



Implementação de um Sistema Integrado de Energia, para Cura de Queijo, com Utilização de Energias Renováveis e Phase Changing Material (PCM's)

FRANCISCO JOSÉ ABREU E SILVA BARRADAS CALVO
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Relatório de Estágio para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, na Área de Especialização de Energia, Refrigeração e Climatização

Orientador:

Doutor João Nuno Pinto Miranda Garcia

Júri:

Presidente: Doutor Gonçalo Nuno de Oliveira Duarte

Vogais:

Doutor Rogério José da Silva Correia Duarte

Doutor João Nuno Pinto Miranda Garcia

Dezembro de 2024

Implementação de um Sistema Integrado de Energia, para Cura de Queijo, com Utilização de Energias Renováveis e Phase Changing Material (PCM's)

FRANCISCO JOSÉ ABREU E SILVA BARRADAS CALVO
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Relatório de Estágio para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, na Área de Especialização de Energia, Refrigeração e Climatização

Orientador:

Doutor João Nuno Pinto Miranda Garcia, ISEL/IPL

Júri:

Presidente: Doutor Gonçalo Nuno de Oliveira Duarte, ISEL/IPEL

Vogais:

Doutor Rogério José da Silva Correia Duarte, ESTS/IPS

Doutor João Nuno Pinto Miranda Garcia, ISEL/IPL

Agradecimentos

Em primeiro lugar, gostaria de agradecer ao meu orientador de trabalho final de mestrando no Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, ao professor João Garcia que forneceu a possibilidade de realizar o estágio e trabalhar num projeto único. Ao supervisor do estágio o Eng, Tiago Tenente incluindo todos os funcionários da empresa de estágio, Paulo Silva, Rubén Amaral, Marta Lopes, Paula Silva, Marco Nunes que ajudaram na concretização e instalação do sistema do Projeto. Quero agradecer também ao Instituto Politécnico de Beja, ao professor João Dias que forneceu local e a informação necessária para dimensionar o sistema.

Gostaria de Deixar o meu agradecimento aos meus colegas, Íris Esteves, João Sousa, Ricardo Cardoso, Bruno Almeida, Diogo Guerra, Tiago Almeida, Filipa Aires, Bogdan Lupu, Pedro Oliveira, e a mais colegas pelo apoio que me deram durante o meu percurso académico e a motivação que me deram. Assim como a todos os professores que diretamente ou indiretamente me deram os conhecimentos que hoje tenho, que no futuro irei aplicar e desenvolver pessoalmente. Um grande obrigado a todos os que me acompanharam durante esta jornada.

Quero agradecer a amigos de longa data, Tomás Rodrigues, Francisco Pandeiro, Rodrigo Oliveira, Manuel Macedo, Afonso Palos, Catarina Silva, Afonso Gonçalves e às suas famílias que sempre estiveram presentes e que sem eles não seria possível ter chegado a esta etapa.

Por último agradeço à minha família por me ter apoiado em todo o percurso e quero dedicar este trabalho final de mestrado à minha falecida mãe, Maria da Luz Calvo, à minha tia Maria da Conceição pela sabedoria e ao meu pai, José Mario Calvo que sempre acreditou em mim e me apresentou a área de Engenharia Mecânica na qual pretendo criar o meu futuro.

Declaração de integridade

Declaro que este relatório de estágio é o resultado da minha investigação pessoal e independente. O seu conteúdo é original e todas as fontes listadas nas referências bibliográficas foram consultadas e estão devidamente mencionadas no texto. Mais declaro que todas as referências científicas e técnicas relevantes para o desenvolvimento do trabalho estão devidamente citadas e constam das referências bibliográficas.

O autor

Francisco Calvo

Lisboa, 20 de Dezembro de 2024

Implementação de um Sistema Integrado de Energia, para Cura de Queijo, com Utilização de Energias Renováveis e Phase Changing Material (PCM's)

Resumo

O estágio acadêmico na Hiperfrio visa aprofundar o conhecimento da indústria de refrigeração, por meio de atividades práticas e do desenvolvimento de um projeto que consiste na implementação de sistema integrado para a produção de queijo utilizando energias renováveis e phase-changing material (PCM).

Atualmente, a procura de energias renováveis é incentivada pela União Europeia (UE), que busca transformar a Europa num continente líder na produção de energia limpa, reduzindo a pegada de carbono. A aplicação dessas tecnologias na indústria, é crucial devido ao alto consumo energético envolvido, principalmente na produção e conservação de alimentos, áreas essenciais para a sociedade.

O projeto abrange tanto as fases de produção como de cura do queijo. Na produção, são necessários os processos de pasteurização e coagulação, ambos utilizando água quente para aquecer o leite ou a coalhada. Este aquecimento será fornecido por uma caldeira a pellets, com a possibilidade de utilização de outros combustíveis, e através de coletores solares.

Para a cura do queijo, que é realizada numa câmara frigorífica com controlo de humidade, será implementado um sistema de refrigeração com R744 (dióxido de carbono), juntamente com um permutador de calor para apoio ao aquecimento de água.

A alimentação será garantida por um conjunto de painéis fotovoltaicos que geram eletricidade durante o dia, complementados por um aerogerador e baterias, responsáveis por armazenar o excedente e fornecer energia durante os períodos sem produção.

O objetivo do sistema é ser totalmente autónomo, utilizando tecnologias como sistemas de aquecimento passivo, geração de energia, e PCM para otimizar as horas de funcionamento dos equipamentos. Após a conclusão da instalação, será possível produzir queijo e recolher dados sobre o consumo térmico e elétrico, que poderão ser utilizados para a otimização futura do sistema.

Palavras-chave: Potência térmica, Consumo elétrico, cura do queijo, materiais de mudança de fase.

Implementation of an Integrated Energy System for Cheese Curing, Using Renewable Energy and Phase Changing Material (PCM's)

Abstract

The academic internship at Hiperfrio aims to deepen knowledge in the refrigeration industry through practical activities and the development of a project that involves implementing an integrated system for cheese production using renewable energy sources and phase-changing materials (PCM).

Currently, the European Union (EU) is promoting the adoption of renewable energy, aiming to establish Europe as a leader in clean energy production and reduce its carbon footprint. The application of these technologies in industry is critical due to the high energy consumption involved, particularly in food production and preservation, essential areas for society.

The project covers both the production and curing stages of cheese. In the production phase, pasteurization and coagulation processes require hot water to heat milk or curd. This heating will be supplied by a pellet boiler, with the possibility of using alternative fuels, and supplemented by solar collectors.

For cheese curing, which takes place in a refrigerated chamber with humidity control, a CO₂ (R744) refrigeration system will be implemented, accompanied by a heat exchanger to support water heating.

Power will be supplied by a set of photovoltaic panels that generate electricity during the day, complemented by a wind turbine and batteries to store surplus energy and provide power during periods without generation.

The system's objective is to be fully autonomous, utilizing technologies such as passive heating systems, energy generation, and PCM to optimize equipment operating hours. Upon installation completion, it will be possible to produce cheese and collect data on thermal and electrical consumption, which can be used for future system optimization.

Keywords: Thermal power, Electrical consumption, Cheese curing, phase changing material.

Lista de Símbolos e de siglas

Símbolos

m	Massa
\dot{m}	Caudal
Q	Calor
P	Potência
c_p	Calor específico
ρ	<i>Densidade</i>
W	trabalho
h	Entalpia
T	Temperatura
η	Eficiência
E	Irradiação

Siglas

<i>UE</i>	<i>União Europeia</i>
<i>PCM</i>	<i>Phase changing material (material mudança de fase)</i>
<i>IPBeja</i>	<i>Instituto Politécnico de Beja</i>
<i>PV</i>	<i>Fotovoltaico</i>

Índice

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	MOTIVAÇÃO	2
1.2	OBJETIVOS	2
1.3	ESTRUTURA DO DOCUMENTO	3
2	REVISÃO BIBLIOGRAFICA	5
2.1	PRODUÇÃO DE QUEIJO ALENTEJANO E CONSUMO	5
2.1.1	<i>Os Processos de produção de queijo</i>	5
2.1.2	<i>Consumo de energia no fabrico do queijo</i>	7
2.2	BIOMASSA COMO COMBUSTÍVEL	8
2.2.1	<i>Caldeira a biomassa</i>	8
2.2.2	<i>Pellets de madeira, de caroço de azeitona e de casca de Amêndoa</i>	9
2.3	COLETORES SOLARES	11
2.3.1	<i>Sistema de coletores solares</i>	12
2.3.2	<i>Coletores solares e os diferentes modelos</i>	12
2.3.3	<i>Componentes do Sistema de coletores solares</i>	14
2.4	PAINÉIS FOTOVOLTAICOS	15
2.4.1	<i>Tipos de sistemas fotovoltaicos</i>	16
2.4.2	<i>Células fotovoltaicas</i>	17
2.4.3	<i>Painel fotovoltaico</i>	18
2.4.4	<i>Inversores e acumuladores</i>	19
2.5	TURBINAS EÓLICAS	21
2.5.1	<i>Princípio de funcionamento das turbinas eólicas</i>	21
2.5.2	<i>Turbinas eólicas de pequeno porte</i>	23
2.6	SISTEMAS A DIÓXIDO DE CARBONO	24
2.6.1	<i>CO₂ como fluido refrigerante</i>	24
2.6.2	<i>Sistemas de refrigeração a CO₂</i>	25
2.7	PHASE CHANGING MATERIAL (PCM)	27
2.7.1	<i>Tipos de PCM's</i>	28
2.7.2	<i>PCM na Indústria de Frio</i>	29
3	ESTÁGIO ACÁDEMICO NA HIPERFRIO	31
3.1	A EMPRESA HIPERFRIO	31
3.2	TRABALHO REALIZADO NA EMPRESA	31
4	SISTEMA DE PRODUÇÃO DE QUEIJO	35
4.1	DIMENSIONAMENTO TEÓRICO	37
4.1.1	<i>Caldeira</i>	37
4.1.2	<i>Coletores solares</i>	37

4.1.3	<i>Circuladores e tubagem</i>	38
4.1.4	<i>Refrigeração</i>	39
4.2	DIMENSIONAMENTO DOS EQUIPAMENTOS	44
4.2.1	<i>Sistema de Pasteurização</i>	44
4.2.2	<i>Sistema coagulação</i>	46
4.2.3	<i>Câmara para a cura do queijo</i>	48
4.2.4	<i>Cargas térmicas do espaço</i>	49
4.2.5	<i>Sistema de refrigeração</i>	51
4.2.6	<i>Phase changing material</i>	56
4.3	SISTEMA PRODUÇÃO DE ENERGIA	57
4.3.1	<i>Controlo e sensores</i>	60
4.4	INSTALAÇÃO DOS EQUIPAMENTOS	61
5	CONFERÊNCIAS INTERNACIONAIS	69
6	DADOS DO SISTEMA	71
6.1	ANALISE TÉRMICA	71
6.2	ANALISE ENERGÉTICA.....	75
7	CONCLUSÕES E TRABALHO FUTURO	77
7.1	CONCLUSÕES	77
7.2	TRABALHO FUTURO	78
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	81
	ANEXO A - CÁLCULOS	86
	ANEXO B – ESQUEMA DO SISTEMA	99
	ANEXO C – EQUIPAMENTOS E CARACTERÍSTICAS	101
	ANEXO C.1 – CALDEIRA	101
	ANEXO C.2 – SISTEMA SOLAR	102
	ANEXO C.3 – SISTEMA PV	104
	ANEXO C.4 – CIRCULADORES	107
	ANEXO C.5 – SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO	109
	ANEXO C.6 – CONTROLO E ELETRICIDADE	113
	ANEXO C.7 – PHASE CHANGING MATERIAL	122
	ANEXO D – MAPA DE QUANTIDADES	124
	ANEXO E – FOTOS DA INSTALAÇÃO	128
	ANEXO F – CONSUMO VS ARMAZENAMENTO VS PRODUÇÃO PV	137

Índice de figuras

FIGURA 2.1 - ESQUEMA DO PROCESSO DA PASTEURIZAÇÃO ATÉ A COAGULAÇÃO [8].	6
FIGURA 2.2 – ESQUEMA DO PROCESSO DE CORTE ATÉ AO PRODUTO FINAL [8].	7
FIGURA 2.3 - SISTEMA CALDEIRA PARA AQUECIMENTO DE ÁGUA [11].	8
FIGURA 2.4 - SISTEMA CALDEIRA PARA GERAR ELETRICIDADE [11], [12].	8
FIGURA 2.5 - PELLETS DE MADEIRA [14].	10
FIGURA 2.6 - CAROÇO DE AZEITONA PARA BIOMASSA [17].	10
FIGURA 2.7 - CARACTERÍSTICAS DE PELLETS DE MADEIRA, DE CAROÇO DE AZEITONA E CASCA DE AMÊNDOA [18].	11
FIGURA 2.8 - SISTEMA SOLAR COM DEPÓSITO DE 2 PERMUTADORES E DE 1 PERMUTADOR [19].	12
FIGURA 2.9 - ESQUEMA DA CONSTITUIÇÃO DE UM COLETOR SOLAR PLANO [19].	12
FIGURA 2.10 - GRÁFICO DAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DO COLETOR PLANO, COLETOR DE TUBO DE VÁCUO E ABSORSOR DE PISCINA [19].	14
FIGURA 2.11 - REPRESENTAÇÃO DA ESTRATIFICAÇÃO TÉRMICA NUM DEPÓSITO DE ÁGUA [19].	15
FIGURA 2.12 - LUZ SOLAR ATRAVÉS DA ATMOSFERA [20].	16
FIGURA 2.13 - SISTEMA LIGADO À REDE E SISTEMA AUTÓNOMO [21], [22].	17
FIGURA 2.14 - (1) CURVA DE UM DÍODO COMO UMA CÉLULA PV [20], (2) CURVA DE UMA CÉLULA FOTOVOLTAICA [23].	18
FIGURA 2.15 - ESQUEMA DE FUNCIONAMENTO BATERIA DE LÍTIU [24].	20
FIGURA 2.16 - ESQUEMA DE FUNCIONAMENTO BATERIA DE CHUMBO [24].	21
FIGURA 2.17 - MODELOS DE TURBINAS EÓLICAS [28].	22
FIGURA 2.18 - DIFERENTES TIPOS DE TURBINAS EÓLICAS E RESPECTIVAS CURVAS DE FUNCIONAMENTO [26].	23
FIGURA 2.19 - ESQUEMA DE BLOCOS DO SISTEMA MICROÉLICO [26].	24
FIGURA 2.20 - DIAGRAMA MOLLIER COM SISTEMA SUBCRÍTICO E TRANSCRÍTICO [30].	25
FIGURA 2.21 - ESQUEMA SIMPLES DE UM SISTEMA CO ₂ [32].	26
FIGURA 2.22 - SISTEMA DE DUPLO ESTÁGIO CO ₂ [29].	27
FIGURA 2.23 - GRÁFICO EXEMPLO DE TEMPERATURA TEMPO E ENTALPIA TEMPERATURA DE UM PCM [35].	28
FIGURA 2.24 - CLASSIFICAÇÃO DOS TIPOS DE PCM'S [33].	28
FIGURA 2.25 - PCM EM CAMIÃO DE TRANSPORTE E ARCA [37].	30
FIGURA 3.1 - CENTRAL A RETIRAR, RECHEIO DE PRIOR VELHO E TROCA DE EVAPORADORES INSTALADOS.	33
FIGURA 3.2 - FOTOS DE UMA UTA NO TETO DA LOJA E VISTA NA ZONA COMERCIAL.	33
FIGURA 4.1 - (1) LOCAL PARA PASTEURIZAÇÃO E COAGULAÇÃO, (2) TELHADO PARA PAINÉIS SOLARES, FOTOVOLTAICOS E AEROGERADOR, (3) CÂMARA FRIGORÍFICA PARA CURA DO PRODUTO.	36
FIGURA 4.2 - CALOR DISSIPADO POR CADA OCUPANTE EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA [40].	42
FIGURA 4.3 - ESQUEMA DE PRINCÍPIO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO [41].	42
FIGURA 4.4 - CALDEIRA CANTINA NOVA 30 KW [43].	45
FIGURA 4.5 - DEPÓSITO DE 500L VIEIRINOX.	45
FIGURA 4.6 - MAPA DA RADIAÇÃO EM PORTUGAL [45].	47
FIGURA 4.7 - COLETOR SOLAR FCK-2S [46].	47
FIGURA 4.8 - CIRCULADOR ROVER POMPE, BE-M25.	48

FIGURA 4.9 - ESQUEMA DA CÂMARA DE CURA DO QUEIJO (DIMENSÕES EM METROS) [41].	48
FIGURA 4.10 - CARRINHO DOS QUEIJS PARA A CURA.	49
FIGURA 4.11 - HUMIDIFICAR MINIDISK 10, CAREL [49].	51
FIGURA 4.12 - TABELA COM FATORES DE CAPACIDADE, CENTAURO [50].	52
FIGURA 4.13 - DIAGRAMA DE MOLLIER DO SISTEMA FRIGORIFICO TEÓRICO, COOLPACK [51].	53
FIGURA 4.14 - LOCAL PARA INSTALAÇÃO DE GÁS COOLER, COMPRESSOR E DEPÓSITO.	54
FIGURA 4.15 - DIMENSIONAMENTO TUBAGEM E VÁLVULAS [51].	54
FIGURA 4.16 – VÁLVULA TERMOSTÁTICA TC, VÁLVULA SOLONOIDE AKV E EVT [51].	55
FIGURA 4.17 - ILUSTRAÇÃO DO PERMUTADOR DE CALOR [53].	56
FIGURA 4.18 - PCM EM CARRINHOS DE QUEIJO E MODELO R2 [54].	57
FIGURA 4.19 – INVERSOR SOLAX POWER, O MODELO X1 - HYRIDE – 3,7 [55].	59
FIGURA 4.20 - ACUMULADOR TRIPLE POWER, MODELO T-BAT H 5,8.	60
FIGURA 4.21 - ILUSTRAÇÃO DE CONJUNTO DE CONTROLADOR [57].	61
FIGURA 4.22 - PAINÉIS SOLARES E AEROGERADOR INSTALADOS.	62
FIGURA 4.23 - SISTEMA TANQUE COAGULAÇÃO, DEPÓSITO SOLAR NO LOCAL.	62
FIGURA 4.24 - LIGAÇÃO EM T À ENTRADA E SAÍDA DO DEPÓSITO DE PASTEURIZAÇÃO.	63
FIGURA 4.25 - SISTEMA PARA A PASTEURIZAÇÃO.	63
FIGURA 4.26 - PAINÉIS FOTOVOLTAICOS INSTALADOS.	64
FIGURA 4.27 - (1) ENTRADA DA CÂMARA PARA CURA DO QUEIJO, (2) LADO ESQUERDO DA CÂMARA.	65
FIGURA 4.28 - UNIDADE CONDENSADORA INSTALADA NO LOCAL.	65
FIGURA 4.29 - ESQUEMA FINAL DO SISTEMA [41].	66
FIGURA 6.1 - GRÁFICO DE TEMPERATURA À SAÍDA DA CALDEIRA.	72
FIGURA 6.2 - GRÁFICO DE TEMPERATURA NO DEPÓSITO.	72
FIGURA 6.3 - GRÁFICO DE TEMPERATURA NO TANQUE.	72
FIGURA 6.4 - GRÁFICO DE TEMPERATURA À SAÍDA DO PERMUTADOR.	73
FIGURA 6.5 - GRÁFICO DE TEMPERATURA DEPÓSITO E COAGULADOR.	73
FIGURA 6.6 - GRÁFICO DE TEMPERATURA NA CÂMARA.	74
FIGURA 6.7 - GRÁFICO DA HUMIDADE RELATIVA NA CÂMARA.	74
FIGURA 6.8 - GRÁFICO DO CONSUMO VS PRODUÇÃO VS ARMAZENAMENTO EM SETEMBRO.	75
FIGURA 6.9 - GRÁFICO DO CONSUMO VS PRODUÇÃO VS ARMAZENAMENTO EM OUTUBRO.	76
FIGURA 6.10 - GRÁFICO DO CONSUMO VS PRODUÇÃO VS ARMAZENAMENTO EM NOVEMBRO.	76

Índice de quadros

TABELA 2.1 - TIPOS DE AEROGERADORES [26].	22
TABELA 4.1 - INFILTRAÇÕES DE AR, ADAPTADO DE [40].	41
TABELA 4.2 - QUANTIDADE DE CALOR DEVIDO AO AR INFILTRADO EM FUNÇÃO DAS CONDIÇÕES INTERIORES E EXTERIORES, ADAPTADO DE [40].	41
TABELA 4.3 - TABELA DE QUEBRA DE PRESSÃO EM ÁGUA POTÁVEL, ADAPTADO DE [44].	46
TABELA 4.4 - CARACTERÍSTICAS TÉRMICAS DA CÂMARA DE CURA.	50
TABELA 4.5 - CARACTERÍSTICAS DO EVAPORADOR [50].	52
TABELA 4.6 – PONTOS DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO E RESPECTIVAS CARACTERÍSTICAS.	53
TABELA 4.7 - CARACTERÍSTICAS DA UNIDADE CONDENSADORA [52].	55
TABELA 4.8 - CONSUMO DE CADA EQUIPAMENTO E TEMPO DE FUNCIONAMENTO.	58
TABELA 4.9 - ORÇAMENTO DO PROJETO.	66
TABELA 4.10 - MAPA DE QUANTIDADE DOS PRINCIPAIS EQUIPAMENTOS DO SISTEMA.	67

1 Introdução

Nas últimas décadas o desenvolvimento das tecnologias e implementação de energias renováveis tem sido um dos focos da União Europeia (UE), para combater o aquecimento global e o efeito de estufa. Para tornar a Europa e o planeta mais verde a mudança para energia renovável começou a ser incentivada em 2009. A UE apresentou a Diretiva Energias Renováveis que estabeleceu metas, até 2020 em relação à percentagem de energia proveniente de fontes renováveis que cada estado-membro teria de ter no consumo final bruto de energia, tendo sido estabelecido que 20% do consumo final bruto de energia teria de provir de fontes de energia renováveis [1].

Atualmente, depois de algumas revisões e alterações à diretiva, a UE estabeleceu os objetivos para 2030 e 2050. A diretiva incentivou e promoveu a adoção de combustíveis renováveis como hidrogénio na indústria e nos transportes, a instalação de bombas de calor, aumento da capacidade solar fotovoltaica, utilização de combustíveis renováveis de origem não biológica e acelerou procedimentos de concessão de licenças para novas centrais de energia renovável com painéis solares ou turbinas eólicas [1].

Relativamente à energia solar, biomassa, e energia eólica, foram estabelecidas metas específicas para estes setores. O plano *REPowerEU* veio aumentar a meta em matéria de fontes renováveis na UE para 45% até 2030, através da instalação de bombas de calor, aumentado a capacidade solar fotovoltaica e importando hidrogénio renovável e biometano [1].

O resultado destas diretivas e planos tornou-se visível em 2021 quando, segundo a Agência Europeia do Ambiente (AEA), as emissões líquidas de gases com efeito de estufa (carbono absorvido) foram cerca de 28% inferiores às de 1990. A projeção da AEA reforça que a Europa deverá continuar a investir em fontes de energia renovável e que tem de representar uma maior parcela da energia utilizada para fins de aquecimento, arrefecimento e transportes [2].

Perante todas as medidas e metas estabelecidas, Portugal em 2022 encontrava-se nos 10 países que contribuíam mais para a energia renovável ocupando o sexto lugar na UE com 34,7% do consumo final de energia proveniente de fontes renováveis, [3].

1.1 Motivação

Do ponto de vista pessoal, a escolha do tema para a dissertação foi motivada pela importância da transição atual para energias renováveis.

O futuro é um planeta verde onde todos os processos são alimentados pelas energias renováveis incluindo a produção de alimentos e a sua conservação, que é uma grande percentagem da energia consumida atualmente.

Uma grande dificuldade na transição para as energias renováveis tem sido o investimento inicial, mesmo que este a longo prazo forneça um maior retorno, atualmente as soluções são realizadas para o agora e não para o futuro.

A outra dificuldade na transição é a tecnologia atual dos equipamentos de energias renováveis que já evoluíram muito desde a sua primeira implementação, mas que ainda não chegaram ao nível necessário para que sejam as únicas fontes de energia a alimentar a civilização, especialmente quando estas dependem de fatores não controláveis como o ambiente.

Esta dissertação foi também motivada pela possibilidade de trabalhar numa empresa e implementar um sistema completo da produção até ao consumo de um produto, de forma a obter a experiência e conhecimento necessário para realizar projetos desde a sua projeção e orçamento até a instalação e verificação do bom funcionamento do implementado. Pretende-se que esta dissertação tenha continuidade noutro trabalho e que contribua para o desenvolvimento do uso das energias renováveis no setor da alimentação e conservação.

1.2 Objetivos

Esta dissertação tem como objetivo principal, implementar um sistema monofásico integrado de produção e conservação para a cura de queijo alentejano. O projeto inclui o uso de uma caldeira de biomassa para aquecer a água no processo de pasteurização, um conjunto de coletores solares para aquecimento da água necessária na coagulação, e painéis fotovoltaicos combinados com um aerogerador, apoiados por acumuladores para garantir a alimentação dos equipamentos durante as horas sem produção de energia.

Está incluído o dimensionamento dos equipamentos necessários para a cura do queijo numa câmara frigorífica com humidade controlada e com a adição de PCM para acumulação de energia térmica de forma a reduzir o consumo do sistema frigorífico.

Para o dimensionamento dos diversos equipamento é necessário conhecer os processos de pasteurização, coagulação e as fases de cura, para que os equipamentos sejam adequados às necessidades estabelecidas pelo dono da obra, que será o Instituto Politécnico de Beja (IPBeja).

O objetivo do projeto depois de ser implementado é produzir queijo e retirar dados para se conhecer os consumos dos equipamentos, para futuramente ser possível tornar o sistema o mais eficiente, conhecer o efeito que o PCM terá na redução deste consumo e tornar possível a produção de queijo no IPBeja a partir de apenas energias renováveis com um sistema monofásico autónomo.

Atualmente existem vários estudos dos diversos equipamentos a ser implementados no projeto, no entanto esta dissertação tem como objetivo ver o processo completo desde a produção até ao consumo.

Serão utilizados software como AutoCad para desenho dos esquemas de princípio, o software CoolSelector da Danfoss para dimensionamento de tubagem de refrigeração e válvulas e o software SolaX cloud para retirar informação da produção, armazenamento e consumo.

Esta dissertação também é um estágio académico realizado na empresa Hiperfrio que concorreu ao concurso do projeto lançado pelo IPBeja e realizou a mão de obra da instalação dos equipamentos do sistema. O estágio tem o objetivo de fornecer conhecimento na área de refrigeração comercial em diversas partes das obras e preparar para o mercado de trabalho ao fornecer ferramentas para o futuro.

1.3 Estrutura do documento

Esta dissertação está organizada em sete capítulos, o primeiro capítulo introduz o leitor ao conjunto de temas que serão abordados neste documento. No capítulo seguinte é realizada uma revisão bibliográfica sobre os principais equipamentos do sistema e processo de produção do queijo, para enquadrar o leitor e facilitar o entendimento do sistema.

No terceiro capítulo é abordado o estágio académico realizados na empresa Hiperfrio onde é falado tarefas realizadas, conhecimento da indústria adquirido e visitas a lojas em diferentes fases

O quarto capítulo está dividido em três partes, a primeira parte aborda todos os métodos de cálculo para o dimensionamento com a inclusão das variáveis, breve explicação e constantes implementadas nos cálculos. A segunda parte contém todos os equipamentos escolhidos, a explicação do seu funcionamento e parâmetros considerados para a sua escolha. A terceira parte apresenta os equipamentos instalados, refere dificuldades encontradas, pormenores e termina com o orçamento da instalação em conjunto com o mapa de quantidade dos principais componentes.

No quinto capítulo será referido o projeto CASEUS do qual este trabalho representa é uma etapa e apresentações que foram realizadas em diversas conferências durante a realização do trabalho.

No sexto capítulo é analisado os dados do sistema fornecidos pelo cliente, efetuado observações relacionadas com o consumo, produção e armazenamento da energia elétrica. Neste capítulo é também apresentado as leituras de temperatura dos principais equipamentos do sistema.

Para finalizar, no último capítulo são realizadas observações finais e possíveis trabalhos futuros que serão possíveis com o projeto.

2 Revisão bibliografica

2.1 Produção de queijo alentejano e consumo

Em Portugal, o consumo de queijo alentejano é de 10-11kg per capita, encontrando-se distante da média europeia de 17-18kg per capita, contudo o setor de laticínios português representa cerca de 12% do volume de negócios da indústria alimentar e bebidas, representando quase 1% do produto interno. Não sendo a mais importante indústria portuguesa, tem um inegável e relevante papel cujo desenvolvimento poderá ser fundamental no auxílio às finanças do país [4], [5].

Dos vários produtos no setor laticínios o foco será no queijo. O processo de fabrico deste produto pode ser tanto industrial como artesanal e pode ser resumido em 4 etapas: pasteurização, coagulação, corte e a cura do queijo. Cada uma destas fases requer cuidados específicos, adiante discriminados, para que no final seja obtido um produto alimentar de qualidade e adequado ao consumo [5].

As principais diferenças a nível de produção entre o método industrial e o artesanal consistem no facto de o primeiro permitir produzir em maior quantidade usando para tal maior quantidade de energia.

2.1.1 Os Processos de produção de queijo

O componente crucial do produto é o leite, que é armazenado a menos de 4°C, e fornece proteínas, gordura, lactose, minerais, vitaminas e enzimas, todos fundamentais para o sabor e forma do queijo [5].

O processo de produção inicia-se com a pasteurização do leite e existem várias formas, no entanto serão apenas abordadas duas opções: a pasteurização lenta em que o leite é aquecido a 63°C/65°C durante 30 minutos, e a pasteurização rápida em que o leite é aquecido a 75°C durante 15 segundos. Este processo tem como objetivo garantir a segurança sanitária do alimento sem degradar as propriedades do leite [6].

O seguinte processo é a coagulação, que tem o objetivo de destabilizar a organização das moléculas de k-caseína, um tipo de proteína presente em grande quantidade no leite de mamíferos, bem como a agregação de enzima que contém quimosina e vai separar a k-caseína presente no leite, sendo que esta enzima pode também ser referida como coalho. Nesta fase, o leite é aquecido a 28°C/32°C durante 60 minutos, permitindo que seja recetivo ao coalho. Podemos considerar que este processo é o mais fundamental na produção do queijo já que o coalho é, na verdade, a base do produto final [5], [7].

No final do processo é obtida a formação de uma rede de caseína que irá provocar a adesão de moléculas de gordura e água. Esta rede de caseína acaba por expulsar a parte líquida e forma uma substância semissólida chamada de coalhada. Na figura 2.1 é possível visualizar o processo de pasteurização e coagulação descrito.

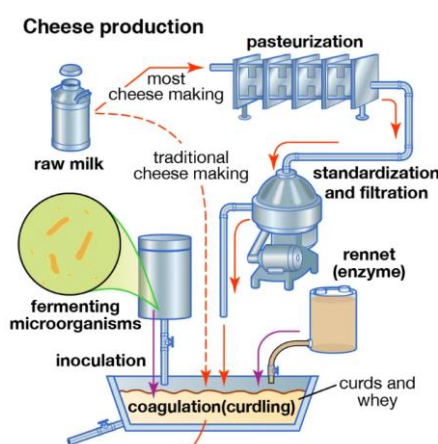


Figura 2.1 - Esquema do processo da pasteurização até a coagulação [8].

É então realizado o processo de corte utilizando ferramentas de corte como liras ou facas. O processo inicia-se com a destruição do gel de caseína a fim de libertar o soro que será quase totalmente removido pelo dessoramento, aumentando a concentração de sólidos na massa que dará origem ao queijo. Esta massa é então desfeita e colocada em cinchos para compactar diminuindo o espaço ocupado por ar [5].

A cura do queijo é dividida em duas etapas, cada uma com a duração de 15 dias. Após o queijo adquirir a sua forma definitiva, é retirado do molde e colocado num local com temperatura entre 4°C e 8°C e humidade relativa de 90% a 98%. Esta primeira etapa, tem o objetivo de controlar o início do crescimento microbiano e evitar a rápida secagem da superfície. A segunda etapa consiste em colocar o queijo num local a 8°C / 12°C e com humidade relativa de 85% / 90%, este aumento da temperatura e diminuição da humidade relativamente à primeira etapa favorece o desenvolvimento de um outro tipo de flora microbiana bem como a consolidação da casca. Após este processo o queijo está no seu estado final, pronto a consumo [7]. Na figura 2.2 é possível visualizar o processo de pasteurização e coagulação descrito.

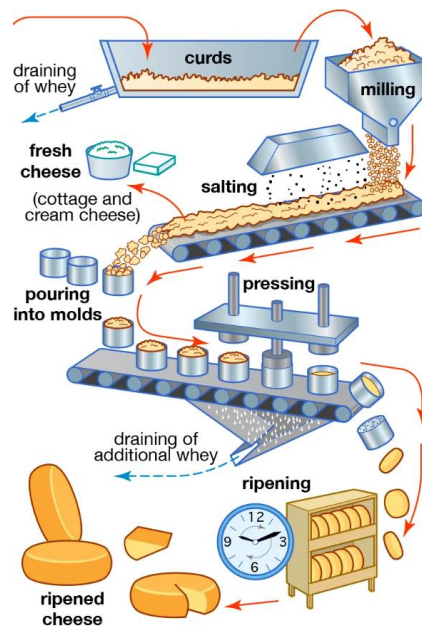


Figura 2.2 – Esquema do processo de corte até ao produto final [8].

2.1.2 Consumo de energia no fabrico do queijo

Durante o processo de produção de queijo é necessário alimentar diversos equipamentos, como sistemas de frio, bombas, ventiladores, compressor de ar e luzes, em alguns casos também é necessário alimentar caldeiras para aquecer água ou para produção de vapor.

J, Nunes et, al, (2015) refere que entre 237 indústrias analisadas, 221 utilizavam compressores mecânicos de expansão direta e 16 de expansão indireta com fluido secundário. Destes 66% eram compressores semi-herméticos, 23% herméticos, e 11% do tipo aberto. Nas empresas estudadas, o consumo médio de eletricidade anual foi de 75,6MWh na produção artesanal, correspondendo a 63,5% do total de energia utilizada enquanto os restantes 36,5% correspondiam a energia térmica. No caso da produção industrial, o consumo médio de eletricidade foi de 615,3MWh sendo o rácio semelhante com a eletricidade a corresponder a 62% do total vs 38% da energia térmica. No que se refere às queijarias industriais o rácio de consumo de eletricidade por volume das câmaras de refrigeração, em média, apresentava valor de 210 kWh/m³ [7].

Verifica-se que a maioria do consumo de energia pode ser atribuída ao sistema de refrigeração, sendo o compressor o equipamento que mais consome quando comparado aos restantes utilizados no processo.

2.2 Biomassa como combustível

A biomassa tem sido um dos participantes-chave como alternativa aos combustíveis fósseis, devido aos objetivos colocados pela UE para atingir a neutralidade climática em 2050 pelo que o uso de biomassa tem tido um aumento significativo. A aplicação de biomassa em aquecimento e arrefecimento no setor residencial em 2018 era cerca de 20% em média na UE [9].

A biomassa refere-se a material orgânico derivado de plantas e resíduos animais, e o valor calorífico da biomassa é determinado pelas quantidades dos seus principais constituintes, a celulose, a lignina e a hemicelulose. É um combustível ecológico e renovável, sendo a quantidade de dióxido de carbono libertada durante a combustão é igual à absorvida pela biomassa da atmosfera durante a sua fase de crescimento. Desta forma, mantém-se um equilíbrio, resultando num acréscimo líquido de dióxido de carbono igual a zero. Atualmente a biomassa está a ser utilizada para produzir eletricidade, aquecimento doméstico, cozinhar, abastecimento de veículos e fornecimento de calor para processos indústrias [10].

2.2.1 Caldeira a biomassa

O objetivo da caldeira é utilizar o gás quente da combustão, que é ativada ao utilizar um combustível e produzindo uma faísca para realizar a ignição, para de seguida aquecer água que por sua vez pode ser utilizada em sistemas de aquecimento como na figura 2.3 ou para produzir eletricidade como na figura 2.4.

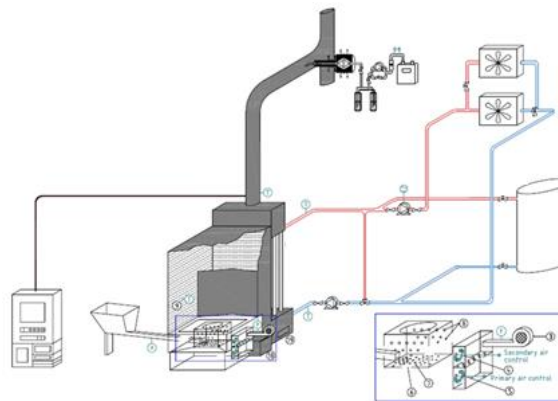


Figura 2.3 - Sistema Caldeira para aquecimento de água [11].

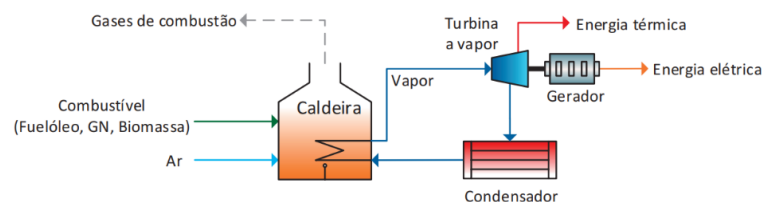


Figura 2.4 - Sistema Caldeira para gerar eletricidade [11], [12].

A eficiência das caldeiras de biomassa é influenciada por vários fatores críticos, como deposição, emissões, poder calorífico inferior e corrosão. A deposição de cinzas nos tubos reduz a eficiência da transferência de calor, aumentando os custos operacionais e as emissões de CO e NOx. Para mitigar esse problema, a lixiviação ou pré-tratamento da biomassa com água pode reduzir o teor de cinzas, diminuindo a concentração de silício, titânio e alumínio em até 15% com a lavagem a frio [10].

As emissões de CO, resultantes da combustão incompleta e da má mistura de combustível e ar, podem ser reduzidas com a otimização da distribuição de ar e da carga da caldeira conforme o teor de carbono no combustível. Adicionalmente a redução catalítica seletiva, utilizando reagentes como a amônia, pode diminuir as emissões de CO em 70–85% e de NOx em 70–95% [10].

O valor calorífico da biomassa, determinado pelo poder calorífico superior (HHV), é reduzido pela alta humidade, baixa densidade e elevado teor de oxigénio do combustível. Para aumentar o valor calorífico, pode-se usar combustível com alto teor de extrativos, como a madeira, e aplicar técnicas de torrefação e densificação. A torrefação envolve a pirólise da biomassa na atmosfera inerte a 200–300°C, resultando em um combustível com melhores propriedades de moagem e alto teor de carbono. Já a densificação, realizada em moinhos de pellets aumenta a densidade do combustível, melhorando suas propriedades de combustão [10].

A corrosão, provocada pelos metais alcalinos e humidade na biomassa, causa a degradação dos tubos da caldeira, comprometendo a eficiência da combustão e aumentando a necessidade de manutenção e paragens não planeadas. Para mitigar a corrosão, pode-se utilizar superligas como material para os tubos das caldeiras e aplicar revestimentos térmicos através de diferentes técnicas de spray térmico. Além disso, a implementação de técnicas para reduzir o teor de cloro na biomassa, incluindo pré-tratamento, adsorção e absorção utilizando vários produtos químicos, pode ajudar a minimizar os problemas de corrosão [10].

2.2.2 Pellets de madeira, de caroço de azeitona e de casca de Amêndoa

A produção de pellets, como os da figura 2.5 de biomassa envolve várias etapas essenciais para garantir a qualidade do produto final. Inicialmente, prepara-se uma solução de goma natural, que é misturada com a biomassa. Em seguida, a mistura é compactada numa prensa hidráulica e moldada através de uma matriz de pelletização, sob pressão e temperaturas controladas. A redução do tamanho das partículas é crucial; partículas demasiado finas absorvem mais humidade, enquanto partículas grandes podem causar fissuras nos pellets. O tamanho ideal das partículas varia entre 0,5 mm e 0,7mm, e é fundamental manter a humidade baixa, pois esta influencia diretamente o poder calorífico inferior, a eficiência e a temperatura da combustão dos pellets [13].



Figura 2.5 - Pellets de madeira [14].

Os pellets de madeira destacam-se como uma opção eficiente e sustentável para caldeiras, oferecendo benefícios económicos e ambientais. Com eficiências que variam entre 70% e 91% em caldeiras modernas e baixas emissões de poluentes, estes pellets contribuem para uma utilização mais limpa e eficaz da biomassa. A incorporação de sistemas de armazenamento de energia térmica permite operar as caldeiras a cargas mais elevadas por períodos prolongados, reduzindo ignições frequentes e ciclos curtos, especialmente em climas mais amenos [15].

Outro combustível é o produto fornecido pela árvore de oliveira, que caracteriza amplamente a paisagem moderna da região mediterrânica, sendo o caroço de azeitona, como o representado na figura 2.6, é um subproduto significativo da cultura mediterrânica. Com uma composição orgânica favorável, o caroço de azeitona pode ser utilizado como combustível. Embora possa ser usado diretamente, a sua eficiência pode ser aumentada através da secagem para remoção da maior parte da água ou por conversão térmica em combustíveis com maior poder calorífico. Este último processo resulta na produção de caroço de azeitona carbonizado, um combustível mais leve que arde com uma chama quente, utilizando menos material e produzindo menos fumo comparado ao caroço de azeitona [16].



Figura 2.6 - Caroço de azeitona para biomassa [17].

O teor de cinzas do caroço de azeitona é da ordem de 1%, o que tem um impacto negligenciável no seu potencial de aquecimento. O teor de carbono do caroço é cerca de 52% em peso, superior a outras biomassas como a madeira [16].

A estrutura compacta do caroço de azeitona, semelhante a combustíveis como turfa e esterco, resulta numa combustão mais lenta e eficiente em comparação à madeira, que possui uma estrutura mais aberta. A degradação térmica do caroço de azeitona, processo semelhante à conversão de madeira em carvão, pode aumentar substancialmente o conteúdo de carbono, elevando o poder calorífico superior (HHV) para até 28,7 MJ/kg [16].

Outra biomassa como combustível são as cascas de amêndoa, que têm um elevado teor de matérias voláteis e carbono elementar. Têm baixo conteúdo de cinzas e enxofre fazendo com que seja uma escolha apropriada para a produção de pellets de biomassa, adequados para utilização em caldeiras. Os pellets de casca de amêndoa apresentam um diâmetro médio de cerca de 20 mm e um comprimento médio de aproximadamente 14-15 mm, dimensões que são adequadas para o seu uso em sistemas de combustão. Manter a humidade ideal é crucial para assegurar a formação de pellets de casca de amêndoa de qualidade, que possam ser utilizados eficientemente como combustível em caldeiras, contribuindo para uma combustão eficiente e de baixo impacto ambiental [13]. García Sánchez et al, 2023, efetuou um estudo no qual criou um simulador de uma caldeira que utilizava casca de amêndoa e caroço de azeitona como combustíveis, neste estudo apresentado as características de cada combustível, figura 2.7. O estudo revelou que a necessidade de excesso de ar era maior para as duas biomassas (55 e 24 kW). A eficiência da caldeira permaneceu acima de 77%, exceto com caroço de azeitona a baixa carga [18].

Fuel	Empirical Formula	Proximate Analysis [wt%]				LHV [MJ/kg]	ρ_p [kg/m ³]	ρ_a [kg/m ³]
		Water	Volat.	Char	Ash			
Wood pellets (wp)	CH _{1,71} O _{0,70}	7.3	69.0	23.0	0.7	16.6	1240	690
Olive stone (os)	CH _{1,50} O _{0,64}	13	61.3	25.1	0.6	15.3	1070	620
Almond shell (as)	CH _{1,40} O _{0,68}	11.9	64.1	23.4	0.6	15.6	920	360

Figura 2.7 - Características de pellets de madeira, de caroço de azeitona e casca de amêndoa [18].

