tubagem [82]

Comprimentos equivalentes a perdas localizadas. (Expressos em metros de canalização retilínea)*

DIÂMETRO D	Comprimentos equivalentes a perdas localizadas. (Expressos em metros de canalização retilínea)*																		
	COTOVELO 90° RAIO LONGO	COTOVELO 90° RAIO MÍDIO	COTOVELO 90° RAIO CURTO	COTOVELO 45°	CURVA 90° R/D - 1/2	CURVA 90° R/D - 1	CURVA 45°	ENTRADA NORMAL	ENTRADA DE BORDA	REGISTRO DE GAVETA ABERTO	REGISTRO DE GLOBO ABERTO	REGISTRO DE ÂNGULO ABERTO	TÊ PASSAGEM DIRETA	TÊ SAÍDA DE LADO	TÊ SAÍDA BILATERAL	VÁLVULA DE PE E CRIVO	SAÍDA DA CANALIZAÇÃO	VÁLVULA DE RETIÇÃO TIPO LEVE	VÁLVULA DE RETIÇÃO TIPO PESADO
mm	0,3	0,4	0,5	0,2	0,2	0,3	0,2	0,2	0,4	0,1	4,9	2,6	0,3	1,0	1,0	3,6	0,4	1,1	1,6
1/2	0,3	0,4	0,5	0,2	0,3	0,4	0,2	0,2	0,4	0,1	4,9	2,6	0,3	1,0	1,0	3,6	0,4	1,1	1,6
3/4	0,4	0,6	0,7	0,3	0,3	0,4	0,2	0,3	0,5	0,1	6,7	3,6	0,4	1,4	1,4	5,6	0,5	1,6	2,4
1	0,5	0,7	0,8	0,4	0,3	0,5	0,2	0,3	0,7	0,2	8,2	4,6	0,5	1,7	1,7	7,3	0,7	2,1	3,2
1 1/4	0,7	0,9	1,1	0,5	0,4	0,6	0,3	0,4	0,9	0,2	11,3	5,6	0,7	2,3	2,3	10,0	0,9	2,7	4,0
1 1/2	0,9	1,1	1,3	0,6	0,5	0,7	0,3	0,5	1,0	0,3	13,4	6,7	0,9	2,8	2,8	11,6	1,0	3,2	4,8
2	1,1	1,4	1,7	0,8	0,6	0,9	0,4	0,7	1,5	0,4	17,4	8,5	1,1	3,5	3,5	14,0	1,5	4,2	6,4
2 1/2	1,3	1,7	2,0	0,9	0,8	1,0	0,5	0,9	1,9	0,4	21,0	10,0	1,3	4,3	4,3	17,0	1,9	5,2	8,1
3	1,6	2,1	2,5	1,2	1,0	1,3	0,6	1,1	2,2	0,5	26,0	13,0	1,6	5,2	5,2	20,0	2,2	6,3	9,7
4	2,1	2,8	3,4	1,3	1,3	1,6	0,7	1,6	3,2	0,7	34,0	17,0	2,1	6,7	6,7	23,0	3,2	6,4	12,9
5	2,7	3,7	4,2	1,9	1,6	2,1	0,9	2,0	4,0	0,9	43,0	21,0	2,7	8,4	8,4	30,0	4,0	10,4	16,1
6	3,4	4,3	4,9	2,3	1,9	2,5	1,1	2,5	5,0	1,1	51,0	26,0	3,4	10,0	10,0	39,0	5,0	12,5	19,3
8	4,3	5,5	6,4	3,0	2,4	3,3	1,5	3,5	6,0	1,4	67,0	34,0	4,3	13,0	13,0	52,0	6,0	16,0	25,0
10	5,5	6,7	7,9	3,8	3,0	4,1	1,8	4,5	7,5	1,7	85,0	43,0	5,5	16,0	16,0	65,0	7,5	20,0	32,0
12	6,1	7,9	9,5	4,6	3,6	4,8	2,2	5,5	9,0	2,1	102,0	51,0	6,1	19,0	19,0	78,0	9,0	24,0	38,0
14	7,3	9,5	10,5	5,3	4,4	5,4	2,5	6,2	11,0	2,4	120,0	60,0	7,3	22,0	22,0	90,0	11,0	28,0	45,0

A.6 – Cálculos da análise económica

No presente anexo será apresentado um excerto da folha de cálculo do Excel, utilizado na análise económica, para o cálculo do *VAL*, *TIR* e *PRI*. Serão ainda explicados, de forma detalhada, diversos passos necessários para o cálculo desses mesmos parâmetros.

Como ponto de partida, é preciso indicar qual o valor para o investimento do projeto, a taxa de inflação e a taxa de aumento de energia, como está apresentado na Tabela A.6.1 - Valores de entrada para o estudo da análise económica. Estas duas taxas terão um valor fixo que será igual para todos os anos. O valor para a taxa de inflação foi retirado do site do Instituto Nacional de Estatística [78], enquanto que o valor da taxa de aumento de energia foi feito com base numa estimativa. Posteriormente, recorrendo-se à ferramenta do Excel, procede-se ao cálculo dos diferentes parâmetros da análise económica.

Tabela A.6.1 - Valores de entrada para o estudo da análise económica

Investimento	197.000,00 €	TIR	26%
Taxa Inflação	0,54%	PRI (Anos)	3,8
Taxa Aum Ener	3%	VAL	397.030,74 €

Na Tabela A.6.2 – Excerto da folha de cálculo do Excel usada para análise económica do projeto é apresentado um excerto da folha de cálculo do Excel e passa, seguidamente a explicar-se cada um dos parâmetros envolvidos no cálculo da análise económica do projeto.

Tabela A.6.2 – Excerto da folha de cálculo do Excel usada para análise económica do projeto

Ano	Capital		Cash-Flow	VAL	Saldo
	Positivo	Negativo			
0		197.000,00 €	-197.000,00 €	-197.000,00 €	- 197.000,00 €
1	83.798,60 €	33.930,00 €	49.868,60 €	49.600,76 €	- 147.399,24 €
2	86.312,56 €	34.113,22 €	52.199,34 €	51.640,12 €	- 95.759,13 €
3	88.901,93 €	34.297,43 €	54.604,50 €	53.729,38 €	- 42.029,75 €
4	91.568,99 €	34.482,64 €	57.086,35 €	55.869,76 €	13.840,01 €
5	94.316,06 €	34.668,85 €	59.647,22 €	58.062,51 €	71.902,51 €
6	97.145,54 €	34.856,06 €	62.289,49 €	60.308,91 €	132.211,42 €
7	100.059,91 €	35.044,28 €	65.015,63 €	62.610,28 €	194.821,70 €
8	103.061,71 €	35.233,52 €	67.828,19 €	64.967,95 €	259.789,65 €
9	106.153,56 €	35.423,78 €	70.729,78 €	67.383,31 €	327.172,96 €
10	109.338,17 €	35.615,07 €	73.723,10 €	69.857,78 €	397.030,74 €

Após ter sido calculado anteriormente, no capítulo dos Balanço Económicos, cap 7.3, o valor da poupança anual resultante da implementação desta solução de cogeração. Considera-se que o cálculo da *poupança*, para o ano n , é feito segundo a seguinte expressão:

$$Poupança_n = Poupança_{n-1} \times (1 + TAE) \quad (A.6.1)$$

Em que $poupança_{n-1}$ representa o valor verificado no ano imediatamente anterior e TAE representa a taxa de aumento de energia, sendo esta definida como o aumento anual do custo das diferentes ofertas de energia, tais como, eletricidade ou gás natural. Para efeitos de cálculo, no presente documento, será usada uma taxa anual fixa que representará uma média entre o aumento da eletricidade e o aumento do gás natural.

A *poupança* vai sendo maior ao longo dos anos, consequência do aumento do valor pago pela eletricidade produzida. Pode, portanto, concluir-se que quando maior for a TAE , maior será a *poupança* ao longo do tempo.

Após ter sido calculado anteriormente, no capítulo dos Balanço Económicos, cap 7.3, o valor da despesa anual resultante da implementação desta solução de cogeração. Considera-se que o cálculo da *despesa*, para o ano n , é feito segundo a seguinte expressão:

$$Despesa_n = Despesa_{n-1} \times (1 + TI) \quad (A.6.2)$$

Em que $despesa_{n-1}$ representa o valor verificado no ano imediatamente anterior e TI representa a taxa de inflação, sendo esta definida anteriormente. A *despesa* vai sendo maior ao longo dos anos, consequência do aumento do valor pago pelas diferentes formas de energia. Pode, portanto, concluir-se que quando maior for TI maior será a *despesa* ao longo do tempo.

Por sua vez, a parcela do cash-flow, CF_n , para um dado ano n , é calculada da seguinte forma:

$$CF_n = CP_n - CN_n \quad (A.6.3)$$

Em que CP_n representa os capitais positivos do ano n , sendo equivalente à *despesa*, e CN_n representa os capitais negativos do ano n que são equivalentes à *poupança*. O cash-flow referente ao ano zero, CF_0 , é igual o valor do investimento no projeto, como se pode verificar na Tabela A.6.2.

O cash flow define-se como uma medida de rentabilidade de um projeto e traduz-se nos fluxos líquidos resultantes pelo projeto que assumem o resultado de numerário. Os registos importantes para a medição de cash flow são as receitas e as despesas efetivas em numerário, não os custos e receitas que têm um mero registo contabilístico e não correspondem à entrada ou saída efetiva de dinheiro [6].

Para o cálculo do valor atualizado líquido de um dado ano n , VAL_n recorreu-se à seguinte expressão:

$$VAL_n = \frac{CF_n}{(1 + TA)^n} \quad (A.6.4)$$

Em que CF_n , representa o cash-flow de para esse ano n e TA a taxa de atualização, que tem um valor fixo para todos os anos. A taxa de atualização é constituída por três taxas distintas: o rendimento real, o prémio de risco e a taxa de inflação [77]. No entanto, para efeitos de

cálculo, apenas será tida em consideração a taxa de inflação, visto que as outras duas dependem de acordos pré-definidos entre o banco e a empresa em questão, informação à qual não se teve acesso durante a elaboração do presente documento. O valor para a taxa de inflação, TI , foi retirado do instituto nacional de estatística e considerou-se um valor constante para todos os anos.

