



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

João Pedro Figueiredo Miranda Caldas Ribeiro

**Otimização dos custos de exploração de um
equipamento de refrigeração através da
inércia térmica**



Universidade do Minho

Escola de Engenharia

João Pedro Figueiredo Miranda Caldas Ribeiro

**Otimização dos custos de exploração de um
equipamento de refrigeração através da
inércia térmica**

Dissertação de Mestrado

Mestrado em Engenharia Mecânica

Área de especialização em Tecnologias Energéticas e
Ambientais

Trabalho efetuado sob a orientação do:

Professor Doutor Pedro Alexandre Moreira Lobarinhas

DIREITOS DE AUTOR E CONDIÇÕES DE UTILIZAÇÃO DO TRABALHO POR TERCEIROS

Este é um trabalho académico que pode ser utilizado por terceiros desde que respeitadas as regras e boas práticas internacionalmente aceites, no que concerne aos direitos de autor e direitos conexos.

Assim, o presente trabalho pode ser utilizado nos termos previstos na licença abaixo indicada.

Caso o utilizador necessite de permissão para poder fazer um uso do trabalho em condições não previstas no licenciamento indicado, deverá contactar o autor, através do RepositóriUM da Universidade do Minho.

Licença concedida aos utilizadores deste trabalho



Atribuição-NãoComercial

CC BY-NC

<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>

AGRADECIMENTOS

A conclusão desta dissertação resulta no fim de uns fantásticos cinco anos de curso, repletos de muitas horas de estudo, trabalho, dedicação e força de vontade. Contudo, não posso também esquecer as excelentes memórias, amizades e convivências, aos quais não posso passar sem deixar uma especial palavra de agradecimento.

Ao Professor Doutor Pedro Lobarinhas, por todos os conselhos, apoio, disponibilidade e conhecimento ao longo desta jornada, para que a minha dissertação tomasse o melhor rumo possível.

À empresa JORDAO, por me receber e acolher de braços abertos, fazendo de tudo para que o meu futuro como engenheiro fosse o melhor possível. Gostaria de agradecer particularmente a orientação dada pelo Eng^o Eduardo Silva e pelo Eng^o Filipe Guimarães, não só a orientação técnica e profissional, mas também pelas histórias, momentos e memórias partilhadas. Da mesma forma, não posso esquecer também o Sr. Teixeira, com o seu característico bom humor, o Pedro Rebelo, com a sua exigência e vontade de me tornar um melhor profissional, o Carlos Pereira, a Eng^a Rosa Moreira, o Eng^o Jorge Sousa, a Tânia Oliveira e a Ana Ribeiro.

Aos meus pais, Nuno e Alexandra, que sempre me proporcionaram todas as condições para atingir o meu máximo potencial e que sempre me apoiaram em todas as decisões que tomei.

Ao meu irmão, Nuninho, que sempre repartiu comigo o fardo que é tirar um curso superior e que me demonstrou que se quisermos algo, temos de nos esforçar ao máximo para o atingir.

A toda a minha restante família, em especial à minha tia e avós, onde podia sempre contar com uma palavra de motivação e superação extra.

A todos os meus amigos família, a Natacha, o António, a Marta, a Ana, o BiGomes, o Damião, a Joana, a Inês, a Marta, o Christian, a Bia, a Inês, os gémeos e a todos aqueles que tive o privilégio de partilhar um ano de NAMECUM, a Inês, o Plácido e muitos mais! Obrigado por me aturarem, obrigado por me motivarem e obrigado por constantemente me tornarem uma pessoa melhor, sem vocês estes cinco anos não seriam tão simples.

A todos, um muito obrigado!

DECLARAÇÃO DE INTEGRIDADE

Declaro ter atuado com integridade na elaboração do presente trabalho académico e confirmo que não recorri à prática de plágio nem a qualquer forma de utilização indevida ou falsificação de informações ou resultados em nenhuma das etapas conducente à sua elaboração.

Mais declaro que conheço e que respeitei o Código de Conduta Ética da Universidade do Minho.

RESUMO

A refrigeração de bens alimentares é essencial na sociedade contemporânea, já que é responsável pela conservação de bens essenciais para a sobrevivência de não só qualquer economia, mas também da espécie humana. Uma das maiores preocupações de qualquer empresa deste ramo é a crescente eficiência energética, uniformização de temperaturas e maior versatilidade de equipamentos. Foi com este propósito que surgiu a proposta para a otimização dos custos de exploração de um equipamento de frio positivo, através da inércia térmica

O principal desafio nesta dissertação seria a forma como se poderia adaptar um equipamento de refrigeração convencional de frio positivo, em si já extremamente eficiente, para um equipamento com um funcionamento semelhante, mas com um sistema alternativo, que tirasse partido de materiais de mudança de fase, que através do calor latente pudessem fornecer inércia térmica e complementar o ciclo de compressão a vapor tradicional. Desta forma, realizou-se uma análise ao equipamento de refrigeração em estudo, neste caso o mural Futuro 2, caracterizando todos os seus componentes termodinâmicos, de modo a entender se estes se encontravam bem dimensionados para a carga térmica que o equipamento deve suportar. De modo a entender também qual a carga térmica que prejudica o funcionamento do equipamento, estudaram-se os ganhos térmicos pela envolvente, as infiltrações resultantes de aberturas de portas, a carga térmica resultante da reposição de produto no interior do equipamento e finalmente os ganhos térmicos consequentes de equipamentos eletrónicos no local a refrigerar. Pesando tudo isto, obteve-se o valor de 495 W, sendo que este deve ser o valor de referência para o dimensionamento do evaporador e compressor do equipamento. Este valor é também essencial para o dimensionamento do depósito de água, o material de mudança de fase escolhido, a implementar nas costas do equipamento.