2.3 Coletores solares

A utilização de coletores solares releva a sua importância não só a nível da indústria, mas também a nível particular. A adesão a este tipo de sistemas foi natural uma vez que este sistema fornece diversas vantagens, tais como: maior independência face ao aumento do preço de energia, o facto de o sistema standard instalado na latitude de Portugal poder fornecer energia suficiente para suportar a energia necessária para a água quente entre os meses de Maio e Setembro, a economia e possibilidade de amortizar o custo da instalação num curto espaço de tempo e o facto de requerer pouca manutenção estando a energia produzida sempre disponível [19].

2.3.1 Sistema de coletores solares

Este sistema utiliza a energia do sol para aquecer a água que circula por tubos tapados por uma placa metálica que se comporta como um corpo negro. O calor absorvido é transferido para um depósito de armazenamento que contém água para uso doméstico ou outros fins. A transferência de calor é feita por um permutador que pode estar dentro ou fora do depósito. É um sistema fechado entre o coletor e o(s) permutador(es), ativado por intermédio de uma sonda de temperatura que ativa a circulação da água quando a temperatura do depósito baixa até um valor pré-definido. A água que passa pelo coletor não é a mesma que é consumida, uma vez que contém percentagens de glicol para evitar a condensação em temperaturas baixas e elevar o ponto de ebulição. O sistema é constituído por um conjunto de coletores e conter mais do que um permutador, como na figura 2.8, o sistema depende, não só da energia solar no local da instalação, mas também do tipo de coletor utilizado, da sua orientação e das suas características [19],

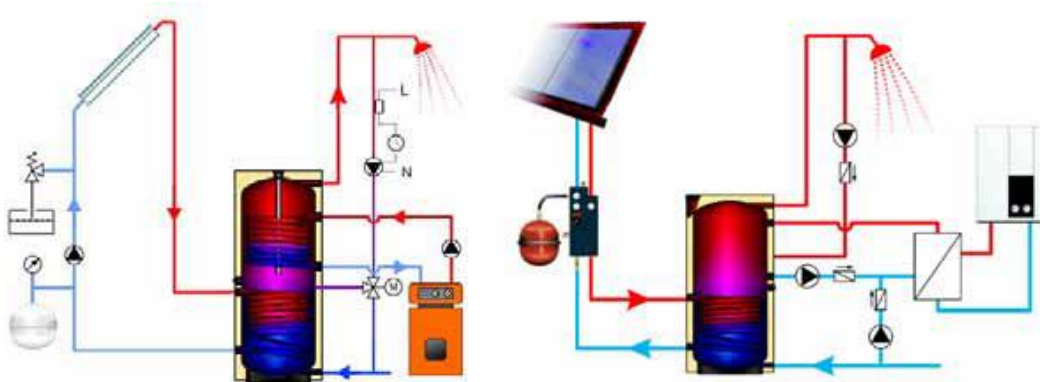


Figura 2.8 - Sistema solar com depósito de 2 permutadores e de 1 permutador [19].

2.3.2 Coletores solares e os diferentes modelos

Existem cerca de 4 modelos diferentes de painéis solares, coletores sem cobertura, painéis planos, coletores parabólicos compostos (CPC), e coletores de vácuo. Quase todos os modelos de painéis são constituídos por 3 secções, como é visível na figura 2.9, com alguma exceção no caso dos sem cobertura e nos parabólicos [19].

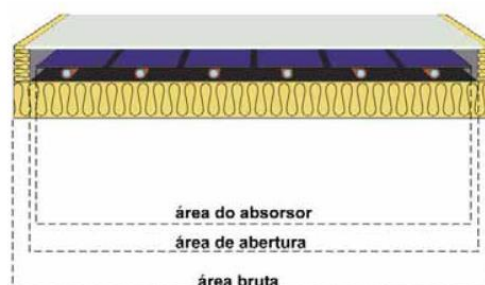


Figura 2.9 - Esquema da constituição de um coletor solar plano [19].

O tipo de coletor mais usado em Portugal é o plano e é tipicamente aplicado a sistemas de temperatura menor ou igual a 60°C. Este é o mais básico e simples para perceber a forma como este equipamento transfere a radiação solar em energia térmica para utilizar no sistema de água [19].

A eficiência de um coletor, calculada pela equação (2.1) é determinada pela potência térmica disponível (Q_N), calculada pela equação (2.2), e a irradiação incidente (E) no mesmo. A potência térmica depende das perdas por reflexão da luz incidente e térmicas que ocorrem no painel. A potência térmica pode ser calculada ao retirar à irradiação disponível (E_N) e as perdas térmicas (Q_V), podendo ser calculados pelas equações (2.3) e (2.4). A irradiação disponível depende de dois fatores, o coeficiente de absorção do absoror e do coeficiente de transmissão do vidro, que diminuem a irradiação incidente no painel, sendo que os dois coeficientes juntos são referidos como a eficiência ótica do painel, um fator importante.

As perdas térmicas são calculadas a partir da diferença de temperatura entre o absoror e o ar (ΔT) e através do coeficiente global de perdas (U_L) que para casos de baixa temperatura a relação é linear, mas para temperaturas elevadas esta relação é quadrática [19].

$$\eta = \frac{Q_N}{E} \quad (2.1)$$

$$Q_N = E_N - Q_V \quad (2.2)$$

$$E_N = E \times \tau \times \alpha \leftrightarrow E_N = E \times \eta_0 \quad (2.3)$$

$$Q_V = U_L \times \Delta T \text{ (relação para baixa temperatura)}$$

$$Q_V = U_{L1} \times \Delta T + U_{L2} \times \Delta T^2 \text{ (relação para alta temperatura)} \leftrightarrow \quad (2.4)$$

$$\leftrightarrow Q_V = U_{Lef} \times \Delta T \text{ em que } U_{Lef} = U_{L1} + U_{L2} \times \Delta T$$

Cada coletor terá a sua eficiência ótica e coeficiente global de perdas, fornecendo várias opções para a configuração desejada do sistema. Com base na figura 2.10 é possível compara a eficiência dos três modelos de coletores mais utilizados [19].

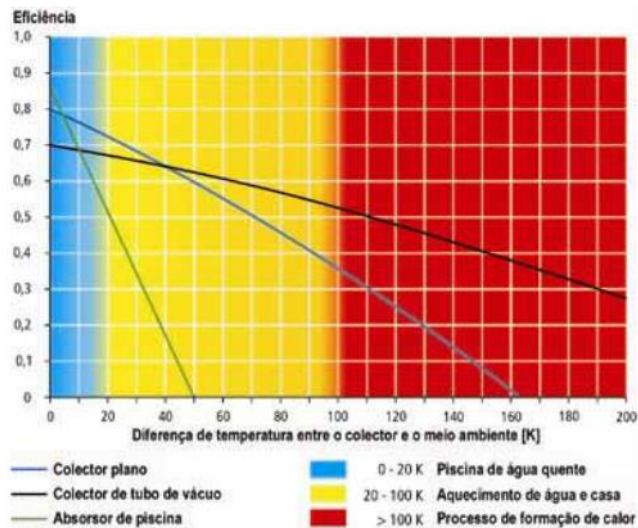


Figura 2.10 - Gráfico das curvas características do coletor plano, coletor de tubo de vácuo e absorvedor de piscina [19].

2.3.3 Componentes do Sistema de coletores solares

A energia proveniente do sol não é controlada e tipicamente não coincide com as alturas de necessidade, desta forma é então utilizado um depósito para armazenar calor. Este equipamento é fabricado em aço inoxidável, esmaltados ou revestidos em plástico, sendo o primeiro o mais caro, mas com menores custos de manutenção. Os depósitos de armazenamento são constituídos por um a dois permutadores, com ligação direta para o reservatório de água fria e operam em pressões de 4 a 6 bar. Para situações em que este servirá de depósito para água potável, a temperatura deve ser limitada até cerca de 60°C, devido ao calcário que a altas temperaturas precipita e pode bloquear a superfície permutadora. A escolha do tamanho do depósito depende do consumo diário devendo ser 1,5 a 2 a quantidade de água diária necessária [19].

Outro fator de importância dentro do tanque é a estratificação térmica, representada na figura 2.11, que ocorre devido às diferentes densidades da água. Devido a este fenómeno a saída de água quente para consumo, como duchas, é feita pela parte superior, e a entrada de água fria pela parte inferior. É essencial que a entrada de água fria não misture com a água quente, para não baixar a temperatura de armazenamento. Para manter essa estratificação, o tanque deve ser vertical, com uma razão altura-diâmetro de pelo menos 2,5:1. A estratificação é fundamental para a eficiência do sistema solar, mesmo com baixa radiação.

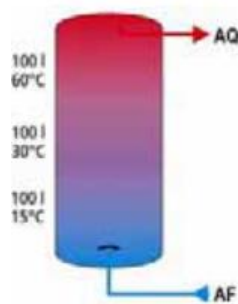


Figura 2.11 - Representação da estratificação térmica num depósito de água [19].

Outro ponto crucial é a prevenção da bactéria legionella, que se multiplica entre 30 a 45°C e é eliminada acima de 50°C. Por isso, há a necessidade de aquecer o tanque a 60°C diariamente para desinfecção térmica [19].

Para fazer a troca de calor entre a água do tanque e a do painel são utilizados permutadores e existem dois tipos, os internos e os externos. Os permutadores internos podem ser tubulares com alhetas ou tubulares lisos, este último tipo tem uma maior capacidade de troca de calor por metro quadrado, no entanto requer tubos com maior comprimento. Tipicamente os de tubo liso são aplicados em fábricas enquanto os permutadores com alhetas, devido a ser mais compactos são instalados dentro de tanques de armazenamento diretamente no local de instalação [19].

De forma a promover o efeito de estratificação dentro do tanque, os permutadores são instalados verticalmente e as ligações ao circuito solar deve ser feita de forma que o fluido percorra o permutador de cima para baixo, para otimizar a passagem de calor.

Os permutadores externos podem ser de dois tipos, tubulares ou placas, em que o conceito é fazer passar os dois fluidos de transferência térmica em contracorrente. Estes permutadores são isolados com coberturas isoladoras de calor pré-fabricadas [19].

2.4 Painéis fotovoltaicos

Da mesma forma que os coletores solares, o painel fotovoltaico (PV) tem o objetivo de aproveitar a energia do sol, na forma de radiação. Neste caso, o propósito é transformar radiação em energia elétrica através de uma diferença de tensão e obter uma corrente. Este método é muito benéfico uma vez que a quantidade de energia solar que atinge a superfície da terra corresponde, aproximadamente, a dez mil vezes ao consumo global de energia, que significa que seria necessário utilizar apenas 0,01% desta energia para satisfazer a procura energética total. No entanto, atualmente tal não é possível, devido à constituição dos painéis fotovoltaicos, às limitações dos materiais utilizados e às variações nas condições durante o ano [20].

A luz que atinge a superfície da terra é composta por uma fração direta e por uma difusa como representado na figura 2.12, as duas frações de luz são importantes a ter em

conta uma vez que existem locais onde poderá ocorrer uma fração superior de radiação direta e outras situações de menores valores, como por exemplo em Portugal a proporção da radiação solar difusa durante um ano é cerca de 40% para 60% de radiação direta [20].

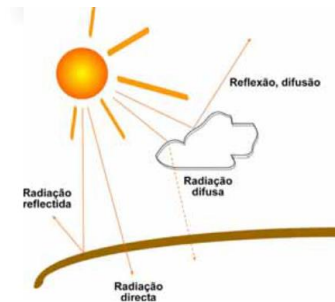


Figura 2.12 - Luz solar através da atmosfera [20].

Da mesma forma que os coletores solares, a direção e ângulo do sol são importantes, e é necessário ter em conta na instalação uma vez que um dos fatores cruciais é a altura do sol (y_s) devido à irradiação depender desta distância. À medida que o sol está mais perpendicular à superfície da terra, a distância é mais curta. Como existem diversos percursos da radiação é aplicado o fator “massa de ar” (AM) para um local específico num dado momento, de forma a descrever a quantidade de atmosfera que a luz solar atravessa antes de chegar à superfície da terra [20].

Desta forma é possível caracterizar a intensidade e a qualidade da luz solar e consequentemente avaliar o desempenho dos painéis em diferentes condições. Quando o sol está perpendicular, tem-se $y_s = 90^\circ$, $AM=1$. Como média anual para a Europa é utilizado uma massa de ar de 1,5 [20].

2.4.1 Tipos de sistemas fotovoltaicos

A instalação dos sistemas PV pode ser efetuada de duas formas, ligados à rede ou em sistemas autónomos, representadas na figura 2.13. Nos sistemas ligados à rede, a energia produzida é injetada na rede pública de distribuição de eletricidade, que funciona como um acumulador de energia. Nesse caso, os proprietários desses sistemas recebem uma compensação financeira pela energia fornecida.

Nos sistemas autónomos é necessário um sistema de armazenamento, a partir de baterias, e meios de apoio complementares de produção de energia, como sistemas híbridos, que utilizam mais que uma forma de produzir energia adicional aos painéis, como por exemplo eólica ou a rede pública de distribuição de eletricidade. O sistema autónomo que não está ligado a rede consiste em conjuntos de painéis PV em paralelo e/ou série, que produzem a energia para consumo que passará por um ou mais reguladores de carga, ou para um conjunto de acumulador. O regulador de carga

também faz a gestão da eletricidade armazenada nos acumuladores para consumo quando não existe produção.

Outro sistema, no entanto, mais utilizado por empresas operadoras do sector elétrico são os grandes projetos PV que são construídos à superfície do solo, formando grandes centrais fotovoltaicas ligadas à rede [20].

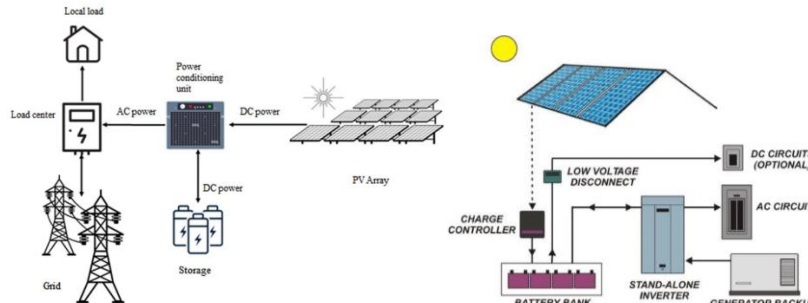


Figura 2.13 - Sistema ligado à rede e sistema autónomo [21], [22].

2.4.2 Células fotovoltaicas

Para perceber o funcionamento dos painéis PV é necessário primeiro entender como funcionam as células solares, que são o componente que constitui os painéis e perceber o efeito fotovoltaico. A transformação de luz direta em energia elétrica é designada como fotovoltaico. Este processo é realizado recorrendo a células solares constituído por materiais semicondutores como silício, arsenieto de gálio, telurieto de cádmio ou disselenieto de cobre e índio. [20]

Os átomos de silício formam um retículo cristalino estável onde cada átomo possui quatro elétrons de valência, formando ligações covalentes com quatro átomos vizinhos, Quando influenciados por luz ou calor, estas ligações podem ser quebradas, gerando elétrons livres e lacunas, um processo conhecido como autocondução. No entanto, para que o silício funcione como gerador de energia, é necessário adicionar impurezas ao retículo, como fósforo (impureza n) ou boro (impureza p), criando defeitos que introduzem elétrons livres ou lacunas adicionais. [20]

A junção de camadas de semicondutores n e p forma uma região de transição pn, onde ocorre a difusão de elétrons da área n para a p, criando uma diferença de potência e um campo elétrico. Quando uma célula solar composta por um semicondutor pn é exposta à luz, os fotões fornecem energia suficiente para quebrar as ligações entre elétrons, que são conduzidos pelo campo elétrico para a área n enquanto as lacunas movem-se para a área p, produzindo uma diferença de tensão através do efeito fotovoltaico. [20]

A eficiência do processo depende da longitude de difusão, que é a distância média que um electro percorre antes de recombinar-se com uma lacuna. A longitude de difusão é influenciada pela quantidade de defeitos no cristal e deve ser otimizada para minimizar a recombinação de elétrons e maximizar a produção de eletricidade. A difusão de

material varia conforme o tipo de material utilizado, impactando a eficiência da conversão fotovoltaica e a produção de energia elétrica nas células solares.

No entanto, a eficiência é comprometida por perdas devido à recombinação, reflexão, sombreamento dos contactos frontais e a conversão de parte da energia solar em calor, influenciadas pela longitude da difusão e a quantidade de defeitos no cristal. Cerca de 13% da luz solar irradiada é a utilizável sendo as restantes perdas, no entanto este valor atualmente tem aumentado ultrapassando valores de 20% [20].

Existem ainda vários tipos de células de silício, como a monocristalina (com um único cristal), a policristalina, a laminada, a de película fina, a de faixa de filamentos de silício policristalino, a de rede dendrítica de silício monocristalino e policristalinas apex [20].

2.4.3 Painel fotovoltaico

Os painéis são constituídos por várias células e o funcionamento pode ser comparado com o de um diodo uma vez que tem o mesmo princípio e propriedades semelhantes. A curva do diodo também pode ser utilizada nas células, no entanto é apenas aplicado o quarto quadrante como é possível verificar na figura 2.14, devido a ser a parte na qual a célula produz corrente. No caso das células solares, essa curva é refletida segundo o eixo da tensão e é denominada como curva característica da célula solar.

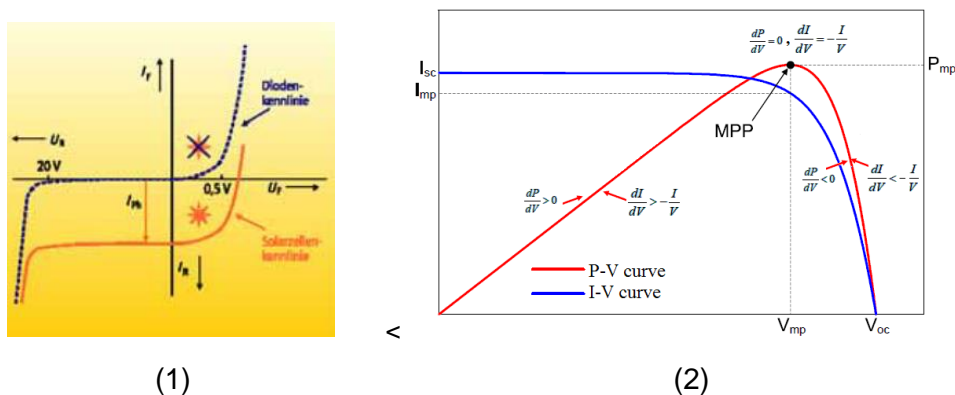


Figura 2.14 - (1) Curva de um diodo como uma célula PV [20], (2) curva de uma célula fotovoltaica [23].

A curva da célula solar é caracterizada por três pontos, todos representados na figura 2.14 [23],

- Ponto de potência máxima (MPP), este é o ponto em que a célula funciona à máxima potência, estando especificado a potência máxima (P_{MP}), a corrente (I_{MP}) e a tensão (V_{MP});
- A corrente de curto-circuito (I_{sc}) que é cerca de 5 a 15% superior à do MPP e testado em condições de teste standard (CTS);
- A tensão de circuito aberto (V_{oc}).

Utilizando o quociente entre a potência no ponto máximo (MPP) e a potência máxima teórica, que é o produto da corrente de curto-circuito e da tensão de circuito aberto, é possível obter um indicador da qualidade das células solares designado por fator de forma [20], calculado pela equação (2.5):

$$FF = \frac{V_{MP} \times I_{MP}}{V_{OC} \times I_{SC}} = \frac{P_{MP}}{V_{OC} \times I_{SC}} \quad (2.5)$$

A eficiência dos módulos PV é o resultado do rácio entre a potência produzida pela célula solar e a potência da radiação solar, por esse motivo é calculado a partir do MPP, da irradiação solar (E) e da área da superfície (A) da célula solar. Nas fichas técnicas a eficiência do painel é sobre as condições CTS e pode ser calculado de acordo com a equação (2.6) [20]:

$$\eta = \frac{P_{MP}}{A \times E} = \frac{FF \times V_{OC} \times I_{SC}}{A \times E} \quad (2.6)$$

Como a potência das células solares individuais é baixa, são feitas ligação de várias células na fabricação dos módulos PV, através do encadeamento de células [20].

Os sistemas PV raramente operam em condições nominais, que ocorrem apenas nas condições de referência CTS. O desempenho e as curvas características dos módulos PV são influenciados pela temperatura das células e pela intensidade da radiação incidente, resultando em operação predominantemente em regime de carga parcial. Devido às diferentes condições de irradiância e temperatura, um sistema PV raramente entrega a sua potência nominal, sendo geralmente inferior ao valor nominal esperado. A tensão do módulo é principalmente afetada pela temperatura da célula, com variações que determinam a tensão do sistema. Este fator influencia significativamente o design do sistema PV, especialmente porque a tensão pode aumentar em baixas temperaturas e ultrapassar a tensão máxima permitida pelos dispositivos situados a jusante [20].

2.4.4 Inversores e acumuladores

Adicionalmente aos painéis fotovoltaicos é necessário ter o inversor que estabelece a ligação entre o gerador fotovoltaico e a rede AC ou carga AC. A principal tarefa de um inversor consiste em converter o sinal elétrico DC do gerador fotovoltaico em um sinal elétrico AC, ajustando-o para a frequência e o nível de tensão da rede a que está ligado. Também conhecido como conversor DC/AC, este equipamento com a utilização de dispositivos eletrônicos modernos, resulta em perdas relativamente pequenas. Dependendo da aplicação, distingue-se entre inversores utilizados em sistemas com ligação à rede (inversores de rede) e em sistemas autónomos (inversores autónomos).

Para maximizar a potência fornecida à rede elétrica, o inversor deve operar no ponto de potência máxima (MPP) do gerador fotovoltaico, que varia conforme as condições meteorológicas. No inversor, o sistema de rastreamento MPP assegura que o inversor está constantemente ajustado ao ponto MPP. Este sistema de rastreamento MPP é composto basicamente por um conversor DC ligado em série com o inversor, que ajusta a tensão de entrada do inversor em função do nível de tensão MPP, garantindo assim a eficiência máxima da conversão energética [20].

No entanto, como foi referido neste capítulo, nos sistemas autónomos existe alturas sem consumo ou baixo consumo e a produção é maior que a necessidade, para estes casos é então armazenada a eletricidade em acumuladores que neste sistema é um componente essencial. Existem dois tipos utilizados nos sistemas fotovoltaicos, os acumuladores por bateria de iões de lítio e os por baterias de chumbo ácido. Ambos consistem em várias células individuais conectadas. Cada célula contém três partes, o eléctrodo positivo (cátodo) um eléctrodo negativo (ânodo) e um eletrólito líquido. As baterias de iões de lítio são amplamente utilizadas em sistemas de armazenamento de energia devido à sua alta densidade energética e eficiência. Estas baterias são compostas por um cátodo feito de um óxido de metal de lítio, como fosfato de ferro e lítio (LiFePO_4), e um ânodo composto por um material de carbono, como o grafite (C_6) [24].

Durante o processo de carga, os iões de lítio (Li^+) migram do cátodo para o ânodo através de um eletrólito, inserindo-se na estrutura do grafite, representado na figura 2.15. Quando a bateria está a descarregar, os iões de lítio movem-se de volta para o cátodo, libertando energia no processo. Este movimento de iões é facilitado pela capacidade de intercalação dos materiais utilizados, que permitem a inserção e remoção eficiente dos iões de lítio. As reações químicas principais podem ser representadas da seguinte forma [24].

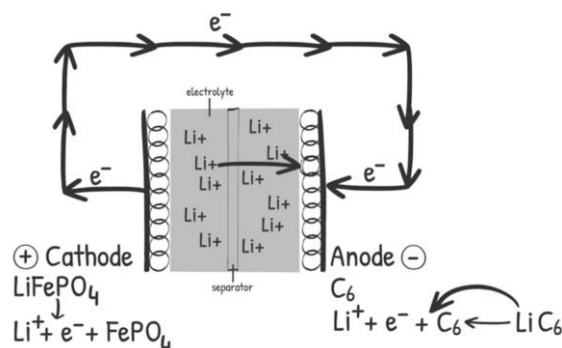


Figura 2.15 - Esquema de funcionamento bateria de lítio [24].

Por outro lado, as baterias de chumbo-ácido, embora mais antigas, continuam a ser usadas em várias aplicações devido ao seu baixo custo e robustez. Estas baterias consistem em placas de chumbo (Pb) e dióxido de chumbo (PbO_2) como eléctrodos, e

uma solução de ácido sulfúrico (H_2SO_4) como eletrólito. Durante a carga, os íões de sulfato (SO_4^{2-}) no eletrólito combinam-se com os íões de chumbo nos elétrodos para formar sulfato de chumbo (PbSO_4), armazenando energia química, o processo pode ser visualizado na figura 2.16. Quando a bateria está a descarregar, o sulfato de chumbo volta a decompor-se em chumbo, dióxido de chumbo e ácido sulfúrico, libertando energia elétrica [24].

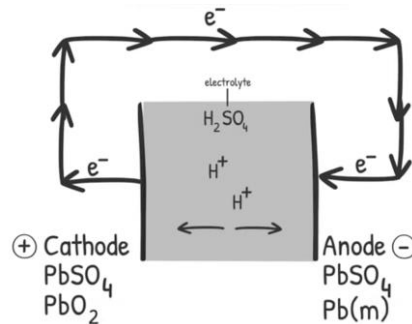


Figura 2.16 - Esquema de funcionamento bateria de chumbo [24].

2.5 Turbinas eólicas

A tecnologia das turbinas eólicas nasce da ideia de aproveitar a energia cinética do vento para gerar eletricidade. O processo consiste na colocação de turbinas em locais com grandes velocidades de vento para as pás se deslocarem devido a massa de ar, que por sua vez irão fazer rodar um eixo conectado a uma caixa de velocidade, produzindo um torque para depois com o auxílio de um gerador a energia mecânica ser transformada em elétrica [25].

2.5.1 Princípio de funcionamento das turbinas eólicas

Como foi referido o princípio da turbina consiste em aproveitar a energia cinética do vento. Aplicando a equação da energia cinética e adaptando para depender da área de contacto das pás da turbina, é possível obter a equação da potência do vento, que permite calcular a potência do vento num dado local, como representado na equação (2.7), no entanto devido as perdas mecânicas no rotor e ao fluxo de ar que passa pelas pás não poder ser nulo, não é possível utilizar toda a energia do vento. A partir da teoria de Betz foi introduzido o coeficiente de potência (C_p) [26], [27].

$$P = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v^3 \cdot C_p \quad (2.7)$$

Onde:

ρ – densidade do vento (kg/m^3);

A – Área das pás (m^2);

v – Velocidade do vento (m/s).

No entanto, o coeficiente não é constante, o que leva ao cálculo de curvas de potência das turbinas eólicas de forma a se conhecer o ponto/intervalo de potência nominal, este varia conforme o modelo e fornecedor. Durante o funcionamento da turbina eólica é possível atingir um valor máximo de velocidade de rotação das pás, tipicamente 11m/s, o qual não deve ser ultrapassado devido ao material do equipamento. A turbina eólica atualmente tem reguladores que geram a potência para que o equipamento funcione para um valor fixo e que não ultrapasse o limite máximo, de forma a não diminuir o rendimento, para o pior dos casos existe a velocidade de paragem que desliga a turbina eólica por questões de segurança [26].

No mercado existem vários tipos de modelos de turbinas eólicas apresentas na tabela 2.1 e com a sua representação na figura 2.17. Cada modelo têm a sua curva de potência e podem ser repartidos em dois tipos as turbinas eólicas horizontais e as verticais [26].

Tabela 2.1 - Tipos de aerogeradores [26].

Aerogeradores de eixo horizontal	Aerogeradores de eixo vertical
Pá Simples	Gerador Darrieus
Pá Dupla	Gerador Savonius
Pá tripla	Gerador em H
Múltiplas pás	

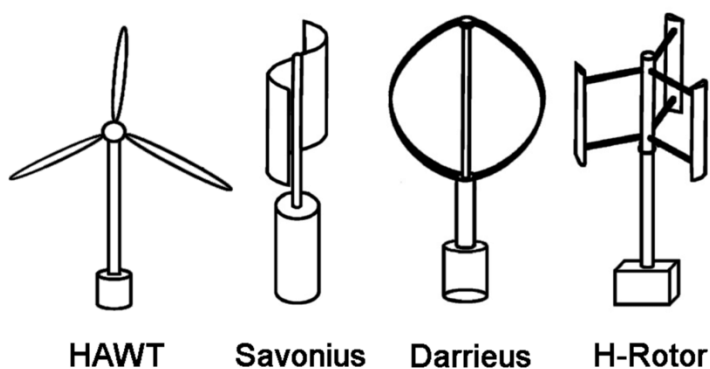


Figura 2.17 - Modelos de turbinas eólicas [28].

Para adaptar os diferentes modelos para aplicação pretendida, é utilizado o coeficiente de potência e a razão de velocidade na ponta da pá ou velocidade específica na ponta da pá (λ), que pode ser calculado como na equação (2.8) [27].

$$\lambda = \frac{R \cdot \omega}{v} \quad (2.8)$$

Onde:

R – Comprimento das pás (m);

ω – Velocidade das pás (rad/s);

v – Velocidade do vento (m/s).

Aplicando os dois parâmetros é possível obter um gráfico como o da figura 2.18 que compara o funcionamento entre os vários tipos de turbinas eólicas [26].

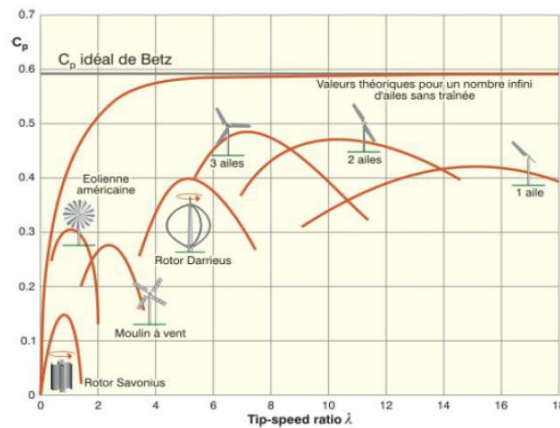


Figura 2.18 - Diferentes tipos de turbinas eólicas e respectivas curvas de funcionamento [26].

2.5.2 Turbinas eólicas de pequeno porte

As turbinas eólicas de pequeno porte são aplicadas em vivendas, parques e carregamento de baterias para barcos ou alimentar sinalização de estrada, estas turbinas podem ter potências até 50kW. No funcionamento de uma turbina eólica de pequeno porte existe a fase de arranque, esta consiste nas situações em que a turbina gira com uma velocidade do vento baixa ao ponto de não gerar muita potência [25].

A grande dúvida na implementação deste equipamento é a opção por pás horizontais ou verticais. As turbinas eólicas de pás verticais tipicamente são instaladas mais perto do chão e não contêm caixa de velocidade ou gerador, fazendo com que sejam mais leves. Outra diferença é que não precisam de um mecanismo de direção, pois conseguem aproveitar vento de todos os lados, no entanto tem a desvantagem de existir variação de potência numa única rotação da pá que, devido a forma das mesmas podem ficar sujeitas a grande fadiga. Produzem menos forças no eixo de suporte e o grande fator é que não precisam de velocidades tão elevadas para produzir energia [25].

Dos tipos de turbinas eólicas de pás verticais a mais eficiente é a Darrieus, no entanto ao contrário do tipo Savonius, está não tem a capacidade de auto arranque. O modelo Savonius é mais barato e simples, mas muito menos eficiente. As turbinas eólicas de pás horizontais tendo estas colocadas horizontalmente à direção do vento permite uma maior área de contacto e consequentemente maior quantidade de energia aproveitada do vento, têm uma eficiência superior e com o design atual permitem também uma instalação simples e manutenção fácil [25].

O sistema destes equipamentos, consiste nos diferentes componentes apresentados na figura 2.19. Os aerogeradores incluem uma caixa que contém o gerador elétrico, blocos de díodos retificadores para gerar corrente contínua da alternada e coletores para transferir a corrente através dos veios móveis [26].

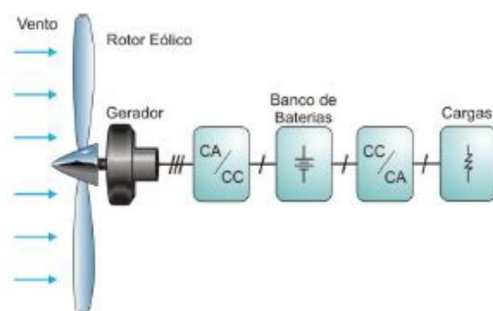


Figura 2.19 - Esquema de blocos do sistema microelétrico [26].

Nestes equipamentos é habitual que a corrente de saída seja contínua para o carregamento de baterias. No caso de estar ligado também à rede é necessário outro inversor para passar a corrente para trifásicas, o que para além de transformar a corrente irá converter com a frequência e nível de tensão da rede a que está interligada. Estes sistemas são tipicamente acoplados aos sistemas fotovoltaicos [26].

2.6 Sistemas a dióxido de carbono

Com o aparecimento da refrigeração por compressão a vapor, em 1834, os fluídos mais utilizados eram éter etílico ($C_2H_5)_2O$), dióxido de carbono (CO_2) e etanol(C_2H_5OH), mas foram rapidamente substituídos pelos fluídos de segunda geração, os CFC's (clorofluorcarbono) como o R11, o R12 e o R22. No entanto a utilização destes fluídos artificiais foi interrompida devido a acelerarem o desenvolvimento do buraco da camada de ozono e como resposta apareceu a terceira geração de fluídos refrigerantes, os HFC's (Hidrofluorcarbonetos), como o R134a, R32, R404A, R410A, e R407C. No entanto, estes fluídos são potentes gases de efeito estufa, como apontado pelo protocolo de Kyoto e de Montréal, ora existindo na europa a regulação da F-gás que permite apenas a utilização de fluídos com um potencial de aquecimento global (GWP) menores de 150, voltaram a serem utilizados fluídos naturais como o CO_2 [29].

2.6.1 CO_2 como fluído refrigerante

Com a mudança para os fluídos naturais e com a aplicação do CO_2 , foi dedicada muita atenção obtida no estudo e desenvolvimento da tecnologia utilizando este fluído, tornando-a o um dos tópicos mais relevantes na área nas duas últimas décadas. O CO_2 , também conhecido como R744, emergiu como alternativa promissora devido às suas características ambientais favoráveis e à sua boa compatibilidade em sistemas de refrigeração e de aquecimento.

Como fluido refrigerante natural, o CO_2 apresenta uma série de propriedades vantajosas que justificam a sua crescente adoção em aplicações industriais e comerciais [29].

O R744 possui um Potencial de Destruição do Ozono (ODP) igual a zero e um GWP insignificante, com um valor de apenas 1. Estas características tornam-no uma opção ecologicamente sustentável, contrastando significativamente com os HFC's [29].

Ao contrário de outros ciclos de refrigeração que funcionam com a troca de calor com o espaço em alta e baixa pressão num estado subcrítico, em que existe mudança de fase, como é possível verificar na figura 2.20, nos sistemas de CO₂ existe a possibilidade de ter um sistema transcrito na fase de rejeição de calor e manter o subcrítico na fase de absorção de calor [29].

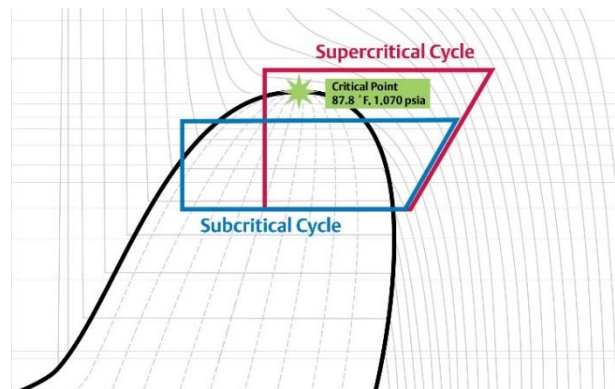


Figura 2.20 - Diagrama Mollier com sistema subcrítico e transcrito [30].

Devido à sua elevada pressão de operação e densidade, a capacidade volumétrica de refrigeração do CO₂ é substancialmente maior em comparação com outros refrigerantes. Esta característica permite a utilização de compressores, tubulações e componentes relacionados de dimensões reduzidas. A redução no tamanho dos componentes não só diminui os custos de material e de instalação, mas também contribui para uma maior eficiência do sistema. O CO₂ também se destaca pelas suas propriedades de fluxo e transferência de calor, permitindo a construção de permutadores de calor menores e mais eficientes [29].

2.6.2 Sistemas de refrigeração a CO₂

O sistema com R744 consiste no compressor que comprime o fluido a baixa temperatura e baixa pressão, fazendo com que fique no estado supercrítico com alta pressão e alta temperatura. Depois o fluido passa pelo gás cooler onde faz a troca de calor sensível com exterior, arrefecendo. De seguida o fluido passa por um permutador que troca com o fluido que sai do evaporador, para melhorar o COP (coeficiente de performance) do sistema, este é uma medida de eficiência do sistema. Ao passar pelo permutador o fluido segue para um depósito com uma válvula à entrada para baixar a pressão do R744 para uma pressão média, neste depósito existe CO₂ no estado líquido e no estado gasoso [31].

Por último o fluido no estado líquido sai do depósito por comando de uma válvula à entrada do evaporador, onde a pressão e a temperatura diminuem, para depois passar no evaporador e fazer a troca de calor com o ambiente. O fluido passa por uma mudança de fase mais uma vez para o estado de mistura até ao estado gasoso. Finalmente, o fluido retorna ao permutador referido fazendo um sobreaquecimento e voltando ao compressor, repetindo o ciclo. A figura 2.21 apresenta um esquema simples deste sistema [31], [32].

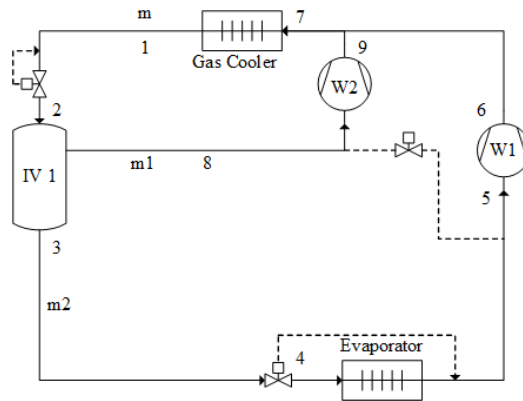


Figura 2.21 - Esquema simples de um sistema CO₂ [32].

É de notar que no ciclo transcrito de CO₂, no gás cooler, não ocorre mudança de fase durante a transferência de calor sensível no lado de alta pressão, resultando na diminuição contínua da temperatura do fluido de CO₂. Consequentemente, o meio de aquecimento pode ser aquecido a uma temperatura muito elevada de forma contínua. A pressão de descarga é superior a 7,377 MPa, e a pressão de operação do sistema é significativamente mais alta em comparação com sistemas que utilizam refrigerantes convencionais. A diferença de pressão entre os lados de alta e baixa pressão num ciclo transcrito de CO₂ é muito maior, embora a relação de pressão seja relativamente menor do que a dos refrigerantes convencionais [29].

Os sistemas de CO₂ podem ser repartidos em 3 tipos, o indireto, em cascata e o transcrito, Os transcrito com apenas CO₂ têm a vantagem de eliminar emissões de outros fluidos, no entanto tem a desvantagem de trabalhar com pressões mais altas, que levou a vários conceitos estudados para minimizar as desvantagens e otimizar o sistema [31].

Atualmente é aplicado sistema de CO₂ transcrito com dois compressores, um para baixa pressão e outro para alta, sendo este o sistema de dois estágios. Com este sistema foram feitos vários estudos para se desenvolver um sistema mais otimizado. Foram efetuadas experiências relativamente à posição do permutador, tendo sido o local mais favorável o do sistema S1 dos 3 diferentes modelos considerados na figura 2.22.

O sistema S1 apresentou uma pressão de descarga 0,55 MPa inferior à ideal, resultando numa redução do consumo energético de 6,48% e uma melhoria no COP de 6,35% em comparação com o sistema base S0 [29].

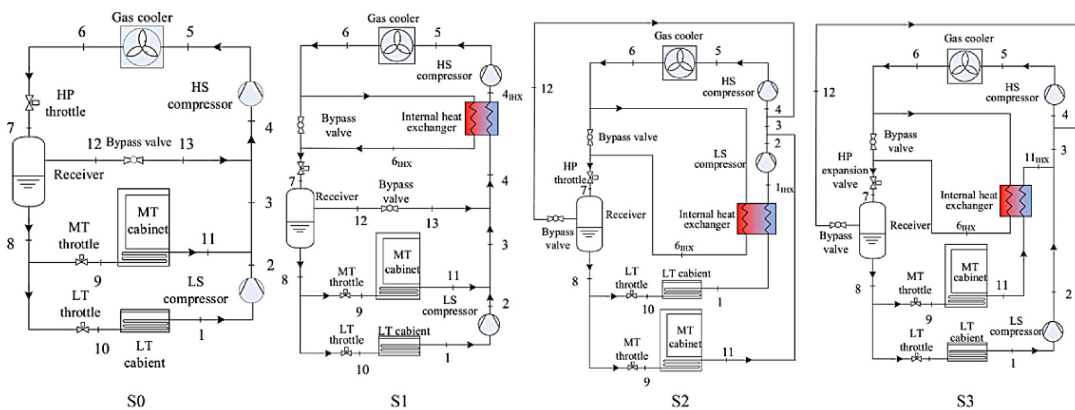


Figura 2.22 - Sistema de duplo estágio CO₂ [29].

Foi ainda estudado a alternativa de aplicar um compressor paralelo ao sistema com 2 estágios, o que demonstrou ser o mais eficiente em climas quentes e moderados, tendo sido obtido um aumento de eficiência energética em climas quentes de 5,0% e de 3,6% em climas moderados. No mesmo estudo foi concluído que esta alteração também era economicamente eficiente, obtendo um retorno do investimento em cerca de 2 anos no caso de climas quentes e de 3 anos em climas moderados [31].

As conclusões dos diversos estudos levaram a que, atualmente, a maioria dos sistemas de CO₂ aplicados em grande escala sejam sistemas de 2 estágios com compressor paralelo e permutador entre a saída do gás cooler e a entrada no compressor.

2.7 Phase Changing Material (PCM)

Phase changing material ou PCM é um material que liberta e armazena energia na forma de calor latente durante o processo de mudança de fase. Este material ajuda no controlo das condições térmicas ambientais dentro de uma faixa específica de temperatura e devido as suas propriedades e ciclicidade, é utilizado em diversas aplicações desde edifícios, sistemas de armazenamento de frio e calor e sistemas de arrefecimento e aquecimento. O princípio de funcionamento destes materiais pode ser comparado ao de gelo em arcas. Quando a temperatura atinge o ponto de fusão do PCM, existe absorção de energia e ocorre um processo endotérmico que consiste na mudança de fase do material o que leva a uma diminuição das condições térmicas do ambiente a volta do PCM. O armazenamento de energia na forma de calor latente em PCM's é cerca de 5 a 14 vezes maior por unidade de volume quando comparada com materiais tradicionalmente utilizados na forma de calor sensível [33].

Adicionalmente a mudança de fase, e conseqüentemente uma parte significativa do armazenamento de energia, ocorre a uma temperatura praticamente constante como pode ser verificado na figura 2.23. o que permite a aplicação com o intuito de reduzir cargas de pico e otimizar o consumo energético [34].

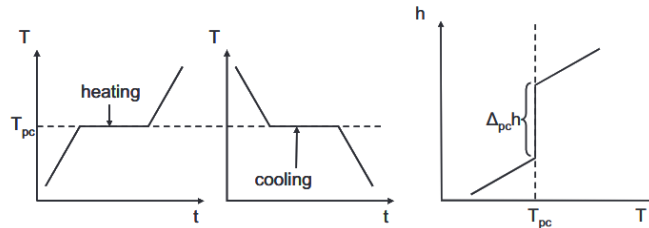


Figura 2.23 - Gráfico exemplo de temperatura tempo e entalpia temperatura de um PCM [35].

2.7.1 Tipos de PCM's

Existem vários PCM's com pontos de fusão diferentes e, devido a sua composição, podem ser divididos em três grupos: os PCM's orgânicos, inorgânicos e eutéticos, que podem ser repartidos em subcategorias conforme na figura 2.24 [33].