A parcela $Saldo_n$, presente no excerto da folha de cálculo do Excel apresentada na Tabela A.6.2, diz respeito ao saldo acumulado até ao ano n e corresponde ao somatório de todos os valores atualizados líquidos até ao ano n .

$$Saldo_n = \sum VAL_n \quad (A.6.5)$$

Ou pode também ser calculado da seguinte forma:

$$Saldo_n = Saldo_{n-1} + VAL_n \quad (A.6.6)$$

Finalmente, para o cálculo do valor do VAL recorre-se ao *saldo* referente ao último ano de vida útil da instalação, que neste caso corresponde ao ano 10. Verifica-se então que o valor do VAL final será igual ao somatório de todas as parcelas VAL_n . Este valor será tido como referência na análise económica no estudo da viabilidade do projeto.

Outra forma de calcular o VAL é recorrendo à seguinte função do excel:

$$VAL = +NPV(TI; CF_1: CF_n) + CF_0 \quad (A.6.7)$$

O CF_1 diz respeito ao cash-flow do primeiro ano de investimento e é o primeiro cash-flow positivo do projeto. Por sua vez, CF_n diz respeito ao cash-flow do último ano de vida útil do projeto. O CF_0 representa o cash-flow do ano zero, que corresponde ao investimento do projeto e tem o valor de 197 000€, como foi previamente calculado no presente documento.

Por sua vez, a taxa interna de rendibilidade, TIR , foi calculada recorrendo-se à seguinte função disponível no Excel:

$$TIR = +IRR(CF_0: CF_n) \quad (A.6.8)$$

Em que CF_0 representa o cash flow referente ao ano de investimento e CF_n diz respeito ao cash-flow do ano de fim de vida do projeto.

Por último, calcula-se o período de recuperação de investimento, PRI , tendo este parâmetro sido determinado recorrendo-se a uma função do excel apresentada em seguida:

$$PRI = COUNTIF(saldo_1: saldo_n; <=0) + (-saldo_x/VAL_{x+1}) \quad (A.6.9)$$

Desta forma, o valor inteiro do *PRI* é dado pelo número de anos em que o saldo apresenta um valor negativo e, para essa contagem, recorreu-se à função *COUNTIF* do excel.

O número decimal deste parâmetro é determinado fazendo-se uma aproximação da evolução do *saldo* a uma reta, definida a partir de uma equação do tipo $y = mx + b$. Este valor é determinado pela segunda parte da função em cima apresentada. Em que $saldo_x$ consiste no último *saldo* com valor negativo, que no exemplo Excel apresentado corresponde ao ano 3 e a variável VAL_{x+1} consiste no valor da *VAL*, para o ano imediatamente seguinte, que, no caso apresentado, corresponde ao ano 4.

Para a análise económica da presente dissertação foram calculados os valores dos parâmetros *VAL*, *TIR* e *PRI* para várias situações, com diferentes valores de taxa de inflação e taxa do aumento de energia, apresentados no Estudo da análise económica, capítulo 7.4.2.

A.7 – Preço de compra do gás natural

Excerto da diretiva DR 10-2015 que refere o preço do gás natural.

Diário da República, 2.ª série — N.º 119 — 22 de junho de 2015

16641

III.1.2 TARIFA TRANSITÓRIA DE VENDA A CLIENTES FINAIS DOS COMERCIALIZADORES DE ÚLTIMO RECURSO APLICÁVEIS AOS CONSUMIDORES COM CONSUMO ANUAL SUPERIOR A 10 000 M³

As tarifas transitórias de Venda a Clientes Finais dos comercializadores de último recurso retalhistas aplicáveis aos consumidores com consumo anual superior a 10 000 m³, a partir do dia 1 de julho de 2015, são as seguintes:

TARIFAS TRANSITÓRIAS DE VENDA A CLIENTES FINAIS EM BAIXA PRESSÃO > 10.000 m ³ ANO						Comercializador de último recurso retalhista	
Opção tarifária	(m ³ /ano)	Termo tarifário fixo (€/mês)	Energia		Capacidade Utilizada (€/kWh/dia)/mês)	Termo tarifário fixo (€/dia)	Capacidade Utilizada (€/kWh/dia)/dia)
			Fora de Vazio (€/kWh)	Vazio (€/kWh)			
Diária		143,89	0,048070	0,038756	0,060192	4,7178	0,00197350
Mensal	10 000 - 100 000	211,25	0,057701	0,048386		6,9264	
	100 001 - 1 000 000	485,05	0,051960	0,042645		15,9033	

TARIFAS TRANSITÓRIAS DE VENDA A CLIENTES FINAIS EM MÉDIA PRESSÃO						Comercializador de último recurso retalhista	
Opção tarifária	(m ³ /ano)	Termo tarifário fixo (€/mês)	Energia		Capacidade Utilizada (€/kWh/dia)/mês)	Termo tarifário fixo (€/dia)	Capacidade Utilizada (€/kWh/dia)/dia)
			Fora de Vazio (€/kWh)	Vazio (€/kWh)			
Diária		424,38	0,039312	0,038563	0,056776	13,9141	0,00186150
Curtas utilizações		424,38	0,045261	0,038563	0,011355	13,9141	0,00037230
Mensal	10 000 - 100 000	461,06	0,048396	0,047647		15,1166	
	100 001 - 2 000 000	616,16	0,043504	0,042756		20,2019	

III.2 TARIFAS POR ATIVIDADE A APLICAR PELOS COMERCIALIZADORES DE ÚLTIMO RECURSO

III.2.1 TARIFA DE ENERGIA DA ATIVIDADE DE COMPRA E VENDA DE GÁS NATURAL PARA FORNECIMENTO AOS COMERCIALIZADORES DE ÚLTIMO RECURSO RETALHISTAS

O preço da tarifa de Energia da atividade de Compra e Venda de gás natural para fornecimento aos comercializadores de último recurso retalhistas, a vigorar a partir do dia 1 de julho de 2015, é o seguinte:

TARIFA DE ENERGIA	PREÇOS
Venda a comercializadores de último recurso retalhistas (EUR/kWh)	0,02355778

A.8 – Ficha técnica motor

A ficha técnica do motor foi retirada do site do fabricante [68].

GAS SYSTEM SERIES 400 NATURAL GAS

400V / 50 Hz
NOx < 500 mg/Nm³



SYSTEM RATINGS

Gas genset with optional heat recovery (90°/70°C heating water circuit)

Genset Type	Engine Type	Output				Energy input ⁴⁾ kW	Efficiency		Methane number ⁵⁾
		Elect. ¹⁾ kW _{el}	Therm. ²⁾ kW _{th}	Exhaust ³⁾ kW _{th} (°C)	Low Temp. kW _{th} (°C)		Electr. η _{el} (%)	Total η _{tot} (%)	
MTU 6R400 GS*	E3066 D3*	119	116	82 (110)	---	345	34.4	91.8	≥ 70
MTU 6R400 GS	E3066 L9	182	123	143 (120)	---	507	35.9	88.3	≥ 70
MTU 6R400 GS	E3066 L9	191	103	149 (120)	30 (50)	534	35.8	83.0	≥ 70
MTU 6R400 GS	E3066 L9	201	106	154 (120)	36 (40)	560	35.9	82.3	≥ 70
MTU 6R400 GS	E3066 Z5	210	121	132 (120)	16 (40)	541	38.8	85.6	≥ 70
MTU 12V400 GS*	E3042 D3*	240	220	151 (100)	---	665	36.1	91.9	≥ 80
MTU 12V400 GS	E3042 L9	357	198	256 (120)	---	951	37.5	85.3	≥ 70
MTU 12V400 GS	E3042 L9	370	194	264 (120)	51 (50)	988	37.5	83.8	≥ 70
MTU 12V400 GS	E3042 L9	387	199	274 (120)	63 (40)	1029	37.6	83.5	≥ 70
MTU 12V400 GS	E3042 Z6	420	247	257 (120)	31 (40)	1064	39.5	86.8	≥ 80

Cogeneration Module 100°/80°C heating water circuit


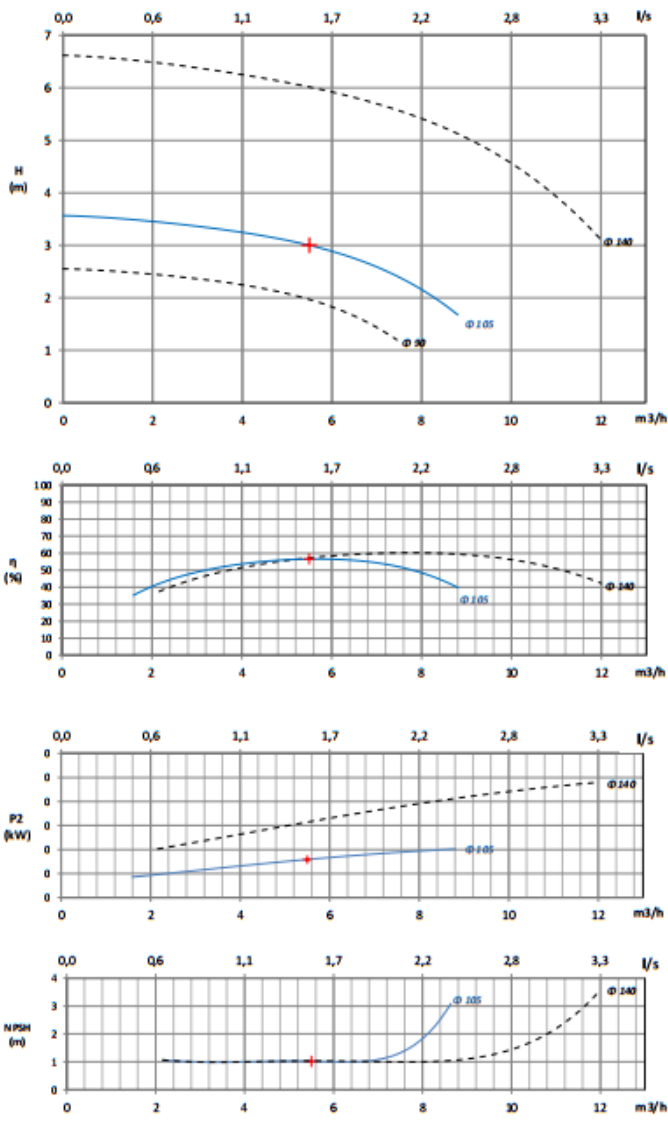

Genset Type	Engine Type	Output				Energy input ⁴⁾ kW	Efficiency		Methane number ⁵⁾
		Elect. ¹⁾ kW _{el}	Therm. ²⁾ kW _{th}	Exhaust ³⁾ kW _{th} (°C)	Low Temp. kW _{th} (°C)		Electr. η _{el} (%)	Total η _{tot} (%)	
MTU 6R400 GS*	E3066 DH3*	116	110	81 (120)	---	337	34.5	91.2	≥ 70
MTU 6R400 GS	E3066 LH9	165	111	130 (120)	---	465	35.6	87.3	≥ 70
MTU 12V400 GS*	E3042 DH3*	227	198	143 (120)	---	628	36.2	90.6	≥ 80
MTU 12V400 GS	E3042 LH9	323	206	249 (120)	---	879	36.8	88.5	≥ 70