Após a definição do protótipo, este deverá ser testado numa câmara de ensaios, com condições ambiente de 25 °C e 60% de humidade relativa, para que se possa verificar se cumpre os requisitos estabelecidos no início do projeto. Sendo o custo do equipamento por dia o principal critério de comparação entre o equipamento inicial e o protótipo construído, os resultados obtidos foram uma poupança de 0.06€/dia de funcionamento.

Palavras-Chave

EQUIPAMENTO DE REFRIGERAÇÃO, FRIO POSITIVO, MATERIAIS DE MUDANÇA DE FASE, INÉRCIA
TÉRMICA

ABSTRACT

Refrigeration of food products is essential in contemporary society, as it is responsible for preserving essential goods for the survival not only of any economy but also of the human species. One of the main concerns of any company in this industry is the increasing energy efficiency, temperature uniformity, and greater equipment versatility. It was with this purpose that the proposal for optimizing the operating costs of a positive cold equipment arose, through thermal inertia.

The main challenge in this dissertation would be how to adapt a conventional positive cold refrigeration equipment, already extremely efficient, to equipment with a similar operation but with an alternative system that takes advantage of phase change materials. Through latent heat, these materials could provide thermal inertia and complement the traditional vapor compression cycle. In this way, an analysis of the refrigeration equipment under study was carried out, in this case, the Futuro 2 multideck, characterizing all its thermodynamic components to understand if they were well-sized for the thermal load that the equipment must support.

To understand the thermal load that affects the equipment's operation, gains from the surroundings, infiltrations resulting from door openings, the thermal load resulting from product replacement inside the equipment, and finally, the thermal gains from electronic equipment in the cooling area were studied. Considering all of this, a value of 495 W was obtained, which should be the reference value for sizing the evaporator and compressor of the equipment. This value is also essential for sizing the water tank, the chosen phase change material, to be implemented at the back of the equipment.

After defining the prototype, it should be tested in a test chamber, with ambient conditions of 25 °C and 60% relative humidity, to verify if it meets the requirements established at the beginning of the project. As the equipment's daily cost is the main criterion for comparison between the initial equipment and the built prototype, the results obtained were a savings of 0.06€/day of operation.

Keywords

REFRIGERATION EQUIPMENT, POSITIVE COLD, PHASE CHANGE MATERIALS, THERMAL INERTIA.

ÍNDICE

Agradecimentos.....	ii
Resumo.....	iv
Abstract.....	v
Índice.....	vi
Índice de Figuras.....	ix
Índice de Tabelas	xii
Lista de Símbolos	xiii
1. Introdução	1
1.1. Objetivos.....	1
1.2. Empresa	1
1.3. Guia de Leitura.....	3
2. Estado de arte, enquadramento legislativo e de mercado	4
2.1. Evolução histórica da refrigeração	4
2.2. Tipos de refrigeração.....	6
2.2.1. Refrigeração comercial	7
2.3. Fundamentos teóricos da refrigeração	9
2.3.1. Ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal	9
2.3.2. Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor	11
2.4. Enquadramento regulamentar para equipamentos de refrigeração	12
2.4.1. Protocolo de Quioto	12
2.4.2. Regulamento (UE) n° 517/2014.....	13
2.4.3. Regulamento (EU) 2019/2018	14
2.4.4. Regulamento (EU) 2019/2024	15
2.5. Enquadramento regulamentar para materiais de mudança de fase – EN 12546-3:2000	16

2.6.	Enquadramento regulamentar para ensaios de equipamentos de refrigeração comercial	16
2.6.1.	Laboratórios de ensaios	17
2.6.2.	Ensaio de temperatura e consumo de energia.....	17
2.7.	Estudo de mercado	19
2.7.1.	Mercado do consumidor e concorrência.....	20
3.	Materiais de mudança de fase.....	25
3.1.	Classificação de materiais de mudança de fase	26
3.2.	Crítérios na escolha de um material de mudança de fase.....	28
3.3.	Limitações dos materiais de mudança de fase	29
3.4.	Aplicações dos materiais de mudança de fase	29
4.	Caraterização do equipamento em estudo	32
4.1.	Caraterísticas Gerais	32
4.2.	Componentes termodinâmicos	34
4.2.1.	Compressor DLV4.0CN.....	34
4.2.2.	Condensador	35
4.2.3.	Ventiladores do condensador	36
4.2.4.	Evaporador.....	37
4.2.5.	Ventilador do evaporador	38
4.2.6.	Capilar	39
4.3.	Determinação da carga térmica.....	40
4.3.1.	Carga térmica associada a ganhos pela envolvente	40
4.3.2.	Carga térmica associada à entrada de ar	45
4.3.3.	Carga térmica associada aos produtos	48
4.3.4.	Carga térmica associada a equipamentos internos	50
4.3.5.	Balanço final	50
5.	Condições de ensaio e definição do protótipo	53
5.1.	Preparação dos ensaios de consumo energético e temperatura.....	53

5.1.1.	Ensaio de consumo energético.....	55
5.1.2.	Ensaio de temperaturas.....	57
5.2.	Definição do protótipo	58
5.3.	Ensaio realizados ao protótipo.....	65
5.3.1.	Implementação de glicol no depósito de água	70
5.3.2.	Implementação de um <i>setpoint</i> noturno	73
5.4.	Conclusões dos ensaios realizados	75
6.	Considerações finais	76
6.1.	Conclusões	76
6.2.	Perspetivas e Trabalhos Futuros	78
	Referências bibliográficas	79
	Anexos	83
	Anexo A: Ensaio de temperaturas inicial	84
	Anexo B: Ensaio de temperaturas com auxílio do depósito de água.....	85
	Anexo C: Ensaio de temperaturas com auxílio da mistura glicolada.....	86
	Anexo D: Ensaio de temperaturas com implementação de <i>setpoint</i> noturno.....	87