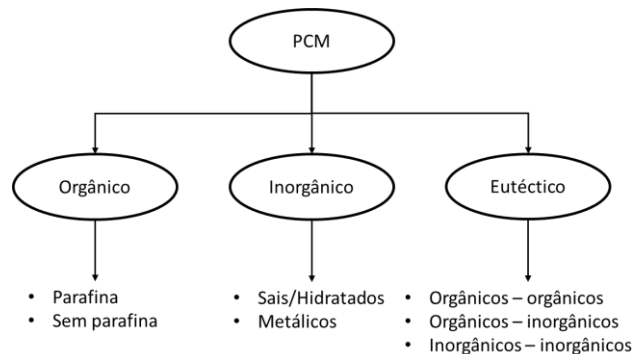


Figura 2.24 - Classificação dos tipos de PCM'S [33].

PCM's orgânicos são principalmente de cadeias de carbono e hidrogênio, podem ser divididos em parafinas e não parafinas. Os de parafinas são classificados como ácidos graxos, polietilenoglicol, álcoois, polímeros e seus diversos. Podem ser aplicados numa gama de temperaturas entre 0°C a 150°C. Este tipo de PCM apresenta pontos de fusão constante e não apresentam segregações ou sobrefusão durante os ciclos de mudança de fase. No entanto, devido a baixa condutividade térmica têm baixo desempenho nas mudanças de fase, o que pode ser contornado com a adição de elementos metálicos na sua composição [33].

Este tipo de PCM normalmente aplicado em missões espaciais, armazenamento a temperaturas baixas, preservação de comida, em edifícios e apoio térmico de equipamentos eletrônicos [35].

Os PCM's inorgânicos classificam-se em duas categorias principais: sais hidratados e metálicos. Estes materiais possuem capacidades de armazenamento de calor latente por unidade de massa semelhantes aos PCM's orgânicos, porém, devido à sua maior densidade, o calor latente por unidade de volume tende a ser superior e apresentam temperaturas de mudança de fase entre os -100°C e os 1000°C.

Além disso, são caracterizados por uma maior condutividade térmica e são não inflamáveis, Contudo, enfrentam desafios, tais como mudanças de fase não congruentes, instabilidades e problemas de sobrefusão. Apresentam também alta pressão de vapor durante a mudança de fase e podem ser corrosivos quando em contacto com metais [33].

Este tipo de PCM é aplicado em armazenamento de frio em gás natural líquido, refrigeração doméstica, cadeia de frio medicinal, ar condicionado, em edifícios e preservação de alimentos [35].

Os PCM's eutéticos são formados pela combinação de dois ou mais PCM's com ciclos de mudança de fase compatíveis. Durante a sua fabricação, esses materiais são combinados de tal forma que o PCM resultante se comporte como um material único. Esta categoria pode incluir misturas entre PCM's orgânicos, inorgânicos, e combinações de ambos, permitindo configurações personalizadas para aplicações específicas. Apesar do aumento das pesquisas sobre PCM's eutéticos, o seu uso em sistemas de armazenamento de calor latente ainda não é tão difundido quanto o dos PCM's orgânicos e inorgânicos. Atualmente, ainda são necessários mais testes a combinações de materiais permanecendo as suas propriedades termofísicas um campo aberto para novas investigações [33].

2.7.2 PCM na Indústria de Frio

O armazenamento térmico tem sido identificado como uma tecnologia capaz de reduzir o custo de instalação de sistemas de refrigeração e arrefecimento, aumentar a eficiência e diminuir os custos operacionais das aplicações de refrigeração, além de apoiar a integração de energias renováveis nos processos de refrigeração. Como uma possível solução, o armazenamento de calor latente tem sido proposto como método alternativo para processos de refrigeração sendo um deles a incorporação de PCM em congeladores e refrigerados [36].

Em contentores que transportam carga sensível à temperatura, além do isolamento é também adicionado PCM no meio da carga. Desta forma o PCM ajuda a estabilizar a temperatura dentro do contentor enquanto o material está em mudança de fase. Tipicamente, o efeito varia entre algumas horas até alguns dias e faz com que, em alguns casos, o contentor não precise dum sistema de refrigeração.

Atualmente, os PCM's têm uma grande variedade de temperaturas e, podendo também ser encapsulados, é possível ao utilizar em conjunto com equipamentos de aquecimento ou refrigeração aumentar a eficiência e o tempo de serviço, servindo o PCM, inclusive, como um sistema de segurança [35].

Em alguns casos, o PCM pode ser passivo como na figura 2.25, enquanto em outros o PCM encapsulado tem um compressor próprio permitindo que o sistema seja ligado a uma fonte externa carregando o PCM durante a noite ou em momentos de paragem do transporte.

Durante a viagem, o material mantém a temperatura constante até 16h, minimizando o funcionamento do sistema de refrigeração, reduzindo os custos de operação e minimizando as emissões uma vez que, tipicamente, o sistema de refrigeração está ligado ao motor a diesel ou petróleo [35].



Figura 2.25 - PCM em camião de transporte e arca [37].

Os PCM's fornecem uma ampla variedade de utilização, podendo ser integrados no interior das paredes, no exterior e entre o produto. De acordo com um teste feito com a supervisão da UNIDO (United Nations Industrial Development Organization) e a CII (Confederation of Indian Industries) os frigoríficos e congeladores com PCM obtém uma redução de consumo de energia elétrica de 20% a 25%, um retorno de investimento em cerca de 9 meses fornecendo o PCM nas já mencionadas condições térmicas necessárias, em caso de falha, durante 16h com temperatura ambiente de 35°C a 40°C [35].

3 Estágio académico na HIPERFRIO

3.1 A empresa Hiperfrio

A Hiperfrio é uma empresa de referência no setor da refrigeração industrial, que se destaca pela sua atuação em projetos integrados de equipamentos de refrigeração de média e grande dimensão. Fundada em 1996 e com sede em Santo Antão do Tojal, Portugal, a empresa especializa-se na utilização de fluidos frigoríficos como Amoníaco, Fréon e CO₂. A Hiperfrio é uma das empresas participantes do grupo empresarial ARH solutions, constituído pela Hiperfrio Angola e a Ritel.

A Hiperfrio tem-se afirmado como um nome de confiança em setores industriais diversificados, tais como supermercados e entrepostos frigoríficos. A sua atuação inclui o papel de instalador dos equipamentos e de fornecedor manutenção.

A Hiperfrio/Ritel foi uma das primeiras empresas a implementar o Glicol como fluido refrigerante em supermercados, bem como a utilização de CO₂ nas centrais de frio.

A empresa tem realizado diversas obras para vários grupos de supermercados como a Jerônimo Martins, grupo Sonae, ALDI e Intermarche, entre outros, abrangendo desde pequenas obras como Continente bom dia e Pingo doce & go até obras como Recheios e Continentes Modelo. A empresa também realizou trabalhos para a Polónia e ainda realiza obras para Angola, onde o grupo tem uma sucursal Hiperfrio Angola.

A empresa trabalha em conjunto com outras para o fornecimento de equipamentos de marcas conceituadas desta área, como a Centauro, Advansor, Tewis e Intarcon, para fornecer equipamento de frio como evaporadores, centrais, gás cooler e rooftops de acordo com as necessidades de cada obra.

Têm ainda acordos com fornecedores de painéis isotérmico e acessórios como a Coldkit/Purever, para móveis conta com empresas como JJordão e Exkal que fornecem todos os tipos de expositores encontrados nos diversos supermercados. Para o controlo a empresa utiliza sistemas Danfoss ou Carel, dependendo da preferência do cliente.

3.2 Trabalho realizado na empresa

Durante o período de estágio grande parte do tempo inicial foi utilizado em dimensionar e fazer os cálculos iniciais para o projeto. Após estes terem sido verificados com o supervisor Eng, Tiago Tenente e ao realizar uma das várias visitas ao IPBeja acompanhado pelo mesmo, procedeu-se ao contacto com as empresas fornecedoras dos equipamentos. Devido a este processo ser demorado surgiram alturas de tempo morto o qual foi utilizado para realizar as tarefas apresentas neste capítulo.

As visitas referidas ao IPBeja consistiram em numa primeira abordagem retirar medidas do local, verificar o espaço, para acompanhamento da obra e verificação do funcionamento do equipamento de acordo com o pretendido pelo cliente.

Dos trabalhos realizados foram desenvolvidas diversas atividades de apoio aos engenheiros da empresa. Foi adquirido conhecimento na elaboração e preparação de orçamentos para diferentes lojas, onde se efetuou a seleção dos painéis isotérmicos, ajustando-os de acordo com as especificidades de cada espaço comercial, juntamente com a escolha dos evaporadores adequados para as câmaras frigoríficas, considerando o seu volume e requisitos técnicos. Estes trabalhos proporcionaram uma visão abrangente sobre os custos associados a cada obra e os pormenores essenciais para garantir o bom funcionamento dos equipamentos e o isolamento eficiente das câmaras frigoríficas.

Outra aprendizagem adquirida na empresa foi da gestão dos equipamentos durante o seu funcionamento através do controlo. O controlo mais trabalhado foi o sistema da Danfoss. Este software permite à distância definir e alterar parâmetros como intervalos de temperatura dentro das câmaras, alturas, tempo de descongelação dos evaporadores, humidade dentro das câmaras e a verificação de diversos parâmetros através de gráficos por tempo de forma a verificar o funcionamento dos vários equipamentos e no caso de avarias poder verificar sem a necessidade de ir ao local. Com os trabalhos realizados e com a utilização do software foi adquirido um melhor entendimento de todo o sistema, desde as sondas utilizadas numa instalação, em conjunto com a parte elétrica, até aos quadros das câmaras.

Todas as sondas estão conectadas ao quadro da câmara que contém um controlador "BOSS", o qual realiza a gestão do equipamento interior da câmara. Cada quadro de porta está depois ligado à GateWay que é o equipamento que permite comunicação entre os vários "BOSS" das câmaras, dos controlos de cada expositor, da central e do gás cooler.

Alguns dos trabalhos realizados na empresa foram a alteração dos parâmetros em várias lojas, utilizando a linguagem do software, sendo necessário conhecer todas as variáveis e verificar gráficos destes parâmetros.

Durante o tempo na empresa também realizei dimensionamento de tubagem de lojas e desenho de várias plantas para a instalação, onde a partir do software Autocad é projetado o local do painel, passagem de tubagem, dimensionamento da mesma, local da central, posição dos evaporadores e dos expositores onde era necessário inserir passagens subterrâneas e isolamento de solo com pavimento sanitário, em conjunto com componentes elétricos como os quadros de porta e endereços dos vários equipamentos.

Outra atividade na empresa foram as várias visitas a obras, das quais destaco a visita à loja do Recheio de Prior Velho onde estava a ser realizado uma alteração de central e evaporadores, que são possíveis de ver na figura 3.1.

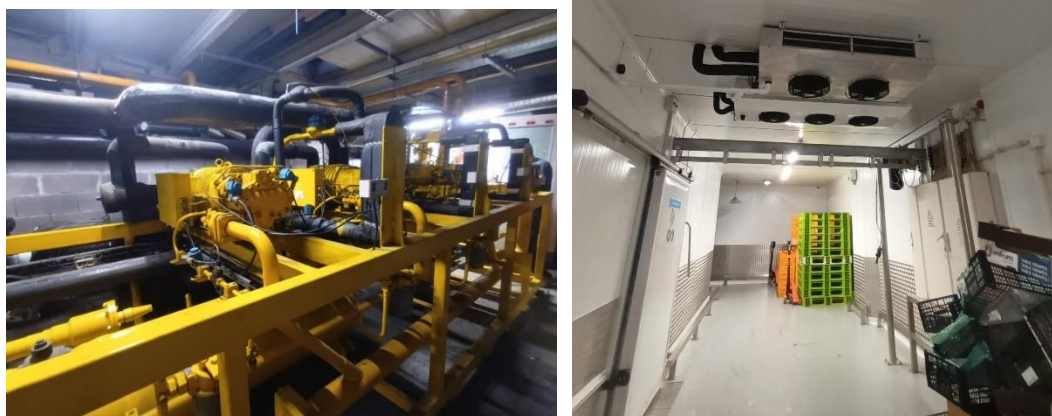


Figura 3.1 - Central a retirar, Recheio de Prior Velho e troca de evaporadores instalados.

A visita a esta loja permitiu visualizar os equipamentos referidos como UTA (unidade de tratamento de ar), a partir da figura 3.2 é possível ver como são instalados. Do ponto de vista da zonas de circulação de clientes, são colocadas mangas que fazem a circulação do ar. A circulação dentro das mangas é depois direcionada para passar por um evaporador instalado dentro de um contentor acima do espaço. De forma simples consistem em equipamentos para refrigeração de espaços climatizados com evaporadores fora do espaço e são tipicamente aplicados em locais de grande volume.

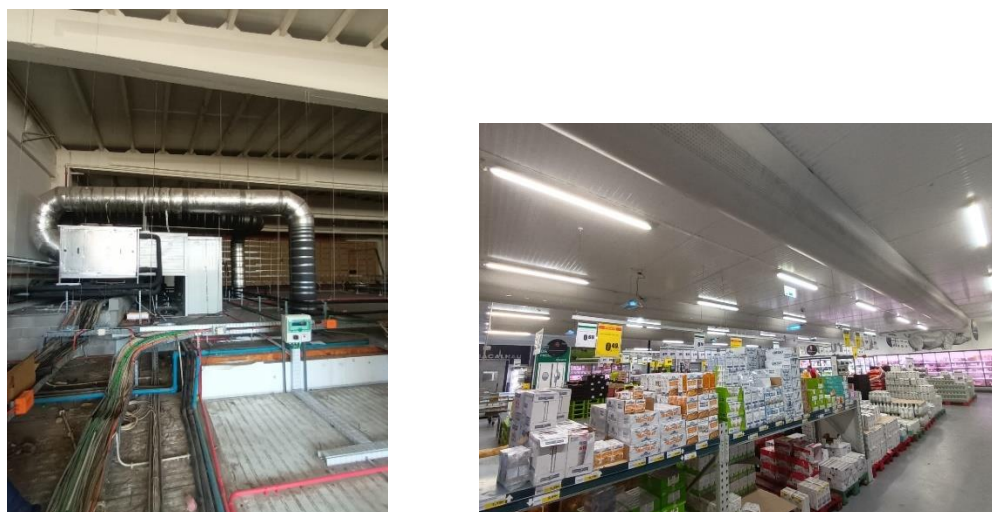


Figura 3.2 - Fotos de uma UTA no teto da loja e vista na zona comercial.

A loja Pingo Doce de Beja foi visitada enquanto ainda estava a ser instalado o painel e a tubagem, tendo sido possível visualizar pormenores do vazio sanitário e da junção do painel. Adicionalmente na visita foi possível ver a preparação que é feita antes da instalação dos equipamentos como a central, evaporadores e gás cooler.

Com estas visitas foi possível adquirir conhecimento de pormenores como por exemplo o pormenor da tubagem ter de estar ligeiramente inclinada até a central de forma a facilitar a transportação do óleo, o pormenor do vazio sanitários com régua para fazer a circulação do ar por todo o pavimento, e foi possível ver as várias fases de uma obra.

4 Sistema de produção de queijo

O sistema desenvolvido no presente trabalho é uma das várias etapas do projeto CASEUS (Combined use of renewAble energy sources to improve Energy efficiency in refrigerated cheeSE indUSrty). O projeto é desenvolvido pelo Instituto Politécnico de Beja (IPBeja). A terceira etapa consiste no desenvolvimento do sistema de produção de queijo utilizando energias renováveis e materiais mudança de fase (PCM). Para o qual foi necessário abrir um concurso publico para empresas se candidatarem a realização do projeto. A empresa vencedora foi a Hiperfrio, tendo sido o autor deste trabalho que realizou a proposta para o concurso. O IPBeja disponibilizou o espaço para a implementação dos equipamentos, que é possível visualizar na Figura 4.1, a empresa Hiperfrio realizou o dimensionamento e instalação dos diferentes equipamentos do sistema.

O objetivo deste projeto é responder às atuais necessidades de soluções energéticas sustentáveis. O conceito baseia-se em demonstrar a possibilidade de produzir queijo recorrendo a fontes de energia renováveis e desta forma abrir a indústria do queijo para um futuro cem por cento verde.

No projeto realizado a produção de queijo será alimentada por energia eólica, solar térmica, fotovoltaica e biomassa, complementada pela utilização de PCM com o intuito de reduzir o consumo elétrico do equipamento frigorífico. Durante todo o processo de produção e cura do queijo, realizado numa câmara frigorífica, serão monitorizados consumos energéticos, temperaturas e outros parâmetros técnicos considerados essenciais.



(1)



(2)



(3)

Figura 4.1 - (1) Local para pasteurização e coagulação, (2) Telhado para painéis solares, fotovoltaicos e aerogerador, (3) Câmara frigorífica para cura do produto.

Para a concretização deste projeto, foram consideradas três etapas fundamentais: a demanda, a transformação/acumulação e a produção de energia.

A demanda consiste nos processos de pasteurização e coagulação do leite realizados em tanques. Para os processos é necessário atingir temperaturas de 63°C e 32°C, para a pasteurização e para a coagulação respectivamente. Dentro da etapa da demanda é considerado também a câmara destinada à cura do queijo, onde as condições variam de acordo com a fase do processo. A primeira fase da cura ocorre a temperaturas de 8 a 10°C, com uma humidade relativa entre 95% e 100%, enquanto a segunda fase decorre a temperaturas de 10 a 14°C, com humidade relativa entre 85% e 90%.

A transformação e acumulação envolve o sistema de refrigeração, composto por condensador, compressor e permutador, com o objetivo de auxiliar o processo de pasteurização. Esta etapa inclui também uma bateria para armazenar a energia produzida durante os períodos de inatividade, um inversor, outros equipamentos elétricos necessários ao funcionamento do sistema, e depósitos de água quente para aquecer o leite durante os processos de produção do queijo.

A produção de energia consiste nos equipamentos que têm o papel de produzir a energia térmica ou elétrica, conforme as necessidades do processo. Os equipamentos consistem em uma caldeira alimentada por pellets, caroço de azeitona ou casca de amêndoa, um conjunto de coletores solares para o aquecimento de água, e um sistema de painéis fotovoltaicos associado a um aerogerador, concebido para alimentar os equipamentos elétricos e o quadro elétrico, o qual integra um controlador. O objetivo principal do sistema é garantir que toda a produção de queijo seja realizada exclusivamente a partir de fontes de energia verde, assegurando, contudo, uma ligação à rede elétrica como medida de precaução, para garantir a operação contínua em situações de eventual indisponibilidade das fontes renováveis.

Ao longo do processo de produção do queijo, serão monitorizados os consumos de energia elétrica e térmica de todos os equipamentos. Esta análise permitirá avaliar os consumos associados a quatro sistemas principais: pasteurização, coagulação, cura e produção de energia elétrica.

O autor deste trabalho, em colaboração com o supervisor do estágio, foi responsável pelo dimensionamento do sistema e pela supervisão de toda a instalação, garantindo a implementação adequada de cada componente.

4.1 Dimensionamento teórico

4.1.1 Caldeira

Para determinar a potência necessária da caldeira, utilizou-se a equação (4.1) que representa o calor sensível. Através desta equação, conhecendo parâmetros como a quantidade de água e diferença de temperatura no depósito é possível obter a quantidade de calor necessário. No entanto o fator de tempo de aquecimento é importante uma vez que a caldeira não irá estar constantemente a produzir calor, desta forma a equação foi manipulada para adicionar o parâmetro de tempo, fazendo com que seja obtido uma potência, como na equação (4.2) [38].

$$Q_{Sensivel} = m_{\text{água}} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad [kJ] \quad (4.1)$$

Onde:

- m_{H_2O} - Quantidade de água [kg];
- c_p - Calor específico da água, de 4,185 [kJ/kg·K];
- ΔT - Diferença de temperatura [K].

$$P_{Caldeira} = \frac{Q_{Sensivel}}{t} \quad [kW] \quad (4.2)$$

Onde:

- t - Tempo [s].

4.1.2 Coletores solares

Para os coletores solares térmicos foi consultado o livro “*guia técnico manual solar térmico*” [19], e aplicado o método de cálculo apresentado.

Primeiro é necessário estabelecer a fração solar que consiste na taxa de calor produzida pelo sistema solar em relação as restantes fontes de calor como resistência ou caldeiras, e é calculado de acordo com equação (4.3),

$$F_{sol} = \frac{Q_s}{Q_s + Q_{ad}} \times 100 \quad [\%] \quad (4.3)$$

Onde:

- Q_s - Produção de calor solar [kWh];
- Q_{ad} - Aquecimento auxiliar necessário [kWh].

De seguida é necessário saber o consumo de água quente calculado pela equação (4.4). Neste caso, como o valor final precisa ser expresso em quantidade de energia por hora, aplica-se uma variação da equação original, ajustada para calcular a energia necessária com base na taxa de consumo (4.1).

$$Q_{aq} = V_{H_2O} \cdot c_{H_2O} \cdot \Delta T \text{ [kWh]} \quad (4.4)$$

Onde:

- V_{H_2O} - Volume de água [L];
- c_p - Calor específico da água, com 1,16 [Wh/kg·K];
- ΔT - Diferença de temperatura [K].

Conhecendo o valor da quantidade de calor necessário, é calculado a área dos coletores a instalar aplicando a equação (4.5), que é de acordo com a quantidade necessária de aquecimento, o local da instalação e o modelo de coletor que se pretende instalar,

$$A_{necessaria} = \frac{365 \text{ dias} \times Q_{aq} \times F_{solar}}{\eta_{sist} \times I_G} \text{ [m}^2\text{]} \quad (4.5)$$

Onde:

- η_{sist} - Eficiência média do sistema;
- I_G - Irradiação solar anual no local [kWh/m²].

De seguida é relacionada a área necessária com a área de um painel do modelo pretendido-. Desta forma é conhecido a quantidade a ser necessária a ser instalada.

4.1.3 Circuladores e tubagem

Para os circuladores, foi aplicado a equação (4.6) da potência hidráulica, que ao inserir os parâmetros de caudal e altura manométrica, permite determinar a potência necessária para que o equipamento tenha a capacidade de transportar a água para o local desejado considerando as perdas na tubagem [39],

$$P_{Hidraulica} = \rho \times \dot{m}_{H_2O} \times H \times g \text{ [kW]} \quad (4.6)$$

Onde:

- ρ - Densidade da água [kg/L];
- \dot{m}_{H_2O} - Caudal da água [kg/s];
- H - Altura manométrica [m];
- g - Aceleração gravítica [m/s].

Na tubagem será consultada uma tabela de acordo com o material a ser utilizado, e será estabelecido uma a perda de carga mínima de 10mbar e o intervalo de velocidade 0,8m/s a 1,2m/s. A tubagem entre equipamentos utilizado foi de cobre devido as temperaturas atingir, no entanto para as ligações a rede foi utilizado tubagem multicamada.

4.1.4 Refrigeração

Para o sistema de frio é necessário abordar o cálculo das cargas térmicas, o diagrama de Mollier utilizado para o cálculo do sistema de frio e o dimensionamento de equipamentos como evaporador, compressor, gás cooler e permutador, Segundo a metodologia utilizada no manual ASHRAE, é necessário calcular as cargas térmicas pela envolvente, as do produto, as por infiltração de ar e as internas.

A carga térmica pela envolvente consiste no calor que entra ou sai do espaço pelas superfícies das paredes e porta. Para calcular o seu valor é utilizado a equação (4.7) e são definidos parâmetros como a área da superfície, a diferença de temperatura entre o exterior e o interior da câmara e o coeficiente global de transmissão térmica [40].

$$\dot{Q}_{COND} = U \cdot A \cdot \Delta T [kW] \quad (4.7)$$

Onde:

- U – Coeficiente global de transmissão calor [$W/(m^2 \cdot ^\circ C)$];
- ΔT – Variação de temperatura [$^\circ C$] entre o ambiente exterior e interior;
- A – Área da envolvente perpendicular ao fluxo de calor imposto [m^2].

Para o cálculo do coeficiente global de transmissão de calor será aplicado a equação (4.8), que é uma inversão da resistência térmica fornecida pela parede, no entanto, neste caso o valor pretendido é a quantidade de calor a ser transferido para a câmara. A equação considera o calor transferido por convecção, entre a parede e o ar, o calor por condução, e o material que constitui o painel isotérmico ou parede da câmara. Para a convecção será considerado um coeficiente de convecção externo (h_{ext}) de $8,1 W/m^2 \text{ } ^\circ C$ e para interno (h_{int}) de $8 W/m^2 \text{ } ^\circ C$, que corresponde ao valor da convecção do ar sem velocidade, Para a condução é aplicado a condutibilidade térmica do painel e distribuído pela espessura do mesmo [40].

$$U = \frac{1}{R_t} = h_{ext} + \frac{k}{e} + h_{int} \quad (4.8)$$

Onde:

- R_t – Resistência térmica da parede [$m^2 \text{ } ^\circ C/W$];
- k – Condutibilidade térmica do material [$W/m \cdot K$];
- e – Espessura do isolamento [m].

As equações (4.7) e (4.8) são aplicadas a todas as paredes da câmara, ao teto e chão, conhecendo a quantidade calor transferido em cada superfície.

A carga térmica do produto consiste na potência necessária a fornecer ao alimento para que este atinja a temperatura de conservação desejada. Para o cálculo da carga térmica do produto é aplicada a equação (4.9) que considera a temperatura que o produto se encontra no início, a pretendida para conservação, a quantidade de produto a entrar e o calor específico, que traduz a quantidade de energia a fornecer por kg do produto [40].

$$\dot{Q}_{ARREF} = C_{pa} \times (T_i - T_a) \times \dot{m} [kW] \quad (4.9)$$

Onde:

- C_{pa} – Calor específico do produto antes do arrefecimento;
- T_i – Temperatura de entrada do produto [°C];
- T_a – Temperatura de conservação do produto [°C];
- \dot{m} – Caudal mássico de produto que entra por dia [kg/24h].

Outro fator a considerar é a infiltração de ar, que ocorre quando existe entrada de ar novo para a câmara, que devido à diferença de temperaturas e de teor de humidade ocorre um aumento do calor sensível e calor latente. Esta entrada de ar acontece quando se abre a porta da câmara frigorífica, quando a porta não está bem selada ou quando existem pequenas brechas em que o ar exterior pode entrar para a câmara frigorífica, é possível calcular o valor a partir da equação (4.10) [40].

$$\dot{Q}_{INF} = \dot{V}_{RENOV} \cdot E_{AR} [kW] \quad (4.10)$$

Onde:

- \dot{V}_{RENOV} - Caudal de renovação de ar (=NR x Vol,Cam)[m³/h];
- E_{AR} - Quantidade de calor devido ao ar infiltrado [kcal/m³].

Os termos da equação foram obtidos pela consulta das tabelas representadas na Tabela 4.1 e Tabela 4.2, retiradas do manual Handbook of air conditioning system design (1980) da empresa Carrier Global Corporation [40]:

Tabela 4.1 - Infiltrações de Ar, adaptado de [40].

Volume da câmara Frigorifica m ³	Renovações por 24h
5	44,4
8,5	34,5
10	29,5

Tabela 4.2 - Quantidade de calor devido ao ar infiltrado em função das condições interiores e exteriores, adaptado de [40].

Temperatura da câmara frigorifica		Volume da massa de ar m ³ /kg	Temperatura do ar exterior						
			+10°C	+20°C	+25°C	+30°C		+35°C	
°C	HR		90	70	60	50	60	50	60
+5	90	0,785	3,3	8,9	11,8	14,3	16,6	19,4	22
0	-	0,775	5,8	11,7	14,6	17,2	19,6	22,5	25,1
-10	-	0,748	10,8	17	20	22,7	25,1	28	30,8
-15	-	0,73	13,2	19,4	22,6	25,4	27,8	30,4	33,6
-20	-	0,72	15,4	21,6	25	27,8	30,3	32,8	36,2

Outro parâmetro necessário considerar é as cargas internas que consiste no calor emitido pela iluminação, ocupação e equipamentos elétricos. É calculada a partir da equação (4.11) [40].

$$\dot{Q}_{INT} = \dot{Q}_{OCUP} \cdot \dot{Q}_{ILUM} \cdot \dot{Q}_{EQUIP} \quad (4.11)$$

$$= \left(\frac{NHO}{24} \right) (NO \cdot E_{OCUP} + A \cdot E_{ILUM} + NE \cdot P_{MOT} \cdot ET_{MOT}) [kW]$$

Onde:

- \dot{Q}_{INT} - Carga térmica interna [kW];
- \dot{Q}_{OCUP} - Carga térmica devido á ocupação [kW];
- \dot{Q}_{ILUM} - Carga térmica devido á iluminação [kW];
- \dot{Q}_{EQUIP} - Carga interna devido ao equipamento [kW];
- NHO - Número de horas de ocupação;
- NO - Número de ocupantes;
- E_{OCUP} - Calor dissipado por cada ocupante [kW];
- NE - Número de equipamentos;
- P_{MOT} - Potência dos motores elétricos dos equipamentos;
- ET_{MOT} - Equivalente térmico do motor elétrico;
- E_{ILUM} - Potência da iluminação [kW].
- A – Número de equipamento de iluminação.

Utilizando a tabela da figura 4.2, será utilizado o calor equivalente por pessoa de acordo com a temperatura do espaço [40].

Table 7 Heat Equivalent of Occupancy

Refrigerated Space Temperature, °C	Heat Equivalent/Person, W
10	210
5	240
0	270
-5	300
-10	330
-15	360
-20	390

Note: Heat equivalent may be estimated by Equation (10).

Figura 4.2 - Calor dissipado por cada ocupante em função da temperatura [40].

Por último para calcular a potência frigorífica a instalar é necessário considerar o tempo de funcionamento do evaporador (TFE) e considerar um coeficiente de segurança (cs) para certificar que o equipamento a vir ser escolhido tenha uma margem de segurança de forma a contabilizar fatores inesperados e é utilizada a equação (4.12) que contém as diferentes cargas térmicas calculadas [40],

$$\dot{Q}_{FRIG} = (24/TFE)(\dot{Q}_{COND} + \dot{Q}_{ARREF} + \dot{Q}_{INF} + \dot{Q}_{INT}) \times cs + \dot{Q}_{Equip} [kW] \quad (4.12)$$

Para o dimensionamento do sistema de frio será utilizado o diagrama de Mollier, onde será desenhado o esquema do sistema de refrigeração para retirar as características necessárias dos diversos pontos do ciclo. O diagrama de Mollier consiste numa representação gráfica da relação das várias propriedades termodinâmicas de um fluido. Através do diagrama é possível conhecer valores de entalpia, pressão, temperatura, entropia e prever o estado do fluido de acordo com os parâmetros referidos.

O diagrama do sistema será elaborado com base em dez pontos, conforme mostrado na figura 4.3, que representa um esquema base do sistema de frio a ser dimensionado.

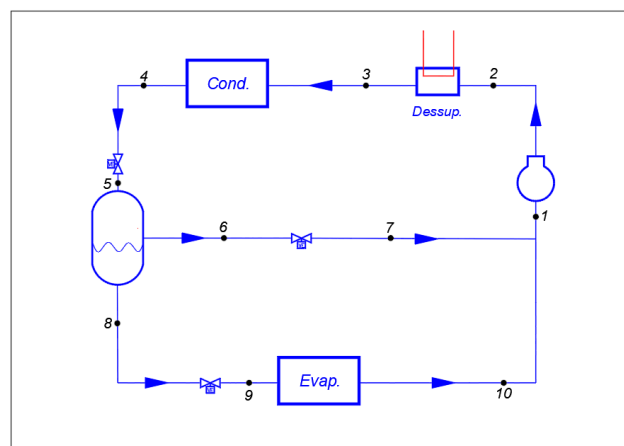


Figura 4.3 - Esquema de princípio do sistema de refrigeração [41].

No sistema será necessário efetuar um balanço à entrada do depósito e na interseção da linha do evaporador com a do depósito, antes do compressor para conhecer as características do ponto após a interseção, o balanço será realizado de acordo com a equação (4.13) [42].

$$\begin{aligned} \dot{m}_{total} \cdot h_1 &= \dot{m}_{depósito} \cdot h_7 + \dot{m}_{evap,} \cdot h_{10} \leftrightarrow \\ \leftrightarrow \dot{m}_{total} \cdot h_1 &= (\dot{m}_{total} - \dot{m}_{evap,}) \cdot h_7 + \dot{m}_{evap,} \cdot h_{10} \end{aligned} \quad (4.13)$$

Onde:

- \dot{m}_{total} - Caudal total de fluido no sistema [kg/s];
- h_x - Entalpia do ponto x [kJ/kg·K];
- $\dot{m}_{depósito}$ - Caudal de fluido a sair do depósito [kg/s];
- $\dot{m}_{evap,}$ - Caudal de fluido no evaporador [kg/s].

Para realizar o balanço no depósito, é necessário retirar as características dos pontos e conhecer o caudal no evaporador, aplicando a equação (4.14) do calor latente no evaporador a partir das características do ponto à entrada e à saída do equipamento. [42],

$$P_{evap,} = \dot{m}_{evap,} \times (h_9 - h_{10}) [kW] \quad (4.14)$$

Adicionalmente será também calculado teoricamente o ponto à saída do compressor utilizado o rendimento isentrópico (4.15) que corresponde as perdas termodinâmicas, no compressor [42],

$$\eta_s = \frac{W_{isentropico}}{W_{real}} = \frac{h_1 - h_{2s}}{h_1 - h_2} \quad (4.15)$$

Onde:

- η_s - Rendimento isentrópico;
- W_{real} - Trabalho real realizado pelo compressor [kW];
- $W_{isentropico}$ - Trabalho isentrópico realizado pelo compressor [kW].

Após conhecidas as características de todos os pontos será calculado a potência no gás cooler e no permutador, utilizando novamente a equação (4.16) do calor latente e será calculado o trabalho mínimo necessário do compressor de acordo com a equação do trabalho com a entalpia dos pontos do compressor [42],

$$W_{compr,} = \dot{m}_{total} \times (h_2 - h_1) [kW] \quad (4.16)$$

Por último é necessário calcular o coeficiente de performance do sistema que representa o desempenho teórico, utilizando a potência térmica do evaporador e o trabalho do compressor, desta forma é conhecido o fator de trabalho e carga térmica no sistema, quanto maior o valor, maior é a eficácia do sistema, calculado pela equação (4.17) [42].

$$COP = \frac{Q_{evap,}}{W_{comp,}} \quad (4.17)$$

Onde:

- $Q_{evap,}$ - Potência do evaporador selecionado [kW];
- $W_{comp,}$ - Trabalho do compressor selecionado [kW].

4.2 Dimensionamento dos equipamentos

O sistema foi dimensionado de acordo com as necessidades e informação transmitidas pelo cliente. O IPBeja forneceu alguns dos equipamentos uma vez que estes não estavam a ser utilizados. Os equipamentos foram o tanque de pasteurização, o tanque de coagulação, um depósito de acumulação de água e um circulador de água que serão referidos nos respetivos sistemas. Cálculos efetuados para o dimensionamento podem ser visualizado no Anexo A.

4.2.1 Sistema de Pasteurização

A pasteurização do leite deverá ser realizada a 63°C no tanque de pasteurização. Este será aquecido por água proveniente de um depósito de 500L que irá armazenar água a 70°C. Esta temperatura de conservação foi escolhida devido a grande parte das caldeiras não permitir atingir temperaturas acima de 80°C devido a questões de segurança do equipamento.

A água será aquecida pela caldeira e foi considerado que a água proveniente da rede virá a 15°C, o depósito terá de atingir os 70°C em 1h15, tempo necessário para aquecer toda a quantidade de água armazenada. Com as condições iniciais estabelecidas aplicou-se a equação (4.1) e foi considerado um coeficiente de segurança de 10% de forma a se ter uma margem de erro.

O depósito da pasteurização estará conectado também ao sistema de frio via um permutador para aproveitar o calor proveniente do fluido após a saída do compressor. Este irá funcionar sempre que o sistema de frio for ligado, desta forma o permutador será dimensionado após o sistema de frio também ter sido dimensionado.

Para a circulação de água entre a caldeira e o depósito, será instalado um circulador. Entre o depósito de pasteurização e o tanque será necessário instalar um circulador que realize o transporte de água entre o dois. Considerou-se uma altura manométrica de 20m, para que a instalação do tanque pudesse ser em qualquer lugar do espaço fornecido. Para o caudal a entrar na pasteurização foi estabelecido pelo dono da obra que seria necessário ter 1000L/h (0,28kg/s) no mínimo. Aplicado a equação (4.6), foi obtido um valor mínimo de potência de 54,50W.

Com os requisitos de cada equipamento calculados procedeu-se a escolha de equipamentos. Para a caldeira foi contactada a empresa ECOFOREST e foi requisitado a caldeira modelo Cantina Nova 30 kW, representada na figura 4.4, esta é a mais próxima das necessidades calculadas e que consegue utilizar os três tipos de combustíveis que se pretende utilizar. A caldeira tem incorporado um circulador, da marca WILO, modelo Stratos PARA 25 1-9, com a potência de 90 W e caudal máximo de 1,39 L/s, As características da caldeira e do circulador podem ser consultadas no Anexo C.1.

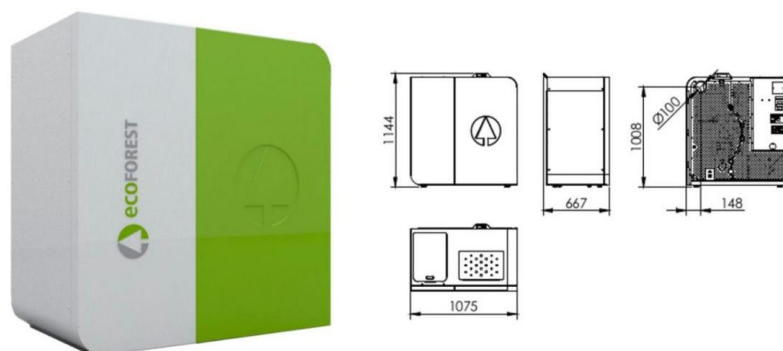


Figura 4.4 - Caldeira Cantina Nova 30 kW [43].

Para o depósito foi utilizado como já referido um equipamento já existente no instituto representado na figura 4.5. O circulador entre o depósito de pasteurização e o tanque, foi seleccionado de acordo com o caudal necessário, o equipamento escolhido foi o circulador da marca GRUNDFOSS, modelo MAGNA3 25-80, de 116 W com caudal máximo de 0,28 L/s. As suas características podem ser consultadas no Anexo C.4.



Figura 4.5 - Depósito de 500L VIEIRINOX.

Para o dimensionamento da tubagem recorreu-se ao manual da mapress [44], que contém uma tabela para dimensionamento de tubagem. A partir do caudal máximo possível a ser fornecido pelo circulador é seleccionada a tubagem de acordo com os parâmetros referidos na equação (4.6).

Na Tabela 4.3 é possível visualizar os valores do catálogo e retirar que para um caudal de 0,28 kg/s a tubagem deverá ser DN20, no entanto devido a empresa instaladora apenas trabalhar com DN25 ou DN32, uma vez que estes diâmetros partilham acessórios, foi optado por instalar tubagem DN25. Para a tubagem entre a caldeira e o depósito foi instalado DN40 devido a não ser possível utilizar DN32.

Tabela 4.3 - Tabela de quebra de pressão em água potável, adaptado de [44].

		Medida nomin,				Diâmetro ext, do tubo x Espessura da parede										
da x s [mm]		15 x 10		18 x 10		22 x 1,2		28 x 1,2		da x s	35 x 1,5		42 x 1,5		54 x 1,5	
di [mm]		13,0		16,0		19,5		25,6		di [mm]	32,0		39,0		51,0	
Diâm, nomin,		DN 12		DN 15		DN 20		DN 25		Diâm, nomin,	DN 32		DN 40		DN 50	
Máx, de circulaçã o V _s		R	V	R	V	R	V	R	V	Máx, de circulaçã o V _s	R	V	R	V	R	V
L/s		mbar	m	mbar	m	mbar	m	mbar	m	L/s	mbar	m	mbar	m	mbar	m
		m	s	m	s	m	s	m	s		m	s	m	s	m	s
0,05		2,2	0,4	0,8	0,2	0,3	0,2	0,1	0,1	0,2	0,3	0,2	0,1	0,2	0,0	0,1
0,10		7,3	0,8	2,7	0,5	1,1	0,3	0,3	0,2	0,4	1,1	0,5	0,4	0,3	0,1	0,2
0,15		14,8	1,1	5,5	0,7	2,1	0,5	0,6	0,3	0,6	2,3	0,7	0,9	0,5	0,3	0,3
0,20		24,5	1,5	9,1	1,0	3,5	0,7	1,0	0,4	0,8	3,8	1,0	1,5	0,7	0,4	0,4
0,25		36,2	1,9	13,5	1,2	5,1	0,8	1,4	0,5	1,0	5,7	1,2	,2	0,8	0,6	0,5
0,30		50,0	2,3	18,6	1,5	7,1	1,0	2,0	0,6	1,2	7,9	1,5	3,1	1,0	0,8	0,6
0,35		65,6	2,6	24,3	1,7	9,3	1,2	2,6	0,7	1,4	10,3	1,7	4,0	1,2	1,1	0,7

4.2.2 Sistema coagulação

No sistema de coagulação é necessário aquecer o leite até uma temperatura de 32°C que será efetuado a partir de um depósito solar com água a 40°C, que receberá água da rede a 15°C. Este depósito é aquecido pelo conjunto de coletores solares que serão instalados no telhado do edifício. Devido a utilização de coletores solares, o depósito terá de conter um permutador onde circula a água com glicol. No dimensionamento dos coletores será considerado que estes vão fornecer toda a energia térmica, sem auxílio de uma resistência, e aplicando a equação (4.3) é obtido o valor de 1 para a fração solar. Utilizando a equação (4.4) e considerando um depósito de 300L é calculado o valor de 8,70kWh para a potência térmica necessária que o sistema solar terá de produzir. Para calcular a área necessária é preciso saber a radiação solar anual no local. Utilizando o website Solargis, é possível retirar o mapa da figura 4.6 com a irradiação em Portugal.



Figura 4.6 - Mapa da radiação em Portugal [45].

Do mapa anterior foi retirado o valor de 1900 kWh/m² de radiação em Beja. Para o rendimento de coletor foi considerado o valor de um modelo existente da marca Vulcano, o modelo FKC-2S com um rendimento ótico de 0,766 e uma área de absorvedor de 2,18m². A área necessária calculada a partir da equação (4.5), obtendo um valor de área mínima de 2,18m², como este valor é igual a área de absorvedor foi escolhido instalar dois coletores deste modelo, representado na figura 4.7.

O circulador no sistema solar será também da marca Vulcano, específico para este tipo de aplicação e retirado do catálogo. O modelo será o AGS 10-2, as características do circulador, do coletor solar e do depósito W 300 EP C, podem ser consultadas no Anexo C.2.



Figura 4.7 - Coletor solar FCK-2S [46].

Na coagulação é necessário existir um circulador que irá manter a água dentro do tanque em movimento, para este processo escolheu-se utilizar o circulador já existente no IPBeja, representado na figura 4.8, devido ao tanque a ser utilizado ser aberto. Este tem um caudal de 45L/min (0,75 kg/s).



Figura 4.8 - Circulador ROVER POMPE, BE-M25.

Para a tubagem do sistema solar foi utilizado o documento do circulador a ser instalado, que fornece uma tabela para o dimensionamento da tubagem. A partir desta tabela foi retirado a tubagem de DN15 que corresponde a uma altura de 16 a 20m e a dois coletores.

No caso da tubagem para a circulação do tanque foi utilizado mais uma vez a tabela da mapress, obtendo uma tubagem de DN32.

4.2.3 Câmara para a cura do queijo

Para dimensionar os equipamentos de frio para o processo de cura do queijo é necessário conhecer a potência térmica a retirar do espaço e as características da câmara, que estão representadas na figura 4.9. Aplicando as equações (4.7), (4.9), (4.10), (4.11), é obtida a carga térmica a retirar da câmara e com a equação (4.12) a potência necessária que o evaporador a instalar.