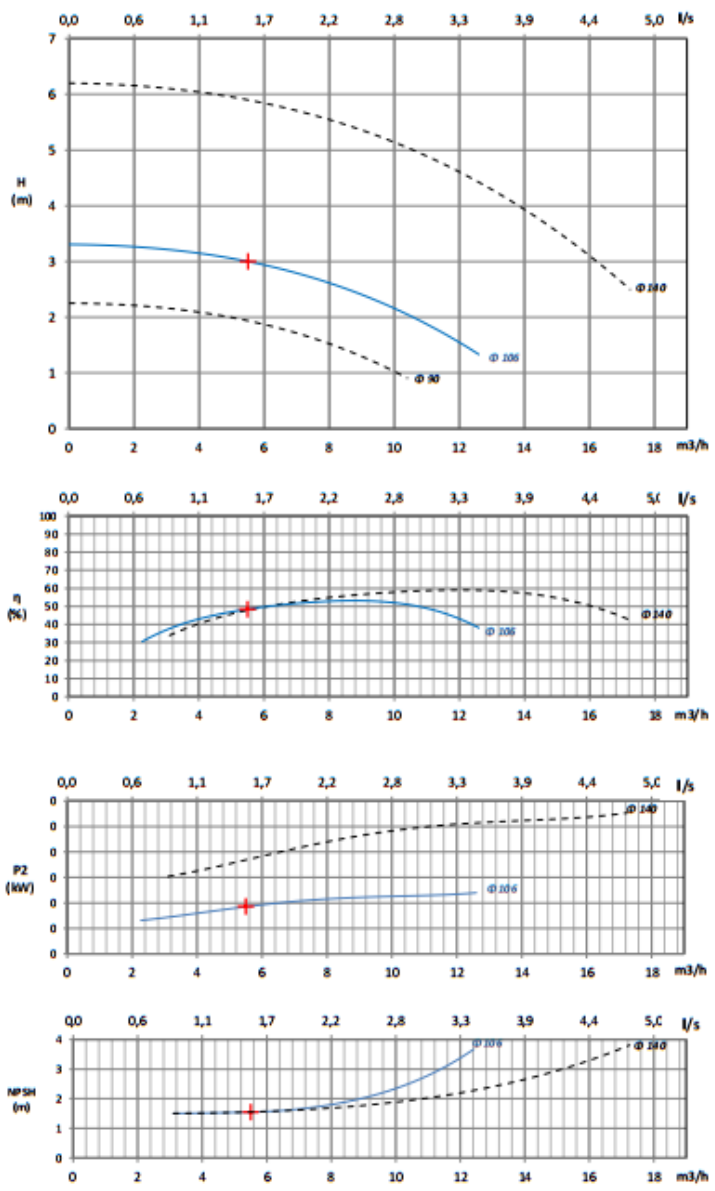

* λ = 1 with 3-Way-Catalyst, NOx < 250 mg/Nm³

- 1) Rated power at nominal voltage, power factor = 1,0 and nominal frequency
- 2) Heat output from engine cooling with tolerance of ± 8%
- 3) Heat output from exhaust (exhaust cooling to 100°C or 110°C or 120°C) with tolerance of ± 8%
- 4) Performance data in accordance with ISO 3046/I-2002 with tolerance of 5%
- 5) Referenced methane number


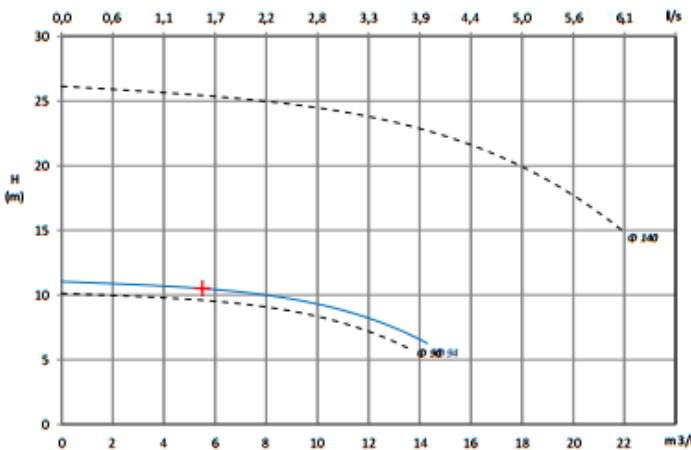
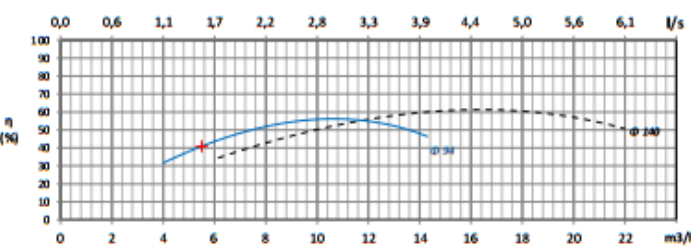
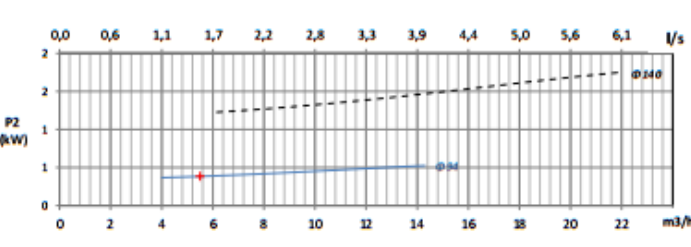
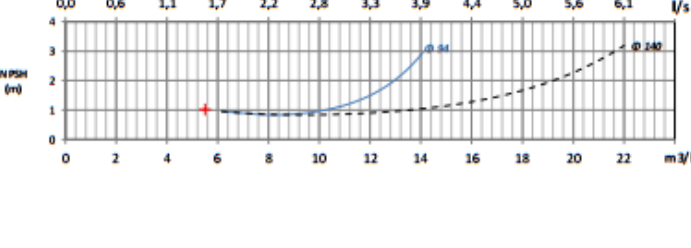

A.9 – Fichas técnicas das diferentes bombas


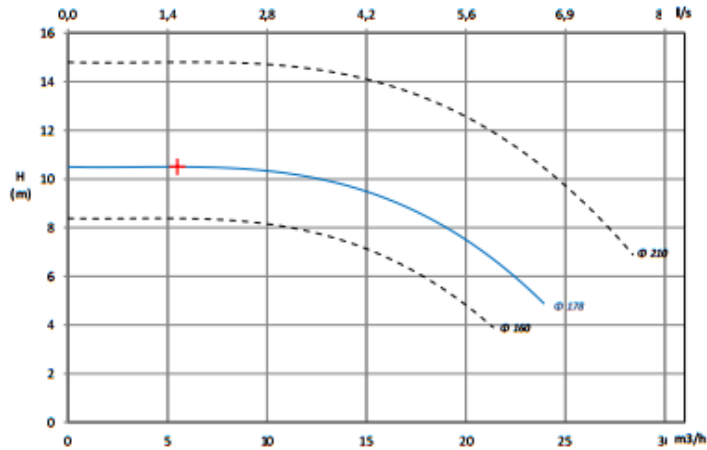
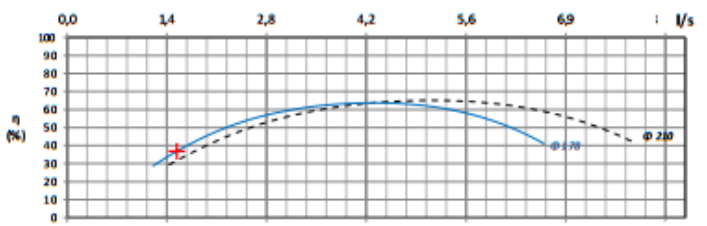
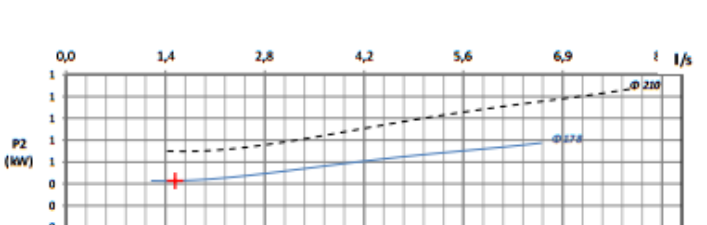
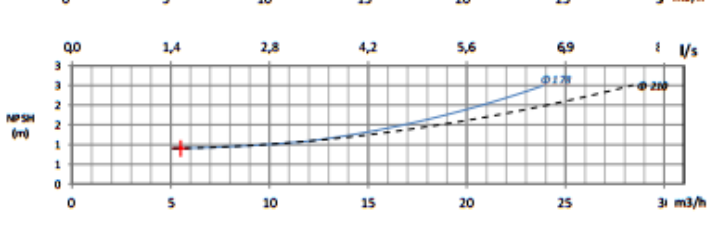

A.9.1 Circuito do motor: $\dot{V}_{motor} = 5,5 \text{ m}^3/\text{h}$; $\Delta p_{motor} = 3 \text{ mca}$