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Vista aérea das quatro unidades da empresa.....	2
Figura 2: Esquema de produção de gelo artificial, criado pelo Prof. Cullen. [3].....	5
Figura 3: Ilustração da patente registada por Jacob Perkins. [3]	5
Figura 4: Máquina de refrigeração por compressão mecânica, criada por James Harrison. [2] ...	6
Figura 5: Divisão de equipamentos de refrigeração em domésticos, comerciais e profissionais [4].	7
Figura 6: Ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal, representado em diagramas T - s e p - h . [2].....	10
Figura 7: Principais diferenças entre o ciclo teórico e o ciclo real. [2].....	11
Figura 8: Proposta do regulamento 517/2014 para a redução da percentagem de hidrofluorcarbonetos na União Europeia. [8]	13
Figura 9: Etiqueta energética presente nos equipamentos de refrigeração com função de venda direta, de acordo com o regulamento (EU) 2019/2018 [9].	14
Figura 10: Classes de eficiência energética de equipamentos de refrigeração. [9]	15
Figura 11: Classes de temperatura previstas na ISO 23953-2:2015 [12]......	18
Figura 12: Classes climáticas previstas na ISO 23953-2:2015 [12].	19
Figura 13: Evolução do comércio por grosso e a retalho em Portugal [13].	20
Figura 14; Esquema representativo da <i>Hybrid Cooling Technology</i> [14].	21
Figura 15: <i>Shelf cooler</i> , uma prateleira onde é possível observar a presença de materiais de mudança de fase no seu interior [15].	22
Figura 16: Localização dos materiais de mudança de fase no interior do <i>FREECOLD RSI-180</i> [16].	23
Figura 17: <i>FREECOLD FrigoMobile</i> [16]......	24
Figura 18: Diagrama esquemático da mudança de fase num material de mudança de fase [17].	25
Figura 19: Classificação de materiais de mudança de fase [21]......	26
Figura 20: Três cenários possíveis para a implementação de materiais de mudança de fase num equipamento de refrigeração: (a) armazenamento total; (b) Armazenamento parcial com nivelamento de carga; (c) Armazenamento parcial com limitação de carga [18]......	30
Figura 21: Mural Futuro 2 - 700POS CG CP HE.....	32

Figura 22: Configurações possíveis para o modelo Futuro 2, com 700 mm de profundidade....	33
Figura 23: Conjunto compressor, indicado através da seta vermelha, e inversor, indicado através da seta azul.....	35
Figura 24: Condensador do mural Futuro 2.....	36
Figura 25: Ventiladores M4Q045-BD01, aplicados junto ao condensador.....	37
Figura 26: Vistas de pormenor do equipamento: (a) Ventilador W1G200-EC91-45, localizado imediatamente abaixo das prateleiras e antes do evaporador. (b) Vista superior do ventilador.	39
Figura 27: Aspeto do tubo capilar usado no mural.....	39
Figura 28: Esquema representativo da envolvente superior do equipamento.	41
Figura 29: Comprimento da área a refrigerar (a). Profundidade da área a refrigerar (b).	43
Figura 30: Pacote de ensaio.....	49
Figura 31: Representação do peso relativo de cada uma das componentes nos ganhos térmicos do mural.	51
Figura 32: Aspeto exterior da câmara de ensaios climatizada.	53
Figura 33: Vista lateral do equipamento, onde é possível observar os limites de carga para cada prateleira.....	54
Figura 34: Numeração e localização das sondas de temperatura, situadas entre os pacotes de ensaio, nas várias prateleiras do equipamento.	55
Figura 35: Medidor de parede digital.....	55
Figura 36: Instalação do <i>Shelly EM</i> , a vermelho e da pinça amperimétrica, a azul.....	56
Figura 37: Gráfico do perfil de consumo energético.....	57
Figura 38: Evolução das temperaturas dos pacotes de ensaio ao longo do ensaio.	58
Figura 39: Esquema representativo de uma possível abordagem para a implementação de materiais de mudança de fase.	59
Figura 40: Esquema representativo da localização dos materiais de mudança de fase no equipamento [26].....	60
Figura 41: Depósito de água instalado na parte traseira interior do equipamento.	61
Figura 42: Barras verticais instaladas, para evitar a flexão do depósito.	62
Figura 43: Torneira instalada no depósito de água.....	62
Figura 44: Barras verticais soldadas ao depósito.	63
Figura 45: Esquema representativo da serpentina de frio presente no interior do depósito de água.	63