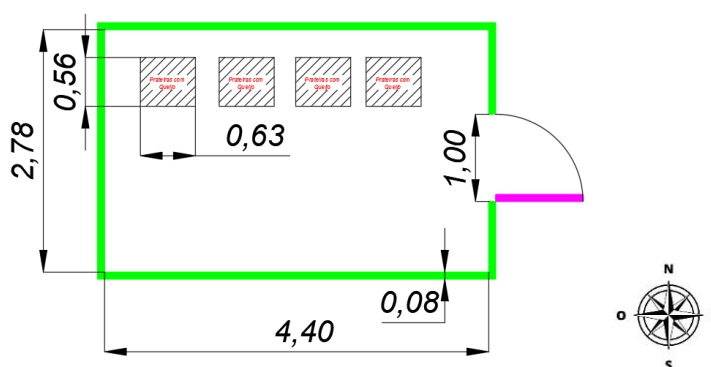


Figura 4.9 - Esquema da câmara de cura do queijo (dimensões em metros) [41].

A câmara está dentro de um edifício de betão sem contacto direto com o sol. O espaço tem uma área de $12,23\text{m}^2$, pé direito de $2,32\text{m}$, tem teto com painel e não tem isolamento de solo. Serão colocados 4 carrinhos, como os da figura 4.10, cada carrinho tem 10 prateleiras que podem conter vários queijos, dependendo do produzido.



Figura 4.10 - Carrinho dos queijos para a cura.

Para as condições exteriores, uma vez que está dentro de um edifício, considerou-se uma temperatura de 30°C. Além disso, como a câmara não está exposta diretamente ao sol, não é necessário adicionar a radiação direta.

Para as condições interiores são de acordo com os requerimentos do produtor, que será o IPBeja,

- 1º fase $T_{\text{conservação}} = 8$ a 10°C e HR = 95 a 100%;
- 2º fase $T_{\text{conservação}} = 10$ a 12°C e HR = 85 a 90%.

O painel sandwich em causa é constituído por duas chapas metálicas perfiladas, unidas por um núcleo de espuma rígida de polisocianurato (PIR) e espessura de 80mm, De acordo com Purever [47], painéis com esta espessura tem uma transmissão térmica de 0,27 W/m²K.

4.2.4 Cargas térmicas do espaço

Para cada parede e teto foi utilizado a equação (4.7), para o chão, a equação foi aplicada em conjunto com a equação (4.8), de forma a se obter o valor total da carga térmica pela envolvente para cada superfície. Foi considerado a temperatura interior na pior situação que corresponde à primeira fase da cura do queijo. No caso do solo, este mesmo não tendo isolamento tem uma temperatura inferior, foi considerado 16°C e adicionalmente devido à parede oeste estar encostada em betão, a troca de calor foi considerada desprezável.

Na tabela 4.4 é possível verificar a carga térmica em cada superfície da câmara e o total.

Tabela 4.4 - Características térmicas da câmara de cura.

Superfície:	Norte	Sul	Este	Oeste	Solo	Teto
T _{out} (°C)	30	30	30	-	16	30
T _{in} (°C)	8	8	8	-	8	8
ΔT	22	22	22	-	8	22
A (m ²)	6,45	6,45	10,21	-	12,23	12,23
U (W/m ² ·°C)	0,27	0,27	0,27	-	0,27	0,27
Q̇ (W)	38,31	38,31	60,64	-	792,63	72,66
	$\dot{Q}_{total} = \sum \dot{Q}_{superficie} = 1,00 \text{ kW}$					

No cálculo da carga térmica do produto é necessário saber a quantidade dentro da câmara e a temperatura de entrada. Para a temperatura de entrada será considerado 24°C, uma vez que este é feito no local da câmara, numa zona não climatizada e a quantidade irá corresponder a quatro carrinhos com 10 queijos cada. Para as propriedades do produto foi consultado e retirado um calor específico para o queijo de 3,3kJ/(kg·K) [48].

Considerando que cada queijo tem cerca de 600g e são 40 queijos, a câmara terá 24kg de queijo por dia. Substituindo estes valores na equação (4.9) é obtido o valor de 15W de carga térmica pelo produto.

Para a aplicação da equação (4.10), que corresponde as cargas térmicas por infiltração, devido a câmara ter 28,30m³ terá 17,5 renovações de ar, que multiplicando pelo volume da câmara fornece o caudal de 20,69m³/h de ar novo no espaço.

Para a quantidade de calor no ar exterior foi considerado a temperatura referida e uma humidade relativa de 60%, o valor obtido para o calor do ar exterior foi de 16,6kcal/m³. Com estes valores é obtido uma carga térmica devido à infiltração de ar de 0,399kW.

É necessário ainda considerar as cargas internas, para este cálculo foi considerado que haveria uma pessoa na câmara quando necessário verificar o estado do queijo, a iluminação a instalar, que serão duas luminárias LED com 36W, no entanto devido a serem de LED, a sua potência será desprezada. Foi escolhido um humidificador centrífugo, este tem uma entrada de água com um disco rotativo ou rotor. O funcionamento consiste em ejetar a água no centro do disco que depois por ação centrífuga, é lançada em gotículas nas extremidades, estas gotículas são suficientemente pequenas para evaporar rapidamente e aumentar a humidade relativa ambiente, este dispositivo será ligado a uma sonda de humidade a ser instalada na entrada de ar do evaporador.

Foi escolhido o equipamento da marca CAREL, modelo Minidisk 10, representado na figura 4.11, com uma potência de 31W, restantes características podem ser consultadas no Anexo C.5.



Figura 4.11 - Humidificar Minidisk 10, CAREL [49].

Devido a potência do motor do humidificador ser baixa e devido a este não trabalhar constantemente considerou-se desprezável a carga térmica libertada pelo equipamento. A partir da figura 4.2, foi retirado que numa câmara a 8 °C uma pessoa terá um calor equivalente de 222W. Adicionando estes valores e considerando a ocupação dentro da câmara não será superior a uma hora, o valor calculado para as cargas térmicas internas utilizando a equação (4.10) foi de 9W.

Por último para calcular a potência frigorífica a instalar é necessário considerar o tempo de funcionamento do evaporador e considerar um coeficiente de segurança. Para o tempo de funcionamento será considerado 18h e o coeficiente de segurança de 1,10. Aplicando a equação (4.12) é obtido um valor de 2,09 kW necessário no equipamento a instalar.

4.2.5 Sistema de refrigeração

Com as necessidades calculadas procedeu-se ao sistema de frio, o qual será constituído pelos elementos essenciais, evaporador, compressor, gás cooler, depósito, válvula de expansão e restantes acessórios para o bom funcionamento. Adicionalmente será instalado um permutador que trocará calor com o sistema da pasteurização para fornecer apoio ao aquecimento do depósito de água.

O sistema será a CO₂ com uma temperatura de condensação de 40°C e à pressão de 100bar devido às altas temperaturas que podem ser atingidas em Beja. Para a temperatura de evaporação foi considerado uma diferença de 4K entre o evaporador e o espaço. Para não existir líquido à entrada do compressor será aplicado um sobreaquecimento de 10°C à saída do evaporador.

A partir da potência necessária a retirar, foi dimensionado o evaporador. Foi utilizado o catálogo da Centauro e escolheu-se um evaporador do tipo duplo fluxo para obter uma melhor uniformidade da temperatura dentro da câmara. Para o dimensionamento a partir do referido catálogo, é necessário calcular a capacidade do modelo para as condições que se pretende, devido aos valores apresentados serem de testes a 2°C com uma diferença de temperatura de 8°C. A partir da tabela na figura 4.12 foi retirado o fator de para calcular a potência do equipamento nas condições pretendidas. Outro fator a ter em conta é o material da tubagem do evaporador, como neste caso será alumínio e este é o material utilizado em testes não é necessário aplicar fator.

DF - DFL CO ₂							
RC _m	DT _m [K]						
	10	9	8	7	6	5	4
+5	1,352	1,217	1,082	0,947	0,813	0,707	0,588
+2	1,250	1,125	1,000	0,893	0,772	0,665	0,539
TC [°C]	0	1,188	1,069	0,950	0,830	0,710	0,609
-15	1,018	0,918	0,830	0,730	0,640	0,539	0,434
-20	0,963	0,867	0,770	0,660	0,583	0,490	0,393
-25	0,950	0,854	0,764	0,649	0,567	0,476	0,385

Figura 4.12 - Tabela com fatores de capacidade, CENTAURO [50].

O fator utilizado foi de 0,588, e o equipamento selecionado foi o modelo DF5010 CO₂, devido a ser o mais perto da potência calcula e devido à maior superfície quando comparado com o modelo anterior, desta forma será possível obter um melhor controlo da humidade dentro da câmara. As principais características do evaporador podem ser consultadas na tabela 4.5 e as restantes características no Anexo C.5.

Tabela 4.5 - Características do Evaporador [50].

Características evaporador: DF 5010 CO ₂ – ES	
Potência*	2,30 kW
Dimensões (C x L x A)	720mm x 836mm X 868mm
Peso	28 kg
Nº Ventiladores	2



* Potência corrigida,

Para se calcular a potência do gás cooler, do compressor e restantes equipamentos é necessário conhecer as características de todos os pontos do sistema. Numa primeira abordagem será considerado um rendimento isentrópico de 80% e que não existem perdas na tubagem. Foi considerado o esquema e pontos de acordo com a figura 4.3, para os pontos em que a mudança foi de pressão não existe alteração da sua entalpia apenas de pressão e conseqüentemente de temperatura, como é o caso dos pontos 5, 7 e 9. Para o ponto de interseção entre a linha do depósito e o evaporador é preciso efetuar um balanço de caudal, no entanto é necessário conhecer o caudal total e o do evaporador, calculados aplicando as equações (4.13) e (4.14).

Com estas características e a partir do diagrama de Mollier são conhecidas as características dos pontos do sistema, como é possível verificar na tabela 4.6 e figura 4.13 com o diagrama de Mollier feito com o software COOLERSELECTOR2.

Com as considerações anteriores e aplicando a equação (4.15) é obtido um valor de caudal máximo no sistema de 0,019 kg/s, no evaporador de 0,010kg/s, e as características dos diversos pontos do sistema de refrigeração

Tabela 4.6 – Pontos do sistema de refrigeração e respectivas características.

Pontos	Temperatura (°C)	Pressão (Bar)	Entalpia (kJ/kg·K)
1	6,71	38,69	433,82
2's*	80,94	100,00	471,59
2	85,85	100,00	481,03
3	80,00	100,00	469,88
4	40,00	100,00	313,65
5	5,39	40,00	313,65
6	5,39	40,00	427,12
7	4,00	38,69	427,12
8	5,39	40,00	213,82
9	4,00	38,69	213,82
10	10,00	38,69	439,71

*Ponto com as características com o rendimento isentrópico igual a 100%

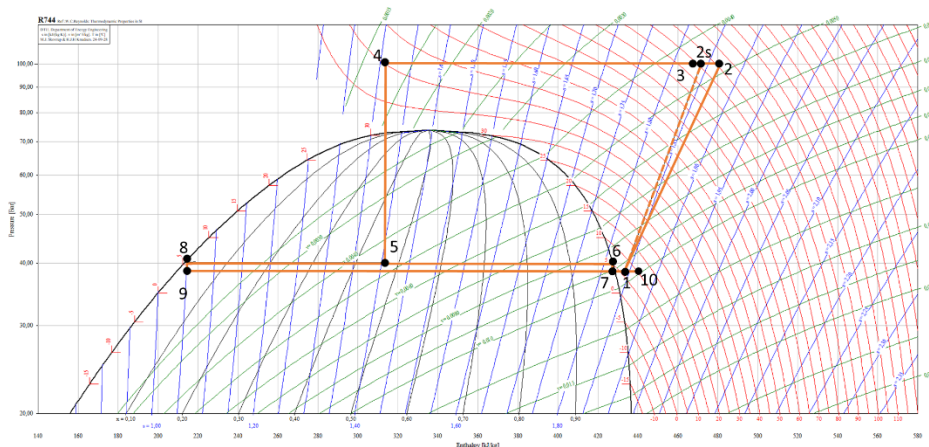


Figura 4.13 - Diagrama de Mollier do sistema frigorífico teórico, coolpack [51].

Para o valor do gás cooler foi obtido uma potência de 2,99 kW, para o compressor de 0,90 kW.

Antes de se dimensionar as válvulas e tubagem é necessário saber a distância entre equipamentos. O evaporador será instalado no centro da câmara com a saída e entrada da tubagem direcionada para a parede encostada ao betão representado na figura 4.14, do lado oposto é onde será instalado o gás cooler, compressor e permutador.

A distância entre evaporador e compressor é de 5m. Para o gás cooler a distância não será superior a 1m e do gás cooler para o depósito será a mesma. Do depósito para o evaporador volta a ser os 5m.



Figura 4.14 - Local para instalação de gás cooler, compressor e depósito.

A partir do software da DANFOSS foi dimensionada as válvulas e tubagem. No software é fornecida uma opção para sistema transcritico onde é possível selecionar cada ligação no sistema. O software utiliza as características do sistema como temperatura do evaporador, pressão no depósito e temperatura de condensação para fornecer a informação de qual o tamanho ideal da tubagem, da válvula ou acessórios que se pretende utilizar

O sistema base do software tem dois compressores, o de baixa e média pressão, como neste projeto apenas existe média pressão, a potência do sistema de baixa será 0 kW de forma a o software não considerar. Os parâmetros selecionados foram de acordo com os apresentados na figura 4.15. A tubagem a instalar será cobre k65 devido a ser o material utilizado pela empresa HIPERFRIO que irá realizar a instalação do equipamento de frio. Outra consideração foi a distância entre compressor e gás cooler, depósito e gás cooler, foi inserido valor de meio metro (0,5) para distancia da tubagem para contabilizar curvas e T's.

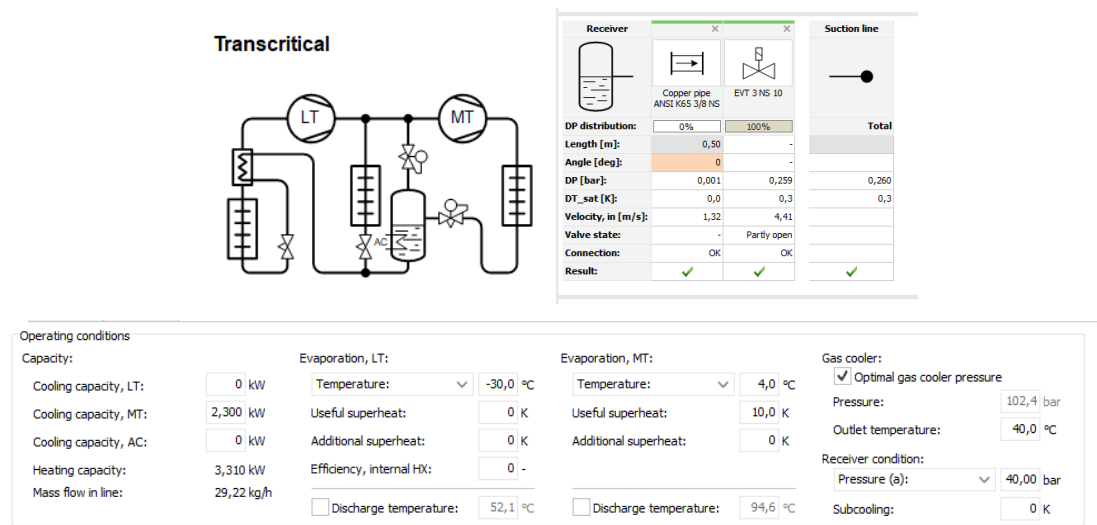


Figura 4.15 - Dimensionamento tubagem e válvulas [51].

Utilizando estes parâmetros o dimensionamento da tubagem foi realizado, selecionando *3/8" para linha de líquido* (compressor, gás cooler, depósito) e *1/2"* para a linha de aspiração (evaporador e depósito até compressor). A utilização do software e todo o dimensionamento pode ser verificado no Anexo C.5 – Sistema de Refrigeração. As válvulas dimensionadas foram 3 solenoides conforme ilustrada na figura 4.16, para a linha do evaporador, entrada e saída do depósito.



Figura 4.16 – Válvula termostática TC, Válvula Solenoide AKV e EVT [51].

Com estes parâmetros determinados contactou-se a empresa SCM Frigo, que fornece unidades condensadoras. Com base na temperatura exterior, temperatura da câmara e a potência é possível escolher a unidade adequada de acordo com as necessidades do sistema. Este equipamento contém depósito, compressor e restantes acessórios implementados, sendo necessário apenas realizar a ligação ao permutador e ao evaporador.

Com todos os parâmetros de dimensionamento calculados foi escolhido a unidade condensador para CO₂ UMT T 030 MTDX com as seguintes características apresentadas na tabela 4.7.

Tabela 4.7 - Características da unidade condensadora [52].

CARACTERÍSTICA UNIDADE CONDENSADORA: UMT T 030 MTDX	
POTÊNCIA FRIGORIFICA*	3,143 kW
POTÊNCIA COMPRESSOR	2,81 kW (marca CAREL)
COP	1,79
DEPÓSITO	2 x 2,4L (4,8L)
DIMENSÕES (C X L X A)	1526mm x 620mm X 805mm
PESO	150 kg
Nº VENTILADORES X DIÂMETRO	1 x 500



*Temperatura ambiente +40°C, temperatura de evaporação -10°C,

Para o permutador de calor, que irá fornecer suporte ao sistema de pasteurização e para a respetiva bomba, realizou-se uma balanço de potências utilizando a equação (4.18), de forma a calcular o caudal necessário a se fornecer no sistema de água e respetivamente a potência da bomba.

$$P_{H_2O} = P_{CO_2} \leftrightarrow \dot{m}_{H_2O} \cdot cp_{H_2O} \cdot \Delta T = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_2 - h_3) \leftrightarrow \dot{m}_{H_2O} = \frac{\dot{m}_{CO_2} \cdot (h_2 - h_3)}{cp_{H_2O} \cdot \Delta T} \quad (4.18)$$

Foi então calculado para o pior caso considerado que seria água a sair do permutador a 80°C, obtendo um caudal de 0,005kg/s de água.

Com este valor de caudal foi dimensionada a potência necessária a ter no circulador, aplicando uma altura manométrica de 20m e a equação (4.6), obtendo o resultado de 1,00W. A mesma empresa que forneceu a unidade condensadora forneceu o permutador adaptado a situação. O escolhido foi de placas, como apresentado na figura 4.17, devido ao tamanho e fácil instalação. As características do permutador e restantes equipamentos do sistema de refrigeração estão disponíveis no Anexo C.5.

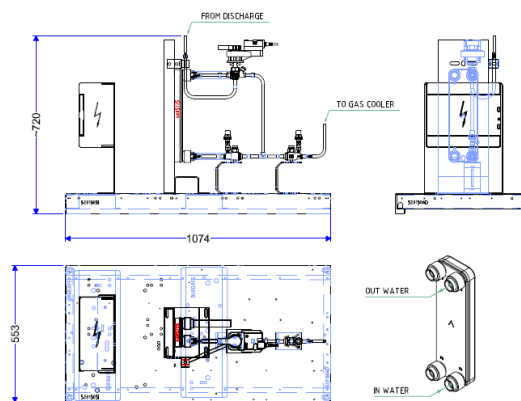


Figura 4.17 - Ilustração do permutador de calor [53].

Para a circulação será utilizado um circulador da marca GRUNDFOS, modelo ALPHA 1 25-80 com um caudal máximo de 0,21 L/s e potência de 50W, que é o modelo mais baixo disponível. A consulta das características específicas do circulador pode ser realizado no Anexo C.4.

Para a permuta foi dimensionado a tubagem da mesma forma que a tubagem nos casos anteriores, o valor obtido na tubagem foi DN20, no entanto foi instalado tubo DN25 pela mesma razão que no caso da pasteurização.

Com os equipamentos escolhidos e para avaliar o desempenho teórico do sistema foi calculado o coeficiente de desempenho, com base na capacidade do evaporador e o trabalho do compressor selecionados utilizando a equação (4.19).

$$COP_{real} = \frac{Q_{evap.}}{W_{comp.}} = 2,55 \quad (4.19)$$

4.2.6 Phase changing material

De forma a diminuir o consumo elétrico do evaporador e consequentemente o tempo de funcionamento do compressor será inserido na câmara acumuladores com PCM.

Devido a existirem as duas fases foi escolhido ter dois tipos, um para 8°C e outro para 10°C. Foi contactada a empresa Rubitherm que forneceu as características e 20kg de cada tipo de PCM, estes foram o RT8HC e RT10HC em acumuladores do tipo R2, como os da figura 4.18.

O objetivo com a utilização do PCM é de ao colocar os acumuladores dentro da câmaras os PCM mudem de fase para solido enquanto o evaporador funciona e aumentar o tempo de não funcionamento do sistema frio ao manterem a temperatura dentro da câmara no intervalo delimitado ao realizar o processo contrário. O PCM será introduzido entre prateleiras com queijo e o seu efeito será medido a partir da redução de consumo elétrico do sistema de frio. A característica dos PCM pode ser consultadas no Anexo C.7.

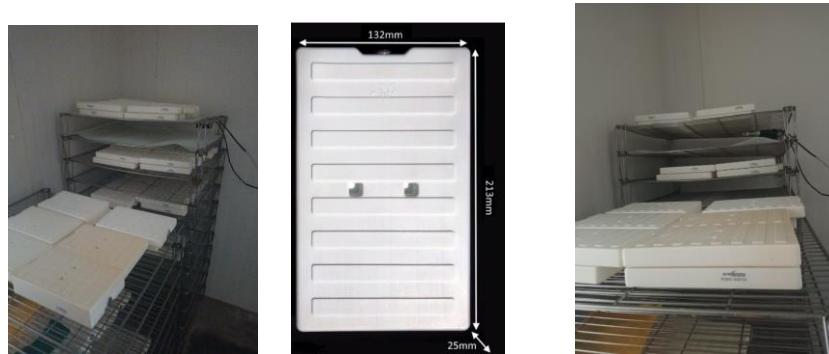


Figura 4.18 - PCM em carrinhos de queijo e modelo R2 [54].

4.3 Sistema produção de energia

Para o dimensionamento dos painéis solares e aerogerador, foi calculado o consumo de todos os equipamentos de acordo com as suas características e tempos de funcionamento. Os processos de pasteurização e coagulação serão realizados uma vez em cada trinta dias e foi considerado que não terão uma duração superior a 2h em conjunto. Apenas os circuladores da caldeira e dos painéis solares terão tempos diferentes devido ao seu funcionamento. A caldeira terá de trabalhar 2h15 devido ao tempo para aquecer a água e para os coletores, o circulador trabalha sempre que a temperatura no depósito baixa, desta forma foi considerado 12h. O sistema de frio, devido a cura do queijo ser quinze dias para cada fase, resultando em trinta dias de funcionamento em que o evaporador e consequentemente o compressor trabalham, foi então considerado um tempo de trabalho de 18h.

Os ventiladores do evaporador estarão em funcionamento constantemente para manter a circulação do ar. O tempo de funcionamento do humidificador será de 2h uma vez que este liga durante breves momentos quando a humidade baixa a partir do valor da fase em que se encontra o produto. Adicionalmente é considerado uma misturadora para a pasteurização que trabalhará o mesmo tempo que o processo e o sistema de apoio ao depósito de pasteurização irá trabalhar sempre que o sistema de frio está ligado, desta forma terá o mesmo tempo de funcionamento.

Na tabela 4.8 é possível verificar todas as potências e horas de funcionamento consideradas. Os valores utilizados do consumo serão os máximos de cada equipamento escolhido de forma a se conhecer o consumo no pior caso possível.

Tabela 4.8 - Consumo de cada equipamento e tempo de funcionamento.

<i>Equipamento</i>	<i>Potência (W)</i>	<i>Horas de funcionamento</i>
<i>Circulador Caldeira</i>	90,00	2h15
<i>Circulador Pasteurização</i>	116,00	2h
<i>Misturador Pasteurização</i>	22,00	2h
<i>Circulador Painéis solares</i>	15,00	12h
<i>Circulador Coagulação</i>	480,00	2h
<i>Circulador Permuta</i>	50,00	18h
<i>Ventilação Evaporador</i>	68,00	24h
<i>Unidade Condensadora</i>	2810	18h
<i>Humidificador</i>	31,00	2h
<i>Lâmpada</i>	72	1h

Ao somar estes valores e multiplicando pelos dias do processo é conhecido que o consumo em um mês, que equivale a um teste, é de 1604,22 kWh.

Para o dimensionamento dos painéis o fotovoltaico e aerogerador contactou-se a empresa Energias da Terra, que dimensionou os equipamentos no Anexo C.3 de acordo com os consumos dos equipamentos. De forma a se conhecer o método foi falado com a empresa e fornecido a seguinte explicação para o dimensionamento.

Para o número de painéis necessários a instalar foi considerado a potência máxima do sistema em um dia de produção, sendo esta igual a 54,86 kWh e aplicou-se um fator de 15%, resultando em 63,09 kWh. Com este parâmetro e a partir do software utilizado pela empresa, para fornecer a energia necessária e dimensionado para o pior caso sendo este no mês de dezembro onde se têm menos radiação, o número de painéis necessários é de quarenta. O modelo de painel apresentado foi o Hiku6 mono Perc 545MS, em que será instalado uma potência de pico de 21 800W_p.

O dimensionamento da quantidade de painéis em serie e paralelo é realizado de acordo com o inversor da SolaX power, o modelo X1 - Hyride – 3.7, representado na Figura 4.19, este equipamento foi o sugerido pelo software da empresa. Este inversor tem uma tensão de circuito fechado máxima ($V_{inv\ max}$) de 600V. Com este valor e com o valor da tensão máxima em circuito fechado do painel (V_{PV}) é determinado o número de painéis em series máximos possível de acordo com a equação (4.20).

$$n^{\circ}_{\text{painéis em serie}} = \frac{V_{inv\ max}}{V_{PV}} = \frac{600}{41,5} = 14,46 \quad (4.20)$$

Onde:

- $V_{inv\ max}$ - Tensão de circuito fechado máxima no inversor;
- V_{PV} - Tensão máxima em circuito fechado do painel.

O princípio de funcionamento do painel será de acordo com o maior valor da tensão possível, para que o painel trabalhe com uma corrente mais baixa. Os painéis serão instalados em 4 filas/strings cada uma com 10 painéis. É possível fazer a instalação com 4 strings de painéis devido ao referido anteriormente e devido ao inversor ter 2 entradas MPPT (Maximum power point tracking) em que cada uma pode ter 2 strings. O MPPT contém o algoritmo do inversor que realiza a gestão de corrente e tensão de acordo com os sistemas em que está conectado.



Figura 4.19 – Inversor SolaX power, o modelo X1 - Hyride – 3,7 [55].

Para o dimensionamento do aerogerador a empresa apresentou o equipamento da ISTARBREEZE, modelo i -500, com uma potência máxima de 500W, uma velocidade de arranque de 3 m/s e velocidade ótima de 12,5 m/s.

Uma vez que em Beja a velocidade média mais baixa do vento é 3,58 m/s é esperado que o aerogerador irá estar quase sempre a produzir alguma energia quando existe vento [56]. É previsto que ao utilizar este modelo seja produzido cerca de 160W em média, devido a velocidade média em Beja ser 4,00 m/s, o objetivo deste equipamento é estar sempre que possível a carregar as baterias ou a fornecer energia ao sistema.

Para os acumuladores foi apresentado o equipamento Triple Power, modelo T-BAT H 5,8, apresentado na figura 4.20, e que seriam instalados três destes equipamentos. O seu dimensionamento foi de acordo com a potência consumida pelo sistema durante horas noturnas.



Figura 4.20 - Acumulador Triple Power, modelo T-BAT H 5,8.

4.3.1 Controlo e sensores

Com todo o sistema de produção, de cura e de energia é necessário ter em conta o controlo dos equipamentos. Devido ao compressor e humidificador serem marca CAREL todo o sistema de controlo também foi escolhido ser da mesma marca devido a compatibilidade. Foram inseridos catorze sensores de temperatura (NTC 50T105) e seis sensores de energia (Emeter3SE), para o evaporador cinco sensores, contando com o sensor de humidade.

O propósito da posição dos sensores de temperatura é de medir e controlar a temperatura dentro dos depósitos, a temperatura de chegada aos tanques, de saída dos equipamentos de aquecimentos e a temperatura dentro dos tanques para certificar que está nas condições desejadas. Adicionalmente existe também os sensores de entrada e saída de ar no evaporador, o sensor na linha de aspiração do evaporador para controlo da válvula solenoide e o sensor dentro da câmara para controlo de humidade.

Para os sensores de potência três foram utilizados no sistema de produção de energia, com o objetivo de quantificar quanto esta a ser produzido pelos painéis e aerogerador. Adicionalmente existe um sensor na energia proveniente da rede para saber se o sistema está a ser independente da rede ou quanto é que está a retirar como apoio ao sistema e foi também instalado um sensor à saída do quadro dos painéis para se conhecer o a quantidade de energia a ser fornecida ao sistema. Por último existe um sensor para cada sub sistema, um para o conjunto de circuladores da pasteurização, excluindo o da permuta que terá o seu próprio, outro para o conjunto de circuladores da coagulação e um para o sistema de frio. Desta forma serão conhecidos os consumos de cada sistema separadamente.

No total existem vinte e cinco sensores, mais o controlo do sistema de frio. Foi escolhido instalar o controlador MiniBoss que contém cinquenta entradas, suficiente para o sistema todo e para futuramente outros, caso necessário. Este controlador irá estar dentro do quadro elétrico, ligado a um Ultracella (ou quadro de câmara), este será agrupado com um Power Module que contém os disjuntores para proteção do Ultracella e o EVD module que faz o controlo da válvula solenoide, o conjunto irá ser instalado a porta da câmara conforme representado na figura 4.21.

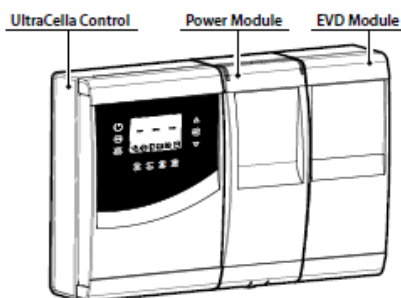


Figura 4.21 - Ilustração de conjunto de controlador [57].

Para o quadro elétrico do sistema foi consultado a empresa Hiperfase para realizar o dimensionamento de acordo com todos os equipamentos e controlo a realizar. As características do quadro e do controlo podem ser consultadas no Anexo C.6.

4.4 Instalação dos equipamentos

Na instalação é onde se encontram os obstáculos em conjunto com alterações de último momento e nesta obra não foi diferente. O primeiro obstáculo encontrado foi por onde passar a tubagem dos coletores solares, devido a não ser possível furar o teto do edifício, uma vez que está com gravilha. A solução encontrada foi utilizar um furo já existente no local e que visava permitir a exaustão de gases de escape, no entanto como não estava a ser utilizado foi aproveitado para passar a tubagem como é possível verificar na figura 4.22. Esta chaminé foi também utilizada para montar o suporte do aerogerador, uma vez que se este fosse instalado no betão, as vibrações desgastariam a parede fazendo com que o aerogerador caísse.

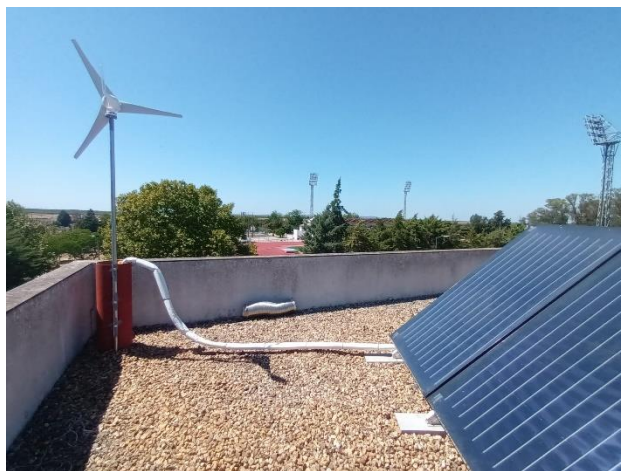


Figura 4.22 - Painéis solares e aerogerador instalados.

A primeira alteração a ser realizada foi a adição de uma entrada de água fria na coagulação como representado na figura 4.23. Esta serve para controlo da temperatura da água dentro do tanque de coagulação uma vez que a temperatura necessária é de 32°C e no depósito solar a água ser armazenada a 40°C.

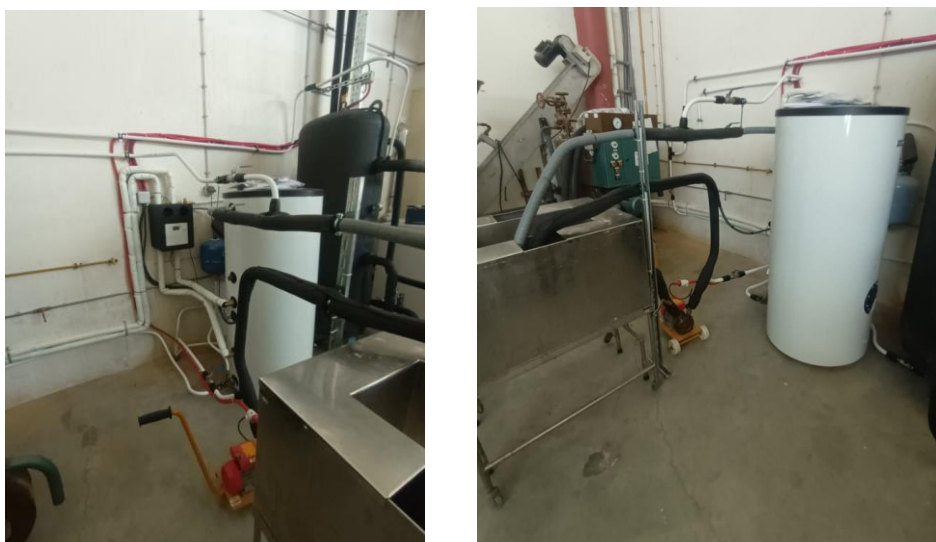


Figura 4.23 - Sistema tanque coagulação, depósito solar no local.

No depósito de pasteurização estava previsto existirem três entradas de água e três saídas. As entradas seriam para o retorno do tanque, a água proveniente da caldeira e para a do permutador e as saídas seriam a água para o tanque, o retorno da caldeira e do permutador, com a adição de existir também a entrada da água da rede. No entanto o depósito existente tinha apenas dois orifícios, para ultrapassar este obstáculo foram feitas conceções em T na tubagem da entrada e saída do depósito, a sua instalação e resultado pode ser visto na figura 4.24. Cada tubagem a ligar ao tubo de entrada e saída terá uma válvula para o controlo de água de cada circuito.

O princípio de funcionamento será que durante o processo de aquecimento de depósito apenas estão abertas as válvulas da caldeira, quando este atingir a temperatura necessária são fechadas e abrem-se as da tubagem da pasteurização. Quando o processo de cura decorre e não se realiza o processo de pasteurização mantêm-se aberto as válvulas do permutador e as restantes fechadas. Devido as alterações optou-se por também fazer no quadro elétrico a ligação dos circuladores não automática com exceção ao sistema dos coletores solares.



Figura 4.24 - Ligação em T à entrada e saída do depósito de pasteurização.

O depósito que se pretendia utilizar não era adequado para as pressões da água da rede de Beja e alterou-se para um depósito também existente no local com o mesmo volume. No entanto este teve de ser isolado, como é possível ver na Figura 4.25, devido a ser de aço e as altas temperaturas da água armazenada.



Figura 4.25 - Sistema para a pasteurização.

A tubagem dos sistema de refrigeração e a do sistema de água foram revestidos para diminuir as perdas térmicas e proteger a tubagem, o material utilizado foi K-Flex ST espessura de 19mm e de 25mm. A tubagem dos painéis solares foi revestida pela mesma razão, no entanto a empresa que realizou a montagem utilizou arma Flex UV em que a espessura do isolamento da tubagem exterior é de 22mm e a interior de 19mm. A quantidade de painéis PV e acumulador tiveram de ser reduzidos devido ao orçamento, o concurso tinha um valor máximo a não ultrapassar e devido ao preço das baterias que é um dos componentes mais caros de todo o sistema foram realizados cortes na quantidade a instalar. O sistema foi adaptado para uma quantidade de painéis reduzida, de dez painéis e um acumulador, obtendo a instalado apresentada na figura 4.26. Com os valores obtidos nos futuros testes será possível projetar de forma mais precisa a quantidade a instalar de painéis PV e acumulador para que o sistema seja completamente autónomo.



Figura 4.26 - Painéis Fotovoltaicos instalados.

O sistema de painéis PV e acumulador foi instalado com 2 meses de antecedência para que seja aproveitado o mês de Agosto e Setembro para acumulação de energia elétrica nas baterias, para que os primeiros testes sejam feitos com energia acumulada em conjunto com a produzida. O sistema elétrico funcionará de forma a priorizar o uso da energia gerada pelos painéis e aerogerador. Sempre que houver consumo, a energia será fornecida diretamente. Se for necessária mais energia, o sistema recorrerá às baterias, e como último recurso, a energia será retirada da rede. Em períodos de excesso de produção, a energia extra será utilizada para carregar as baterias.

O quadro elétrico foi instalado ao lado da porta da câmara de cura e os equipamentos de controlo também de forma a ficar tudo acessível, na figura 4.27 é possível verificar a localização destes equipamentos. O inversor e bateria encontram da mesma forma ao lado da câmara, para caso no futuro se for pretendido aumentar a instalação de painéis fotovoltaicos e instalação de mais baterias.



(1)



(2)

Figura 4.27 - (1) Entrada da câmara para cura do queijo, (2) lado esquerdo da câmara.

A unidade condensador e permutador foram instalados do lado de fora do edifício conforme na figura 4.28 e de acordo com o esperado.



Figura 4.28 - Unidade Condensadora instalada no local.

A figura 4.29 demonstra o esquema final após todos as alterações realizadas e o sistema completo. Para mais detalhe é possível consultar o Anexo B.

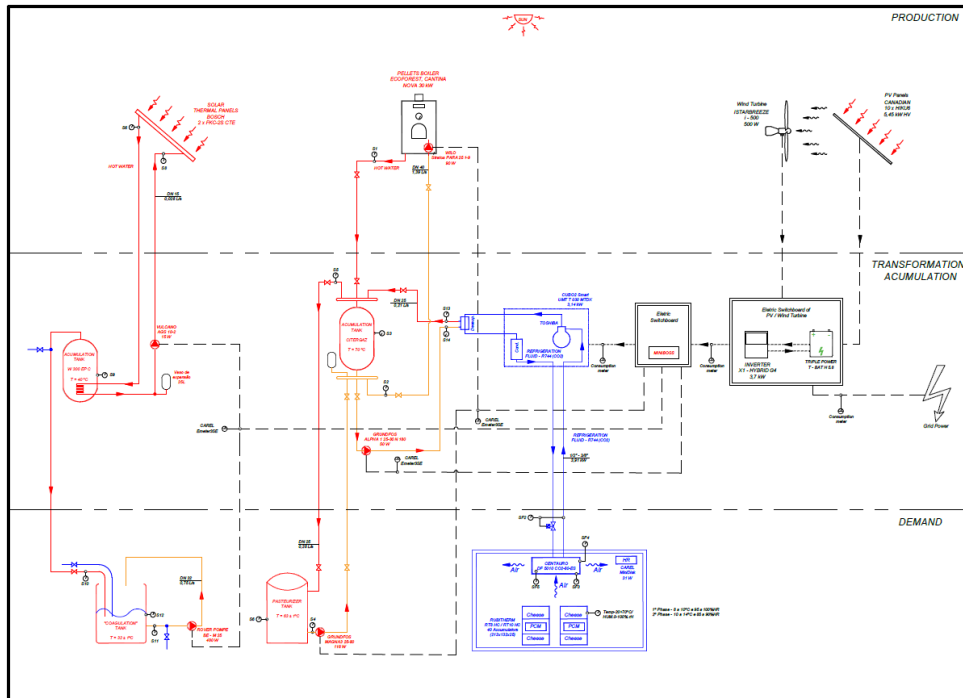


Figura 4.29 - Esquema Final do sistema [41].

A obra foi realizada durante o mês de agosto e setembro, tendo sido realizado o arranque no dia 22 de setembro. Na tabela 4.9 é possível verificar o peso que cada equipamento e restantes custo tiveram no orçamento final. O total da obra após realização de todo o trabalho foi de 61 500,00€, valor máximo do orçamento.

Tabela 4.9 - Orçamento do projeto.

Orçamento	
Equipamento	Peso
Sistema PV	16,50%
Sistema Frigorífico	19,00%
Quadro elétrico	4,50%
Sistema solar Térmico	11,50%
Controlo	4,90%
Circuladores Past, e Permuta	2,90%
Caldeira	9,80%
PCM	2,80%
Acessórios Frio	3,00%
Acessórios AQS	4,20%
Acessórios Eléctricos	3,50%
Outros*	17,20%
Custo total da obra	61 500,00 €

*Mão de obra, plataforma elevatória, refeições, estadias, portagens, gasóleo, outras despesas, etc,

Na tabela 4.10 estão referidos os principais equipamento, marca, modelo e quantidade instalado, para informação mais detalhada pode ser encontrada no Anexo D – Mapa de quantidades.

Tabela 4.10 - Mapa de quantidade dos principais equipamentos do sistema.

<i>Equipamento</i>	<i>Marca</i>	<i>Modelo</i>	<i>Quant,</i>
<i>Aerogerador</i>	Ista Breeze	i - 500	1
<i>Bateria</i>	Triple Power	T5,8	1
<i>Evaporador</i>	Centauro	DF 5010 CO2 80 - ES	1
<i>Inversor Híbrido</i>	SolarX	X1 Hybrid 3,7	1
<i>Painel PV</i>	Canadian Solar	HIKU6 545W	10
<i>Quadro elétrico</i>	Hiperfase	-	1
<i>Coletores solar Térmico</i>	Vulcano	FKC-2S CTE	2
<i>Depósito solar térmico</i>	Vulcano	W 300 EP C	1
<i>Circulador Solar</i>	Vulcano	AGS 10-2	1
<i>Humidificador</i>	Carel	Humidisk 10	1
<i>Unidade Compressora</i>	SCM Frigo	UMT T 030 MTDX	1
<i>Sonda Humidade</i>	Carel	TEMP20+70°C/HUM 0-100%rH	1
<i>Analizador de rede</i>	Carel	Emeter3SE	6
<i>Sonda Evaporador</i>	Carel	-	5
<i>Sonda Temp, CAREL</i>	Carel	NTC 50105	14
<i>Controlador ULTRACELLA</i>	Carel	Miniboss	1
<i>Modulo ULTRACELA EVD</i>	Carel	-	1
<i>ULTRA POWER MODULE</i>	Carel	-	1
<i>Circulador Permutador</i>	SCM Frigo	ALPPHA2 25-80	1
<i>Circulador Pasteurização</i>	SCM Frigo	MAGNA3 25-80	1
<i>Caldeira</i>	ECOFORST,	CANTINA NOVA 30 kW	1
<i>PCM</i>	Rubitherm	RT8HC e RT10HC	40 x 2

5 Conferências internacionais

O desenvolvimento do presente TFM estão inseridos num projeto financiado pelo PRR, o projeto CASEUS coordenado pelo IPBeja e de que o ISEL é parceiro, conjuntamente com diversas queijarias no Alentejo como, queijo Serpa e Santiago.

O projeto tem o objetivo de levar a indústria queijeira para o futuro com a implementação de energias renováveis e com um melhor conhecimento do sistema de produção para a otimização do processo.

Durante a realização deste trabalho, os resultados do projeto foram apresentados em conferências internacionais como na 6ª CCS2024 (Conferência Campus Sustentável) que decorreu na universidade de Aveiro, entre 17 e 18 de Outubro do presente ano, na CYTEF (Congresso Ibérico e Congresso Ibero-americano de ciências e técnicas do frio) que decorreu na universidade Miguel Hernández de Elche, entre 26, 27 e 28 de Junho do presente ano.

No dia 4 de outubro de 2024, foi realizado um workshop no campus do IPBeja, no qual foi realizada uma apresentação do projeto CASEUS e os diferentes passos do projeto e dos trabalhos desenvolvidos no âmbito do presente TFM.

Lista de conferencias referidas:

- 6ª CCS2024 (Conferência Campus Sustentável), *“Implementação de práticas de sensibilização para a sustentabilidade: Caso de estudo do projeto CASEUS”*, J. Garcia, T. Teixeira, F. Calvo e J. Dias, Universidade de Aveiro, 17 a 18 de outubro de 2024.
- CYTEF (Congresso Ibérico e Congresso Ibero-americano de ciências e técnicas do frio), *“CASEUS – Combined use of renewable energy sources to improve energy efficiency in refrigerated cheese ripening chambers”*, J. Garcia, T. Teixeira, F. Calvo e J. Dias, universidade Miguel Hernández de Elche, 26 a 28 de Junho de 2024.