 Bomba centrífuga CJG 32-125		proposta n° - data: 03/03/2016 elaborado por: Text
DADOS HIDRAULICOS		
	Requisitos de selección	
	caudal 5,5 m³/h altura manométrica 3,0 m líquido água viscos. dinamica - cSt temperatura líquido - °C densidade 0,998 kg/dm³ temperatura ambiente <40 °C altitude <100 m	
	Dados da bomba	
	caudal 5,5 m³/h altura manométrica 3,0 m rendimento hidráulico 56,6 % potencia absorvida 0,08 kW potencia abs. maxima 0,10 kW diametro impulsor 105 mm velocidade de rotação 1450 rpm NPSHr 1,0 m Norma ISO 2858	
Dados do motor		potencia 0,75 kW velocidade de rotação 1500 rpm rendimento - % tensão 400 V nº fases 3 frequência 50 Hz forma - protecção mecânica IP55 classe isolamento F
Materiais		corpo GG-25 impulsor GG-25 veio CK-45 camisa de veio AISI 431 1) empanque empanque gacheta rolamentos rolamentos de esferas/rolos lubrificação lubrificação a óleo acoplamento - espaçador - estrado -
		 <p>Foto pode variar em relação ao produto real</p>
+ Ponto pedido X Ponto de sobrecarga requerido		
Limites de operação Pressão máx.: 16 bar Temperatura mín. da água: -10°C Temperatura máx. da água: 105°C Sentido de rotação cw, conforme o sentido dos ponteiros do relógio (visto do lado do acoplamento).		
OBSERVAÇÕES		
1. Curvas de performance obtidas em laboratório seg. ISO 9906 Gr.2 2. Adicionar 0,5m ao valor de NPSHr indicado como margem de segurança 3. Dados do motor sugerido		


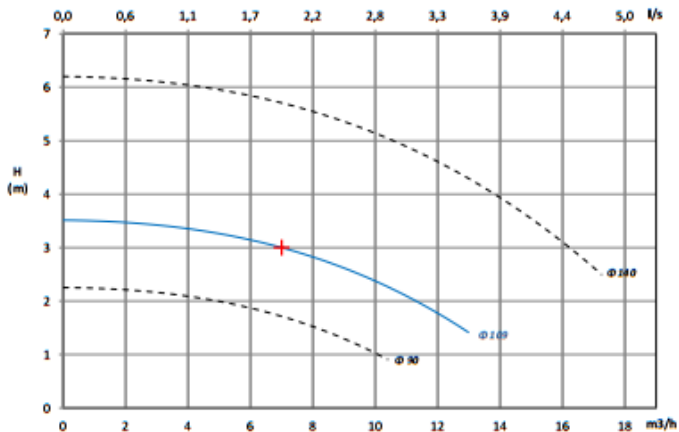
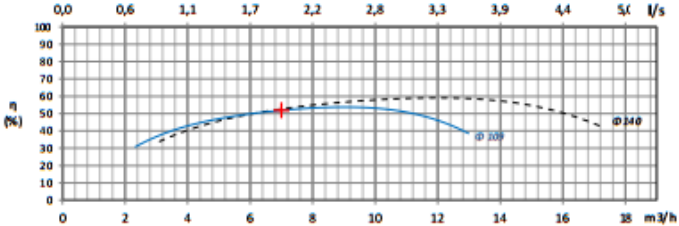
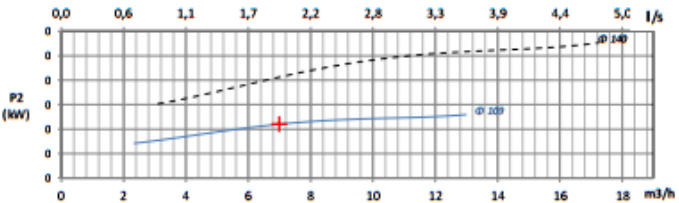
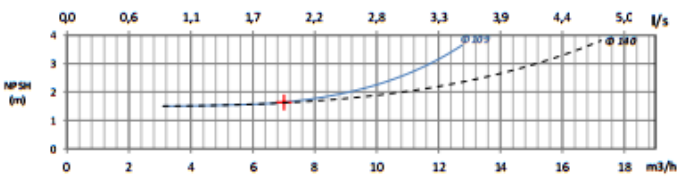

		Bomba centrífuga NNJ 32-125		proposta nº - data: 03/03/2016 elaborado por: Text																											
DADOS HIDRAULICOS																															
			Requisitos de seleção																												
			<table border="1"> <tr><td>caudal</td><td>5,5</td><td>m³/h</td></tr> <tr><td>altura manométrica</td><td>3,0</td><td>m</td></tr> <tr><td>líquido</td><td>água</td><td></td></tr> <tr><td>viscos. dinâmica</td><td>-</td><td>cSt</td></tr> <tr><td>temperatura líquido</td><td>-</td><td>°C</td></tr> <tr><td>densidade</td><td>0,998</td><td>kg/dm³</td></tr> <tr><td>temperatura ambiente</td><td><40</td><td>°C</td></tr> <tr><td>altitude</td><td><100</td><td>m</td></tr> </table>		caudal	5,5	m³/h	altura manométrica	3,0	m	líquido	água		viscos. dinâmica	-	cSt	temperatura líquido	-	°C	densidade	0,998	kg/dm³	temperatura ambiente	<40	°C	altitude	<100	m			
			caudal	5,5	m³/h																										
			altura manométrica	3,0	m																										
líquido	água																														
viscos. dinâmica	-	cSt																													
temperatura líquido	-	°C																													
densidade	0,998	kg/dm³																													
temperatura ambiente	<40	°C																													
altitude	<100	m																													
Dados da bomba																															
<table border="1"> <tr><td>caudal</td><td>5,5</td><td>m³/h</td></tr> <tr><td>altura manométrica</td><td>3,0</td><td>m</td></tr> <tr><td>rendimento hidráulico</td><td>48,5</td><td>%</td></tr> <tr><td>potencia absorvida</td><td>0,09</td><td>kW</td></tr> <tr><td>potencia abs. máxima</td><td>0,12</td><td>kW</td></tr> <tr><td>diámetro impulsor</td><td>106</td><td>mm</td></tr> <tr><td>velocidade rotação</td><td>1450</td><td>rpm</td></tr> <tr><td>NPSHr</td><td>1,6</td><td>m</td></tr> <tr><td>Norma</td><td>EN 733</td><td></td></tr> </table>		caudal	5,5	m³/h	altura manométrica	3,0	m	rendimento hidráulico	48,5	%	potencia absorvida	0,09	kW	potencia abs. máxima	0,12	kW	diámetro impulsor	106	mm	velocidade rotação	1450	rpm	NPSHr	1,6	m	Norma	EN 733				
caudal	5,5	m³/h																													
altura manométrica	3,0	m																													
rendimento hidráulico	48,5	%																													
potencia absorvida	0,09	kW																													
potencia abs. máxima	0,12	kW																													
diámetro impulsor	106	mm																													
velocidade rotação	1450	rpm																													
NPSHr	1,6	m																													
Norma	EN 733																														
			Dados do motor																												
			<table border="1"> <tr><td>potencia</td><td>0,75</td><td>kW</td></tr> <tr><td>velocidade rotação</td><td>1500</td><td>rpm</td></tr> <tr><td>rendimento</td><td>-</td><td>%</td></tr> <tr><td>tensão</td><td>400</td><td>V</td></tr> <tr><td>nº fases</td><td>3</td><td></td></tr> <tr><td>frecuencia</td><td>50</td><td>Hz</td></tr> <tr><td>forma</td><td>-</td><td></td></tr> <tr><td>proteção mecânica</td><td>IP55</td><td></td></tr> <tr><td>classe isolamento</td><td>F</td><td></td></tr> </table>		potencia	0,75	kW	velocidade rotação	1500	rpm	rendimento	-	%	tensão	400	V	nº fases	3		frecuencia	50	Hz	forma	-		proteção mecânica	IP55		classe isolamento	F	
potencia	0,75	kW																													
velocidade rotação	1500	rpm																													
rendimento	-	%																													
tensão	400	V																													
nº fases	3																														
frecuencia	50	Hz																													
forma	-																														
proteção mecânica	IP55																														
classe isolamento	F																														
			Materiais																												
			<table border="1"> <tr><td>corpo</td><td>EN-GJL-250</td></tr> <tr><td>impulsor</td><td>EN-GJL-250</td></tr> <tr><td>veio</td><td>X20 Cr13</td></tr> <tr><td>camisa de veio</td><td>AISI 431</td></tr> <tr><td>empanque</td><td>empanque mecânico</td></tr> <tr><td>rolamentos</td><td>rolamentos de esferas</td></tr> <tr><td>lubrificação</td><td>rolamentos lubrif. para a vida</td></tr> <tr><td>acoplamento</td><td>-</td></tr> <tr><td>espaçador</td><td>-</td></tr> <tr><td>estrado</td><td>-</td></tr> </table>		corpo	EN-GJL-250	impulsor	EN-GJL-250	veio	X20 Cr13	camisa de veio	AISI 431	empanque	empanque mecânico	rolamentos	rolamentos de esferas	lubrificação	rolamentos lubrif. para a vida	acoplamento	-	espaçador	-	estrado	-							
corpo	EN-GJL-250																														
impulsor	EN-GJL-250																														
veio	X20 Cr13																														
camisa de veio	AISI 431																														
empanque	empanque mecânico																														
rolamentos	rolamentos de esferas																														
lubrificação	rolamentos lubrif. para a vida																														
acoplamento	-																														
espaçador	-																														
estrado	-																														
																															
			Foto pode variar em relação ao produto real																												
Limites de operação Pressão máx.: 10 bar e 16 bar para a extensão à norma Temperatura mín. da água: -10°C Temperatura máx. da água: 120°C Sentido de rotação cw, conforme o sentido dos ponteiros do relógio (visto do lado do acoplamento).																															
OBSERVAÇÕES																															
1. Curvas de performance obtidas em laboratório seg. ISO 9906 Gr.2 2. Adicionar 0,5m ao valor de NPSHr indicado como margem de segurança 3. Dados do motor sugerido																															