Figura 46: Seleção do tubo capilar para o depósito de água.	64
Figura 47: Unidades condensadoras dos dois ciclos de compressão de vapor.....	65
Figura 48: Comparação entre o perfil de consumos inicial e o perfil de consumos do ensaio com auxílio do depósito de água.....	66
Figura 49: Evolução das temperaturas dos pacotes de ensaio ao longo do ensaio com auxílio do depósito de água.	67
Figura 50: Evolução das temperaturas de insuflação e aspiração ao longo do ensaio com auxílio do depósito de água.	68
Figura 51: Consumo energético médio [kWh] do equipamento e do grupo compressor do depósito de água, ao longo do ensaio.	69
Figura 52: Influência da percentagem de glicol no ponto de solidificação da água.	71
Figura 53: Evolução da temperatura dos pacotes de ensaio, ao longo do ensaio com o depósito de mistura glicolada.	72
Figura 54: Evolução da temperatura dentro do depósito com a mistura glicolada.	73
Figura 55: Controlador <i>Carel IJF</i> , utilizado no mural Futuro 2.	73
Figura 56: Evolução de temperaturas ao longo do ensaio com <i>setpoint</i> noturno.....	74
Figura 57: Evolução das temperaturas de insuflação e aspiração ao longo do ensaio com <i>setpoint</i> noturno.	74
Figura 58: Gráfico de temperaturas dos pacotes de ensaio, relativas ao primeiro ensaio efetuado.	84
Figura 59: Gráfico de temperaturas dos pacotes de ensaio com o auxílio do depósito de água.	85
Figura 60: Gráfico de temperaturas dos pacotes de ensaio com o auxílio da mistura glicolada.	86
Figura 61: Gráfico de temperaturas dos pacotes de ensaio com a incorporação de um <i>setpoint</i> noturno.	87

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1: Classificação de equipamentos de refrigeração comercial.	8
Tabela 2: Processos termodinâmicos presentes no ciclo teórico.	10
Tabela 3: Valores limite do índice de eficiência energética, de acordo com o regulamento (EU) 2019/2024. [10]	15
Tabela 4: Comparação dos diferentes grupos de materiais de mudança de fase [22].	27
Tabela 5: Propriedades relevantes do equipamento em estudo.	33
Tabela 6: Caraterísticas gerais do compressor presente no equipamento em estudo.	34
Tabela 7: Caraterísticas gerais do condensador presente no mural Futuro 2.	36
Tabela 8: Caraterísticas dos ventiladores M4Q045-BD01.	37
Tabela 9: Caraterísticas do ventilador do evaporador.	38
Tabela 10: Propriedades do ar a 24 °C, a 1 atm.	42
Tabela 11: Resistências à transferência de calor por condução na parede superior do equipamento de refrigeração.	44
Tabela 12: Ganhos térmicos em toda a envolvente do equipamento.	45
Tabela 13: Propriedades do ar consideradas.	47
Tabela 14: Valores assumidos, de acordo com ISO 23953-2:2015	47
Tabela 15: Dimensões das portas do equipamento.	48
Tabela 16: Carga térmica associada à entrada de ar.	48
Tabela 17: Resumo do balanço térmico do equipamento.	50
Tabela 18: Consumo médio em cada hora de funcionamento do equipamento no ensaio realizado.	65
Tabela 19: Consumo médio em cada hora de funcionamento do grupo compressor do depósito no ensaio realizado.	68
Tabela 20: Cotações de eletricidade num regime bi horário.	70
Tabela 21: Custo diário do equipamento, de acordo com o ensaio realizado.	70
Tabela 22: Custo do diário do equipamento, utilizando a mistura glicolada.	72
Tabela 23: Custo diário do equipamento, no ensaio com <i>setpoint</i> noturno.	75

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Composição de água no pacote de ensaio	%
A	Área de transferência de calor	m^2
A_{porta}	Área da porta	m^2
b	Composição de substâncias orgânicas no pacote de ensaio	%
c_H	Calor latente de fusão da água	kJ/kg
c_{p1}	Calor específico de um pacote de ensaio	kJ/kg.K
$\text{Consumo}_{\text{equipamento}}$	Consumo do equipamento por dia	kWh/dia
$\text{Custo}_{\text{equipamento}}$	Custo do equipamento por dia	€/dia
d	Concentração da mistura glicolada	-
D_f	Fator de fluxo da porta	-
D_t	Fração de tempo de abertura das portas	-
E	Efetividade do sistema de proteção da porta	-
F_m	Fator de densidade	-
g	Aceleração gravítica	m^2/s
Gr	Número de Grashof	-
h	Coeficiente de transferência de calor por convecção	$\text{W/m}^2.K$
h_i	Entalpia do ar de infiltração (ar externo)	kJ/kg
h_r	Entalpia do ar refrigerado	kJ/kg
H	Altura da porta	m
k_{ar}	Condutividade térmica do ar	W/m.K
k_{material}	Condutividade térmica do material	W/m.K
L	Razão entre a área de superfície de transferência de calor e o perímetro da superfície de transferência de calor	m
$m_{\text{H}_2\text{O}}$	Massa de água necessária	kg
m_{produto}	Massa de produtos carregados	kg
Nu	Número de Nusselt	-
P	Número de aberturas da porta	-

p_{cH}	Potência proveniente do calor latente de fusão da água	W/kg
Pr	Número de Prandtl	-
$Preço_{kWh}$	Preço da energia elétrica por kWh, em tarifa simples	€/kWh
$\dot{Q}$	Carga térmica sensível e latente para fluxo completamente estabelecido	W
$\dot{Q}_1$	Ganhos térmicos através da envolvente	W
$\dot{Q}_2$	Carga térmica associada à entrada de ar	W
$\dot{Q}_3$	Carga térmica dos produtos	W
$\dot{Q}_4$	Carga térmica de equipamentos eletrónicos	W
Q_T	Energia térmica associada à carga de produtos	kJ
$\dot{Q}_{Total}$	Carga térmica total	W
$\dot{Q}_{envidraçado}$	Ganhos térmicos através de envidraçados	W
$\dot{Q}_{iluminação}$	Carga térmica associada à existência de iluminação	W
$\dot{Q}_{ventiladores}$	Carga térmica associada à existência de ventiladores	W
R_1	Resistência à transferência de calor por convecção natural	K/W
R_2	Resistência à transferência de calor por condução na chapa exterior	K/W
R_3	Resistência à transferência de calor por condução no isolamento	K/W
R_4	Resistência à transferência de calor por condução na chapa interior	K/W
Ra	Número de Rayleigh	-
R_{cond}	Resistência à transferência de calor por condução	K/W
R_{conv}	Resistência à transferência de calor por convecção natural	K/W
R_T	Resistência total à transferência de calor	K/W
R_{T_1}	Resistência total à transferência de calor da parte superior do equipamento	K/W
T_1	Temperatura de entrada do produto	K