6 Dados do Sistema

Nos meses de setembro e novembro, foram recolhidos e analisados os dados do sistema com o objetivo de compreender melhor o seu desempenho. Os ensaios realizados foram com leite de ovelha. A análise foi dividida em duas partes principais. A primeira consiste na avaliação térmica dos vários equipamentos e análise da câmara de cura; a segunda envolve a verificação dos consumos, da produção e da acumulação de energia elétrica produzida pelo sistema PV e pelo aerogerador.

6.1 Análise térmica

No circuito de pasteurização, composto pela caldeira, depósito e pasteurizador, o objetivo era que a água atingisse 70°C para ser armazenada e posteriormente utilizada no pasteurizador a 63°C. Com base nos gráficos apresentados nas figuras 6.1, 6.2 e 6.3, é possível observar que, no primeiro ensaio, o objetivo foi alcançado. Contudo, após a caldeira ser desligada, a temperatura no acumulador manteve-se entre 72°C e 64°C por apenas duas horas.

No segundo ensaio, identificado como o segundo pico nos gráficos, o comportamento foi diferente. A temperatura máxima atingida foi de 63°C, suficiente para realizar o processo de pasteurização, mas inferior à temperatura ideal de armazenamento. Durante o funcionamento do sistema, verificou-se que era necessário monitorizar a pressão no depósito, pois, ao ultrapassar 2bar, a caldeira era automaticamente desligada devido ao limite de segurança do equipamento. Este fator influenciou diretamente a temperatura máxima alcançável durante o processo.

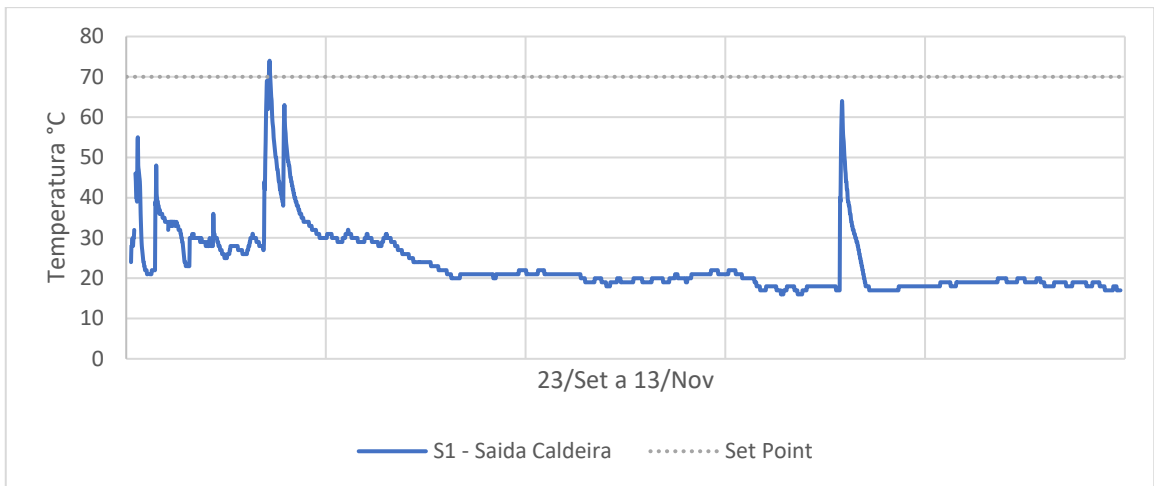


Figura 6.1 - Gráfico de temperatura à saída da caldeira.



Figura 6.2 - Gráfico de temperatura no depósito.

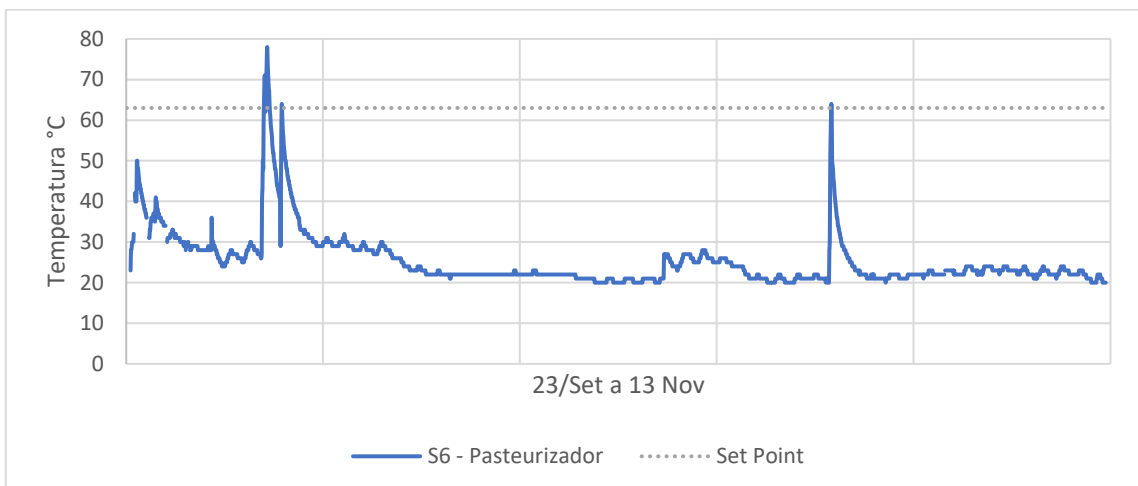


Figura 6.3 - Gráfico de temperatura no tanque.

Ao depósito de pasteurização está ligado, como equipamento de apoio, o permutador da central. Conforme observado na figura 6.4, este atinge facilmente a temperatura

desejada, alcançando 78°C no primeiro ensaio. Contudo, no segundo ensaio, a temperatura máxima atingida foi de apenas 64°C.

O permutador possui a capacidade de fornecer a temperatura necessária, permitindo o aquecimento da água no depósito apenas com a energia térmica gerada pela descarga do compressor do sistema de refrigeração.

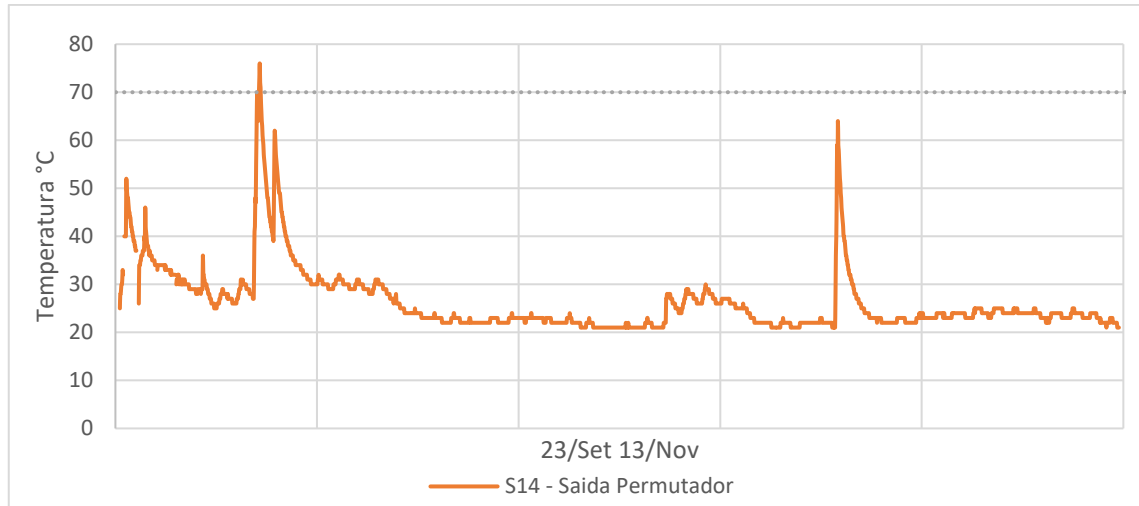


Figura 6.4 - Gráfico de temperatura à saída do permutador.

No sistema de coagulação, composto por coletores solares, depósito e tanque de coagulação, os resultados obtidos foram superiores. O sistema operava de forma passiva, mantendo a temperatura no depósito através dos coletores solares. Este comportamento é evidente na figura 6.5, onde a temperatura no depósito permaneceu nos set points desejados, apenas apresentando redução durante a utilização do tanque de coagulação. Essa relação pode ser confirmada na figura 6.5, onde as reduções de temperatura no depósito coincidem com os aumentos de temperatura no tanque de coagulação. No painel solar, verificou-se que a temperatura de saída atingia 50°C.

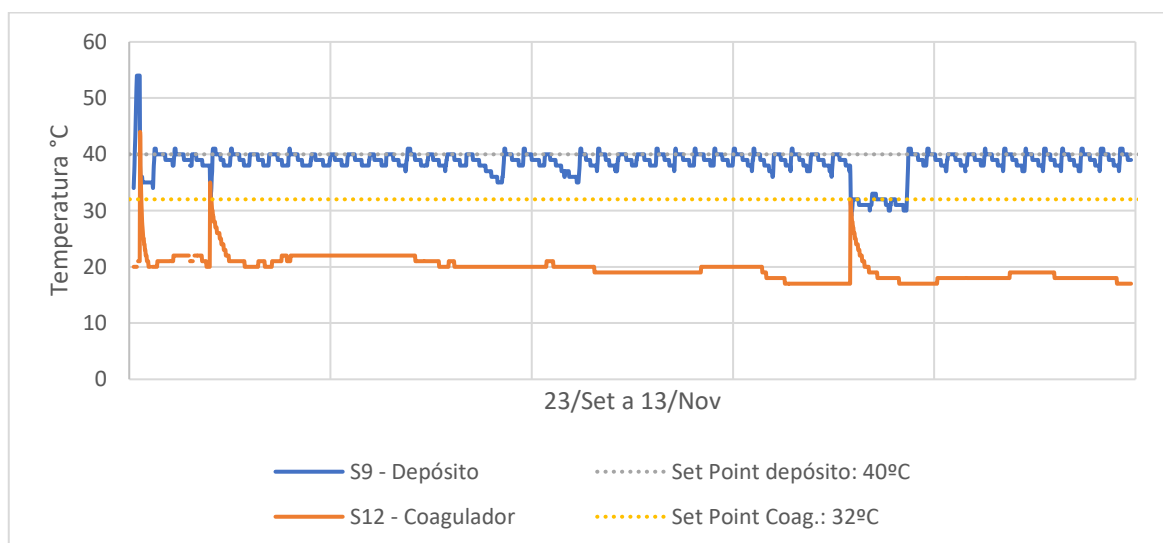


Figura 6.5 - Gráfico de temperatura depósito e coagulador.

No sistema de refrigeração da câmara de cura, foram analisados dois parâmetros principais, a temperatura no interior da câmara e a humidade relativa. Estes parâmetros estão representados nas figuras 6.6 e 6.7.

Relativamente à temperatura, a câmara permaneceu abaixo do mínimo exigido, alcançando os valores mais rigorosos de 8°C e 10°C. A humidade relativa também atingiu os valores pretendidos, embora com maior variação. Em alguns casos, os valores chegaram a 80% de humidade relativa, enquanto em outros ficaram abaixo desse limite.

No segundo ensaio, observou-se um melhor controlo da humidade, com os valores a permanecerem dentro dos limites estabelecidos.

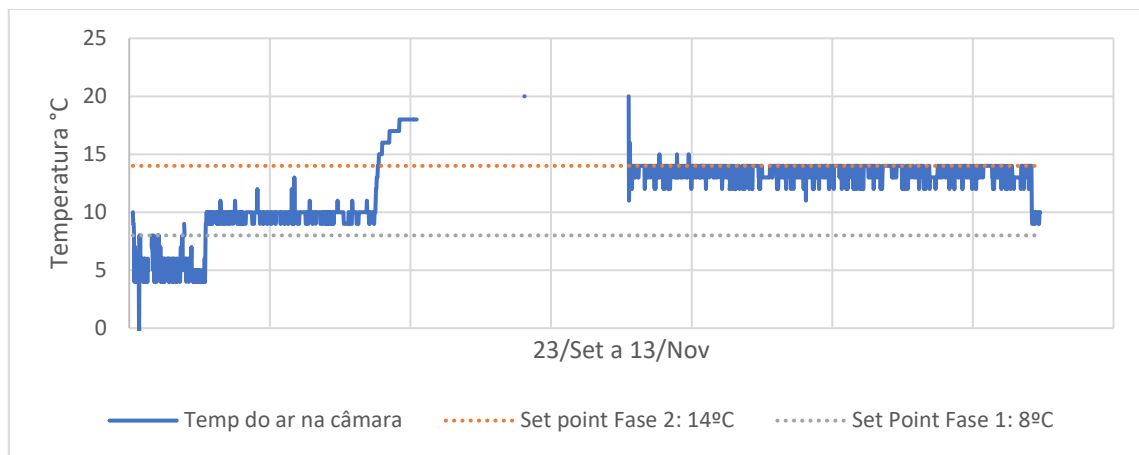


Figura 6.6 - Gráfico de temperatura na câmara.

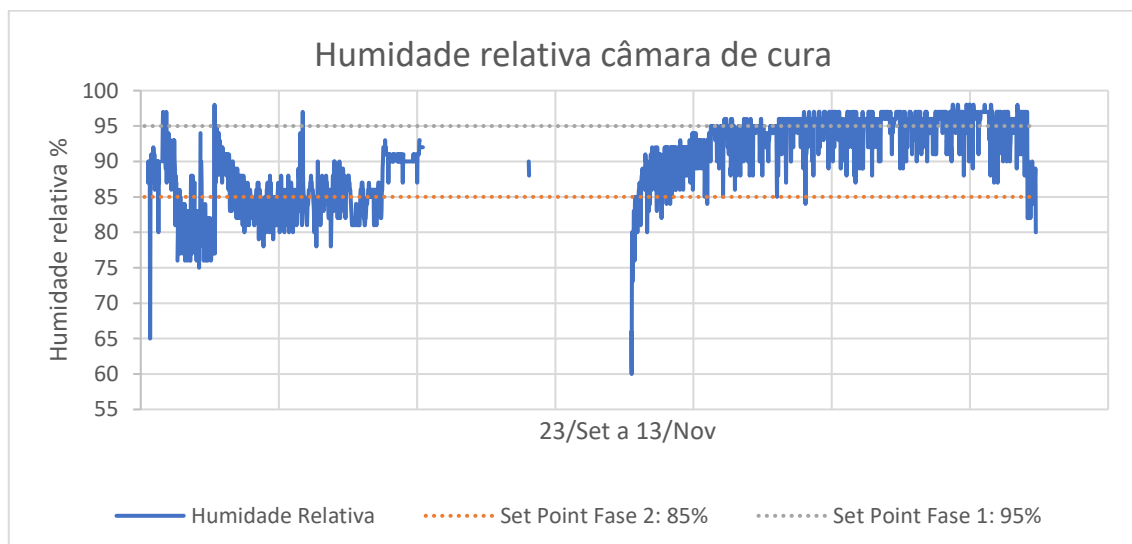


Figura 6.7 - Gráfico da humidade relativa na câmara.

Nos gráficos é possível verificar uma fase sem valores devido a ter existido uma fuga no sistema de refrigeração e o sistema não ter estado em funcionamento durante esse período.

6.2 Análise energética

Com o software SolaX Cloud [58], foram analisados os consumos, a produção PV, a energia armazenada na bateria e a energia fornecida pela rede elétrica. Esses parâmetros foram organizados por mês, abrangendo setembro, outubro e novembro, período durante o qual foram realizados os dois ensaios mencionados.

Nas figuras 6.8, 6.9 e 6.10, observa-se que o sistema demonstrou capacidade para produzir e acumular energia suficiente. Contudo, como esperado, houve dias em que foi necessário recorrer à rede elétrica, seja devido à insuficiência da produção diária, seja por uma necessidade momentânea ao longo do dia.

No anexo F, encontra-se um gráfico consolidado que apresenta os dados dos três meses em conjunto.

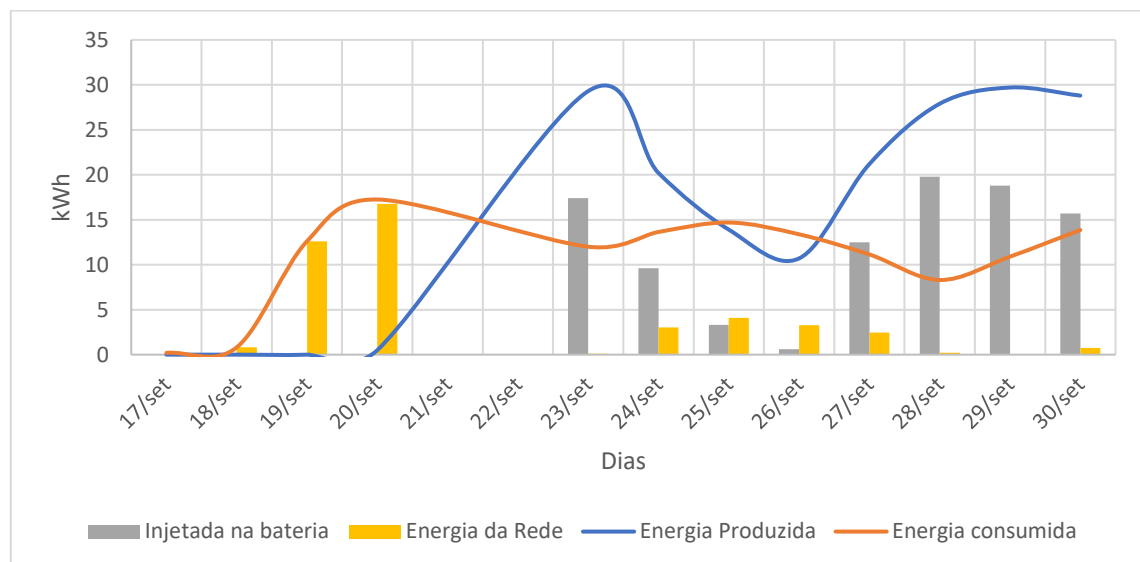


Figura 6.8 - Gráfico do consumo vs produção vs armazenamento em setembro.

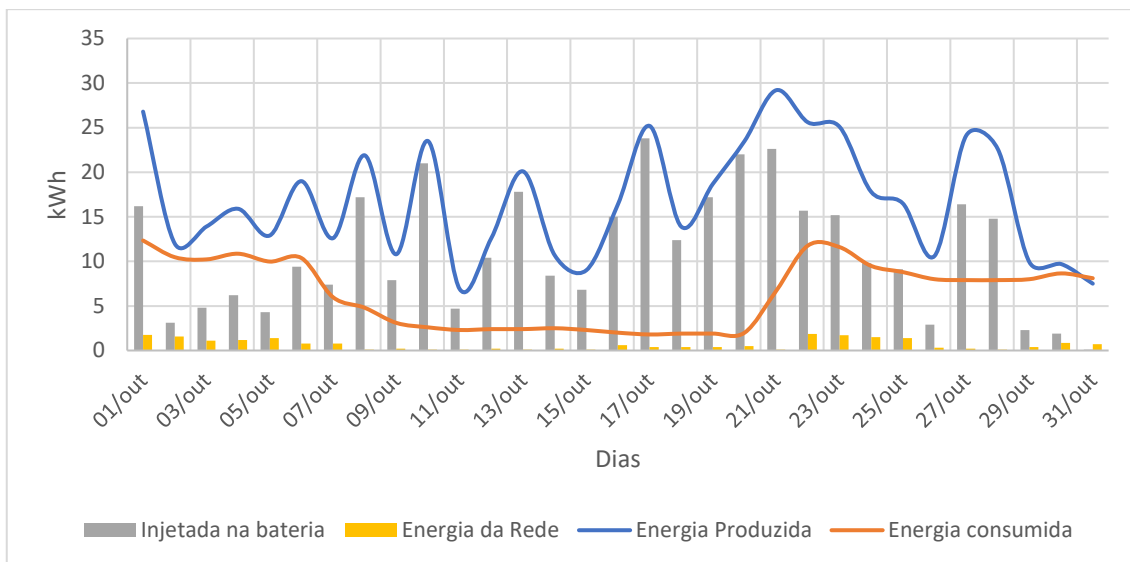


Figura 6.9 - Gráfico do consumo vs produção vs armazenamento em outubro.

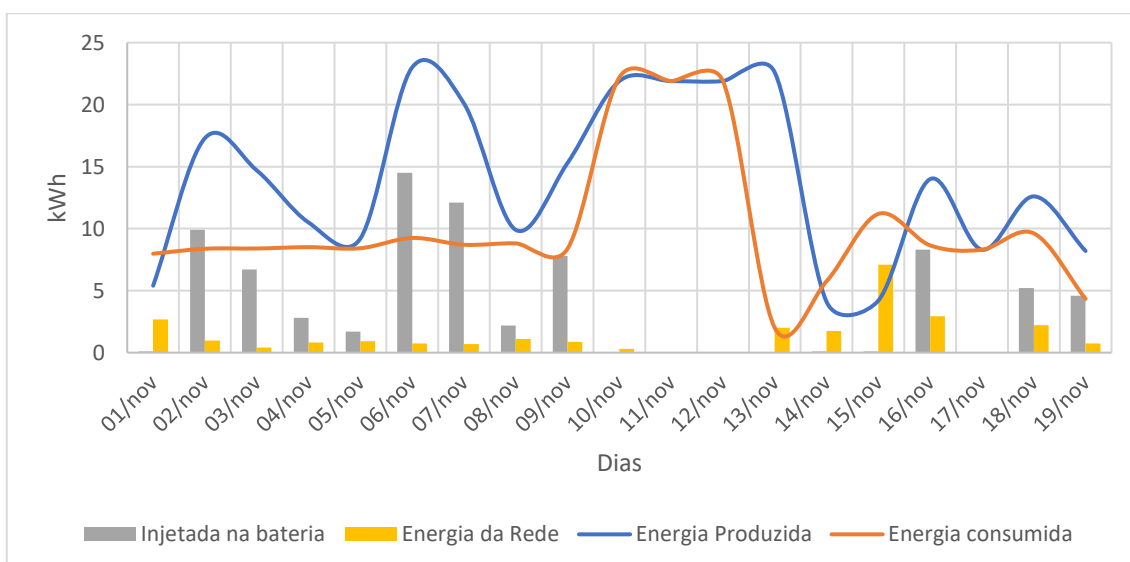


Figura 6.10 - Gráfico do consumo vs produção vs armazenamento em novembro.

O mês de outubro destacou-se como o mais adequado para análise, pois é o único mês com dados completos e também o período em que foram realizados os dois ensaios. Observou-se que o sistema apresentou capacidade de produzir e armazenar energia proveniente dos painéis fotovoltaicos.

A análise dos dados revelou que, em outubro, foram produzidos 949,6kWh, consumidos 518,62kWh e armazenados 520,63kWh. Outro dado importante é que foram retirados 89,62kWh da rede elétrica, correspondendo a 17% do total de energia consumida, menor do que estava esperado.

Com os dados obtidos do aerogerador, verificou-se que, entre setembro e novembro, a produção total foi de 9584,20Wh, resultando numa produção média de 105,32Wh.

7 Conclusões e trabalho futuro

No presente capítulo, serão apresentadas as principais conclusões decorrentes da pesquisa realizada, destacando as principais dificuldades encontradas ao longo do desenvolvimento do sistema, observações do projeto de acordo com os dados obtidos e delineadas algumas sugestões para desenvolvimentos futuros.

7.1 Conclusões

O principal objetivo do presente TFM consistiu no dimensionamento de um sistema alimentado por energia renovável para a produção e cura de queijo, utilizando PCM (Material de Mudança de Fase).

Durante o processo de dimensionamento, foram adquiridos conhecimentos adicionais através da realização de várias tarefas na empresa Hiperfrio. Estas incluíram a elaboração de estudos técnico, orçamentos e propostas para diversas empreitadas de clientes. Complementarmente, foram realizadas visitas a diversas instalações frigoríficas.

O sistema sustentável projetado é constituído por uma caldeira alimentada por pellets de madeira, caroço de azeitona ou casca de amêndoa para aquecer a água necessária ao processo de pasteurização, utilizando um depósito existente no local e apoiado por um permutador integrado no sistema de refrigeração, aproveitando a temperatura elevada do CO₂ após o compressor como fonte de aquecimento passivo. Para a coagulação, foi considerado um conjunto de coletores solares térmicos que aquecem outro depósito de água, utilizando energia solar. O sistema de refrigeração a CO₂ assegura o controlo da temperatura na câmara de cura do queijo, mantendo os set points desejados, com o humidificador a controlar a humidade relativa. Foi também considerada a utilização de PCM, com o objetivo de reduzir os períodos de arranque do compressor, aproveitando as suas propriedades de mudança de fase para estabilizar a temperatura da câmara durante mais tempo.

Para a alimentação elétrica de todos os equipamentos foram consideradas diversas fontes de energia renovável, um conjunto de painéis fotovoltaicos e solares térmicos e um aerogerador, com um acumulador de energia para períodos sem produção elétrica. A instalação do sistema no Instituto Politécnico de Beja foi concluída a 22 de setembro. Para a análise e controlo do sistema foram instalados vinte e seis sensores, incluindo cinco para controlo do evaporador, um de humidade, seis analisadores de rede e catorze sondas de temperatura em pontos estratégicos.

Com o sistema em operação entre o final de setembro e início de novembro, foram realizados ensaios e recolhidos dados operacionais. Verificou-se que os painéis fotovoltaicos instalados são quase suficientes para alimentar o sistema, produzindo *949,60 kWh, dos quais 55% foram armazenados no acumulador, 518,62 kWh* foram consumidos diretamente e apenas 17% do consumo foi proveniente da rede. O aerogerador neste período produziu 9,58 kWh e teve uma média de 105,32 Wh por dia. O acumulador atingiu frequentemente a carga máxima e, em alguns momentos, foi injetada energia na rede devido à falta de capacidade de armazenamento. A energia retirada da rede ocorreu principalmente durante a noite ou em dias com pouca luz solar. Quanto ao desempenho, os processos de coagulação e cura funcionaram conforme esperado, atingindo os set points estabelecidos.

Os testes realizados permitem concluir que foi possível realizar todos os processos para a produção de queijo. Quanto ao PCM, este mudou de fase conforme esperado, mas não foi possível determinar o seu impacto direto no consumo energético devido à ausência de testes comparativos.

Do trabalho realizado, é possível concluir que o sistema projetado e implementado, representa um passo em frente na integração de energias renováveis na indústria alimentar, destacando-se como uma solução inovadora e sustentável.

O estágio académico proporcionou uma experiência prática e valiosa, permitindo desenvolver competências técnicas essenciais e consolidar conhecimentos no campo da engenharia de refrigeração industrial.

7.2 Trabalho futuro

Como proposta de trabalho futuro propõe-se o seguinte:

- Análise detalhada do sistema durante os meses de maior exposição solar, fator fundamental para um dimensionamento de instalações semelhantes no futuro;

- Estudo do aproveitamento da alta temperatura alcançada pelos painéis solares, para realização de potencial permuta térmica com o depósito de pasteurização. Essa abordagem poderia reduzir significativamente o tempo de operação da caldeira e permitir que o sistema solar forneça toda a energia térmica necessária, eliminando a dependência de outras fontes de calor;

- Realização de ensaios e posterior análise do efeito dos PCMs, e seu impacto na operacionalidade, eficiência e a sustentabilidade do sistema;

Referências bibliográficas

- [1] M. Ciucci, “Energia Renovável”, Parlamento Europeu, 2023. [Online]. Disponível em: www.europarl.europa.eu/factsheets/pt
- [2] “Situação atual: A energia está na base das ambições da Europa em matéria de clima”, European Environment Agency, 2023. Acedido: 25 de Novembro de 2024. [Online]. Disponível em: <https://www.eea.europa.eu/pt/sinais-da-aea/sinais-2022/artigos/situacao-atual-a-energia-esta>
- [3] “Energia de fontes renováveis no consumo final bruto de energia (%)”, PORTDATA, 2023. Acedido: 21 de setembro de 2024. [Online]. Disponível em: <https://www.pordata.pt/pt/estatisticas/ambiente/energias-renovaveis-e-acessiveis/energia-de-fontes-renovaveis-no-consumo>
- [4] P. Pimentel, “Dar a cara pelo queijo Português”, Agroportal, 2017. Acedido: 25 de novembro de 2024. [Online]. Disponível em: <https://www.agroportal.pt/dar-cara-pelo-queijo-portugues-pedro-pimentel/>
- [5] J. Dias, M. F. Duarte, J. Garcia, F. Lidon, N. Alverenga, and G. Carvalho, “*Aplicação da Mecânica dos Fluidos Computacional e Monitorização Remota em Queijarias Tradicionais*”, 1ª ed. Beja, Portugal: Instituto Politécnico de Beja, 2020, pp. 40–45.
- [6] H. D. Goff, “Dairy Product Processing Equipment”, *Handbook of Farm, Dairy and Food Machinery Engineering: 2nd edition*, pp. 199–221, 2013.
- [7] J. Nunes, P. D. Silva, L. P. Andrade, C. Domingues, e P. D. Gaspar, “Opportunities for the Energy Efficiency Improvement in the Dairy Food Sector – The Case Study of Portuguese Traditional Cheese Industries”, Yokohama, Japan, 2015.
- [8] David K. Bandler, “Cheese making”, Encyclopedia Britannica, Inc., 2023. Acedido: 25 de novembro de 2024. [Online]. Disponível em: <https://www.britannica.com/topic/cheese-making>

- [9] M. Jach-Nocoń, G. Pełka, W. Luboń, T. Mirowski, A. Nocoń, e P. Pachytel, “An assessment of the efficiency and emissions of a pellet boiler combusting multiple pellet types”, *Energies*, vol. 14, n. 15, Ago. 2021.
- [10] S. Sharma, M. Sharma, D. Mudgal, e H. Bhowmick, “Adoption of strategies for clean combustion of biomass in boilers”, *Corrosion Reviews*, vol. 39, n. 5, De Gruyter Open Ltd, pp. 387–408, 2021.
- [11] R. Collado, E. Monedero, V. M. Casero-Alonso, L. J. Rodríguez-Aragón, e J. J. Hernández, “Almond Shells and Exhausted Olive Cake as Fuels for Biomass Domestic Boilers: Optimization, Performance and Pollutant Emissions”, *Sustainability*, vol. 14, n. 12, 2022.
- [12] “Capítulo 5 | Portal de Eficiência Energética”. Acedido: 11 de Agosto de 2024. [Online]. Disponível em: <https://www.meesi.pt/medidas-transversais/capitulo-5-producao-combinada-de-energia-mecanica-e-eletrica>
- [13] N. Hussain, N. Feroze, A. Kazmi, e M. Waqas Iqbal, “Characterization of Fuel Pellets Based of Almond Shells and Cotton Stalks Using Natural Gum”, *Sci.Int.(Lahore)*, vol. 28, n. 5, pp. 4547–4556, 2016.
- [14] Denise Marson, “Ao trabalhar com pellets de madeira para a geração de energia limpa, a Koala Energy, de Rio Negrinho (SC), prega o uso consciente dos recursos naturais e defende a eficiência do processo em uma série de aplicações”, *O mundo da usinagem*. Acedido: 25 de Novembro de 2024. [Online]. Disponível em: <https://omundodausinagem.com.br/sustentavel-pela-propria-natureza/>
- [15] K. Wang, M. Masiol, D. Thimmaiah, Y. Zhang, e P. K. Hopke, “Performance Evaluation of Two 25 kW Residential Wood Pellet Boiler Heating Systems”, *Energy and Fuels*, vol. 31, n. 11, pp. 12174–12182, 2017.
- [16] F. Braadbaart, E. Marinova, e A. Sarpaki, “Charred olive stones: experimental and archaeological evidence for recognizing olive processing residues used as fuel”, *Vegetation History and Archaeobotany*, vol. 25, n. 5, pp. 415–430, 2016.
- [17] Mercacei, “Caroço da azeitona e outros subprodutos da oliveira como biomassa”, *Voz do Campo*, 2020. Acedido: 11 de agosto de 2024. [Online]. Disponível em: <https://vozdocampo.eu/2020/12/28/o-avanco-da-utilizacao-do-caroco-da-azeitona-e-outros-subprodutos-da-oliveira-como-biomassa/>
- [18] G. F. García Sánchez *et al.*, “Biomass Combustion Modeling Using Open FOAM: Development of a Simple Computational Model and Study of the Combustion Performance of Lippia organoides Bagasse”, *Energies (Basel)*, vol. 16, n. 6, 2023.
- [19] GREENPRO, “Energia Solar Térmica: Manual sobre Tecnologias, Projeto e Instalação”, *Portal Energia*, 1ª ed., Instituto Superior Técnico, 2004.
- [20] GREENPRO, “Energia Fotovoltaica: Manual sobre Tecnologias, Projeto e Instalação”, 1ª ed. Instituto Superior Técnico, 2004.

- [21] A. A. T. Alkhalidi, N. H. A. Dulaimi, “Design of an Off-Grid Solar PV System for a Rural Shelter”, German Jordanian University, pp. 11, 2018. [Online]. Disponível em: https://www.researchgate.net/figure/Off-grid-PV-System-Schematic_fig2_322738988
- [22] K. Obaideen, A. G. Olabi, Y. A. Swailmeen, E. T. Sayed “Solar Energy: Applications, Trends Analysis, Bibliometric Analysis and Research Contribution to Sustainable Development Goals (SDGs)”, MPI, pp. 4, 2023. [Online]. Disponível em: https://www.researchgate.net/figure/Schematic-of-an-on-grid-solar-system_fig2_367057927
- [23] N. H. Selman, “Comparison Between Perturb & Observe, Incremental Conductance and Fuzzy Logic MPPT Techniques at Different Weather Conditions”, International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology, pp. 5, 2016. [Online]. Disponível em: https://www.researchgate.net/figure/P-V-curve-of-solar-panel-and-signs-of-its-slop-at-various-regions_fig4_306010127
- [24] “Battery 101: The Fundamentals of How a Lithium-Ion Battery Works”, Dragon Fly Energy. Acedido: 24 de novembro de 2024. [Online]. Disponível em: <https://dragonflyenergy.com/how-lithium-ion-battery-works/>
- [25] M. Saad, N. Asmuin, “Comparison of Horizontal Axis Wind Turbines and Vertical Axis Wind Turbines”, *IOSR Journal of Engineering*, vol. 4, n. 8, pp. 27–30, 2014.
- [26] C. J. F. V. Carrilho, “Mestrado em Engenharia Mecânica”, Instituto Superior de Educação e Ciências, 2019.
- [27] S. Labrique, “Estudo aplicado de uma eólica”, Instituto Superior Técnico. Acedido: 19 de Julho de 2024. [Online]. Disponível em: <https://e-lee.ist.utl.pt/realisations/EnergiesRenouvelables/FiliereEolienne/Generalites/Etudeappliquee/EtudeappliqueeEolien3.htm>
- [28] P. Mehrpooya, “Improvement of vertical-axis wind turbine performance via turbine coupling”, *Illinois Institute of technology*, pp 2, 2014.
- [29] Y. Song, C. Cui, X. Yin, e F. Cao, “Advanced development and application of transcritical CO₂ refrigeration and heat pump technology - A review”, *Energy Reports*, vol. 8, pp. 7840–7869, 2022.
- [30] “CO₂ as a Refrigerant – Introduction to CO₂ Booster Operation”, Copeland, E360 Blog. Acedido: 15 de agosto de 2024. [Online]. Disponível em: <https://e360blog.copeland.com/co2-as-a-refrigerant-introduction-to-co2-booster-operation/>
- [31] K. M. Tsamos, Y. T. Ge, I. Santosa, S. A. Tassou, G. Bianchi, e Z. Mylona, “Energy analysis of alternative CO₂ refrigeration system configurations for retail food applications in moderate and warm climates”, *Energy Conversion and Management*, vol. 150, pp. 822–829, 2017.

- [32] N. Purohit, Dr D. Gupta, e M. Dasgupta, “Thermodynamic analysis of a CO2 transcritical refrigeration system with ejector for high ambient conditions”, The 12th IIR-Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference. At: Edinburgh, pp. 2, 2016. Acedido: 15 de agosto de 2024.
- [33] X. Zhang, Q. Shi, L. Luo, Y. Fan, Q. Wang, e G. Jia, “Research progress on the phase change materials for cold thermal energy storage”, MDPI, 2021.
- [34] M. Oliveira, C. Lucarelli, e J. Carlo, “Uso de materiais de mudança de fase em sistemas construtivos: revisão integrativa de literatura”, *Ambiente Construído*, vol. 22, n. 3, pp. 67–111, 2022.
- [35] H. Mehling, M. Brütting, e T. Haussmann, “PCM products and their fields of application - An overview of the state in 2020/2021”, *Journal of Energy Storage*, vol. 51, 2022.
- [36] A. Stamatiou *et al.*, “Experimental characterization of phase change materials for refrigeration processes”, *MDPI*, vol. 14, n. 11, 2021.
- [37] N. Sharma, “PCM Thermal Storage Technology and its Military Applications: A Review”, *International Journal for Research in Applied Science and Engineering Technology*, vol. 9, n. 12, pp. 542–565, 2021.
- [38] “Measuring the Quantity of Heat”, The Physics Classroom. Acedido: 23 de setembro de 2024. [Online]. Disponível em: <https://www.physicsclassroom.com/class/thermalP/Lesson-2/Measuring-the-Quantity-of-Heat>
- [39] Helen, “How to Calculate Pump Power: A Step-by-Step Guide”, Sunvis. Acedido: 28 de setembro de 2024. [Online]. Disponível em: <https://sunvis-solar.com/how-to-calculate-pump-power-a-step-by-step-guide/>
- [40] J. Garcia, “Cap 4 - Cargas térmicas em Refrigeração”, 2023.
- [41] “Autocad”, 2024, *Autodesk*.
- [42] J. Garcia, e J. Sabino, “Cap 5 – Equilíbrio de instalações frigoríficas”, 2023.
- [43] Ecoforest, “Caldeira a pellets ecoforest - Cantina nova 30kw”, 2024.
- [44] Mapress, “*Manual de Instalação, Mannesmann pressfitting-system*”, Pinhol, 1998.
- [45] “Solar resource maps & GIS data for 200+ countries”, Solargis. Acedido: 18 de agosto de 2024. [Online]. Disponível em: <https://solargis.com/resources/free-maps-and-gis-data?locality=portugal>
- [46] Vulcano, “Solar Térmico”, 2019.
- [47] Purever, “Catalogo Painel Industrial Isotérmico”, 2019.
- [48] E. Sorrentino, L. Tipaldi, G. Pannella, G. La Fianza, M. Succi, e P. Tremonte, “Influence of ripening conditions on Scamorza cheese quality”, *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*, vol. 6, n. 3, pp. 71–79, 2013.
- [49] Carel HQ, “HumiDisk - User Manual”, 2021.
- [50] Centauro, “TPC-RN 2023-JAN” pp. 6–7, 2023.

- [51] “CoolSelector”, Danfoss: 5.4.9, 2024.
- [52] SCM frigo, “CUBO2 SMART”, 2021.
- [53] Alesandroc, “SCHEMA DIMENSINALE UMTT030MTDX - DIMENSILAL DRAWING”, SCM frigo, 2024.
- [54] Rubitherm, “Macroencapsulation - Thermal Packs”, Rubitherm Technologies GmbH. Acedido: 29 de setembro de 2024. [Online]. Disponível em: <https://www.rubitherm.eu/en/productcategory/makroverkaspelung-k%C3%BChlakkus>
- [55] “T-BAT H5.8”, SolaX Power, 2024.
- [56] “Clima, condições meteorológicas e temperatura média por mês de Beja (Portugal)”, Weather Spark. Acedido: 28 de setembro de 2024. [Online]. Disponível em: <https://pt.weatherspark.com/y/147682/Clima-caracter%C3%ADstico-no-Beja-Portugal-durante-o-ano>.
- [57] Carel HQ, “UltraCella - User manual”, 2024.
- [58] “SolaX Cloud”, SolaX, v.6, 2024.

Anexo A - Cálculos

Caldeira:

Pressupostos:

- $T_{\text{conservação}} = 70^{\circ}\text{C}$ (devido a caldeira não permitir mais alto);
- $T_{\text{água da rede}} = 15^{\circ}\text{C}$;
- Tempo para aquecer 1h15min;
- Volume = 500L = 500kg;
- Altura manométrica = 20m;
- Caudal pasteurização = 1000L/h = 0,25 kg/s.

Constantes:

- Calor específico da água = 4,185 kJ/kg·K;
- Densidade da água = 1000 kg/m³;
- Aceleração gravítica = 9,81 m/s².

Cálculo:

$$Q_{\text{Sensível}} = m_{\text{H}_2\text{O}} \cdot c_p \cdot \Delta T \leftrightarrow$$
$$\leftrightarrow P_{\text{Sensível}} = \frac{c_p \cdot m_{\text{água}} \cdot \Delta T}{t} \leftrightarrow$$
$$\leftrightarrow P_{\text{Sensível}} = \frac{4,185 \times 500 \times (70 - 15)}{1,25 \times 3600} = 25,47 \text{ kW}$$

Onde:

- $m_{\text{H}_2\text{O}}$ - Quantidade de água [kg ou L];
- c_p - Calor específico da água, de 4,185 kJ/kg·K;
- ΔT - Diferença de temperatura [K];
- t - Tempo [s].

Considerando 10% de margem de segurança, o valor final é de 28,13kW para a potência da caldeira;

$$P_{\text{Hidraulica}} = \rho \times \dot{m}_{\text{água}} \times H \times g \leftrightarrow$$
$$\leftrightarrow P_{\text{Hidraulica}} = 1 \times 0,25 \times 20 \times 9,81 = 54,50 \text{ W}$$

Onde:

- ρ - Densidade da água [kg/L];
- $\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}$ - Caudal da água [kg/s];
- H - Altura manométrica [m];
- g - Aceleração gravítica [m/s].

Na tubagem será utilizada tabelas ou gráficos de acordo com o material da tubagem, e será estabelecido uma a perda de carga mínima de 10mbar e o intervalo de velocidade 0,8m/s a 1,2m/s.

- Caudal circulador Caldeira = 1,39 kg/s – DN40;
- Caudal circulador Pasteurização = 0,28 kg/s – DN20, no entanto alterado para DN25.

Medida nomin, Diâmetro ext, do tubo x Espessura da parede															
da x s [mm]	15 x 10		18 x 10		22 x 1,2		28 x 1,2		da x s	35 x 1,5		42 x 1,5		54 x 1,5	
di [mm]	13,0		16,0		19,5		25,6		di [mm]	32,0		39,0		51,0	
Diâm, nomin,	DN 12		DN 15		DN 20		DN 25		Diâm, nomin,	DN 32		DN 40		DN 50	
Máx, de circulaçã o Vs	R	V	R	V	R	V	R	V	Máx, de circulaçã o Vs	R	V	R	V	R	V
L/s	<u>mbar</u> m	<u>m</u> s	<u>mbar</u> m	<u>m</u> s	<u>mbar</u> m	<u>m</u> s	<u>mbar</u> m	<u>m</u> s	L/s	<u>mbar</u> m	<u>m</u> s	<u>mbar</u> m	<u>m</u> s	<u>mbar</u> m	<u>m</u> s
0,05	2,2	0,4	0,8	0,2	0,3	0,2	0,1	0,1	0,2	0,3	0,2	0,1	0,2	0,0	0,1
0,10	7,3	0,8	2,7	0,5	1,1	0,3	0,3	0,2	0,4	1,1	0,5	0,4	0,3	0,1	0,2
0,15	14,8	1,1	5,5	0,7	2,1	0,5	0,6	0,3	0,6	2,3	0,7	0,9	0,5	0,3	0,3
0,20	24,5	1,5	9,1	1,0	3,5	0,7	1,0	0,4	0,8	3,8	1,0	1,5	0,7	0,4	0,4
0,25	36,2	1,9	13,5	1,2	5,1	0,8	1,4	0,5	1,0	5,7	1,2	2	0,8	0,6	0,5
0,30	50,0	2,3	18,6	1,5	7,1	1,0	2,0	0,6	1,2	7,9	1,5	3,1	1,0	0,8	0,6
0,35	65,6	2,6	24,3	1,7	9,3	1,2	2,6	0,7	1,4	10,3	1,7	4,0	1,2	1,1	0,7

Coletores Solares

(método retirado do manual solar térmico)

Pressupostos:

- Depósito = 500L = 498,5 kg;
- $T_{\text{conservação}} = 40^{\circ}\text{C}$;
- $T_{\text{água}} = 15^{\circ}\text{C}$;
- Area disponível = 545m²;
- Fração Solar = 1 (Balanço entre energia do Painel com outros equipamentos, como resistência, é 1 porque se quer só do painel).