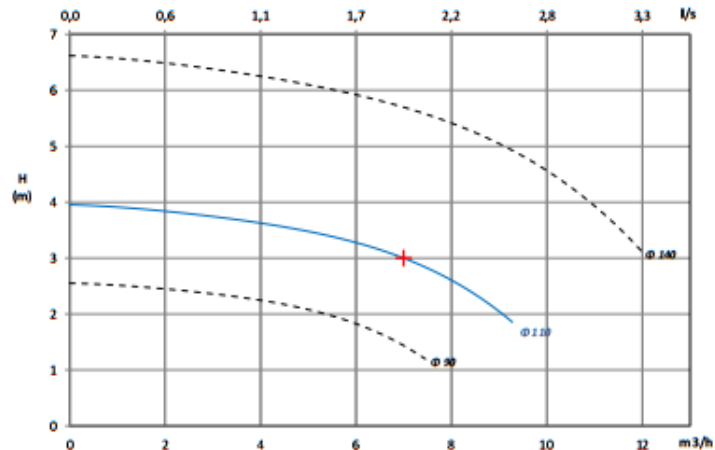
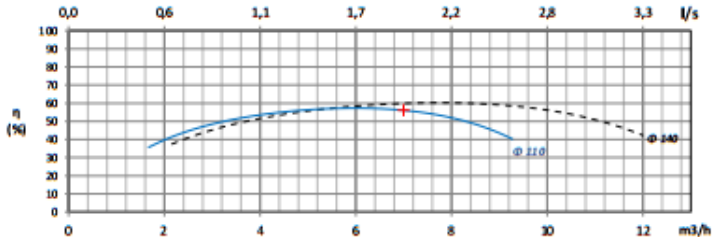

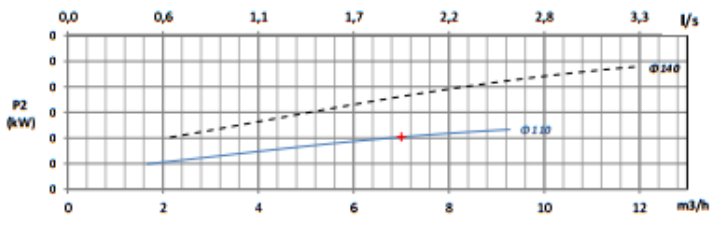
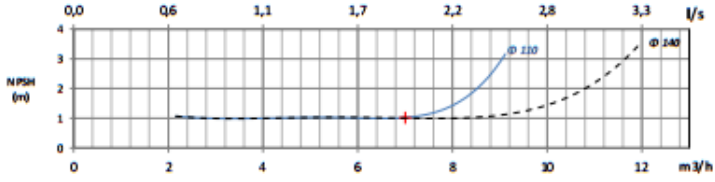
A.9.2 Circuito motor: $\dot{V}_{motor} = 5,5 \text{ m}^3/\text{h}$; $\Delta p_{motor} = 10,5 \text{ mca}$

	Bomba centrífuga CJG 32-125		proposta n° - data: 03/03/2016 elaborado por: Text
	DADOS HIDRAULICOS		
		Requisitos de seleção caudal 5,5 m³/h altura manométrica 10,5 m líquido água viscos. dinamica - cSt temperatura líquido - °C densidade 0,998 kg/dm³ temperatura ambiente <40 °C altitude <100 m	
		Dados da bomba caudal 5,5 m³/h altura manométrica 10,5 m rendimento hidraulico 40,9 % potencia absorvida 0,38 kW potencia abs. maxima 0,52 kW diametro impulsor 94 mm velocidade de rotação 2850 rpm NPSHr 1,0 m Norma ISO 2858	
		Dados do motor potencia 0,75 kW velocidade de rotação 3000 rpm rendimento - % tensão 400 V nº fases 3 frequência 50 Hz forma - proteção mecanica IP55 classe isolamento F	
		Materiais corpo GG-25 impulsor GG-25 veio CK-45 camisa de veio AISI 431 1) empanque gacheta rolamentos rolamentos de esferas/rolos lubrificação lubrificação a óleo acoplamento - espaçador - estrado -	
+ Ponto pedido X Ponto de sobrecarga requerido			
Foto pode variar em relação ao produto real			
Limites de operação Pressão máx.: 16 bar Temperatura mín. da água: -10°C Temperatura máx. da água: 105°C Sentido de rotação cw, conforme o sentido dos ponteiros do relógio (visto do lado do acoplamento).			
OBSERVAÇÕES			
1. Curvas de performance obtidas em laboratório seg. ISO 9906 Gr.2 2. Adicionar 0,5m ao valor de NPSHr indicado como margem de segurança 3. Dados do motor sugerido			


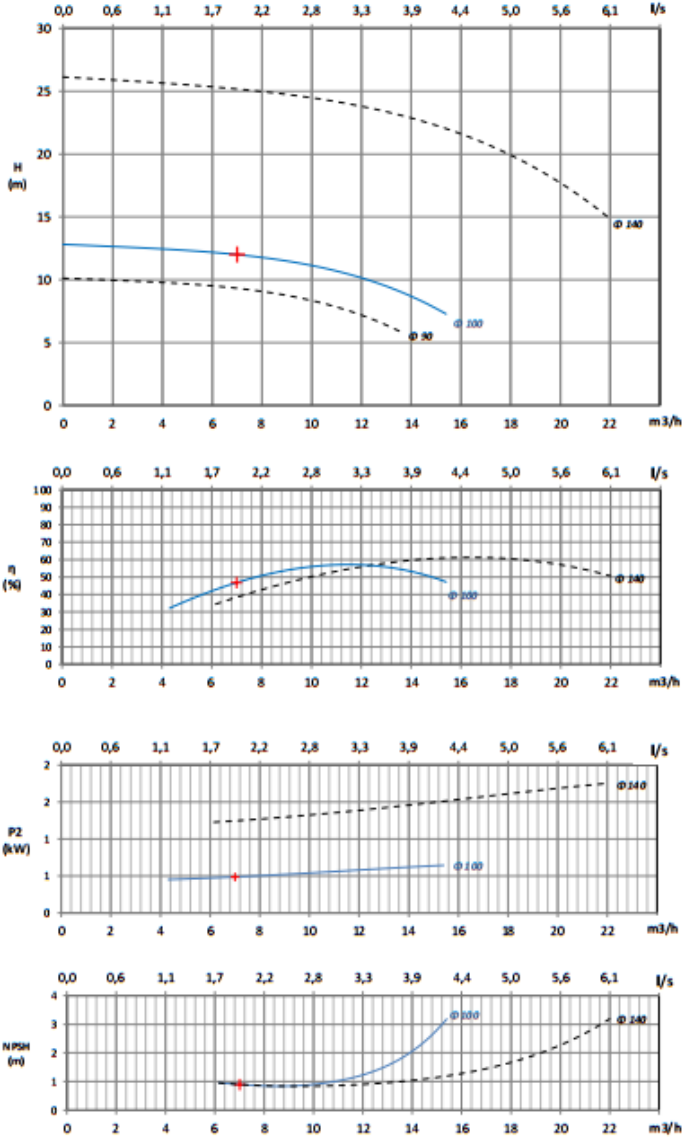

	Bomba centrífuga NNJ 40-200	proposta nº: - data: 03/03/2016 elaborado por: Text
DADOS HIDRAULICOS		
   	Requisitos de seleção caudal: 5,5 m³/h altura manométrica: 10,5 m líquido: água viscos. dinamica: - cSt temperatura líquido: - °C densidade: 0,998 kg/dm³ temperatura ambiente: <40 °C altitude: <100 m	
	Dados da bomba caudal: 5,5 m³/h altura manométrica: 10,5 m rendimento hidráulico: 36,8 % potencia absorvida: 0,43 kW potencia abs. máxima: 0,77 kW diametro impulsor: 178 mm velocidade rotação: 1450 rpm NPSHr: 0,9 m Norma: EN 733	
	Dados do motor potencia: 1,10 kW velocidade rotação: 1500 rpm rendimento: - % tensão: 400 V nº fases: 3 frequência: 50 Hz forma: - proteção mecânica: IP55 classe isolamento: F	
	Materiais corpo: EN-GJL-250 impulsor: EN-GJL-250 veio: X20 Cr13 camisa de veio: AISI 431 empanque: empanque mecânico rolamentos: rolamentos de esferas lubrificação: rolamentos lubrifi. para a vida acoplamento: - espaçador: - estrado: -	
	 <p style="text-align: center;">Foto pode variar em relação ao produto real</p>	
Limites de operação Pressão máx.: 10 bar e 16 bar para a extensão à norma Temperatura mín. da água: -10°C Temperatura máx. da água: 120°C Sentido de rotação cw, conforme o sentido dos ponteiros do relógio (visto do lado do acoplamento).		
OBSERVAÇÕES		
1. Curvas de performance obtidas em laboratório seg. ISO 9906 Gr.2 2. Adicionar 0,5m ao valor de NPSHr indicado como margem de segurança 3. Dados do motor sugerido		