T_{∞}	Temperatura ambiente	K
T_{cons}	Temperatura de conservação	K
T_{filme}	Temperatura de filme	K
T_r	Temperatura de produto a atingir	K
T_w	Temperatura da chapa exterior	K
U	Coeficiente de transferência de calor	$\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$
U_{vidro}	Coeficiente de transferência de calor do envidraçado	$\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$
V_{glicol}	Volume de glicol necessário	dm^3
V_{ensaio}	Volume total do ensaio	dm^3
x	Espessura do material	m
β	Coeficiente de expansão térmica	$1/\text{K}$
Δt	Período de funcionamento do depósito	s
ΔT	Diferença de temperatura entre a temperatura ambiente e a temperatura de conservação	K
θ_d	Período diário	h
θ_o	Tempo que a porta permanece aberta	s
θ_p	Tempo entre abertura e fecho da porta	s
ν	Viscosidade cinemática	m^2/s
ρ_i	Massa específica do ar de infiltração	kg/m^3
ρ_r	Massa específica do ar refrigerado	kg/m^3

Siglas, abreviaturas e acrónimos

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
CAD	<i>Computer Aided Design</i>
CE	Comissão Europeia
CEE	Comunidade Económica Europeia
COP-3	III <i>Conference of the Parties</i>
EDP	Energias de Portugal
EN	<i>European Standard</i>
EU	<i>European Union</i>
GEE	Gases com efeito de estufa
HFC	Hidrofluorcarboneto
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
KP	<i>Kyoto Protocol</i>
LED	Díodo emissor de luz
LHS	<i>Latent Heat Storage</i>
PU	Poliuretano
XPS	Poliestireno

1. INTRODUÇÃO

A presente dissertação foi desenvolvida no âmbito da Unidade Curricular *Dissertação*, do Mestrado em Engenharia Mecânica, no ramo de especialização de Tecnologias Energéticas e Ambientais. A dissertação foi complementada com um estágio curricular durante o segundo semestre, realizada na empresa JORDAO, permitindo ao aluno obter conhecimentos na área da refrigeração comercial, bem como em outras áreas de engenharia, relacionadas com este setor. Durante o estágio, o foco foi a implementação de materiais de mudança de fase num equipamento de refrigeração de frio positivo, tendo por objetivo conferir uma maior inércia térmica ao equipamento e dessa forma conseguir tirar partido da tarifa bihorária para operar o equipamento.

1.1. OBJETIVOS

Atualmente, a sustentabilidade, a ecologia e a preocupação com o meio ambiente são temas de elevada relevância no desenvolvimento de um produto, ou equipamento, independentemente do ramo onde este se encontra. Desta forma, o mercado da refrigeração comercial não é exceção, pelo que a eficiência energética dos equipamentos de refrigeração é pertinente e deve ser o mais elevada possível, não só pelo bom funcionamento de todos os ecossistemas do planeta Terra, mas também pelos crescentes requisitos referidos nas legislações que regem este tipo de equipamentos. Assim, a presente dissertação tem como objetivo o desenvolvimento de um equipamento de refrigeração projetado para funcionar, preferencialmente, segundo uma tarifa bihorária, tirando partido da implementação dos materiais de mudança de fase para reduzir a fatura ao final do mês ao cliente. Todo o projeto será realizado com base num equipamento de referência ao nível da eficiência energética, pelo que as preocupações com este aspeto, uniformização de temperaturas e prevenção de condensações também estarão presentes. Desta forma, numa primeira fase, será estudado o equipamento existente, sendo posteriormente exploradas estratégias para a implementação de materiais de mudança de fase, o que levará à construção de um protótipo, que será ensaiado, de modo a verificar se cumpre com todos os requisitos estabelecidos como objetivos para o presente trabalho.

1.2. EMPRESA

José Júlio Jordão, Lda, denominada comercialmente por JORDAO, foi fundada em Guimarães no ano de 1982 por um pequeno grupo de profissionais com elevada experiência na indústria da refrigeração

comercial liderados pelo Sr. José Júlio Jordão. Desde então inova, desenha, desenvolve e produz equipamentos de refrigeração comercial e profissional como por exemplo: vitrinas, balcões, bancadas e expositores verticais, para o retalho alimentar.

O contínuo reinvestimento dos lucros obtidos potencializou o crescimento da empresa, que permitiu a internacionalização das vendas, sendo que, em 1985, a empresa assume-se como exportador direto dos produtos que fabrica. A internacionalização da empresa destaca-se como um marco histórico, já que na altura, em Portugal, não existia qualquer tradição na exportação de equipamentos de refrigeração.

É de destacar o ano de 1993, onde a empresa sentiu necessidade de evoluir estrategicamente, reforçando a sua componente qualitativa, implementando um sistema de gestão de qualidade, com base na norma NP EN ISO 9002. Através da implementação deste sistema, obteve, em 1995, o certificado da qualidade. Posteriormente, no ano de 2000, foi também implementado um sistema integrado de gestão da qualidade que permite efetuar a integração de todos os processos e funções do sistema, em conformidade com a conhecida norma NP EN ISO 9001.