Dados do Local:

- irradiação Solar = 1900 kWh/m² por ano (Solargis).

Dados do Painel (Vulcano):

- $A_{\text{absorção}} = 2,18 \text{ m}^2$;
- $\eta = 80,2\%$.

Constantes:

Calor específico da água = 1,16 Wh/kg·K.

Cálculo:

$$F_{\text{sol}} = \frac{Q_s}{Q_s + Q_{\text{ad}}} \times 100 = 100\%$$

Onde:

- Q_s - Produção de calor solar [kWh];
- Q_{ad} - Aquecimento auxiliar necessário [kWh].

$$Q_{aq} = V_{H_2O} \cdot c_{H_2O} \cdot \Delta T \leftrightarrow$$

$$\leftrightarrow Q_{aq} = 300 \times 1,16 \times (40 - 15)$$

$$\leftrightarrow Q_{aq} = 8,70 \text{ kWh}$$

Onde:

- V_{H_2O} - Volume de água [kg ou L];
- c_p - Calor específico da água, com 1,16 [Wh/kg·K];
- ΔT - Diferença de temperatura [K].

$$A_{necessaria} = \frac{365 \text{ dias} \times Q_{aq} \times F_{solar}}{\eta_{sist} \times I_G} \leftrightarrow$$

$$\leftrightarrow A_{necessaria} = \frac{365 \text{ dias} \times 8,70 \times 1}{0,766 \times 1900} \leftrightarrow$$

$$\leftrightarrow A_{necessaria} = 2,183 \text{ m}^2$$

Onde:

- η_{sist} - Eficiência média do sistema;
- I_G - Radiação solar anual no local [kWh/m²];
- $A_{necessaria}$ - Área necessária para a quantidade de calor [m²].

$$n^{\circ} \text{ de coletores a instalar} = \frac{A_{coletor}}{A_{necessaria}}$$

$$n^{\circ} \text{ de coletores a instalar} = \frac{2,18}{2,183} = 1,10 \cong 2$$

Dados Orientativos		AGS 10-2	AGS 20-2	AGS 50-2
Nº de coletores		1 - 10	11 - 20	21 - 50
Altura manométrica da bomba	m	7	75	9
Diâmetro de ligação	mm	15	22	28
Dimensões (A x L x P)	mm	353 x 284 x 248	353 x 284 x 248	403 x 284 x 248

Comprimento de tubagem simples	Número de coletores			
	2 a 5	6 a 10	11 a 15	16 a 20
0 a 6m	Ø 15 mm (DN12) ¹⁾	Ø 18 mm (DN15) ²⁾	Ø 22 mm (DN20)	Ø 22 mm (DN20)
7 a 10m	Ø 15 mm (DN12) ¹⁾	Ø 22 mm (DN20)	Ø 22 mm (DN20)	Ø 28 mm (DN25)
11 a 15m	Ø 15 mm (DN12) ¹⁾	Ø 22 mm (DN20)	Ø 28 mm (DN25)	Ø 28 mm (DN25)
16 a 20m	Ø 18 mm (DN15) ²⁾	Ø 22 mm (DN20)	Ø 28 mm (DN25)	Ø 28 mm (DN25)
21 a 25m	Ø 18 mm (DN15) ²⁾	Ø 28 mm (DN25)	Ø 28 mm (DN25)	Ø 35mm (DN32)

Medida nomin, Diâmetro ext, do tubo x Espessura da parede															
da x s [mm]	15 x 10		18 x 10		22 x 1,2		28 x 1,2		da x s	35 x 1,5		42 x 1,5		54 x 1,5	
di [mm]	13,0		16,0		19,5		25,6		di [mm]	32,0		39,0		51,0	
Diâm, nomin,	DN 12		DN 15		DN 20		DN 25		Diâm, nomin,	DN 32		DN 40		DN 50	
Máx, de circulaçã o V _s	R	V	R	V	R	V	R	V	Máx, de circulaçã o V _s	R	V	R	V	R	V
L/s	<u>mbar</u> m	<u>m</u> s	<u>mbar</u> m	<u>m</u> s	<u>mbar</u> m	<u>m</u> s	<u>mbar</u> m	<u>m</u> s	L/s	<u>mbar</u> m	<u>m</u> s	<u>mbar</u> m	<u>m</u> s	<u>mbar</u> m	<u>m</u> s
0,05	2,2	0,4	0,8	0,2	0,3	0,2	0,1	0,1	0,2	0,3	0,2	0,1	0,2	0,0	0,1
0,10	7,3	0,8	2,7	0,5	1,1	0,3	0,3	0,2	0,4	1,1	0,5	0,4	0,3	0,1	0,2
0,15	14,8	1,1	5,5	0,7	2,1	0,5	0,6	0,3	0,6	2,3	0,7	0,9	0,5	0,3	0,3
0,20	24,5	1,5	9,1	1,0	3,5	0,7	1,0	0,4	0,8	3,8	1,0	1,5	0,7	0,4	0,4
0,25	36,2	1,9	13,5	1,2	5,1	0,8	1,4	0,5	1,0	5,7	1,2	1,2	0,8	0,6	0,5
0,30	50,0	2,3	18,6	1,5	7,1	1,0	2,0	0,6	1,2	7,9	1,5	3,1	1,0	0,8	0,6
0,35	65,6	2,6	24,3	1,7	9,3	1,2	2,6	0,7	1,4	10,3	1,7	4,0	1,2	1,1	0,7

Frio

Carga térmica envolvente:

$$\dot{Q}_{COND} = U \cdot A \cdot \Delta T [kW]$$

Onde:

- U – Coeficiente global de transmissão calor [W/(m²·°C)] (=0,27);
- ΔT – Variação de temperatura [°C] entre o ambiente exterior e interior;
- A – Área da envolvente perpendicular ao fluxo de calor imposto [m²].

No cálculo do coeficiente global de transmissão de calor será aplicado a equação seguinte, em que será considerado um coeficiente de convecção externo (h_{ext}) de 8,1 W/m²°C e para interno (h_{int}) de 8 W/m²°C, que corresponde ao valor da convecção do ar sem velocidade.

$$U = \frac{1}{R_t} = h_{ext} + \frac{k}{e} + h_{int}$$

Onde:

- R_t – Resistência térmica da parede [m² °C/W];
- k – Condutibilidade térmica do material [W/m·K];
- e – Espessura do isolamento [m].

Superfície:	Norte	Sul	Este	Oeste	Solo	Teto
T _{out} (°C)	30	30	30	-	16	30
T _{in} (°C)	8	8	8	-	8	8
ΔT	20	20	20	-	8	20
A (m ²)	6,45	6,45	10,21	-	12,23	12,23
U (W/m ² °C)	0,27	0,27	0,27	-	0,27	0,27
Q̇ (W)	38,31	38,31	60,64	0,00	792,63	72,66

$$\dot{Q}_{COND} = \sum \dot{Q}_{superficie} = 1,00 kW$$

Carga térmica produto:

Considerações:

- Quantidade por ciclo = 40;
- Peso do queijo = 600g;
- Temperatura de entrada 24°C.

Constantes

- Calor específico do queijo = 3,3 kJ/(kg·K).

$$\begin{aligned}\dot{m} &= 40 \times 0,6 = 24 \text{ kg}/24\text{h} \\ \dot{Q}_{ARREF} &= C_{pa} \times (T_i - T_a) \times \dot{m} \leftrightarrow \\ \leftrightarrow \dot{Q}_{ARREF} &= 3,3 \times (24 - 8) \times 24 \\ \dot{Q}_{ARREF} &= 0,015 \text{ kW}\end{aligned}$$

Onde:

- C_{pa} – Calor específico do produto antes do arrefecimento;
- T_i – Temperatura de entrada do produto [°C];
- T_a – Temperatura de conservação do produto [°C];
- \dot{m} – Caudal mássico de produto que entra por dia [kg/24h].

Carga térmica por infiltração:

Volume da câmara = 28,30m³;

1 kcal/h = 1,1163W.

Volume da câmara Frigorífica m ³	Renovações por 24h
5	44,4
8,5	34,5
10	29,5
14	26
17	23
28	17,5
42	14

$$\dot{V}_{RENOV} = 17,5 \times 28,30 = 20,69$$

Temperatura da câmara frigorífica		Volume da massa de ar m ³ /kg	Temperatura do ar exterior						
			+10°C	+20°C	+25°C	+30°C		+35°C	
°C	HR		90	70	60	50	60	50	60
+5	90	0,785	3,3	8,9	11,8	14,3	16,6	19,4	22
0	-	0,775	5,8	11,7	14,6	17,2	19,6	22,5	25,1
-10	-	0,748	10,8	17	20	22,7	25,1	28	30,8
-15	-	0,73	13,2	19,4	22,6	25,4	27,8	30,4	33,6
-20	-	0,72	15,4	21,6	25	27,8	30,3	32,8	36,2

$$\dot{Q}_{INF} = \dot{V}_{RENOV} \cdot E_{AR} = 20,69 \times (16,6 \times 1,163) \times 10^{-3} = 0,399 \text{ kW}$$

Onde:

- \dot{V}_{RENOV} - Caudal de renovação de ar (=NR x Vol,Cam)[m³/h];
- E_{AR} - Quantidade de calor devido ao ar infiltrado [kcal/m³].

Carga térmica por infiltração:

Table 7 Heat Equivalent of Occupancy

Refrigerated Space Temperature, °C	Heat Equivalent/Person, W
10	210
5	240
0	270
-5	300
-10	330
-15	360
-20	390

Note: Heat equivalent may be estimated by Equation (10).

$$E_{Ocup}(8^{\circ}\text{C}) = 210 + \frac{(240 - 210) \times (8 - 10)}{(5 - 10)} = 222\text{W}$$

$$\dot{Q}_{INT} = \dot{Q}_{OCUP} \cdot \dot{Q}_{ILUM} \cdot \dot{Q}_{EQUIP} \leftrightarrow$$

$$\leftrightarrow \dot{Q}_{INT} = \left(\frac{NHO}{24}\right) (NO \cdot E_{OCUP} + A \cdot E_{ILUM} + NE \cdot P_{MOT} \cdot ET_{MOT})$$

$$\dot{Q}_{INT} = \left(\frac{1}{24}\right) (1 \times 222 + 0 + 0) \times 10^{-3} = 0,009$$

Onde:

- \dot{Q}_{INT} Carga térmica interna [kW];
- \dot{Q}_{OCUP} Carga térmica devido á ocupação [kW];
- \dot{Q}_{ILUM} Carga térmica devido á iluminação [kW];
- \dot{Q}_{EQUIP} Carga interna devido ao equipamento [kW];
- NHO Número de horas de ocupação;
- NO Número de ocupantes;

- E_{OCUP} Calor dissipado por cada ocupante [kW];
- NE Número de equipamentos;
- P_{MOT} Potência dos motores elétricos dos equipamentos;
- ET_{MOT} Equivalente térmico do motor elétrico;
- E_{ILUM} Potência da iluminação [kW].

Carga térmica total:

Considerações:

- Tempo de funcionamento = 18h;
- Coeficiente de segurança = 1,1.

$$\dot{Q}_{FRIG} = \left(\frac{24}{TFE}\right) (\dot{Q}_{COND} + \dot{Q}_{ARREF} + \dot{Q}_{INF} + \dot{Q}_{INT}) \times CS + \dot{Q}_{Equip}$$

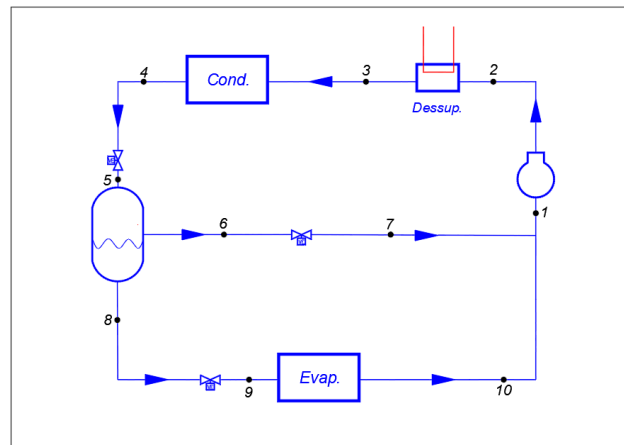
$$\dot{Q}_{FRIG} = \left(\frac{24}{18}\right) (1,00 + 0,02 + 0,39 + 0,01) \times 1,10$$

$$\dot{Q}_{FRIG} = 2,09 \text{ kW}$$

Sistema de Refrigeração:

Considerações:

- Temperatura de condensação 40°C;
- Pressão de condensação 100bar;
- Diferença entre espaço e evaporador, 4°C;
- Sobreaquecimento saída do evaporador 10°C;
- Rendimento isentrópico teórico 80%.



DF - DFL CO2							
RC _m	DT _m [K]						
	10	9	8	7	6	5	4
+5	1,352	1,217	1,082	0,947	0,813	0,707	0,588
+2	1,250	1,125	1,000	0,893	0,772	0,665	0,539
TC	0	1,188	1,069	0,950	0,830	0,710	0,609
[°C]	-15	1,018	0,918	0,830	0,730	0,640	0,539
	-20	0,963	0,867	0,770	0,660	0,583	0,490
	-25	0,950	0,854	0,764	0,649	0,567	0,476

Potência do evaporador escolhido 3,91 kW

$$P_{evap\ corrigida} = 0,588 \times 3,91 = 2,30 \text{ kW}$$

Cálculo do caudal no evaporador:

$h_9 = 213,82 \text{ kJ/kg}$ e $h_{10} = 439,71 \text{ kJ/kg}$.

$$P_{evap,} = \dot{m}_{evap,} \times (h_9 - h_{10}) \leftrightarrow$$
$$\leftrightarrow \dot{m}_{evap,} = \frac{P_{evap,}}{(h_9 - h_{10})} = \frac{2,30}{(439,71 - 213,82)} = 0,01 \text{ kg/s}$$

Cálculo do caudal total:

$h_5 = 313,65 \text{ kJ/kg}$, $h_6 = 427,12 \text{ kJ/kg}$, $h_8 = 213,82 \text{ kJ/kg}$.

$$\dot{m}_{total} \cdot h_5 = \dot{m}_{evap,} \cdot h_8 + (\dot{m}_{total} - \dot{m}_{evap,}) \cdot h_6 \leftrightarrow$$
$$\leftrightarrow \dot{m}_{total} = \dot{m}_{evap,} \cdot \frac{(h_8 - h_6)}{(h_5 - h_6)} = 0,01 \times \frac{213,82 - 427,12}{313,65 - 427,12} = 0,019 \text{ kg/s}$$

Onde:

- \dot{m}_{total} - Caudal total de fluido no sistema [kg/s];
- h_x - Entalpia do ponto x [kJ/kg·K];
- $\dot{m}_{evap,}$ - Caudal de fluido no evaporador [kg/s].

Cálculo entalpia ponto 1

$h_7 = 427,12 \text{ kJ/kg}$, $h_{10} = 439,71 \text{ kJ/kg}$.

$$\dot{m}_{total} \cdot h_1 = (\dot{m}_{total} - \dot{m}_{evap,}) \cdot h_7 + \dot{m}_{evap,} \cdot h_{10}$$
$$\leftrightarrow h_1 = \frac{(\dot{m}_{total} - \dot{m}_{evap,}) \cdot h_7 + \dot{m}_{evap,} \cdot h_{10}}{\dot{m}_{total}} \leftrightarrow$$
$$\leftrightarrow h_1 = \frac{(0,019 - 0,01) \times 427,12 + 0,01 \times 439,71}{0,019} = 433,82 \text{ kJ/kg}$$

Cálculo h_2 teórico:

$h_{2s} = 471,59 \text{ kJ/kg}$.

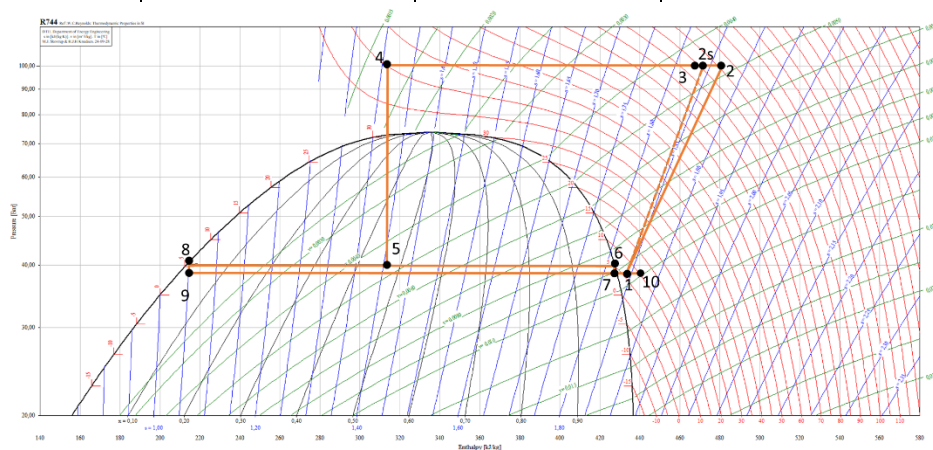
$$\eta_s = \frac{W_{isentrópico}}{W_{real}} = \frac{h_1 - h_{2s}}{h_1 - h_2} \leftrightarrow$$
$$\leftrightarrow h_2 = \frac{\eta_s \times (h_1 - h_{2s})}{h_1} = 481,03 \text{ kJ/kg}$$

Onde:

- η_s - Rendimento isentrópico;
- W_{real} - Trabalho real realizado pelo compressor [kW];
- $W_{isentrópico}$ - Trabalho isentrópico realizado pelo compressor [kW].

Tabela com todos os pontos (considerou-se que à saída do permutador estaria 80°C)

Pontos	Temperatura (°C)	Pressão (Bar)	Entalpia (kJ/kg·K)
1	6,71	38,69	433,82
2's*	80,94	100,00	471,59
2	85,85	100,00	481,03
3	80,00	100,00	469,88
4	40,00	100,00	313,65
5	5,39	40,00	313,65
6	5,39	40,00	427,12
7	4,00	38,69	427,12
8	5,39	40,00	213,82
9	4,00	38,69	213,82
10	10,00	38,69	439,71



Cálculo gás cooler, compressor e cop,

$$P_{gás\ cooler} = \dot{m}_{total} \times (h_3 - h_4) = 0,019 \times (469,88 - 313,65) = 2,99\ kW$$

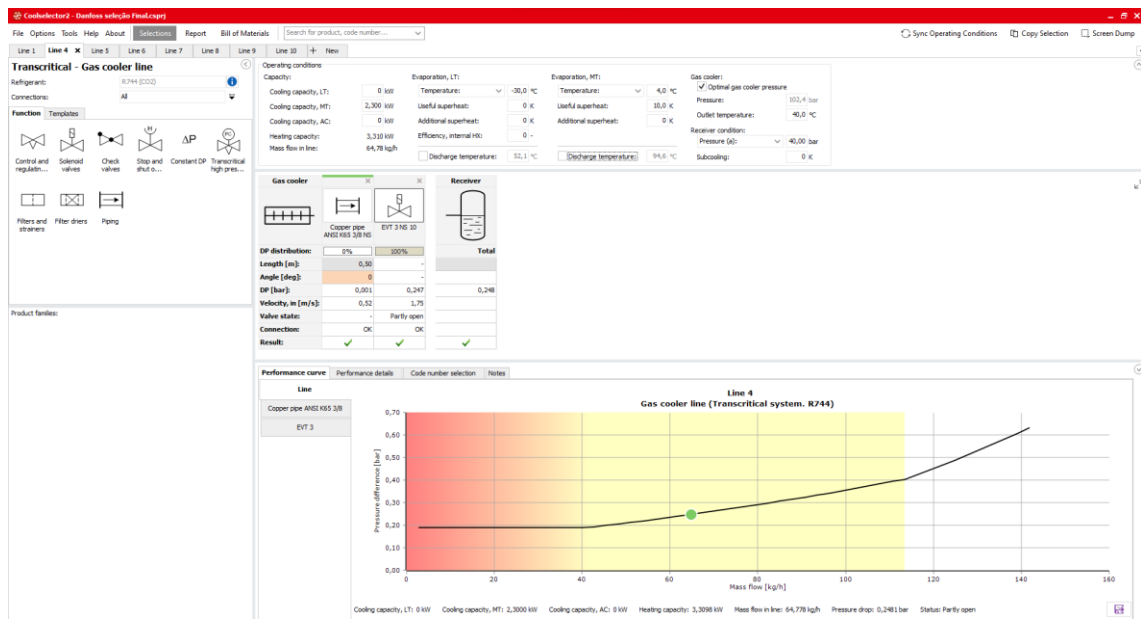
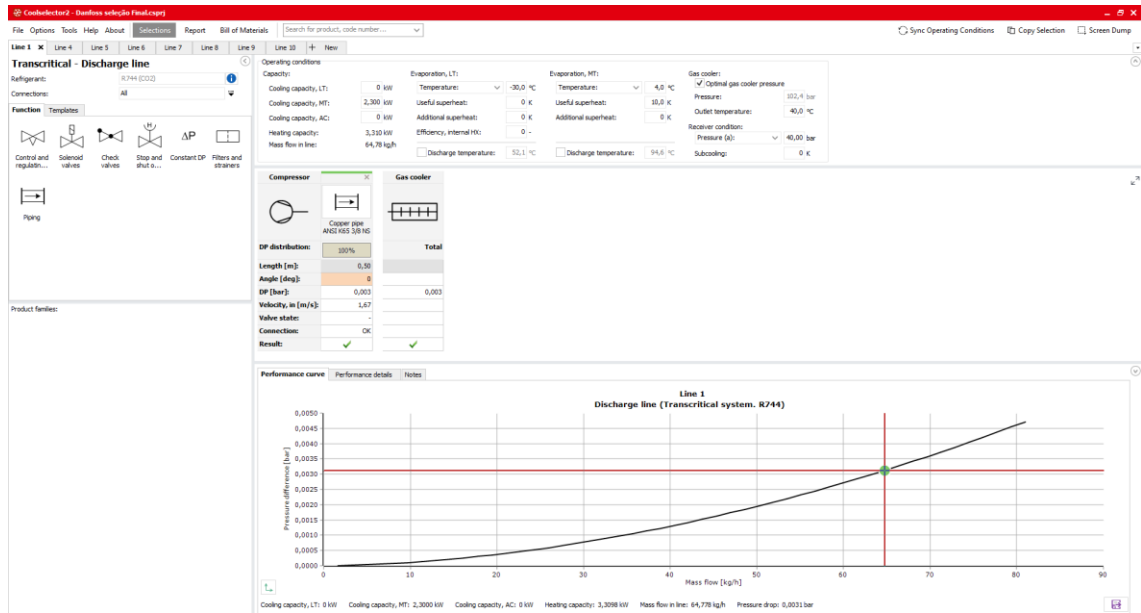
$$W_{comp,} = \dot{m}_{total} \times (h_2 - h_1) = 0,019 \times (481,03 - 433,82) = 0,90\ kW$$

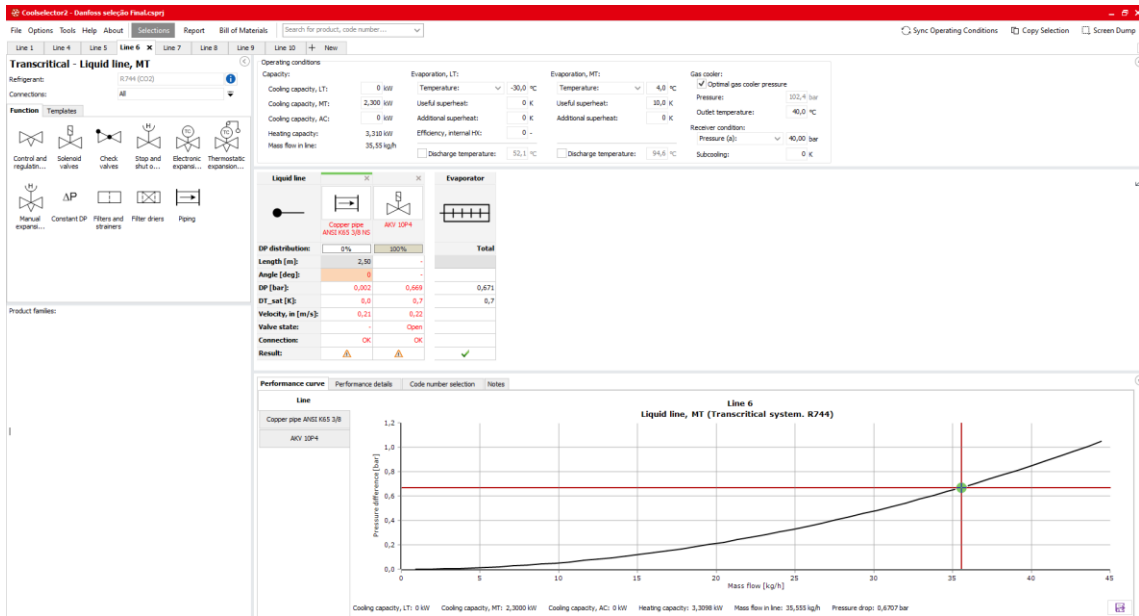
$$COP = \frac{Q_{evap,}}{W_{comp,}} = \frac{2,30}{0,90} = 2,55$$

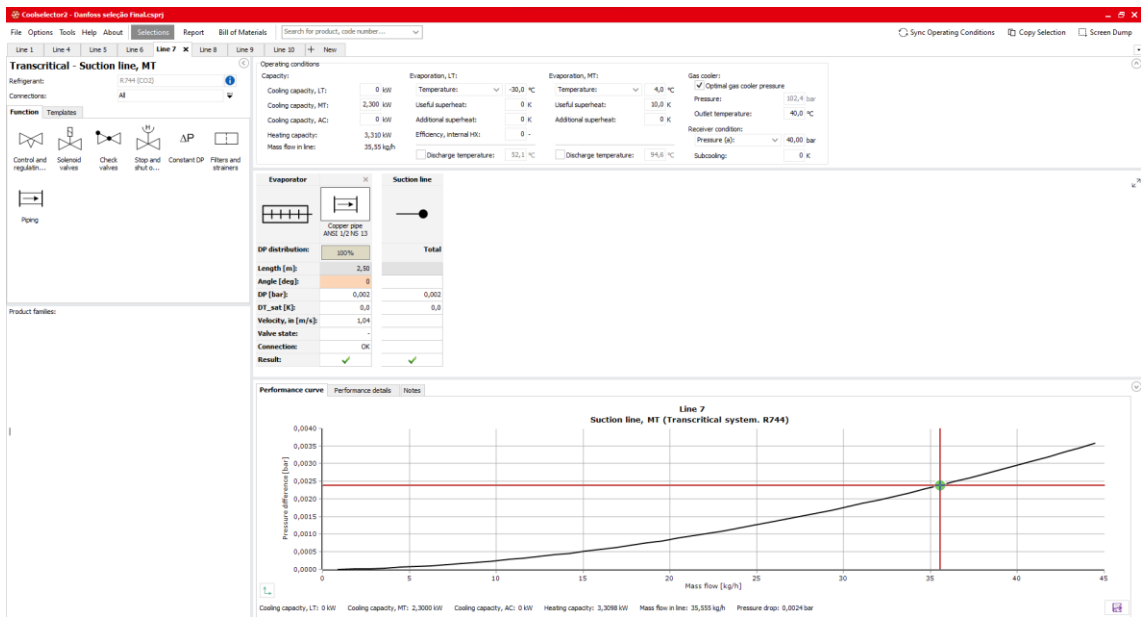
Onde:

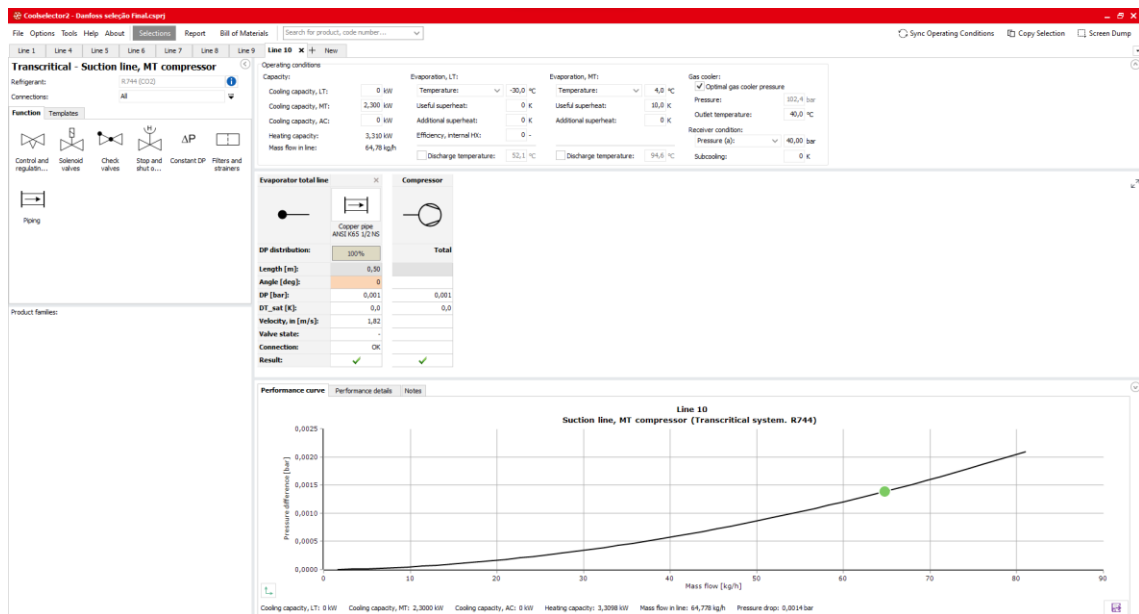
- $Q_{evap,}$ - Potência do evaporador selecionado [kW];
- $W_{comp,}$ - Trabalho do compressor selecionado [kW];

Dimensionamento Tubagem e válvula a partir do software CoolSelector, Danfoss,









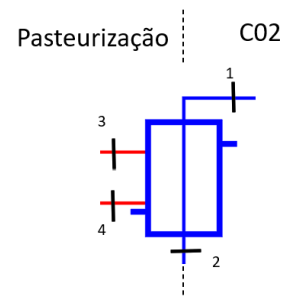
Permutador

Pressupostos:

$$T_3 = 80^\circ\text{C}.$$

Pontos:

- 1) $\dot{m}_1 = 0,019 \text{ kg/s}$; $T_1 = 85,85^\circ\text{C}$; $h_1 = 481,03 \text{ kJ/kg}$;
- 2) $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$; $T_1 = 80,00^\circ\text{C}$; $h_2 = 469,88 \text{ kJ/kg}$;
- 3) $\dot{m}_3 = ?$; $T_3 = 80^\circ\text{C}$;
- 4) $\dot{m}_3 = \dot{m}_4$; $T_4 = 70^\circ\text{C}$.



Cálculo:

$$P_{permuta} = \dot{m}_1 \times \Delta h = 0,019 \times (481,03 - 469,88) = 0,21kW$$

$$P_{permuta} = \dot{m}_3 \times c_p \times \Delta T \leftrightarrow 0,21 = \dot{m}_3 \times 4,185 \times (80 - 70)$$

$$\dot{m}_3 = \frac{0,21}{4,185 \times (80 - 70)} = 0,005 \text{ kg/s}$$

$$P_{Hidraulica} = \rho \times \dot{m}_{\text{agua}} \times H \times g \leftrightarrow$$

$$\leftrightarrow P_{Hidraulica} = 1 \times 0,005 \times 20 \times 9,81 = 1,00 \text{ W}$$

Circulador instalado têm 0,21L/s, tubagem DN20

		Medida nomin,				Diâmetro ext. do tubo x Espessura da parede										
da x s [mm]		15 x 10		18 x 10		22 x 1,2		28 x 1,2		da x s	35 x 1,5		42 x 1,5		54 x 1,5	
di [mm]		13,0		16,0		19,5		25,6		di [mm]	32,0		39,0		51,0	
Diâm, nomin,		DN 12		DN 15		DN 20		DN 25		Diâm, nomin,	DN 32		DN 40		DN 50	
Máx, de circulaçã o V _s		R	V	R	V	R	V	R	V	Máx, de circulaçã o V _s	R	V	R	V	R	V
L/s		<u>mbar</u> m	<u>m</u> s	<u>mbar</u> m	<u>m</u> s	<u>mbar</u> m	<u>m</u> s	<u>mbar</u> m	<u>m</u> s	L/s	<u>mbar</u> m	<u>m</u> s	<u>mbar</u> m	<u>m</u> s	<u>mbar</u> m	<u>m</u> s
0,05		2,2	0,4	0,8	0,2	0,3	0,2	0,1	0,1	0,2	0,3	0,2	0,1	0,2	0,0	0,1
0,10		7,3	0,8	2,7	0,5	1,1	0,3	0,3	0,2	0,4	1,1	0,5	0,4	0,3	0,1	0,2
0,15		14,8	1,1	5,5	0,7	2,1	0,5	0,6	0,3	0,6	2,3	0,7	0,9	0,5	0,3	0,3
0,20		24,5	1,5	9,1	1,0	3,5	0,7	1,0	0,4	0,8	3,8	1,0	1,5	0,7	0,4	0,4
0,25		36,2	1,9	13,5	1,2	5,1	0,8	1,4	0,5	1,0	5,7	1,2	2	0,8	0,6	0,5
0,30		50,0	2,3	18,6	1,5	7,1	1,0	2,0	0,6	1,2	7,9	1,5	3,1	1,0	0,8	0,6
0,35		65,6	2,6	24,3	1,7	9,3	1,2	2,6	0,7	1,4	10,3	1,7	4,0	1,2	1,1	0,7

Anexo B – Esquema do sistema

PRODUCTION



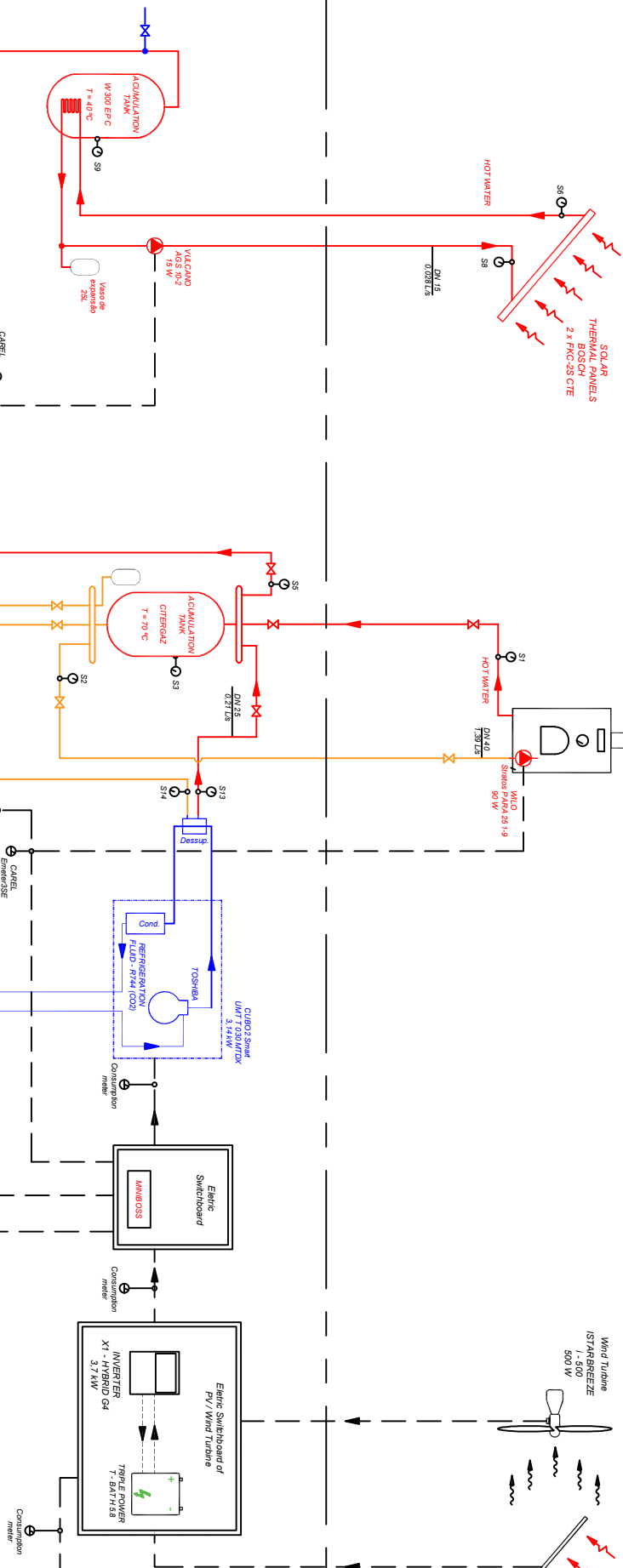
PELLETS POWER
ECOFOREST CANTINA
NOVA 30 kW

SOLAR
THERMAL PANELS
NOVA 2.4 PROSOLTE

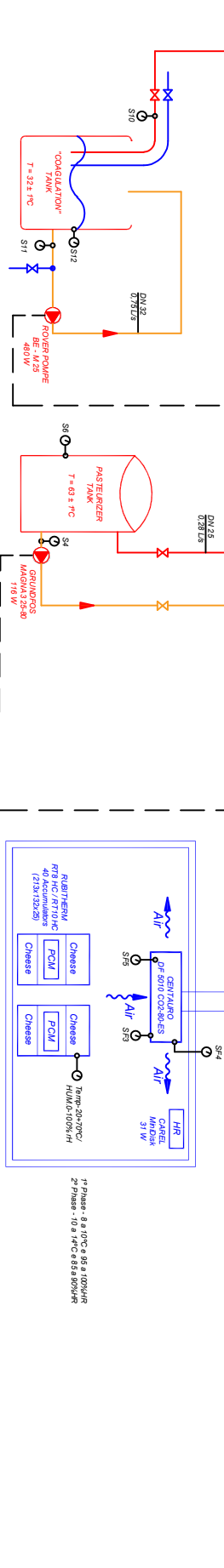
PV/Panels
CANALIAN
1.56 kW/HV

Wind Turbine
ISTARBREEZE
1.500 W

**TRANSFORMATION/
ACUMULATION**



DEMAND



3 Phase - 0 a 10°C e 95 a 100W/h
2 Phase - 10 a 14°C e 85 a 80W/h



Grid Power

Anexo C – Equipamentos e características

Anexo C.1 – Caldeira

Características da caldeira CANTINA NOVA 30kW

Características Técnicas	
Dimensões (mm)	L1078 × A1144 × P667
Capacidade de Depósito	até 116 Kg
Peso	330 Kg
Potência	30 Kw
Rendimento	93,1%
Consumo pellets min/max	2.900/ 6.500 gr/h
Autonomia min/máxima	18 h / 40 h
Combustível	Pellets, Cascas de amêndoa e Carço de azeitona
Saída de Gases Ø	100 mm

Características da circulator Stratos PARA 25/1-9

Power

Energy Efficiency Index (EEI)	≤ 0,23
Max. delivery head	9 m
Max. volume flow	5 m ³ /h

Electrical connection

Mains connection	1~230 V +10%/-15%, 50/60 Hz (IEC 60038 standard voltage)
------------------	--

Motor data




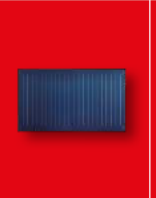

Stratos PARA	Speed	Power consumption 1-230 V	Current at 1-230 V	Motor protection
	n	P1	I	-
	rpm	W	A	-
1 - 9	1200 - 4500	3,5 - 90	0.05 - 0.70	Integrated

Materials

Stratos PARA	Pump housing	Impeller	Pump shaft	Bearing
1 - 9	Grey cast iron (EN-GJL-200)	PP composite with GF 50%	Stainless steel (X30Cr13)	Carbon, metal impregnated

Anexo C.2 – Sistema solar

Características coletores solar:

Características	PremiumSun	PremiumSun	WarmSun	WarmSun	Compacto
Modelo	FKT-2S	FKT-2W	FKC-2S	FKC-2W	FCC-2S
					
Montagem	Vertical	Horizontal	Vertical	Horizontal	Vertical
Dimensões A x L x P (mm)	2170 x 1175 x 87	1175 x 2170 x 87	2017 x 1175 x 87	1175 x 2017 x 87	2026 x 1032 x 67
Área total (m²)	2.55	2.55	2.37	2.37	2.09
Área útil abertura (m²)	2.426	2.426	2.25	2.25	1.936
Área do absorvedor (m²)	2.350	2.370	2.18	2.18	1.921
Volume do coletor (l)	1.61	1.95	0.94	1.35	0.80
Peso em vazio (kg)	45	45	40	41	30
Pressão máxima trabalho (bar)	10	10	6	6	6
Caudal nominal (l/h)	50	50	50	50	50
Material da caixa	Fibra de vidro numa só peça (SMC)		Fibra de vidro numa só peça (SMC)		Alumínio
Isolamento* (mm)	Lã mineral (55)	Lã mineral (55)	Lã mineral (55)	Lã mineral (55)	Lã mineral (25)
Espessura de vidro (mm)	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2
Coletor	Altamente seletivo	Altamente seletivo	Altamente seletivo	Altamente seletivo	Altamente seletivo
Tratamento Coletor	PVD	PVD	PVD	PVD	PVD
Circuito hidráulico	Dupla serpentina	Dupla serpentina	Grelha de tubos	Grelha de tubos	Grelha de tubos

* Isolamento para gamas PremiumSun e WarmSun de 55 mm de espessura e isolamento para gama Compacto de 25 mm.
Nota: Todos os coletores possuem certificado CE/Solar Keymark.