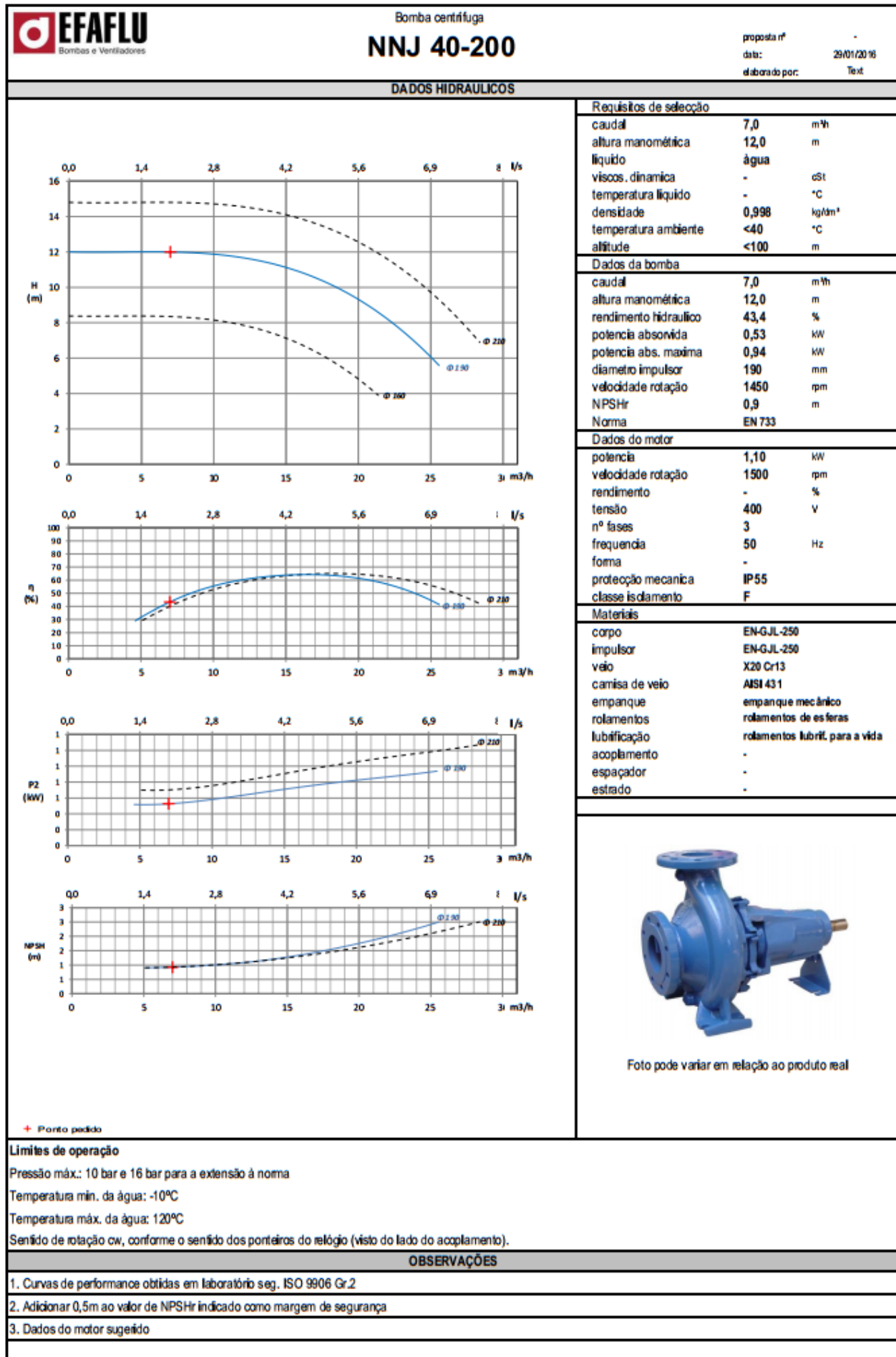
A.9.3 Circuito Tanque: $\dot{V}_{tanque} = 7 \text{ m}^3/\text{h}$; $\Delta p_{tanque} = 3 \text{ mca}$

	Bomba centrífuga NNJ 32-125		proposta nº: - data: 02/02/2016 elaborado por: Text
	DADOS HIDRAULICOS		
		Requisitos de seleção caudal: 7,0 m³/h altura manométrica: 3,0 m líquido: água viscos. dinâmica: - cSt temperatura líquido: - °C densidade: 0,998 kg/dm³ temperatura ambiente: <40 °C altitude: <100 m	
		Dados da bomba caudal: 7,0 m³/h altura manométrica: 3,0 m rendimento hidráulico: 51,9 % potencia absorvida: 0,11 kW potencia abs. maxima: 0,13 kW diametro impulsor: 109 mm velocidade rotação: 1450 rpm NPSHr: 1,6 m Norma: EN 733	
		Dados do motor potencia: 0,75 kW velocidade rotação: 1500 rpm rendimento: - % tensão: 400 V nº fases: 3 frequência: 50 Hz forma: - protecção mecânica: IP55 classe isolamento: F	
		Materiais corpo: EN-GJL-250 impulsor: EN-GJL-250 veio: X20 Cr13 camisa de veio: AISI 431 empanque: empanque mecânico rolamentos: rolamentos de esferas lubrificação: rolamentos lubr. para a vida acoplamento: - espaçador: - estrado: -	
+ Ponto pedido			
Limites de operação Pressão máx.: 10 bar e 16 bar para a extensão à norma Temperatura mín. da água: -10°C Temperatura máx. da água: 120°C Sentido de rotação cw, conforme o sentido dos ponteiros do relógio (visto do lado do acoplamento).			
OBSERVAÇÕES			
1. Curvas de performance obtidas em laboratório seg. ISO 9906 Gr.2 2. Adicionar 0,5m ao valor de NPSHr indicado como margem de segurança 3. Dados do motor sugerido			

	<p>Bomba centrífuga CJG 32-125</p>	<p>proposta nº: - data: 02/02/2016 elaborado por: Text</p>																																																																																																																								
DADOS HIDRAULICOS																																																																																																																										
	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <th colspan="3">Requisitos de selecção</th> </tr> <tr> <td>caudal</td> <td>7,0</td> <td>m³/h</td> </tr> <tr> <td>altura manométrica</td> <td>3,0</td> <td>m</td> </tr> <tr> <td>liquido</td> <td>água</td> <td></td> </tr> <tr> <td>viscos. dinamica</td> <td>-</td> <td>cSt</td> </tr> <tr> <td>temperatura liquido</td> <td>-</td> <td>°C</td> </tr> <tr> <td>densidade</td> <td>0,998</td> <td>kg/dm³</td> </tr> <tr> <td>temperatura ambiente</td> <td><40</td> <td>°C</td> </tr> <tr> <td>altitude</td> <td><100</td> <td>m</td> </tr> <tr> <th colspan="3">Dados da bomba</th> </tr> <tr> <td>caudal</td> <td>7,0</td> <td>m³/h</td> </tr> <tr> <td>altura manométrica</td> <td>3,0</td> <td>m</td> </tr> <tr> <td>rendimento hidraulico</td> <td>56,1</td> <td>%</td> </tr> <tr> <td>potencia absorvida</td> <td>0,10</td> <td>kW</td> </tr> <tr> <td>potencia abs. maxima</td> <td>0,12</td> <td>kW</td> </tr> <tr> <td>diámetro impulsor</td> <td>110</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td>velocidade rotação</td> <td>1450</td> <td>rpm</td> </tr> <tr> <td>NPSHr</td> <td>1,0</td> <td>m</td> </tr> <tr> <td>Norma</td> <td>ISO 2858</td> <td></td> </tr> <tr> <th colspan="3">Dados do motor</th> </tr> <tr> <td>potencia</td> <td>0,75</td> <td>kW</td> </tr> <tr> <td>velocidade rotação</td> <td>1500</td> <td>rpm</td> </tr> <tr> <td>rendimento</td> <td>-</td> <td>%</td> </tr> <tr> <td>tensão</td> <td>400</td> <td>V</td> </tr> <tr> <td>nº fases</td> <td>3</td> <td></td> </tr> <tr> <td>frecuencia</td> <td>50</td> <td>Hz</td> </tr> <tr> <td>forma</td> <td>-</td> <td></td> </tr> <tr> <td>proteção mecanica</td> <td>IP55</td> <td></td> </tr> <tr> <td>classe isolamento</td> <td>F</td> <td></td> </tr> <tr> <th colspan="3">Materiais</th> </tr> <tr> <td>corpo</td> <td>GG-25</td> <td></td> </tr> <tr> <td>impulsor</td> <td>GG-25</td> <td></td> </tr> <tr> <td>veio</td> <td>CK-45</td> <td></td> </tr> <tr> <td>camisa de veio</td> <td>AINI 431 1)</td> <td></td> </tr> <tr> <td>empanque</td> <td>empanque gacheta</td> <td></td> </tr> <tr> <td>rolamentos</td> <td>rolamentos de esferas/strolos</td> <td></td> </tr> <tr> <td>lubrificação</td> <td>lubrificação a óleo</td> <td></td> </tr> <tr> <td>acoplamento</td> <td>-</td> <td></td> </tr> <tr> <td>espaciador</td> <td>-</td> <td></td> </tr> <tr> <td>estrado</td> <td>-</td> <td></td> </tr> </table>		Requisitos de selecção			caudal	7,0	m³/h	altura manométrica	3,0	m	liquido	água		viscos. dinamica	-	cSt	temperatura liquido	-	°C	densidade	0,998	kg/dm³	temperatura ambiente	<40	°C	altitude	<100	m	Dados da bomba			caudal	7,0	m³/h	altura manométrica	3,0	m	rendimento hidraulico	56,1	%	potencia absorvida	0,10	kW	potencia abs. maxima	0,12	kW	diámetro impulsor	110	mm	velocidade rotação	1450	rpm	NPSHr	1,0	m	Norma	ISO 2858		Dados do motor			potencia	0,75	kW	velocidade rotação	1500	rpm	rendimento	-	%	tensão	400	V	nº fases	3		frecuencia	50	Hz	forma	-		proteção mecanica	IP55		classe isolamento	F		Materiais			corpo	GG-25		impulsor	GG-25		veio	CK-45		camisa de veio	AINI 431 1)		empanque	empanque gacheta		rolamentos	rolamentos de esferas/strolos		lubrificação	lubrificação a óleo		acoplamento	-		espaciador	-		estrado	-	
Requisitos de selecção																																																																																																																										
caudal	7,0	m³/h																																																																																																																								
altura manométrica	3,0	m																																																																																																																								
liquido	água																																																																																																																									
viscos. dinamica	-	cSt																																																																																																																								
temperatura liquido	-	°C																																																																																																																								
densidade	0,998	kg/dm³																																																																																																																								
temperatura ambiente	<40	°C																																																																																																																								
altitude	<100	m																																																																																																																								
Dados da bomba																																																																																																																										
caudal	7,0	m³/h																																																																																																																								
altura manométrica	3,0	m																																																																																																																								
rendimento hidraulico	56,1	%																																																																																																																								
potencia absorvida	0,10	kW																																																																																																																								
potencia abs. maxima	0,12	kW																																																																																																																								
diámetro impulsor	110	mm																																																																																																																								
velocidade rotação	1450	rpm																																																																																																																								
NPSHr	1,0	m																																																																																																																								
Norma	ISO 2858																																																																																																																									
Dados do motor																																																																																																																										
potencia	0,75	kW																																																																																																																								
velocidade rotação	1500	rpm																																																																																																																								
rendimento	-	%																																																																																																																								
tensão	400	V																																																																																																																								
nº fases	3																																																																																																																									
frecuencia	50	Hz																																																																																																																								
forma	-																																																																																																																									
proteção mecanica	IP55																																																																																																																									
classe isolamento	F																																																																																																																									
Materiais																																																																																																																										
corpo	GG-25																																																																																																																									
impulsor	GG-25																																																																																																																									
veio	CK-45																																																																																																																									
camisa de veio	AINI 431 1)																																																																																																																									
empanque	empanque gacheta																																																																																																																									
rolamentos	rolamentos de esferas/strolos																																																																																																																									
lubrificação	lubrificação a óleo																																																																																																																									
acoplamento	-																																																																																																																									
espaciador	-																																																																																																																									
estrado	-																																																																																																																									
	 <p style="text-align: center;">Foto pode variar em relação ao produto real</p>																																																																																																																									
	<p style="text-align: center;">+ Ponto pedido X Ponto de sobrecarga requerida</p>																																																																																																																									
																																																																																																																										