Em 2004, investe numa câmara de ensaios, promovendo ainda mais a investigação e desenvolvimento na área da refrigeração comercial. Em 2005, o sistema de gestão ambiental da empresa foi certificado segundo a norma NP EN ISO 14001:2004 e em 2009 adotou-se o novo referencial NP EN ISO 9001:2008 na área da gestão da qualidade.

Atualmente, a empresa está situada no parque industrial de São João de Ponte, em Guimarães, em quatro unidades, como apresentado na Figura 1. Conta com cerca de 250 colaboradores e a sua missão é criar, fabricar e comercializar soluções para a conservação e exposição alimentar, baseando-se em valores como a orientação para o cliente, a inovação, criatividade e a ética.

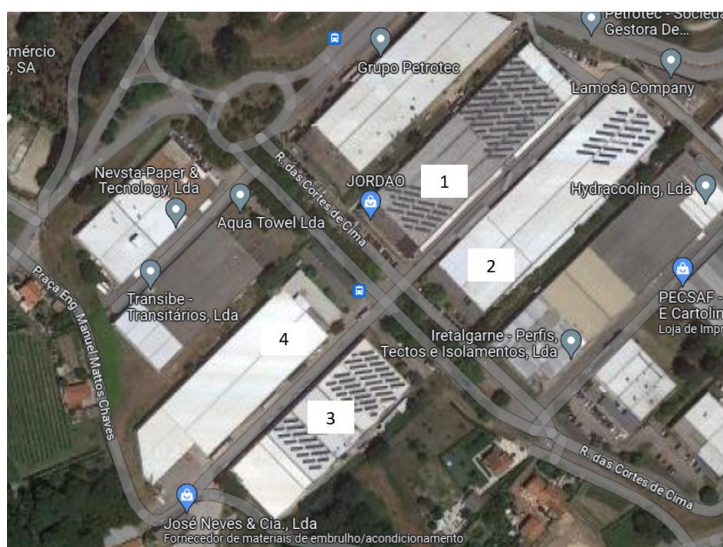


Figura 1: Vista aérea das quatro unidades da empresa.

1.3. GUIA DE LEITURA

A presente dissertação encontra-se dividida em seis capítulos e quatro anexos, com o objetivo de explicitar o trabalho realizado em torno do tema proposto pela JORDAO: a otimização dos custos de exploração de um equipamento de refrigeração de frio positivo através da inércia térmica.

No primeiro capítulo, é apresentado o propósito desta dissertação, abordando os objetivos do trabalho, bem como uma pequena exposição acerca da empresa onde a dissertação foi desenvolvida.

Posteriormente, no segundo capítulo, são abordados três grandes tópicos, sendo eles o estado de arte da refrigeração e a sua evolução tecnológica ao longo do tempo, o enquadramento regulamentar e normas relevantes no desenvolvimento de equipamentos de refrigeração. Por fim, é feita uma breve análise de mercado onde a empresa se inclui.

A introdução aos materiais de mudança de fase como meio para armazenar energia térmica é realizada no terceiro capítulo, onde é possível entender de que forma se podem classificar estes materiais bem como entender quais devem ser os critérios a considerar na escolha de um material de mudança de fase para uma determinada aplicação. Adicionalmente, ainda neste capítulo, são expostas as limitações presentes neste tipo de materiais, tais como as diversas aplicações que estes materiais podem satisfazer.

No quarto capítulo, é apresentado o mural Futuro 2 – 700 P CP CG, desde as suas características gerais até à caracterização detalhada de cada componente termodinâmico presente no equipamento. É também realizada uma análise no que toca ao balanço térmico do equipamento, tendo em conta as diversas cargas térmicas presentes.

As condições em que se realizaram os ensaios ao equipamento estão presentes no capítulo cinco, onde é apresentada a câmara de ensaios, sondas e equipamentos para a obtenção de resultados dos ensaios realizados. De seguida, apresentam-se também as alterações realizadas ao equipamento original, definindo um protótipo, bem como os resultados provenientes deste ensaio

Por fim, no sexto capítulo, encontram-se as conclusões baseadas na análise efetuada, assim como propostas para eventuais trabalhos futuros.

2. ESTADO DE ARTE, ENQUADRAMENTO LEGISLATIVO E DE MERCADO

Ao longo do presente capítulo serão apresentados diversos aspetos relevantes para a área da refrigeração comercial, nomeadamente a evolução da tecnologia implementada ao longo do tempo e os fundamentos teóricos presentes na conceção de equipamentos desta área. Adicionalmente, apresenta-se também um enquadramento regulamentar para equipamentos de refrigeração comercial, abordando, por exemplo, o regulamento (EU) n° 517/2014 e a norma de ensaio ISO 23953-2:2015. Finalmente, será realizado uma breve análise de mercado, estudando o mercado onde a empresa se encontra e o mercado do consumidor, bem como possíveis concorrentes.

2.1. EVOLUÇÃO HISTÓRICA DA REFRIGERAÇÃO

A necessidade de refrigeração na conservação de alimentos está relacionada com dois conceitos – a atividade bacteriana desenvolve-se aproximadamente entre 5 °C e 65 °C, dependendo do tipo de bactéria e do teor de humidade presente no meio ambiente; o desenvolvimento de microrganismos depende do teor de humidade presente no meio [1].

Mesmo sem terem noção disto, os primeiros Homens sempre puseram em prática a refrigeração, utilizando o arrefecimento através de gelo e neve [1]. Durante a idade média, na Europa, os nobres ordenavam que buracos e trincheiras fossem preenchidas com neve, para que as suas bebidas e sobremesas pudessem ficar a uma temperatura mais reduzida, durante os meses mais quentes de verão. De certa forma, é correto afirmar que a água foi o primeiro frigorigéneo a ser utilizado, com uma utilização que se estende até aos tempos mais modernos. À medida que os anos foram passando, as técnicas para armazenar alimentos foram melhorando, contudo, a utilização de gelo como uma forma de refrigeração continua a ser muito comum nos tempos contemporâneos [2].