Curva de rendimento instantâneo segundo EN 12975-2 (baseada na área de abertura)						
Modelo	PremiumSun		WarmSun		Compacto	
	FKT-2S	FKT-2W	FKC-2S	FKC-2W	FCC-2S	
Rendimento ótico - Fator de eficiência	0.794	0.802	0.766	0.770	0.761	
Coef. perda linear	W/m² K	3.863	3.833	3.216	3.871	4.008
Coef. perda secundário	W/m² K2	0.013	0.015	0.015	0.012	0.013

Características circulador solar:



Dados Orientativos		AGS 10-2	AGS 20-2	AGS 50-2
N.º de coletores		1 - 10	11 - 20	21 - 50
Altura manométrica da bomba	m	7	7,5	9
Diâmetro de ligação	mm	15	22	28
Dimensões (A x L x P)	mm	353 x 284 x 248	353 x 284 x 248	403 x 284 x 248

AGS10		
Temperatura permitida	°C	Avanço: 130 / retorno: 110 (bomba)
Pressão de acionamento da válvula de segurança	bar	6
Válvula de segurança	-	DN 15, ligação ¾"
Tensão de rede	-	230 VAC, 50 - 60 Hz
Consumo máx. de corrente por bomba	A	0,4 A / EEI ≤ 0,2
Dimensões (Altura x Largura x Profundidade)	mm	353x284x248
Ligações de avanço e de retorno (uniões roscadas de anel de aperto)	mm	15 / 22

N.º de enc.	Tipo de produto	Consumo de energia da bomba (sol-pump)	Consumo de energia no modo de vigília (solstandby)
7735600062	AGS10-2	15,0 W	2,00 W

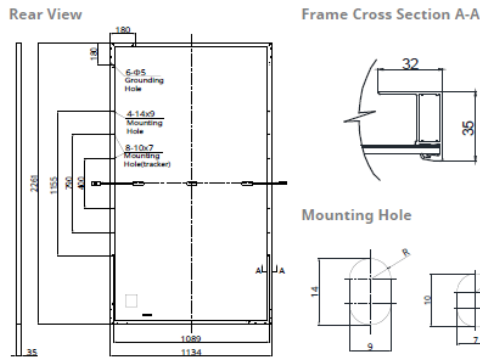
Características depósito W 300 EP C

Modelo	Stora W EP C							
	75	90	120	160-2	200-2	300-2	400-2	500-2
Dimensões								
Altura (mm)	675	735	922	1172	1432	1794	1591	1921
Diâmetro (Ø)	540	540	540	540	540	600	700	700
Características gerais								
Permutador	1	1	1	1	1	1	1	1
Volume útil (l)	77	86	115	151	191	293	375	462
Permutador inferior								
Tipo	serpentina							
Volume da serpentina (l)	2,7	2,7	2,7	4,8	4,8	6,4	8,6	10,2
Superfície de permuta (m²)	0,4	0,4	0,4	0,69	0,69	0,92	1,21	1,48
Potência máx. de permuta (kW)	12	12	12	18,7	18,7	24	28,7	35
Outras características								
Peso em vazio (kg)	37	39	44	56	63	98	115	129
Perdas estáticas (W)	50	54	64	57	70	79	86	102
Classe de eficiência energética	C	C	C	C	C	C	C	C
Espectro da classe de eficiência energética	A* → F	A* → F	A* → F	A* → F	A* → F	A* → F	A* → F	A* → F

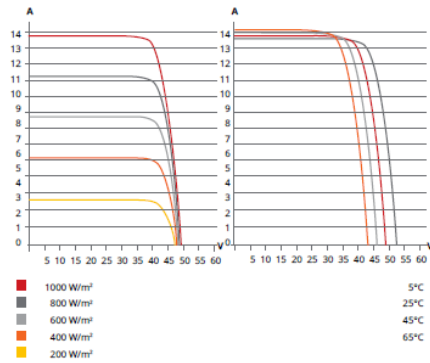
Anexo C.3 – Sistema PV

Características painel PV Hiku6 Mono PERC 5454W

ENGINEERING DRAWING (mm)



CS6W-530MS / I-V CURVES



ELECTRICAL DATA | STC*

CS6W	530MS	535MS	540MS	545MS	550MS	555MS
Nominal Max. Power (Pmax)	530 W	535 W	540 W	545 W	550 W	555 W
Opt. Operating Voltage (Vmp)	40.9 V	41.1 V	41.3 V	41.5 V	41.7 V	41.9 V
Opt. Operating Current (Imp)	12.96 A	13.02 A	13.08 A	13.14 A	13.20 A	13.25 A
Open Circuit Voltage (Voc)	48.8 V	49.0 V	49.2 V	49.4 V	49.6 V	49.8 V
Short Circuit Current (Isc)	13.80 A	13.85 A	13.90 A	13.95 A	14.00 A	14.05 A
Module Efficiency	20.7%	20.9%	21.1%	21.3%	21.5%	21.6%
Operating Temperature	-40°C ~ +85°C					
Max. System Voltage	1500V (IEC/UL) or 1000V (IEC/UL)					
Module Fire Performance	TYPE 1 (UL 61730 1500V) or TYPE 2 (UL 61730 1000V) or CLASS C (IEC 61730)					
Max. Series Fuse Rating	25 A					
Application Classification	Class A					
Power Tolerance	0 ~ + 10 W					

* Under Standard Test Conditions (STC) of irradiance of 1000 W/m², spectrum AM 1.5 and cell temperature of 25°C.

MECHANICAL DATA

Specification	Data
Cell Type	Mono-crystalline
Cell Arrangement	144 [2 x (12 x 6)]
Dimensions	2261 x 1134 x 35 mm (89.0 x 44.6 x 1.38 in)
Weight	27.8 kg (61.3 lbs)
Front Cover	3.2 mm tempered glass with anti-reflective coating
Frame	Anodized aluminium alloy
J-Box	IP68, 3 bypass diodes
Cable	4 mm ² (IEC), 12 AWG (UL)
Cable Length (Including Connector)	410 mm (16.1 in) (+) / 290 mm (11.4 in) (-) or customized length*
Connector	T4 series or MC4-EVO2
Per Pallet	30 pieces
Per Container (40' HQ)	600 pieces

* For detailed information, please contact your local Canadian Solar sales and technical representatives.

ELECTRICAL DATA | NMOT*

CS6W	530MS	535MS	540MS	545MS	550MS	555MS
Nominal Max. Power (Pmax)	397 W	401 W	405 W	409 W	412 W	416 W
Opt. Operating Voltage (Vmp)	38.3 V	38.5 V	38.7 V	38.9 V	39.1 V	39.3 V
Opt. Operating Current (Imp)	10.38 A	10.42 A	10.47 A	10.52 A	10.55 A	10.59 A
Open Circuit Voltage (Voc)	46.1 V	46.3 V	46.5 V	46.7 V	46.9 V	47.1 V
Short Circuit Current (Isc)	11.13 A	11.17 A	11.21 A	11.25 A	11.29 A	11.33 A

* Under Nominal Module Operating Temperature (NMOT), irradiance of 800 W/m², spectrum AM 1.5, ambient temperature 20°C, wind speed 1 m/s.

TEMPERATURE CHARACTERISTICS

Specification	Data
Temperature Coefficient (Pmax)	-0.34 % / °C
Temperature Coefficient (Voc)	-0.26 % / °C
Temperature Coefficient (Isc)	0.05 % / °C
Nominal Module Operating Temperature	41 ± 3°C

Características X1-Hybris G4 3,7:



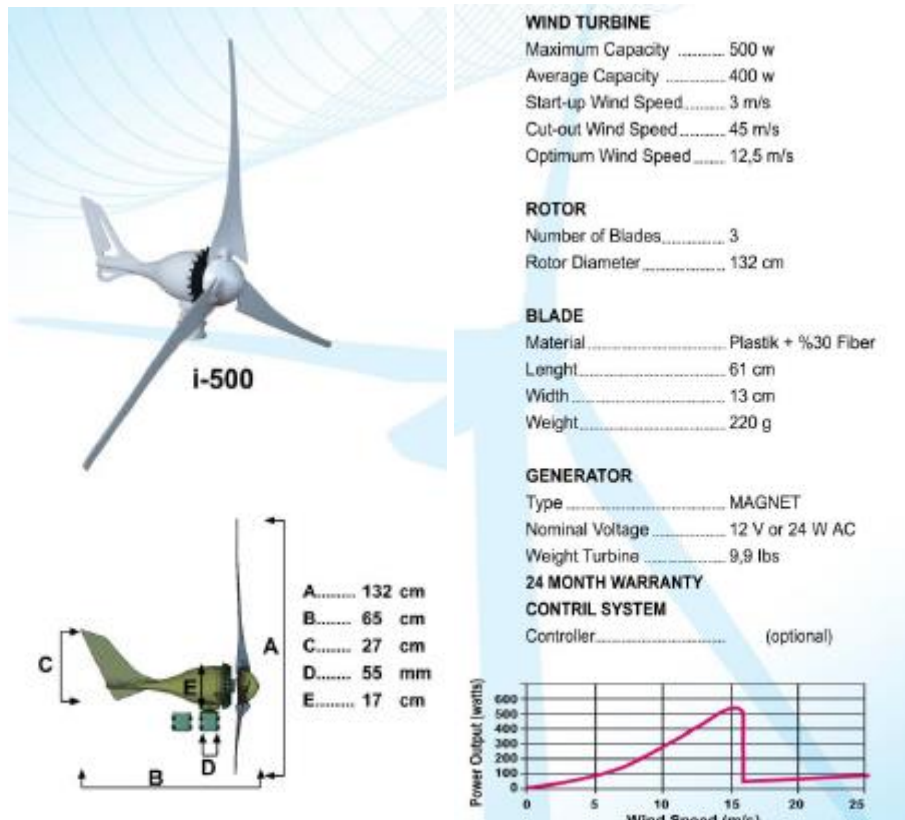
X1-HYBRID G4 (SINGLE-PHASE)

X1-HYBRID-3.0-D X1-HYBRID-3.7-D X1-HYBRID-4.6-D X1-HYBRID-5.0-D X1-HYBRID-6.0-D X1-HYBRID-7.5-D
 X1-HYBRID-3.0-M X1-HYBRID-3.7-M X1-HYBRID-4.6-M X1-HYBRID-5.0-M X1-HYBRID-6.0-M X1-HYBRID-7.5-M

DC INPUT	3.0	3.7	4.6	5.0	6.0	7.5
Max. PV array power [Wp]	6000	7400	9200	10000	12000	15000
Max. PV input power ³⁾ (PV1+PV2) [Wp]	4500	5500	6900	7500	9000	10000
Max. PV input voltage [V]	600	600	600	600	600	600
Start output voltage [V]	90	90	90	90	90	90
Nominal input voltage [V]	360	360	360	360	360	360
MPPT voltage range [V]	70~550	70~550	70~550	70~550	70~550	70~550
No. of MPPT trackers / Strings per MPP tracker	2 (1/1)	2 (1/1)	2 (1/1)	2 (1/1)	2 (1/1)	2 (1/1)
Max. input current (input PV1 / input PV 2) [A]	16/16	16/16	16/16	16/16	16/16	16/16
Max. short circuit current (input PV1 / input PV 2) [A]	20/20	20/20	20/20	20/20	20/20	20/20

AC INPUT & OUTPUT						
Nominal AC output power [W]	3000	3680	4600	5000 <small>(Germany 4999, AU 4999)</small>	6000	7500
Max. AC output apparent power [VA]	3300	3680	4999 <small>(Germany 4600)</small>	5500 <small>14600 for VDE 4105, 4999 for AS4777</small>	6600	7500
Max. AC output current [A]	14.4	16	21.7 <small>(Germany 20)</small>	21.9 <small>(Germany 20, AU 21.7)</small>	28.6	32.6
Max. AC input apparent power [VA]	6300	7360	9200	9200	9200	9200
Max. AC input current [A]	27.4	32	40	40	40	40
Nominal AC voltage [V]	230 / 240					
Nominal grid frequency [Hz]	50 / 60					
Displacement power factor	0.8 leading ~0.8 lagging					
THDi (rated power) [%]	<2					
BATTERY DATA						
Battery type	Lithium-ion battery / Lead-acid Battery					
Battery voltage range [V]	80 ~ 480					
Max. continuous charge / discharge current [A]	30					
EPS (OFF-GRID OR BACK-UP) OUTPUT (WITH BATTERY)						
Nominal output power [W]	3000	3680	4600	5000	6000	7500
Peak apparent power [VA]	3600, 1h	4416, 1h	5520, 1h	6000, 1h	7200, 10min	7500
Max. continuous current [A]	13	16	21.7	21.7	26.1	32.6
Nominal voltage [V]; Frequency [Hz]	230; 50 / 60					
Switch time [ms]	<10					
Parallel operation	YES					
SYSTEM DATA						
Max. efficiency [%]	97.6					
Euro. efficiency [%]	97.0					
Battery charge / discharge efficiency [%] [®]	97.0 / 97.0					
Degree of protection	IP65					
Operating temperature range [°C]	-35 ~ +60 (Derating above +45)					
Max. operation altitude [m]	<3000					
Relative humidity [%]	0 ~ 100					
Typical noise emission [dB]	<30					
Storage temperature [°C]	-40 ~ +65					
Dimensions (WxHxD) [mm]	482x417x181					
Net weight [kg]	24					
Cooling concept	Nature cooling					
Communication interfaces	CT/Meter (optional), External control RS485, Pocket WiFi (Optional: Pocket Lan/4G), DRM, USB Upgrade, NTC (optional)					
POWER CONSUMPTION						
Internal consumption (night) [W]	<17W for standby, <2.7W for idle					

Características aerogerador i – 500



Características aerogerador T-BAT H5,8

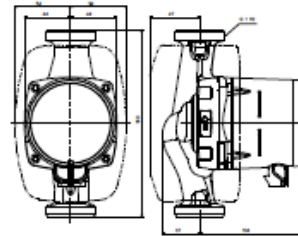
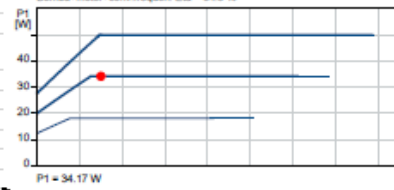
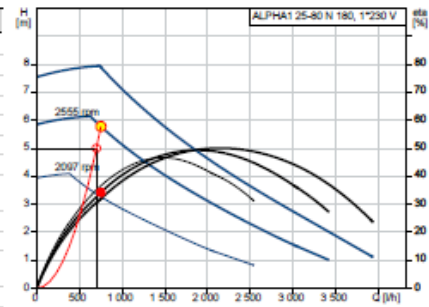
T-BAT H 5.8

Tensão nominal [V]	115,2
Tensão de funcionamento [V]	100-131
Tipo de bateria	Íões de lítio (LFP)
Capacidade nominal [kWh]	5,8
Capacidade utilizável [kWh]	5,2
Eficiência da carga farádica [%]	99
Eficiência da rotação da bateria [%]	95
Potência normalizada [kW]	2,9
Potência máxima [kW]	4,0
Corrente de carga/descarga recomendada [A]	25
Corrente de carga/descarga máxima [A]	35
Ciclo de vida [90% de profundidade de descarga (PD)]	>6000 ciclos
Garantia [Anos]	10
Gama de temperaturas de funcionamento disponível [°C]	0 a 55
Gama de temperaturas de funcionamento com carga plena [°C]	5 a 48
Humidade [%]	4 a 100 (condensável)
Altitude [m]	Abaixo de 2000
Proteção	IP55
Comunicação sistema-inversor	CAN2.0
Comunicação bateria-bateria/BMS (sistema de gestão de baterias)	RS485
Porta de recolha de dados/ATUALIZAÇÃO DE FIRMWARE	CAN2.0
Indicador do modo de funcionamento de controlo principal	1 LED
Indicador de capacidade de controlo principal	4 LEDs (25%, 50%, 75%, 100%)
LED do módulo da bateria	2 LEDs
Reposição	Botão
Interruptor LIGAR/DESLIGAR	1 botão + 1 disjuntor

Anexo C.4 – Circuladores

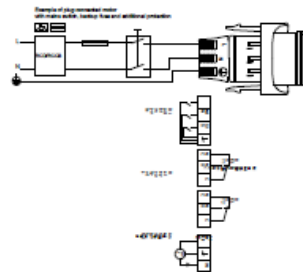
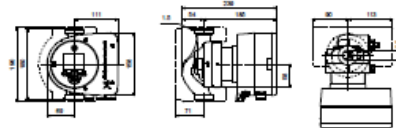
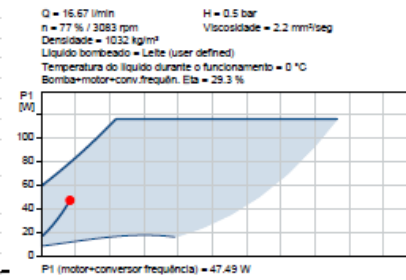
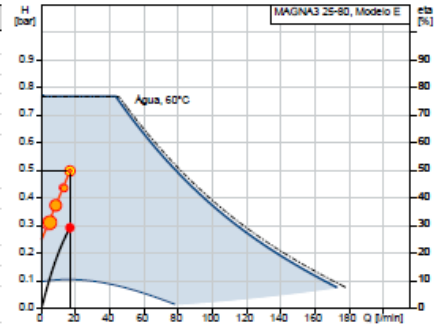
Características circulador ALPHA 1 2580 N 180:

Descrição	Valor
Inf. geral:	
Designação do produto:	ALPHA1 25-80 N 180
Código:	A pedido
Número EAN:	A pedido
Preço:	EUR 1040
Técnicos:	
Caudal efectivo calculado:	752.9 l/h
Altura manométrica resultante da bomba:	5.78 m
Altura manométrica máxima:	80 dm
Classe TF:	110
Aprovações:	CE,VDE,EAC,RCM,SEPRO
Modelo:	B
Materiais:	
Corpo da bomba:	Stainless steel
Caixa da bomba:	EN 1.4308
Corpo da bomba:	ASTM A351-CF8
Impulsor:	Composite
Impulsor:	PES 30% GF + PESU-GF20%
Instalação:	
Gama de temperatura ambiente:	0 .. 40 °C
Pressão máx. de funcionamento:	10 bar
Tipo de conexão:	G
Dimensão da conexão:	1 1/2 Inch
Nível de pressão para conexão:	PN 10
Extensão porta a porta:	180 mm
Líquido:	
Líquido bombeado:	Água
Gama de temperatura do líquido:	0 .. 110 °C
Concentração:	100 %
Temperatura do líquido durante operação:	20 °C
Densidade:	988 kg/m³
Viscosidade cinemática:	1 mm²/seg
Car. eléctricas:	
Potência mínima absorvida - P1:	3 W
Entrada de potência P1 W:	50 W
Frequência da rede:	50 / 60 Hz
Voltagem nominal:	1 x 230 V
Consumo máximo de energia:	0.04 .. 0.44 A
Classe de protecção (IEC 34-5):	X4D
Classe de isolamento (IEC 85):	F
Protecção de motor incorporada:	NONE
Protecção térmica:	ELEC
Controlos:	
Funcionamento noturno automat.:	N
Outros:	
Energia (EEI):	0.20
Posição de caixa de terminais:	6H
Peso líquido:	2.21 kg
Peso bruto:	2.37 kg
Volume de expedição:	0.004 m³
Finlândia LVI nº:	4615334



Características circulador MAGNA3 2580:

Descrição	Valor
Inf. geral:	
Designação do produto:	MAGNA3 25-80
Código:	97924246
Número EAN:	5710626493210
Técnicos:	
Velocidade da bomba na qual se baseiam os dados da mesma:	3083 rpm
Caudal efectivo calculado:	16.67 l/min
Altura manométrica resultante da bomba:	0,5 bar
Altura manométrica máxima:	80 dm
Classe TF:	110
Approvals:	CE,VDE,EAC,MOROCCO,UKCA,TSE,RCM,UkrSEPRO
Modelo:	E
Materiais:	
Corpo da bomba:	Ferro fundido
Caixa da bomba:	EN 1561 EN-GJL-200
Corpo da bomba:	ASTM A48-200B
Impulsor:	Composite
Instalação:	
Gama de temperatura ambiente:	0 .. 40 °C
Pressão máx. de funcionamento:	10 bar
Tipo de conexão:	G
Dimensão da conexão:	1 1/2 inch
Nível de pressão para conexão:	PN 10
Extensão porta a porta:	180 mm
Líquido:	
Líquido bombeado:	Leite (user defined)
Gama de temperatura do líquido:	-10 .. 110 °C
Temperatura do líquido durante operação:	0 °C
Densidade:	1032 kg/m ³
Viscosidade cinemática:	2.2 mm ² /seg
Car. eléctricas:	
Potência máxima absorvida - P1:	116 W
P1 min.:	9 W
Frequência da rede:	50 Hz
Voltagem nominal:	1 x 230 V
Minimum current consumption:	0.09 A
Consumo de corrente máximo:	1.02 A
Classe de protecção (IEC 34-5):	X4D
Classe de isolamento (IEC 85):	F
Outros:	
Energia (EEI):	0.18
Peso líquido:	5.11 kg
Peso bruto:	5.75 kg
Volume de expedição:	0.015 m ³
Dinamarca VVS N°:	380790080
Suécia RSK n°:	5732574
Finlândia LVI n°:	4815544
Noruega NRF n°:	9042327
Environmental approvals:	CN ROHS,WEEE



Características circulador ROVER POMPE:



Anexo C.5 – Sistema de Refrigeração

Características evaporador DF 5010 CO₂ – ES:

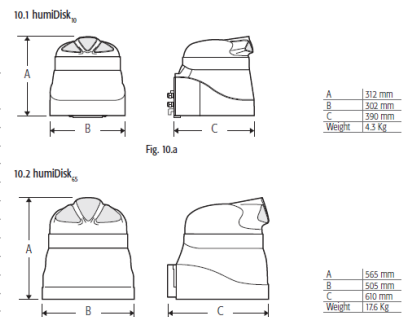
Modelo Type	Capacidade QSm Capacity QSm (T _C =+2°C / DT _m =8K)		Capacidade Qs1 Capacity Qs1 (T _{se} =+4°C / DT ₁ =10K)		Superfície Surface m ²	Volume Interno Internal Volume dm ³	Ventiladores Fans					
	kW		kW				Nº. Nr.	Diâmetro Diameter mm	Caudal de ar Air flow m ³ /h	Projeção ar Air throw m	Rotação Revolutions rpm	Potência total Total power W
DF 508 CO2	3,52	3,37	13,60	2,60	2	254	1200	4,0	1300	140	0,96	230/1/50
DF 5010 CO2	3,99	3,82	17,00	3,23	2	254	1160	4,0	1300	140	0,96	230/1/50
DF 5012 CO2	5,69	5,45	20,40	3,70	3	254	1800	4,0	1300	210	1,44	230/1/50
DF 5014 CO2	6,35	6,08	25,50	4,63	3	254	1740	4,0	1300	210	1,44	230/1/50
DF 508 CO2-ES	3,47	3,31	13,60	2,60	2	200	1160	4,0	2000	68	0,52	230/1/50
DF 5010 CO2-ES	3,91	3,73	17,00	3,23	2	200	1120	4,0	2000	68	0,52	230/1/50
DF 5012 CO2-ES	5,57	5,32	20,40	3,70	3	200	1740	4,0	2000	102	0,78	230/1/50
DF 5014 CO2-ES	6,22	5,94	25,50	4,63	3	200	1680	4,0	2000	102	0,78	230/1/50

Resistências da bateria Coil heaters			Ligações Connections			Dimensões Dimensions mm				Peso em vazio Net weight kg	Volume embarque Shipment volume m ³	Modelo Type
Potência total Total power kW	Corrente total Total current A	Alimentação MPS V/F	Entrada Inlet in	Saída Outlet in	Esgoto Drain in	A	B	C	E			
1,68	7,3	230/1	1/2	5/8	3/4	192	868	836	720			25,0
2,00	8,7	230/1	1/2	5/8	3/4	192	868	836	720	28,0	0,35	DF 5010 CO2
2,40	10,43	230/1	1/2	5/8	3/4	202	1218	1186	720	38,0	0,48	DF 5012 CO2
3,20	13,91	230/1	1/2	5/8	3/4	202	1218	1186	720	41,0	0,48	DF 5014 CO2
1,68	7,3	230/1	1/2	5/8	3/4	192	868	836	720	25,0	0,35	DF 508 CO2-ES
2,00	8,7	230/1	1/2	5/8	3/4	192	868	836	720	28,0	0,35	DF 5010 CO2-ES
2,40	10,43	230/1	1/2	5/8	3/4	202	1218	1186	720	38,0	0,48	DF 5012 CO2-ES
3,20	13,91	230/1	1/2	5/8	3/4	202	1218	1186	720	41,0	0,48	DF 5014 CO2-ES

Características humidificador HumiDisk10:

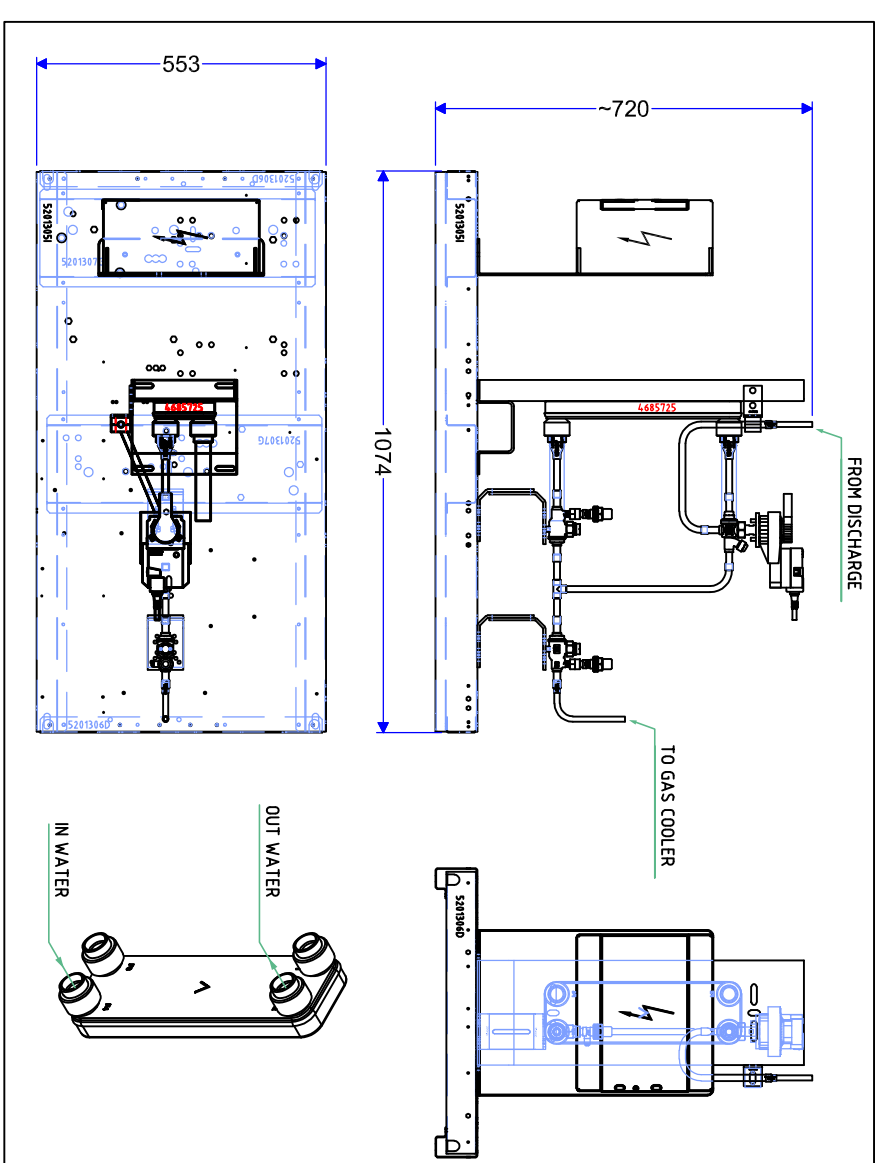
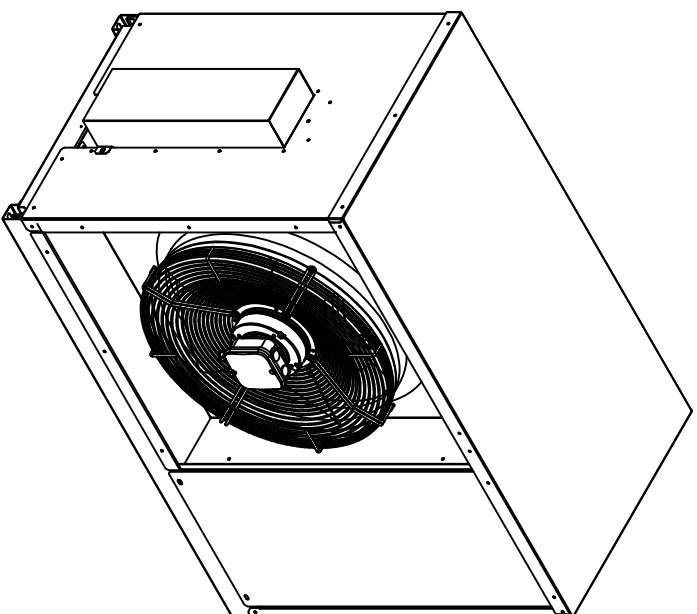
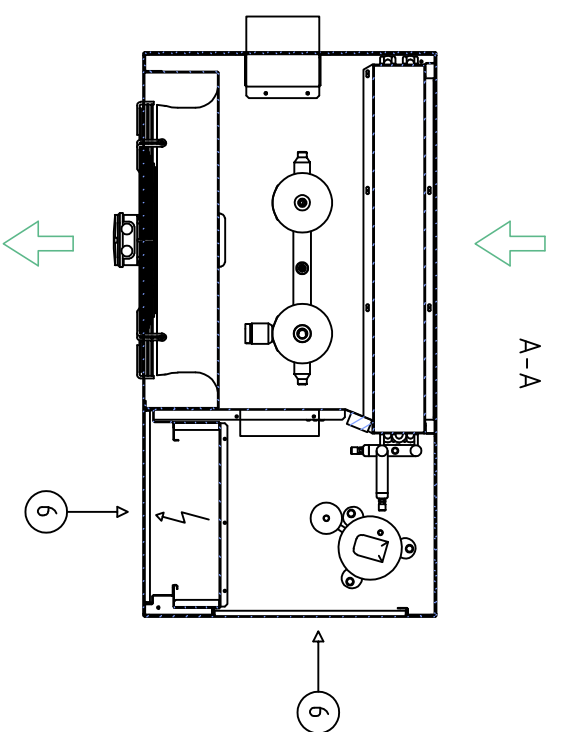
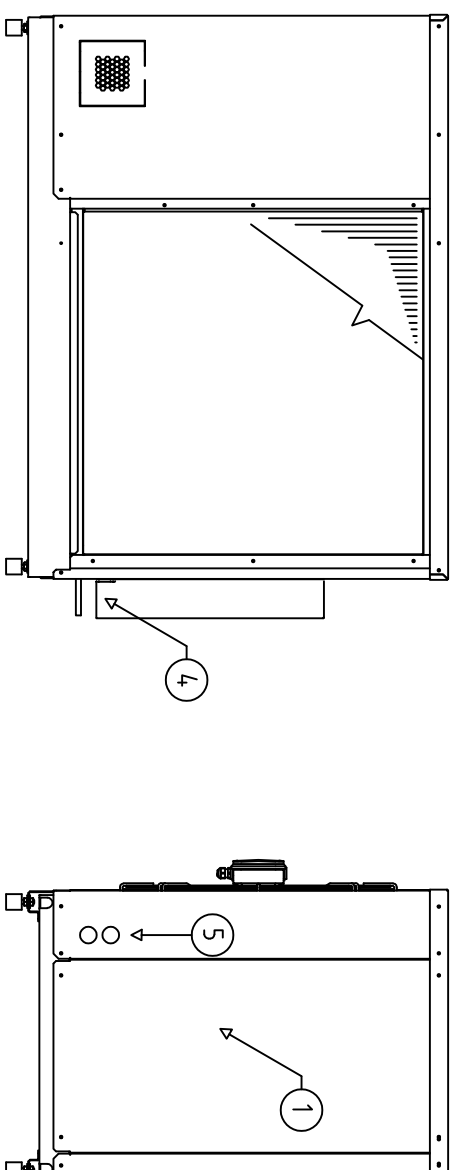
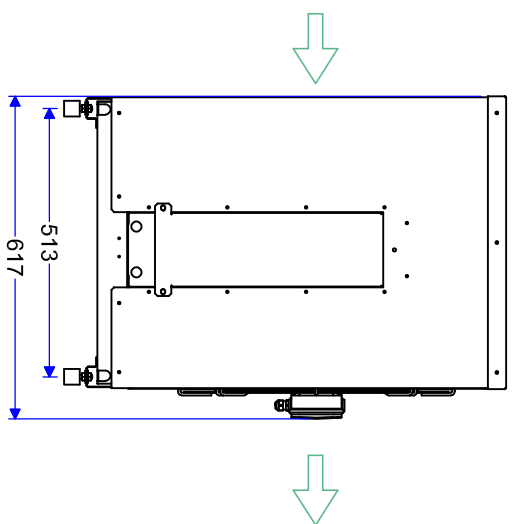
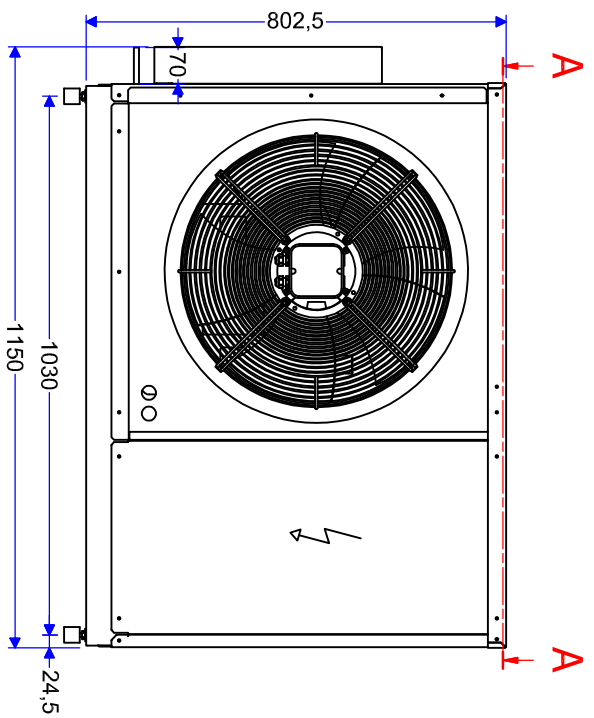
11.1 Table of technical specifications for humiDisk10

Humidification capacity	1 kg/h (2.2 lb/h) at 230 V 50 Hz 1.2 kg/h (2.6 lb/h) at 110 V 60 Hz
Power supply	230 V, 50 Hz / 110 V, 60 Hz
Rated power	31 W
Air flow-rate	80 m ³ /hour (47 cfm)
Water supply pressure	100 kPa to 1000 kPa
Water content in supply tank	0.055 l (0.12 lb)
Index of protection	IPX4
Operating temperature	+1 °C (+33.8 °F) to +35 °C (+95 °F)
Operating humidity	0 to 100% RH
Supply water	temperature +1 °C (+33.8 °F) to +50 °C (+122 °F) hardness Max 30 °FH (max 300 ppm CaCO ₃) conductivity conductivity

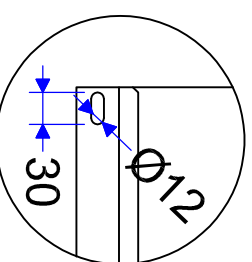
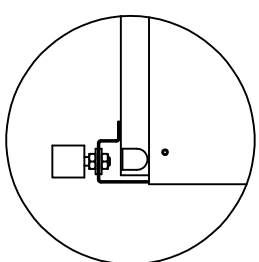
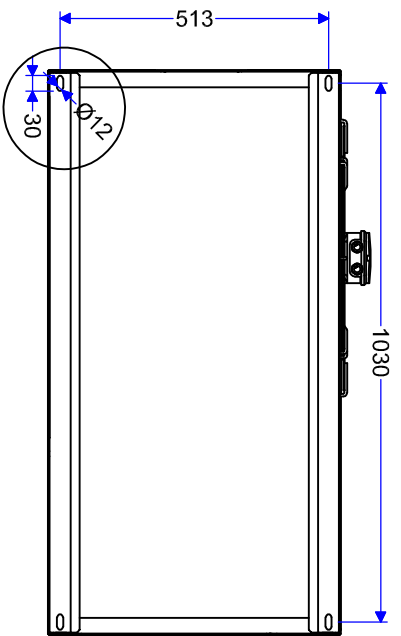


Características unidade condensador UMT T 030 MTDX

Preliminary Data		MEDIUM TEMPERATURE														
		Evaporation Temperature [°C]														
		-15		-10		-5		0		5						
UMT T 030 MTDX	T amb [°C]	Cooling Cap. [W]		COP		Cooling Cap. [W]		COP		Cooling Cap. [W]		COP				
		min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max			
	40	429	2140	1,38	523	2507	1,58	575	2759	1,59	674	3143	1,79	787	3541	2,04
	38	440	2165	1,44	526	2514	1,59	622	2889	1,80	727	3283	2,04	850	3704	2,31
	32	455	2181	1,54	551	2548	1,76	653	2939	2,02	768	3362	2,32	905	3826	2,68
	20	553	2490	2,25	671	2944	2,67	804	3454	3,20	959	4029	3,88	1145	4678	4,78
MEPS		1,76 (according to Ecodesign Directive EN 2009/125/EC)										I Liquid receiver 2x2,4 liters				
V/Ph/Hz		230/1+N+PE/50										II Liquid receiver 8 liters				



FLUSSO ARIA / AIR FLOW / FLUX D'AIR / LUFTROM



P	PEDINI ANTIVIBRANTI	ANVIBRATION FEET	PIEDS ANTIVIBRANTES	SCHWINGUNGSDÄMPFER
1	PANNELLI ASPORTABILI	PANEAUX REMOVABLES	ABNEHMBARE PANEELE	
2	FILTRO DI PROTEZIONE	PROTECTION FILTER	FILTRE DE PROTECTION	SCHUTZFILTER
4	LATO CONNESSIONI (PER DETTAGLI VEDERE SCHEMA FRIGO)	CONNECTIONS SIDE (FOR DETAILS SEE REFRIGERATING DIAGRAM)	CÔTÉ DES CONNEXIONS (POUR PLUS DE DÉTAILS VOIR SCHEMA FRIGORIFIQUE)	ANSCHLUSSESEITE (SEHEN SIE DAS FLÜSSIG FÜR WEITERE DETALS)
5	ENTRATA LINEA ELETTRICA	ELECTRIC LINE INLET	ENTRÉE LIGNE ÉLECTRIQUE	EMLAß EL. ZULEITUNG
6	LATO PANNELLO PORTASTRUMENTI	INSTRUMENTS PANEL SIDE	CÔTÉ PANEAUX INSTRUMENTS	INSTRUMENT TAPELSEITE

SCM **SCHEMA DIMENSIONALE UMTT030MTDX**

Revision: 1/1

Disegnatore - Designer: **aleasandroc**

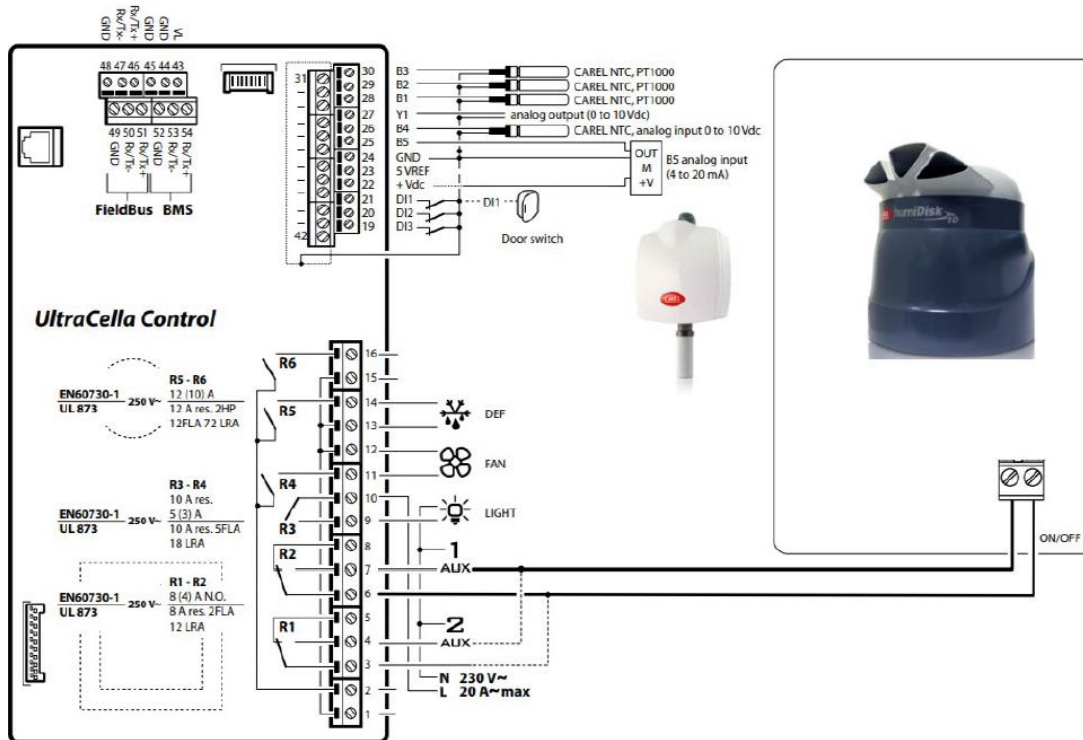
Disegnatura - Zeichner: **aleasandroc**

Scale - Scale: 1:10 (F to A2)

English			
POS. F.	DENOMINATION	POS. F.	DENOMINATION
1	COMPRESSOR	128	CONDENSER FAN CONTROL TRANSDUCER
2	INVERTER	129	TEMPERATURE PROBE/END DEFROST PROBE
3	ANTIVIBRATING PIPE ON SUCTION LINE (ANACONDA)	130	PRESSURE REGULATING VALVE
5	ANTIVIBRATING PIPE ON DISCHARGE LINE (ANACONDA)	131	DIFFERENTIAL VALVE
6	GAS COOLER	132	LIQUID INJECTION CAPILLAR PIPE
7	PRESSURE CONNECTION	133	WATER PRESSURE VALVE
9	CONDENSING COIL	134	CONDENSING REGULATION VALVE
10	WATER COOLED CONDENSER	135	WATER THERMOSTATIC VALVE
11	WATER COIL	136	LIQUID INJECTION MAGNETIC VALVE
12	LOW TEMPERATURE GAS COOLER	137	OIL NON RETURN VALVE
13	DIRECT EXPANSION CONDENSER	138	REFRIGERANT NON RETURN VALVE
15	SUCTION MANIFOLD/SUCTION ACCUMULATOR	139	AIR NON RETURN VALVE
16	DISCHARGE MANIFOLD	140	PRESSURE CONTROL VALVE
17	CONDENSER FAN	141	CAPACITY REGULATION VALVE
18	HEAD COOLING FAN	142	LIQUID-GAS MIXER
21	AIR COOLER	143	START-UP REGULATING VALVE
22	EVAPORATOR FOR FLUID SOLUTIONS	144	LOW PRESSURE SAFETY VALVE
23	ICE BANK	145	HIGH PRESSURE SAFETY VALVE
24	EVAPORATING PIPE COIL	146	FOUR-WAY VALVE
25	CARTRIDGE SUCTION FILTER	147	OVER PRESSURE VALVE
27	OIL FILTER	148	THREE-WAY VALVE
28	DEHYDRATOR SUCTION FILTER	149	REFRIGERANT SOLENOID VALVE
29	DEHUMIDIFYING REFRIGERANT FILTER	150	OIL SOLENOID VALVE
35	WATER FLOW SWITCH	151	WATER SOLENOID VALVE
36	OIL FLOW SWITCH	152	REFRIGERANT SOLENOID VALVE
37	LIQUID DIFFERENTIAL PRESSURE SWITCH	153	UNIT OFF BY-PASS VALVE
38	ELECTRONIC LEVEL INDICATOR	154	OIL BY-PASS VALVE
39	OIL ELECTRONIC LEVEL INDICATOR	155	EXPANSION VALVE
40	OIL FLOW SIGHT GLASS	156	EXPANSION VALVE
41	MOISTURE SIGHT GLASS	157	ELECTRONIC EXPANSION VALVE
43	LOW PRESSURE GAUGE	158	TWO-WAY VALVE
44	HIGH PRESSURE GAUGE	159	SOLENOID VALVE
45	OIL GAUGE	160	EJECTOR
48	CONCENTRIC REDUCER	161	MUFFLER
50	HP/LP MANIFOLD	162	ECONOMISER ELECTRONIC EXPANSION VALVE
56	THERMOSTAT	171	AIR-VENT VALVE
57	CONDENSING PRESSURE CONTROL SWITCH	172	ICE THICKNESS PROBE
57M	CONDENSING PRESSURE CONTROL SWITCH - MANUAL RESET	173	ICMT PRESSURE PROBE IN
58	HP OPERATING SAFETY PRESSURE SWITCH	174	RECEIVER PRESSURE PROBE
58I	HP OPERATING SAFETY PRESSURE SWITCH - MANUAL RESET	175	BACK PRESSURE VALVE
58M	SAFETY HP SWITCH	176	FLASH VALVE
59	OIL DIFFERENTIAL PRESSURE SWITCH	301	PRIMARY PUMP
61	HIGH/LOW PRESSURE SWITCH	302	SECONDARY PUMP
63	LOW PRESSURE SWITCH	303	GLYCOL CHARGING PUMP
64	CAPACITY STEP REGULATION PRESSURE SWITCH	304	HEAT RECOVERY PUMP
65	HIGH PRESSURE SWITCH	305	CONDENSER PUMP
65M	HIGH PRESSURE SWITCH - MANUAL RESET	306	PUMP
68I	SAFETY LP SWITCH	329	Y SHAPED FILTER
68M	LP OPERATING SAFETY PRESSURE SWITCH - MANUAL RESET	344	WATER HAMMER REDUCING LOOP
68	LP OPERATING SAFETY PRESSURE SWITCH	345	WATER GAUGE
70	PUMP DOWN PRESSURE SWITCH	358	MEMBRANE EXPANSION VESSEL - CLOSED SYSTEM
75	WATER COOLED OIL COOLER	359	SELF-PRESSURIZED EXPANSION VESSEL - CLOSED SYSTEM
76	AIR COOLED OIL COOLER	360	LIQUID STROKE DAMPENER
77	OIL LEVEL REGULATOR	386	EXPANSION VESSEL BALL VALVE
78	ELECTRONIC OIL LEVEL REGULATOR	387	TANK
81	CRANKCASE HEATER	388	TAPPING OR DISCHARGE VALVE
83	HEATER	389	SHUT-OFF VALVE
84	OIL HEATER	390	BALL SHUT-OFF VALVE
87	LIQUID RECEIVER	393	BUTTERFLY SHUT-OFF VALVE
89	SUCTION SHUT-OFF VALVE	394	FLOATING VALVE
90	LIQUID SHUT-OFF VALVE	395	REGULATION VALVE
90F	FLASH LINE SHUT-OFF VALVE	400	PRESSURE REDUCER
90G	SHUT-OFF VALVE FROM GAS COOLER	403	MANUAL AIR RELIEF DEVICE
92	OIL SHUT-OFF VALVE	404	AUTOMATIC AIR RELIEF DEVICE
93	SHUT-OFF VALVE ON COMPRESSOR SUCTION LINE	418	VAPOUR SEPARATOR
95	SHUT-OFF VALVE ON COMPRESSOR DISCHARGE LINE	419	MIXING GROUP
96	SHUT-OFF VALVE ON DISCHARGE LINE	420	STEAM CONDENSATE DISCHARGER
97	SERVICE/MAINTENANCE SHUT-OFF VALVE	425	TF TEMPERATURE PROBE (WORKING THERMOSTAT)
99	SAFETY SHUT-OFF VALVE	426	TS TEMPERATURE PROBE (SAFETY THERMOSTAT)
103	GAS LINE ROTALOCK SHUT-OFF VALVE	438	NON RETURN VALVE
105	SERVICE/MAINTENANCE SHUT-OFF VALVE	439	SHUT-OFF VALVE + CHECK VALVE
106	VERTICAL VALVE	450	WATER SOLENOID VALVE
107	CHARGING VALVE	470	PROBE CONNECTION
108	THREE-WAY SHUT-OFF VALVE	472	FLARE JUNCTION
109	HP SHUT-OFF VALVE	473	CAP
110	HP FLARE SHUT-OFF VALVE	475	FLEXIBLE TUBE
111	OIL LEVEL REGULATOR SHUT-OFF VALVE	476	THREE PIECES JUNCTION
113	SUBCOOLER	478	T CONNECTION
114	SUBCOOLER	481	JUNCTION
115	DESUPERHEATER	483	PROBE POCKET
116	OIL SEPARATOR	484	QUICK CONNECTOR
117	SUCTION-LIQUID EXCHANGER	500	AIR CONDITIONAD EXCHANGER
118	LIQUID SEPARATOR	501	INTERNAL HEAT EXCHANGER
119	SUBCOOLER/ SEPARATOR	502	SUCTION HEAT EXCHANGER
120	OIL SEPARATOR WITH INTEGRATED OIL RESERVE	CIC	LIQUID INJECTION CONTROL
122	OIL RESERVE	D C	LIQUID INJECTION CONTROL
123	OIL PRESSURE PROBE	DTC	LIQUID INJECTION CONTROL
124	BLOWER	LG	LEVEL INDICATOR
125	LOW PRESSURE PROBE	CC	CAPACITY CONTROL
126	HIGH PRESSURE PROBE		