<p>Límites de operação Pressão máx.: 16 bar Temperatura mín. da água: -10°C Temperatura máx. da água: 105°C Sentido de rotação cw, conforme o sentido dos ponteiros do relógio (visto do lado do acoplamento).</p>																																																																																																																										
OBSERVAÇÕES																																																																																																																										
1. Curvas de performance obtidas em laboratório seg. ISO 9906 Gr.2																																																																																																																										
2. Adicionar 0,5m ao valor de NPSHr indicado como margem de segurança																																																																																																																										
3. Dados do motor sugerido																																																																																																																										

A.9.4 Circuito tanque: $\dot{V}_{tanque} = 7 \text{ m}^3/\text{h}$; $\Delta p_{tanque} = 12 \text{ mca}$

	Bomba centrífuga CJG 32-125		proposta n° - data: 29/01/2016 elaborado por: Text																										
	DADOS HIDRAULICOS																												
	Requisitos de seleção																												
	<table border="1"> <tr><td>caudal</td><td>7,0</td><td>m³/h</td></tr> <tr><td>altura manométrica</td><td>12,0</td><td>m</td></tr> <tr><td>líquido</td><td>água</td><td></td></tr> <tr><td>viscos. dinâmica</td><td>-</td><td>cSt</td></tr> <tr><td>temperatura líquido</td><td>-</td><td>°C</td></tr> <tr><td>densidade</td><td>0,998</td><td>kg/dm³</td></tr> <tr><td>temperatura ambiente</td><td><40</td><td>°C</td></tr> <tr><td>altitude</td><td><100</td><td>m</td></tr> </table>			caudal	7,0	m³/h	altura manométrica	12,0	m	líquido	água		viscos. dinâmica	-	cSt	temperatura líquido	-	°C	densidade	0,998	kg/dm³	temperatura ambiente	<40	°C	altitude	<100	m		
	caudal	7,0	m³/h																										
	altura manométrica	12,0	m																										
líquido	água																												
viscos. dinâmica	-	cSt																											
temperatura líquido	-	°C																											
densidade	0,998	kg/dm³																											
temperatura ambiente	<40	°C																											
altitude	<100	m																											
Dados da bomba																													
<table border="1"> <tr><td>caudal</td><td>7,0</td><td>m³/h</td></tr> <tr><td>altura manométrica</td><td>12,0</td><td>m</td></tr> <tr><td>rendimento hidráulico</td><td>46,8</td><td>%</td></tr> <tr><td>potência absorvida</td><td>0,49</td><td>kW</td></tr> <tr><td>potência abs. máxima</td><td>0,64</td><td>kW</td></tr> <tr><td>diâmetro impulsor</td><td>100</td><td>mm</td></tr> <tr><td>velocidade de rotação</td><td>2850</td><td>rpm</td></tr> <tr><td>NPSHr</td><td>0,9</td><td>m</td></tr> <tr><td>Norma</td><td>ISO 2858</td><td></td></tr> </table>			caudal	7,0	m³/h	altura manométrica	12,0	m	rendimento hidráulico	46,8	%	potência absorvida	0,49	kW	potência abs. máxima	0,64	kW	diâmetro impulsor	100	mm	velocidade de rotação	2850	rpm	NPSHr	0,9	m	Norma	ISO 2858	
caudal	7,0	m³/h																											
altura manométrica	12,0	m																											
rendimento hidráulico	46,8	%																											
potência absorvida	0,49	kW																											
potência abs. máxima	0,64	kW																											
diâmetro impulsor	100	mm																											
velocidade de rotação	2850	rpm																											
NPSHr	0,9	m																											
Norma	ISO 2858																												
Dados do motor																													
<table border="1"> <tr><td>potência</td><td>0,75</td><td>kW</td></tr> <tr><td>velocidade de rotação</td><td>3000</td><td>rpm</td></tr> <tr><td>rendimento</td><td>-</td><td>%</td></tr> <tr><td>tensão</td><td>400</td><td>V</td></tr> <tr><td>n° fases</td><td>3</td><td></td></tr> <tr><td>frequência</td><td>50</td><td>Hz</td></tr> <tr><td>forma</td><td>-</td><td></td></tr> <tr><td>proteção mecânica</td><td>IP55</td><td></td></tr> <tr><td>classe isolamento</td><td>F</td><td></td></tr> </table>			potência	0,75	kW	velocidade de rotação	3000	rpm	rendimento	-	%	tensão	400	V	n° fases	3		frequência	50	Hz	forma	-		proteção mecânica	IP55		classe isolamento	F	
potência	0,75	kW																											
velocidade de rotação	3000	rpm																											
rendimento	-	%																											
tensão	400	V																											
n° fases	3																												
frequência	50	Hz																											
forma	-																												
proteção mecânica	IP55																												
classe isolamento	F																												
Materiais																													
<table border="1"> <tr><td>corpo</td><td>GG-25</td></tr> <tr><td>impulsor</td><td>GG-25</td></tr> <tr><td>veio</td><td>CK-45</td></tr> <tr><td>camisa de veio</td><td>AlSi 431 1)</td></tr> <tr><td>empanque</td><td>empanque gacheta</td></tr> <tr><td>rolamentos</td><td>rolamentos de esfera/rolos</td></tr> <tr><td>lubrificação</td><td>lubrificação a óleo</td></tr> <tr><td>acoplamento</td><td>-</td></tr> <tr><td>espaciador</td><td>-</td></tr> <tr><td>estrado</td><td>-</td></tr> </table>			corpo	GG-25	impulsor	GG-25	veio	CK-45	camisa de veio	AlSi 431 1)	empanque	empanque gacheta	rolamentos	rolamentos de esfera/rolos	lubrificação	lubrificação a óleo	acoplamento	-	espaciador	-	estrado	-							
corpo	GG-25																												
impulsor	GG-25																												
veio	CK-45																												
camisa de veio	AlSi 431 1)																												
empanque	empanque gacheta																												
rolamentos	rolamentos de esfera/rolos																												
lubrificação	lubrificação a óleo																												
acoplamento	-																												
espaciador	-																												
estrado	-																												
																													
Foto pode variar em relação ao produto real																													
+ Ponto pedido X Ponto de sobrecarga requerido																													
Limites de operação Pressão máx.: 16 bar Temperatura mín. da água: -10°C Temperatura máx. da água: 105°C Sentido de rotação cw, conforme o sentido dos ponteiros do relógio (visto do lado do acoplamento).																													
OBSERVAÇÕES																													
1. Curvas de performance obtidas em laboratório seg. ISO 9906 Gr.2 2. Adicionar 0,5m ao valor de NPSHr indicado como margem de segurança 3. Dados do motor sugerido																													



A.10 – Ficha técnica do permutador de placas e respectiva proposta

Ficha técnica do permutador e respectiva proposta, apresentadas pela empresa ARSOPI.

PERMUTADOR DE PLACAS (PHE) ARSOPI-THERMAL				
Data:31-01-2016				
(Construção)				
Arranjo das Placas	5 x 1		5 x 1	
Max. Pressão	1.00 [MPa G]		1.00 [MPa G]	
Pressão de Ensaio	1.30 [MPa G]		1.30 [MPa G]	
Max. Temperatura	100.00 [C]		100.00 [C]	
Peso Vazio/Cheio	150 / 160 [kg]			
Dimensões Aprox.	C 390 x L 350 x A		787 [mm] (C= 200 P= 340)	
Entradas/Saídas	Roscadas 2" Gás		Roscadas 2" Gás	
(Material)				
Placas	AISI 316L 0,5mm			
Juntas	NBR-SI		NBR-SI	
Entradas/Saídas	AISI 316		AISI 316	
Estrutura/Tirantes	Aço Carbono, Pintada / Aço Carbono Zincado			
(Notas)				
PED: FG:2; TAB:4; PED CATEGORIA 0				
Serviço				
Tipo	FHL00 -HJ -11		Número de PHE	1 Unid(s)
Superfície	1.08 [m2/unid]		Número de Placas	11 [pcs/unid]
(Performance por PHE)				
	Lado Quente		Lado Frio	
Fluido	Água		Água	
Caudal	5.29 [m3/h]		21.16 [m3/h]	
Peso Específico	1.000 [-]		1.000 [-]	
Calor Específico	4.186 [kJ/(kgC)]		4.186 [kJ/(kgC)]	
Conductividade Térmica	0.669 [W/(mC)]		0.643 [W/(mC)]	
Viscosidade	0.360 [mPas]		0.530 [mPas]	
Temperat. de Entrada	90.00 [C]		50.00 [C]	
Temperat. de Saída	70.00 [C]		55.00 [C]	
Perda de Carga	0.004 [MPa]		0.053 [MPa]	
Pressão de Trabalho	- [MPa G]		- [MPa G]	
Pot. Calorífica	123.00 [kW]			
Circulação	ContraCorrente			

ARSOPI – THERMAL , Equipamentos Térmicos, S.A.

APARTADO 103 - CODAL
3730-901 VALE DE CAMBRA - PORTUGAL
Telefone: +351 256 410 410
Fax: +351 256 410 411
E-MAIL: thermal@arsopi-thermal.pt
WEB: http://www.arsopi-thermal.pt
Capital Social 1.250.000,00 Euros
Mat. N.º 502192364 Cons. Reg. Com. Vale de Cambra
N.I.F.: PT 502 192 364



**OFERTA
Original**

RAFAEL DELGADO

E-mail: rafaeldelgado13@gmail.com

Vale de Cambra, 31-01-2016

Cliente : A1609 Número oferta : 117610 Data de oferta: 31-01-2016 Ref.: Att.: Sr. Rafael Delgado
--

Exmos. Senhores,
No seguimento do V/ pedido, informamos
V. Exas. do nosso melhor preço para o
eventual fornecimento do seguinte:
Os N/ melhores cumprimentos,

Anexos: 1/3

Miguel Costa

Quantidade Ud.	Artigo	Preço Un.	Valor EUR	IVA	Prazo ent.*
1,0000 un	FHL00-HJ-11 Permutador Calor Placas ARSOPI Modelo FHL00-HJ-11.	812,000 un	812,00	23,0%	1 semanas
SubTotal			812,00		
		IVA/Total	23,0 %		
		186,76	186,76		
		Valor líquido	812,00		
		Total [EUR]			998,76

Condições de entrega : N/ Instalações
Condições pagamento : Totalidade contra entrega
Validade da oferta : 01-03-2016

*) Prazo de entrega após confirmação de encomenda,
salvo venda.