Um dos primeiros estudos sobre a produção de gelo de forma artificial deu-se ainda no século XVIII, em 1755, quando o professor Willian Cullen, da Universidade de Edinburgh utilizou uma bomba para baixar a pressão do éter e facilitar a sua evaporação. Durante este processo de evaporação, verificou-se uma queda de temperatura do meio, o que congelou uma pequena quantidade de água. A Figura 2 demonstra o esquema da instalação criada pelo Prof. Cullen.

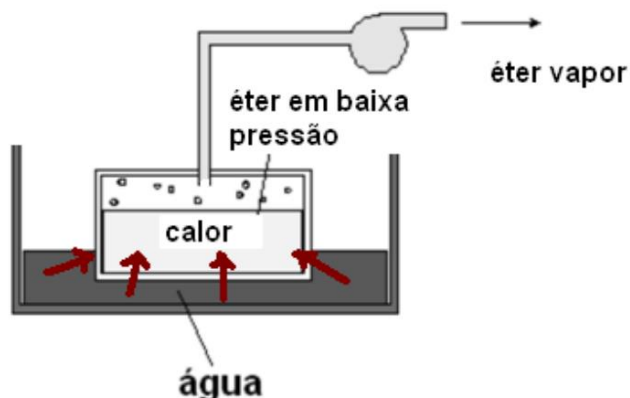


Figura 2: Esquema de produção de gelo artificial, criado pelo Prof. Cullen. [3]

A primeira patente registrada de um equipamento de refrigeração que funciona de forma cíclica foi apresentada em 1834, pelo cientista Jacob Perkins, sendo a patente britânica número 6662. A Figura 3 representa a máquina de criar gelo artificial, idealizada por Jacob Perkins.

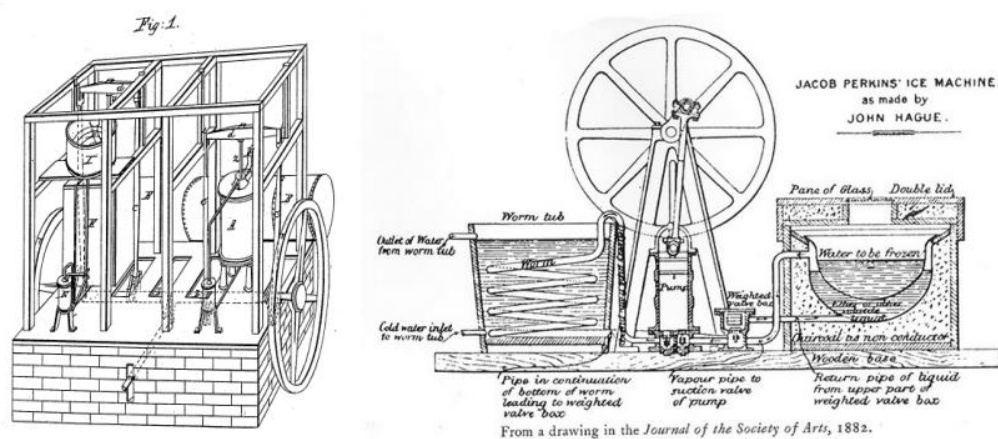


Figura 3: Ilustração da patente registrada por Jacob Perkins. [3]

No entanto, o primeiro equipamento que funcionava através do princípio de refrigeração por compressão mecânica apenas foi construído entre 1856 e 1857, por James Harrison, obtendo em 1856 e em 1857 as patentes britânicas 747 e 2362, respectivamente. A Figura 4 demonstra como seria a máquina de refrigeração, criada por James Harrison. [3]

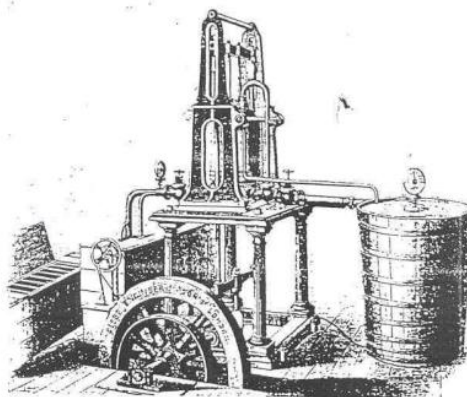


Figura 4: Máquina de refrigeração por compressão mecânica, criada por James Harrison. [2]

A mesma máquina criada por James Harrison foi então apresentada ao mundo numa exibição internacional em Londres, em 1862, desenvolvendo atração e curiosidade pela refrigeração. Consequentemente, começaram a surgir vários sistemas de produção de frio artificial, utilizando para tal diversos fluidos frigorigêneos [3].

O ponto de viragem para a refrigeração surgiu quando Thomas Edison descobriu a eletricidade, pelo que em 1918 surgiu o primeiro frigorífico automático, com um pequeno motor, funcionando através de energia elétrica. Esta contribuição deve-se essencialmente à empresa “Kelvinator Company”, nos Estados Unidos da América, que produziram o primeiro frigorífico em pequena escala. [3]

Muito importante destacar a contribuição de Thomas Midgely, que realizou um vasto trabalho no que toca aos gases frigorigêneos fluorados, abrindo o caminho para que em 1928 estes comesçassem a ser aplicados nos equipamentos de refrigeração. Desde então, a indústria da refrigeração tem sido alvo de grandes desenvolvimentos, desde a aplicação dos mais variadíssimos gases frigorigêneos à busca constante pela melhoria da eficiência energética, através da implementação da tecnologia *inverter*, por exemplo.