Anexo C.6 – Controlo e eletricidade

Esquema representativo UltraCella Miniboss



Esquema elétrico do sistema

ESPECIFICAÇÕES/CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

CORES DOS CABOS/FIOS

CIRCUITOS DE POTÊNCIA
 FASE L1 (R) : Castanho
 FASE L2 (S) : Preto
 FASE L3 (T) : Cinza
 NEUTRO (N) : Azul
 TERRA/PROTEÇÃO (PE) : Verde/Amarelo

CIRCUITOS DE COMANDO
 230 Vac : Vermelho (Fase) / Branco (Neutro)
 24 Vac : Verde (Fase) / Branco (Neutro)
 24 Vdc : Amarelo (+) / Branco (-)
 12 Vac/dc : Preto (+) / Branco (-)

SECÇÕES MÍNIMAS DOS CIRCUITOS

Circuitos de potência : 2,5 mm²
 Circuitos de Comando/Sinalização: 0,75 mm²
 Circuitos de comunicação: 0,5 mm²

CABOS SONDAS E COMUNICAÇÃO

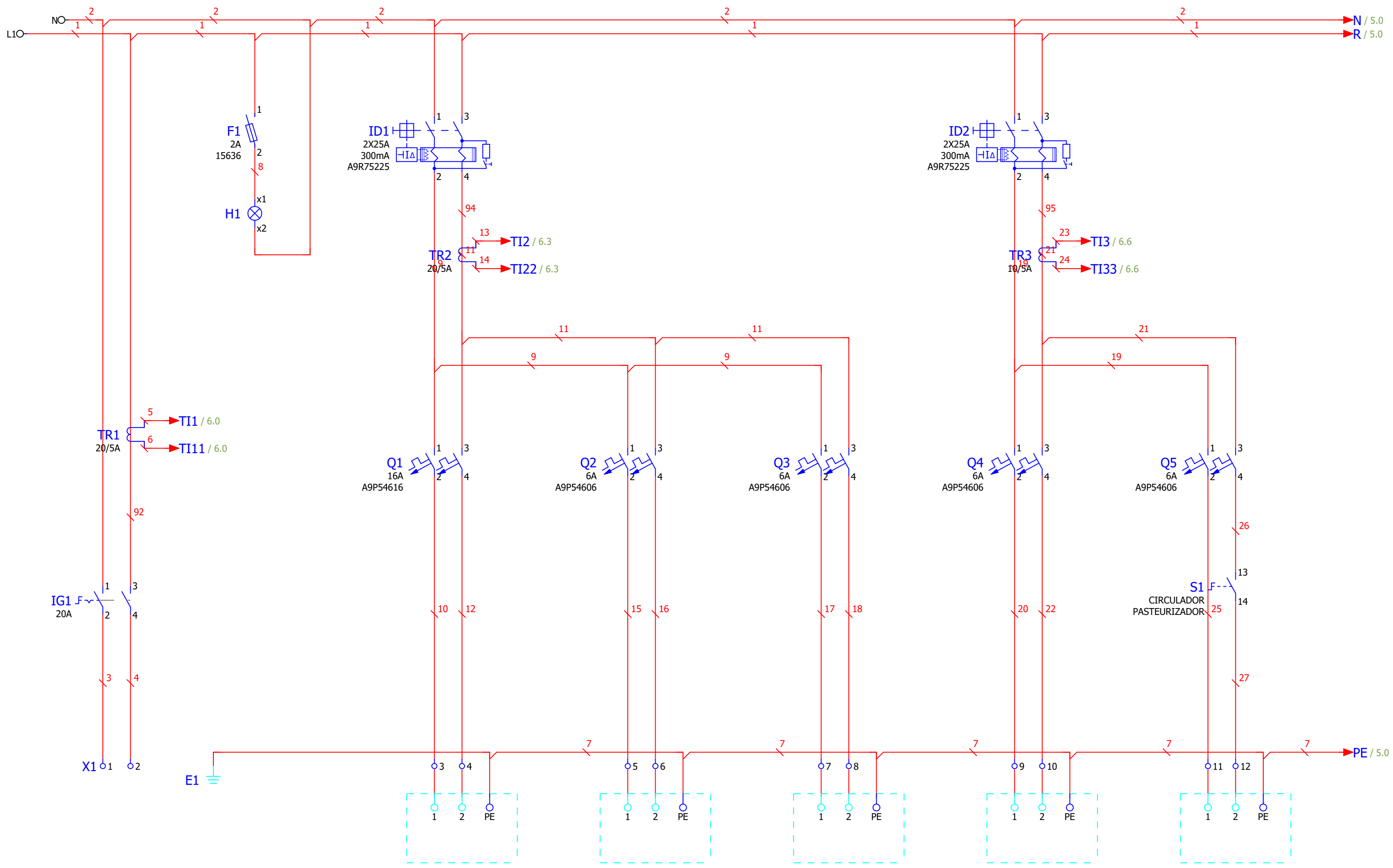
SONDAS TEMPERATURA/HUMIDADE/PRESSÃO
 CABO LIYCY COM MALHA
 2 Condutores: Branco/Castanho;
 3 Condutores: Branco/Castanho/Verde;
 4 Condutores: Branco/Castanho/Verde/Amarelo

CABO DE COMUNICAÇÃO
 CABO BELDEN 8762 2x0,50
 (+) : Branco
 (-) : Preto

CABO ETHERNET
 Cabo UTP Categoria 6

QUADROS PROPOSTOS

NSYCRN108250
 OU EQUIVALENTE



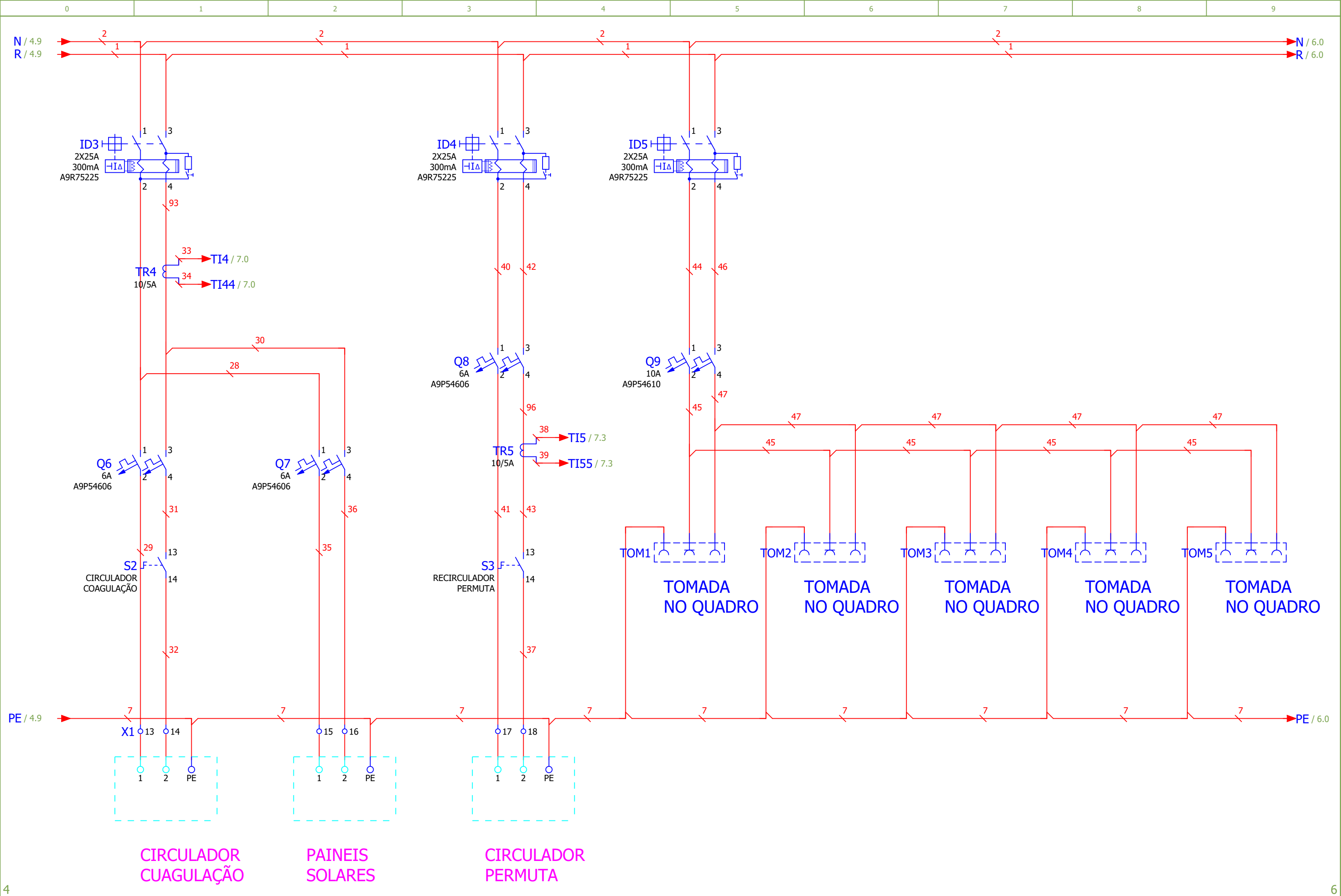
UNIDADE
CONDENSADORA

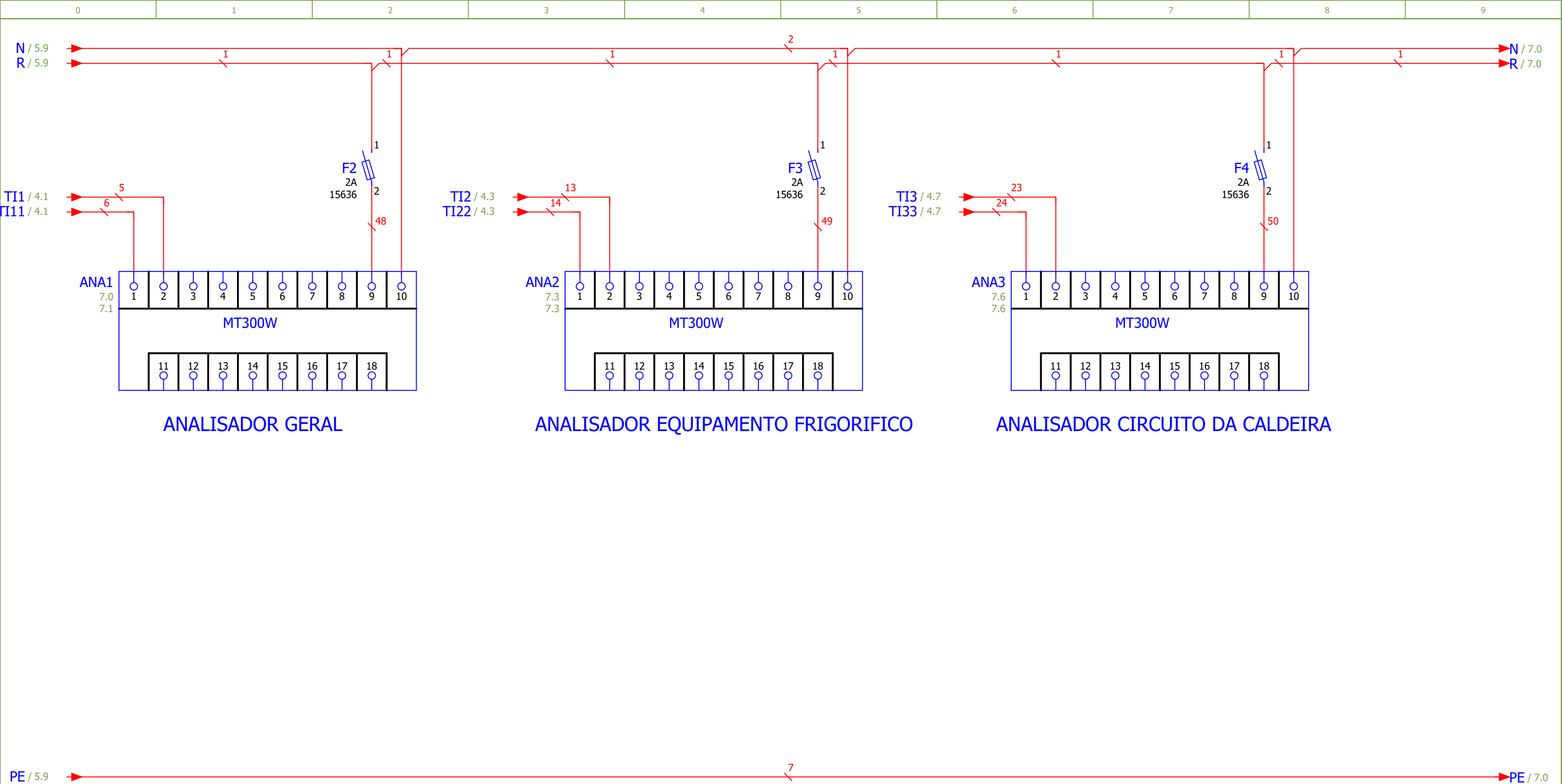
ULTRS
CELA

HUMIDIFICADOR

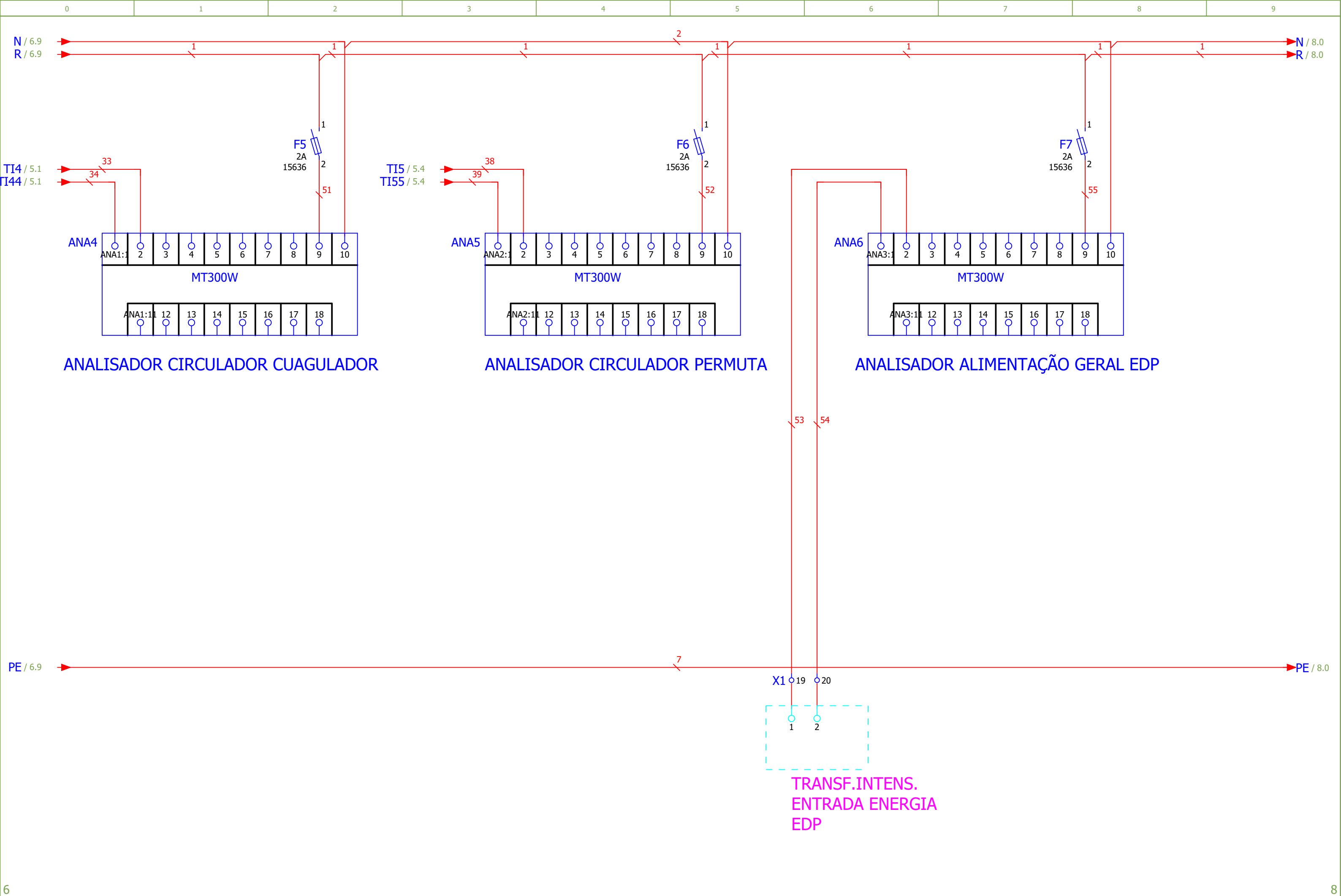
CALDEIRA

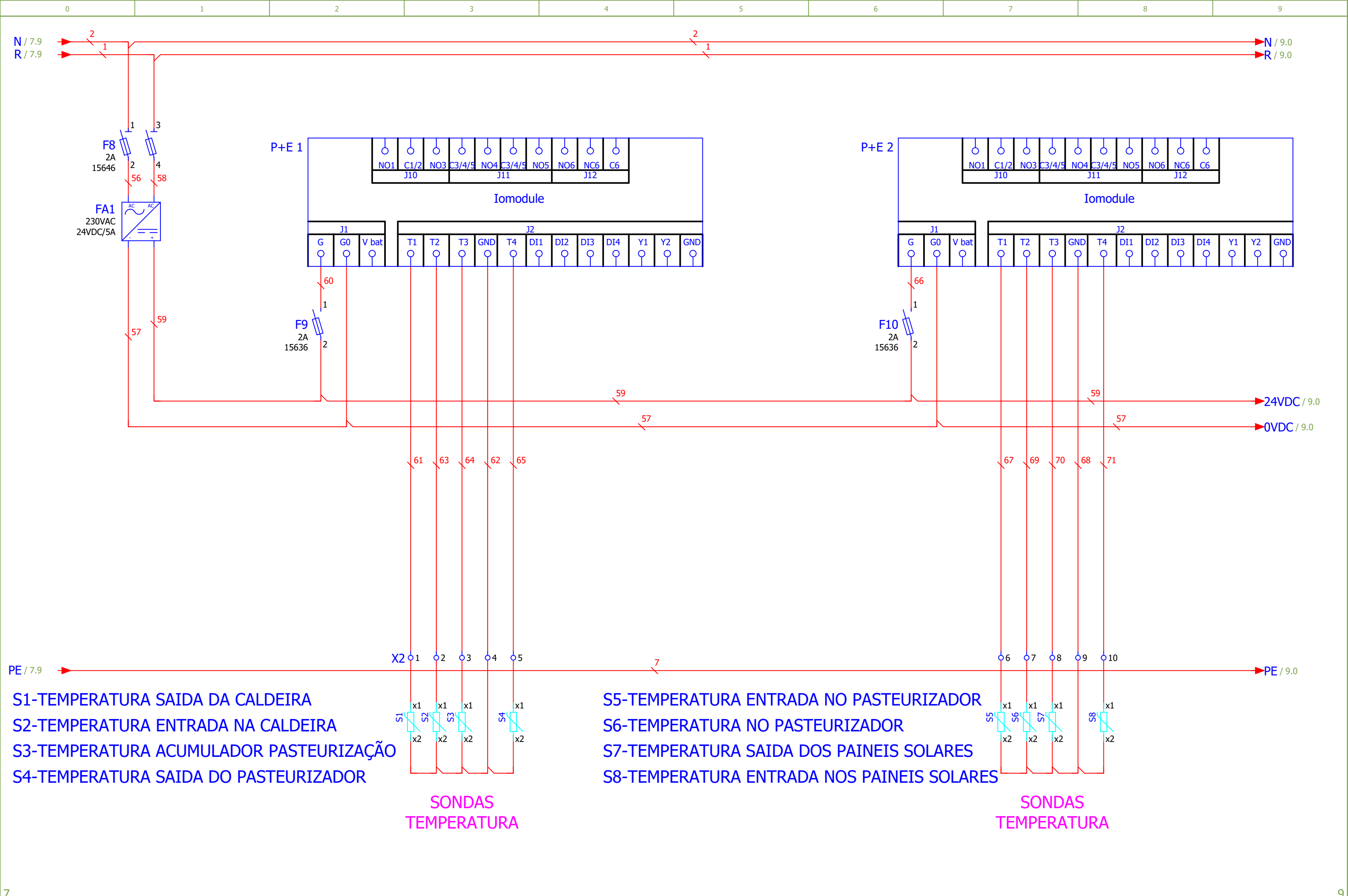
CIRCULADOR
PASTEURIZADOR

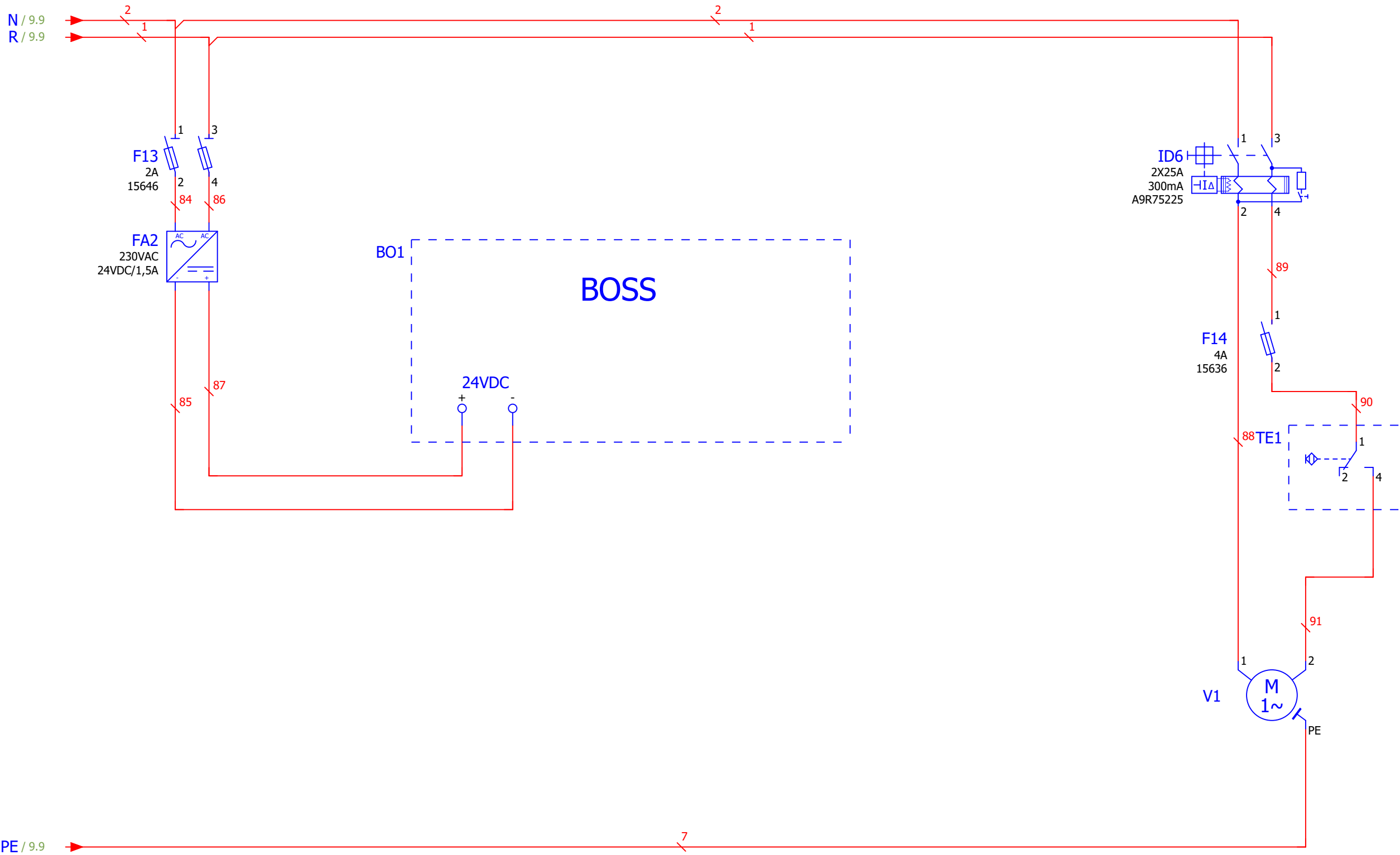




HIPERFASE Sistemas Eléctricos, Lda.			Data	12/08/2024	HIPERFRIO	POTÊNCIA	=	
			Editor.	Duarte Pimenta				
			Verif		QUADRO GERAL DA CÂMARA			
	Alteração	Data	Nome	Orig	Em substituição de	Substituído por		Número do Quadro: QE-4770







HIPERFASE Sistemas Eléctricos, Lda.			Data	12/08/2024	HIPERFRIO	POTÊNCIA	=	Número do Quadro: QE-4770	Folha	10	
			Editor.	Duarte Pimenta					+	Folha	11
			Verif						Em substituição de	Substituído por	
	Alteração	Data	Nome	Orig							

Diagrama de bornes

F13_002

Texto de função	Designação do alvo para	Ponto de ligação	Borne	Designação do alvo para	Ponto de ligação	Página / coluna
X1						
			1	IG1	2	4.0
			2	IG1	4	4.1
UNIDADE CONDENSADORA		1	3	Q1	2	4.3
		2	4	Q1	4	4.3
ULTRS CELA		1	5	Q2	2	4.4
		2	6	Q2	4	4.4
HUMIDIFICADOR		1	7	Q3	2	4.5
		2	8	Q3	4	4.6
CALDEIRA		1	9	Q4	2	4.7
		2	10	Q4	4	4.7
CIRCULADOR PASTEURIZADOR		1	11	Q5	2	4.8
		2	12	S1	14	4.8
CIRCULADOR CUAGULAÇÃO		1	13	Q6	2	5.1
		2	14	S2	14	5.1
CIRCULADOR PERMUTA		1	15	Q7	2	5.2
		2	16	S3	14	5.2
PAINEIS SOLARES		1	17	Q8	2	5.3
		2	18	Q8	4	5.3
TRANSF.INTENS. ENTRADA ENERGIA EDP		1	19	ANA3	2	7.5
		2	20	ANA3	1	7.6
Texto de função	Designação do alvo para	Ponto de ligação	Borne	Designação do alvo para	Ponto de ligação	Página / coluna
X2						
		x1	1	P+E1		8.3
		x1	2	P+E1		8.3

SONDAS TEMPERATURA		x1	3	P+E1		8.3
=		x2	4	P+E1		8.3
		x2				
		x1	5	P+E1		8.3
		x1	6	P+E2		8.7
		x1	7	P+E2		8.7
SONDAS TEMPERATURA		x1	8	P+E2		8.7
=		x2	9	P+E2		8.8
		x2				
		x1	10	P+E2		8.8
		x1	11	P+E3		9.3
		x1	12	P+E3		9.3
SONDAS TEMPERATURA		x1	13	P+E3		9.3
=		x2	14	P+E3		9.3
		x2				
		x1	15	P+E3		9.3
		x1	16	P+E4		9.7
		x1	17	P+E4		9.7
SONDAS TEMPERATURA		x1	18	P+E4		9.7
=		x2	19	P+E4		9.8
		x2				
		x1	20	P+E4		9.8

Anexo C.7 – Phase changing material

Características RT8HC:

RT8HC



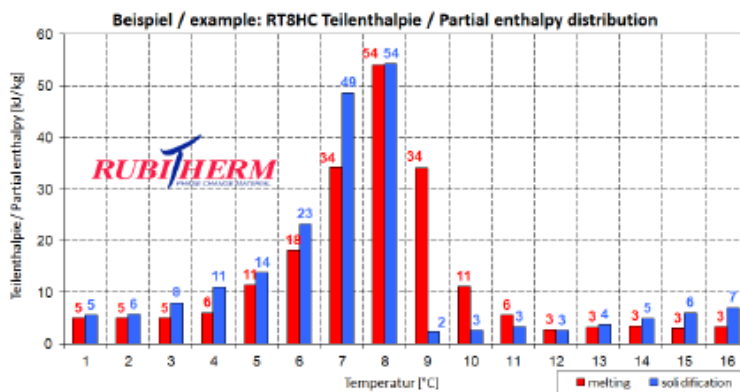
RUBITHERM® RT is a pure PCM, this heat storage material utilising the processes of phase change between solid and liquid (melting and congealing) to store and release large quantities of thermal energy at nearly constant temperature. The RUBITHERM® phase change materials (PCM's) provide a very effective means for storing heat and cold, even when limited volumes and low differences in operating temperature are applicable.

Properties for RT-line:

- high thermal energy storage capacity
- heat storage and release take place at relatively constant temperatures
- no supercooling effect, chemically inert
- long life product, with stable performance through the phase change cycles
- melting temperature range between -9 °C and 100 °C available

The most important data:

	Typical Values
Melting area	7-9 [°C] main peak: 8
Congeeing area	8-7 [°C] main peak: 8
Heat storage capacity ± 7,5% Combination of latent and sensible heat in a temperatur range of 1 °C to 15 °C.	190 [kJ/kg]*
Specific heat capacity	53 [Wh/kg]*
Density solid at 0 °C	2 [kJ/kg·K]
Density liquid at 15°C	0,88 [kg/l]
Heat conductivity (both phases)	0,77 [kg/l]
Volume expansion	0,2 [W/(m·K)]
Flash point	12,5 [%]
Max. operation temperature	120 [°C]
	40 [°C]



Rubitherm Technologies GmbH
Imhoffweg 6
D-12307 Berlin
phone: +49 (30) 7109622-0
E-Mail: info@rubitherm.com
Web: www.rubitherm.com

The product information given is a non-binding planning aid, subject to technical changes without notice.
Version: 01.02.2023

*Measured with 3-layer-calorimeter.

Características RT10HC:

RT10HC



RUBITHERM® RT is a pure PCM, this heat storage material utilising the processes of phase change between solid and liquid (melting and congealing) to store and release large quantities of thermal energy at nearly constant temperature. The RUBITHERM® phase change materials (PCM's) provide a very effective means for storing heat and cold, even when limited volumes and low differences in operating temperature are applicable.

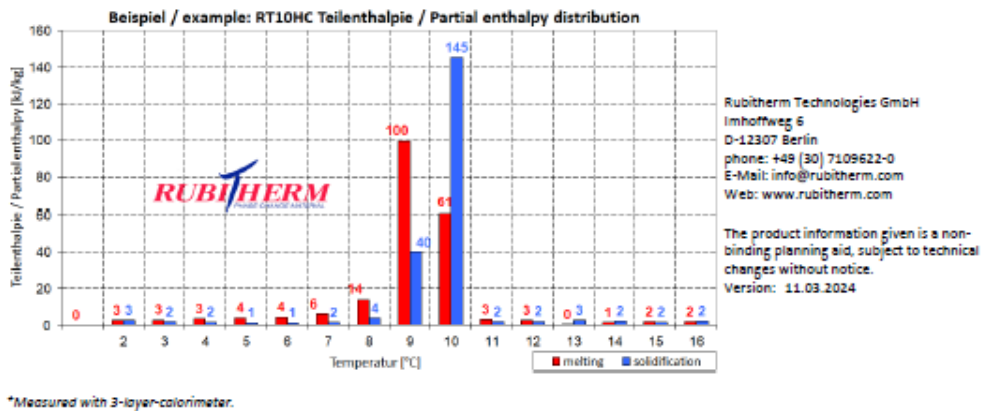
Properties for RT-line:

- high thermal energy storage capacity
- heat storage and release take place at relatively constant temperatures
- no supercooling effect, chemically inert
- long life product, with stable performance through the phase change cycles
- melting temperature range between -9 °C and 100 °C available

<u>The most important data:</u>	Typical Values
Melting area	9-10 [°C] main peak: 9
Congealing area	10-9 [°C] main peak: 10
Heat storage capacity ± 7,5% <small>Combination of latent and sensible heat in a temperatur range of 2 °C to 17°C.</small>	200 [kJ/kg]* 55 [Wh/kg]*
Specific heat capacity	2 [kJ/kg·K]
Density solid <small>at 0 °C</small>	0,85 [kg/l]
Density liquid <small>at 20°C</small>	0,77 [kg/l]
Heat conductivity (both phases)	0,2 [W/(m·K)]
Volume expansion	12,5 [%]
Flash point	>100 [°C]
Max. operation temperature	50 [°C]



GHS02



Anexo D – Mapa de quantidades

DESCRIÇÃO	Quant,
10 POLEIAS GRANDES	21
PCM Rubitherm RT8HC e RT10HC	80
ACETILENO ALTOP	6,7
ADAPTADOR PA/PSU 25	84
ANALISADOR DE REDE C/ COMUNICACAO EMETER3SE	6
ANGULO EXTERIOR VAR P/CALHA 110X50	1
ANGULO PLANO P/CALHA 110X50	1
ÂNGULO PLANO PVC BRANCO, 100x60	1
ANILHA ABA LARGA M8	200
ANILHA ABA LARGA NYLON M10	10
APOIO ANTI-VIBRATORIO 1B-100/350	12
ARMADURA HL-ECP 236DCO P/LED COM FECHO INOX	2
AZOTO	9,4
BOMBA GRUNDFOS ALPHA2 25-80 N 180 1X230V 50HZ	1
BOMBA GRUNDFOS MAGNA3 25-80 1x230V	1
BRACADEIRA AFILACAR 30L - 200x4,5mm PT	300
BRACADEIRA AFILACAR 50L - 360x4,5mm PT	200
BRACADEIRA C/BORRACHA 100	1
BRACADEIRA C/BORRACHA 32/36	50
BRACADEIRA C/BORRACHA 75	1
BRACADEIRA C/BORRACHA 26/30	18
BRACADEIRA COM ISOLAMENTO 19 X 10	33
BRACADEIRA COM ISOLAMENTO 25 X 12	33
BRACADEIRA P/TUBO VD 15/18 102 CINZENTA	47
BROCA CRANEANA 22MM P/INOX	1
BROCA P/ADAPTADOR	1
BROCA SDS P/TORNA 10X160	1
BROCA SDS P/TORNA 8X160	1
BUCHA PLASTICA M10	50
BUCIM P/CABOS JSL 11-13MM	3
CABECA FIM DE CURSO ZCK-D21 (RODIZIO)	1
CABO ELECTRICO FVV 2X1,5+T VERDE	100
CABO ELECTRICO FVV 4X4+T VERDE	31
CABO ELECTRICO FVV-2X2,5+T VERDE	100
CABO LICY 4X0,5	431
CABO P/ TRANSDUTOR DE PRESSAO SPKT (5M)	1
CABO P/ VALVULA DE EXPANSAO ELECTRONICA (6M)	1
CAIXA DERIVACAO 80	7
CALDEIRA A PELLETS ECOFOREST - CANTINA NOVA 30 KW	1
CALHA PERF, GALV, 333340	12
CALHA TECNICA 110X50	14
CALHA TECNICA 200X80	6
CHAPA ZINCOR 2500X1250X2,0MM	1,6

CO2 PREMIER	8
COLA ARMAFLEX	2
COLA FERROPLAST TIXOTROPICA (P/ PVC BRANCO)	1
CONTROLADOR ULTRACELLA	1
CORPO P/ FIM CURSO ZCKM1H29	1
CURVA 90° 25/32	1
CURVA COBRE 90 - 1 3/8	24
CURVA COBRE K65 90° 1/2	10
CURVA COBRE K65 90° 3/8	10
CURVA PVC 45 - 40MM	5
CURVA PVC 90 - 40MM	5
CURVA SPIRO, Ø100	13
CZ-CO2LBROL500 Lubrication oil PZ-68S	1
DECAPANTE EM PO	1
ELECTRODO 2,5X350	13
ESTEIRA METALICA 100X30	30
ESTRIGA DE LINHO	1
EVAPORADOR DF 5010 CO2-80-ES	1
FICHA FEMEA 16A (BORRACHA)	3
FILTRO CO2 DF308E/3S 3/8"	1
FILTRO REDE 3/4	2
FITA ALUMINIO 50 MTS	49
GRAMPO P/VIGA M8	20
INTERRUPTOR DIFERENCIAL 4x40A 300MA	1
LAMPADA LED 36W 6000K 1950LM	2
LIGADOR WAGOS 2X2,5 (222-412)	50
LIGADOR WAGOS 3x2,5 (174645)	50
MANGUITO 25/32	1
MANOMETRO INOX + GLICERINA RADIAL D63MM 0-10BAR 1/4	1
MANTA ISOLAMENTO 19MM	5
MINI VALVULA ESFERA M/F, Ø1/2"	3
MODULO DE EXPANSÃO ULTRACELLA EVD	1
MONITOR INST, POLITENICO BEJA	1
OXIGENIO ALTOP	10,6
PARAFUSO C/ANILHA 4,2X19	220
PARAFUSO P/ PLADUR	200
POLIURETANO INJECTAVEL	1
PONTEIRA METALICA ISOLADA 4MM	10
PORCA CEGA CONICA 1/4 SAE	2
PORCA M8	200
PORCA NYLON M10	10
PORCA PARAFUSO M8	100
PORCA REDUCAO LATAO 1/2M X 1/4F	2
PORCA REDUCAO LATAO 3/4X1/2	2
PURGADOR AR AUTOMATICO MINICAL 1/2 AMARELO 502040	3
QUADRO ELECTRICO PROTECÇÃO E COMANDO	1
REDUCAO COBRE 1 3/8X1 1/8	2

REDUCAO COBRE 3/8X1/4	5
REDUCAO PVC BRANCO 40X32	1
SIFAO EM PVC BRANCO, 1" 1/2	1
SINALIZADOR REDONDO ND16	1
PAINEL PV HIKU6 545W	10
BATERIA T-BAT H 5,8	1
INVERSOR X1 Hybrid 3,7	1
COLETOR SOLAR FKC-2S CTE	2
DEPÓSITO SOLAR W300 EP C	1
CIRCULADOR SOLAR AGS10-2	1
SOLDA COBRE C/15% PRATA (CO2)	2
SOLDA PRATA 2MM	0,55
SONDA HUMIDADE 0-100%, 4-20MA	1
SONDA NTC (S2) C/ PONTA METALICA	1
SONDA TEMPERATURA CAREL IP68, 6m, -50T105-C/ PTA METALICA	14
SONDAS NTC (S3, S4, S5)	3
TE IGUAL 25/32	5
TE REDUZIDO K65 1/2 X 3/8 X 1/2	5
TIREFOND 8 x 60 mm	50
TOMADA MONOFASICA 2P+T SCHUKO C/OBTURADOR CINZENTA	1
TOPO P/CALHA 110X50	2
TOPO P/CALHA 200X80	2
TRANSDUTOR PRESSAO SPKT 0-60BAR RATIOMETRIA	1
TRANSDUTOR PRESSAO SPKT 0-90BAR RATIOMETRIA	1
TRANSICAO ROSCA MACHO 25/32-1"	6
TRANSICAO ROSCA MACHO 25/32-3/4"	47
TRINCHA 1 1/2	1
TRINCHA 1"	1
TUBO COBRE 1 1/8 VARA	1
TUBO COBRE 1 3/8 VARA	44
TUBO COBRE 1/2 ROLO	30
TUBO COBRE 1/4 ROLO	16
TUBO COBRE 3/8 ROLO	30
TUBO COBRE 3/8 VARA	16
TUBO COBRE EM VARA, Ø 1/2" (mts -->)	15
TUBO CORROGADO 20MM	26
TUBO D25-2,5 (ROLO 50 MTS)	41
TUBO ISOLAMENTO 19X10	46
TUBO ISOLAMENTO 19X22	28
TUBO ISOLAMENTO 19X35	130
TUBO ISOLAMENTO 25X12	32
TUBO PVC BRANCO 40	6
TUBO PVC16MM C/GUIA CZ	15
TUBO VD PLASTICO 16 CINZENTO	42
UC0100DK00 HUMIDIFICADOR CAREL 50/Hz 230V	1
ULTRA POWER MODULE	1
UNIAO COBRE K65 1/2	5

UNIAO COBRE K65 3/8	5
União ferro p/ Grundfos Magna1 e Magna3 de 1"1/2x1" (par)	2
UNIAO INOX SOLDAR 3/4	2
UNIAO PVC BRANCO 40	2
UNIAO REDUCAO K65 1/2 X 3/8 MF	5
UNIDADE COMPRESSORA UMT T 030 MTDX	1
VALVULA CORTE DN 20 3/4" INOX	14
VALVULA CORTE DN 32 1 1/4" INOX	1
VALVULA ESFERA 1 3/8	2
VÁLVULA EXPANSORA E2	1
VALVULA SERVIÇO 1/4" Boru (TUBE) x 7/16 20UNF CO2	2
VARAO ROSCADO M8	10
VARAO ROSCADO NYLON M10	2
VASO EXPANSAO DE 25L 10BAR/70°C 3/4 7304000 REFLEX	1

Anexo E – Fotos da instalação

Sistema caldeira - pasteurização





Sistema solar – coagulação:









Câmara para cura do queijo:





Unidade condensadora e permutador:



Sistema PV:



Anexo F – Consumo vs armazenamento vs produção PV

Os dados foram retirados entre o dia 17 de setembro a 19 de novembro,