A.11 – Ficha técnica da torre de arrefecimento e respectiva proposta

Ficha técnica da torre de arrefecimento do motor e respectiva proposta, apresentadas pela empresa HD Equipamentos.



Rod. Anhanguera, Km 33
Pq. Empresarial Anhanguera • Cajamar, SP 07753-040

Fone: (11) 3531.6199
Fax: (11) 3531.6198
email: hd@hd.ind.br
site: www.hd.ind.br

Oferta nº 38.324

Cajamar/SP, 1 de março de 2016.

À
RAFAEL DELGADO

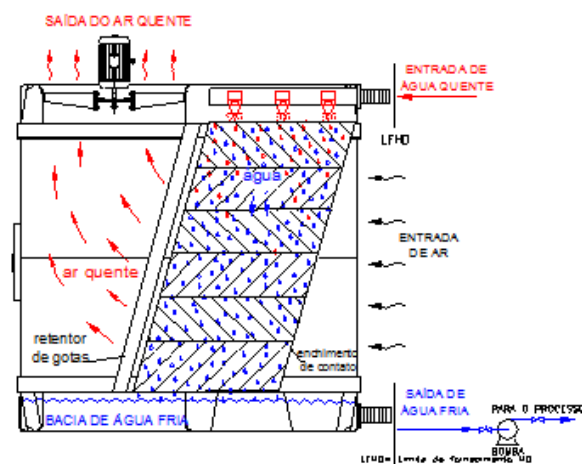
Ref.: Torre de Resfriamento de água .

Prezados Senhores:

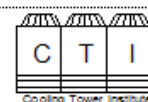
Apresentamos a seguir nossa oferta de torres de resfriamento de água **HD**.

Entre as vantagens do produto ofertado em relação a outras torres, destacamos:

- ✓ Equipamento pode ser transportado montado;
- ✓ Entrada de ar somente por 1 lado, exigindo menor área para implantação;
- ✓ Materiais com maior resistência a altas temperaturas;
- ✓ Menor consumo de energia e menor nível de ruído;
- ✓ Única torre que permite acesso integral ao enchimento através da entrada de ar;
- ✓ Única torre que proporciona acesso aos retentores de gotas e bicos da distribuição de água através de **1 (um) postigo** simplificando a manutenção.



Credibilidade e compromisso na seleção da torre com base nos dados obtidos a partir de Software e normas do CTI - COOLING TECHNOLOGY INSTITUTE - USA / ABNT-Brasil





Rod. Anhanguera, Km 33
Pq. Empresarial Anhanguera • Cajamar, SP 07753-040

Fone: (11) 3531.6199
Fax: (11) 3531.6198
email: hd@hd.ind.br
site: www.hd.ind.br

Oferta nº 38.324

1- DADOS DE PROJETO DA TORRE:

Vazão total de água: 5,3 m³/h (1,47 l/s)	Carga térmica: 106.000 Kcal/h
Temperatura de água quente: 90 °C	Temperatura de água fria: 70 °C
Temperatura de bulbo úmido do ar: 26 °C	Perda de água por arraste e evaporação: 3 %

OBS.: a- Dimensionamos as torres com base na TBU (Temperatura do Bulbo Úmido) informada pelo cliente e/ou indicada pela tabela da ABNT. Como a TBU influencia fortemente na capacidade da torre e, em algumas regiões, constatamos TBU superiores às da ABNT, o cliente deve confirmar se a temperatura informada atende ao seu projeto;

b- Devido a alta temperatura da água na entrada da torre, é necessário que o motor da bomba e o motor do ventilador sejam interligados, pois a torre não poderá receber água quente com o ventilador **desligado**.

2- TORRE SELECIONADA, modelo HD-1102-GRT-II

Dimensões (largura x compr. x altura)	680 x 1.400 x 1.180 mm		
Potência nominal do motor do ventilador	0,5 cv, 220/380 Volts - 3F		
Acionamento do ventilador	Direto (motor elétrico TFVE-IP-55)		
Peso de embarque / operação	70 / 276 Kg		
Pressão requerida na entrada de água	6 m.c.a.		
Volume de água na Bacia inferior	206 Litros		
Nível de Ruído dB(A) à 2m de distância (medido a 1m do chão)	Lateral	Lado da entrada de ar	Lado do ventilador
	68 ± 2	68 ± 2	69 ± 2

*somente com ventilador ligado.

OBS.: o cliente deve verificar a necessidade de torre com nível de ruído menor.

3- CARACTERÍSTICAS CONSTRUTIVAS:

Sistema de distribuição de água	De baixa pressão em PP=Polipropileno
Enchimento de contato	Grades trapezoidais onduladas em PP
Retentores de gotas	Tipo perfil onda em PP
Cubo / pás do ventilador	Alumínio / Poliamida (Nylon c/ fibra de vidro)
Carcaça e bacia de água fria	Autoportante em PE* COR GELO
Ferragens e vigas	Aço carbono zincado a fogo
Boia para água de reposição	Latão / PVC, diâmetro conf. Catálogo
Placa com número de série	Alumínio impresso em baixo relevo

*PE= Plásticos de Engenharia, cor Gelo.

Nota: enchimento adequado para água limpa e tratada (vide nosso comparativo de enchimentos).



Rod. Anhanguera, Km 33
Pq. Empresarial Anhanguera • Cajamar, SP 07753-040

Fone: (11) 3531.6199
Fax: (11) 3531.6198
email: hd@hd.ind.br
site: www.hd.ind.br

Oferta nº 38.324

4- PREÇOS DOS MATERIAIS EMBALADOS: (válido por 10 dias)

MATERIAIS (unidade montada) posto nossa fábrica (EXW-Incoterms) com ICMS incluso: Classificação fiscal do equipamento: 84.19.89.99	Qtde.	R\$ unitário	R\$ Total
Torre modelo HD-1102-GRT-II	1pç	2.740,00	2.740,00
OPCIONAIS não incluídos no preço:			
Está incluído na torre as vigas suporte em AÇO zincado a fogo. Para substituição das vigas em AÇO por vigas em perfil PLÁSTICO (PE) , adicionar o que segue:			
Vigas em contato direto com água: - vigas plásticas suporte de enchimento e retentor de gotas.	1 cj	40,00	40,00
Vigas em contato com ar úmido: - vigas plásticas suporte do ventilador.	1 cj	100,00	100,00
Incluído neste caso GARANTIA de 10 (dez) anos contra corrosão destas vigas!			
Tela de proteção do ventilador.	1 pç	60,00	60,00
Devido ao pequeno tamanho e baixo peso a torre foi orçada sem o pallet de madeira. Caso V.Sas. ou sua transportadora necessitem que a torre siga em pallet de madeira , acrescer:			R\$ 150,00

Opcionalmente podemos substituir as vigas em aço por **vigas em plástico reforçado / Fiberglass** e adicionar a **tela de proteção do ventilador** na torre.

Explico que torres normalmente tem vigas de aço (pintadas ou zincadas) com durabilidade aproximada de 10 anos.

Pelo valor acima substituímos as vigas de aço por vigas de plástico reforçado que tem não sofrem corrosão.

O dimensionamento é feito de modo que as vigas de plástico tenham maior resistência que as de aço, aumentando-se a espessura e tamanho das vigas.

A maioria dos clientes tem optado por substituir, pois a longo prazo é um excelente negócio.

Trocar as vigas de aço no futuro custará em materiais e mão de obra muito mais que o valor acima.

5- PRAZO DE ENTREGA: 10 dias para torre sem opcionais, 5 dias para torre com opcionais ou **IMEDIATO** para o modelo **HD-1103** com os itens opcionais.

Obs.: O prazo deve ser confirmado com nossa programação de produção vigente na data do pedido.

6- CONDIÇÃO DE PAGAMENTO: 30% sinal, 70% com aviso de material pronto posto HDT.

Para outras condições de pagamento, favor consultar.

Obs.: os equipamentos HD podem ser adquiridos por meio de Leasing, FINAME (código 1.252.550) ou cartão BNDES.

7- GARANTIA: Garantimos o material de nossa fabricação contra defeitos de projeto e/ ou fabricação, pelo prazo de 12 (doze) meses a contar da data da N.F., excluídos aqueles causados por instalação, operação e/ ou manutenção impróprias. Para materiais de terceiros (motores, redutores, etc.), a garantia é a do respectivo fabricante. Todo fornecimento segue nossas condições gerais de fornecimento - C.G.F. 10/99.

Atenciosamente,

Iara Aurora
Dptº. Vendas – ramal 11

Engº. Ricardo Esteves - CREA 994.000/D
Dptº. Vendas Técnicas – ramal 16



A.12 – Proposta SISTIMETRA

**MATERIAL RUEDAGUA**

POS.1 Contador de água de jacto múltiplo com as seguintes características técnicas:

- Modelo: **TK**
- Corpo: Latão forjado
- Quadrante: Seco
- Pressão máxima: 16 bar
- Precisão: 2%

DIMENSÃO	LIGAÇÕES	CAUDAL (M ³ /H)		LITROS POR IMPULSO	PREÇO UNITARIO €
		NOMINAL	MÁXIMO		ÁGUA 60°C
25	1"	3,5	7	1	135,00
30	1 1/4"	5	10	10	157,00

PRAZO DE ENTREGA: Normal stock

Notas: a) Para contador sem impulsos deduzir: € 52,50

POS.2 Valvula de macho esférico de dois corpos em aço inox, equipado com actuador pneumático de duplo efeito e electroválvula de 5/2 Vias para controlo on-off eléctrico:

LIGAÇÕES	PREÇO UNITARIO
1"	141,00
1 1/4"	156,00

PRAZO DE ENTREGA: Cerca de 3 / 4 semanas

“Uma longa caminhada começa com o primeiro passo”

Lao Tsu

Possa esta dissertação ter o contributo equivalente a um pequeno passo de uma longa caminhada na direção de um mundo onde a vida resulte mais sustentável e harmoniosa para todos os seres que nela habitam.