2.2. TIPOS DE REFRIGERAÇÃO

Os equipamentos de refrigeração são normalmente divididos em três grandes setores: a refrigeração doméstica, a refrigeração comercial e a refrigeração profissional. Embora com objetivos em comum, como a conservação de bens alimentares ou medicamentos, apresentam alguns propósitos e públicos-alvo muito diferentes. Os equipamentos de refrigeração doméstica estão presentes, tal como o nome indica, em habitações, representados maioritariamente por frigoríficos e arcas congeladoras. Os equipamentos de refrigeração comercial são equipamentos de exposição e conservação de bens

alimentares, já que apresentam na sua composição várias superfícies transparentes, com o objetivo de exposição dos produtos para venda ao público. Alguns exemplos de equipamentos de refrigeração comercial são as vitrinas, os murais e as ilhas. Tendo em conta o propósito desta dissertação, esta área da refrigeração será abordada com mais detalhe posteriormente. Finalmente, os equipamentos de refrigeração profissional, que não apresentam um propósito final de venda, mas de armazenamento de bens alimentares ou medicamentos. Bancadas e armários de refrigeração são exemplos de equipamentos que podem ser utilizados para o armazenamento de bens alimentares ou até mesmo vacinas.

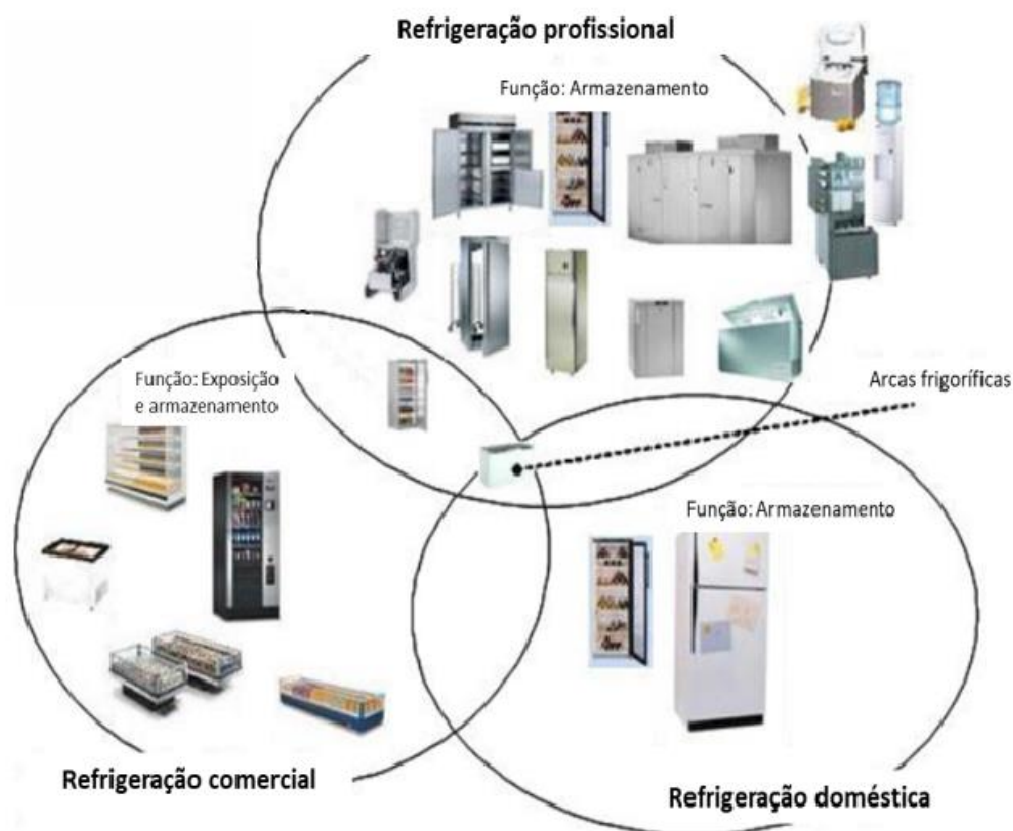


Figura 5: Divisão de equipamentos de refrigeração em domésticos, comerciais e profissionais [4].

2.2.1. REFRIGERAÇÃO COMERCIAL

Os equipamentos de refrigeração comercial podem ser divididos e classificados em vários tipos, sendo eles murais, vitrinas, ilhas e semimurais. As diferentes definições para cada tipo de equipamento de refrigeração estão representadas no terceiro ponto da norma ISO 23953-1:2015. Para uma melhor visualização desta classificação, a Tabela 1 apresenta os diferentes tipos de equipamentos de refrigeração comercial. É importante referir que dentro das diferentes classificações podem existir algumas variações, como a presença/ausência de portas ou, no caso particular das vitrinas, poderem

ser *self-service*, ou *serve-over*. Estas pequenas diferenças não foram consideradas na Tabela 1, já que são características que não alteram a classificação principal do equipamento.

Tabela 1: Classificação de equipamentos de refrigeração comercial.

Tipo de equipamento	Exemplo
Mural	
Semimural	
Vitrina	
Ilha	

Da observação da Tabela 1, verifica-se que todos estes equipamentos podem ser encontrados em diferentes locais, no interior de um hipermercado convencional, por exemplo. Os murais apresentam a vantagem de serem equipamentos verticais, pelo que ocupam relativamente pouco espaço e graças à presença de prateleiras no seu interior, podem expor um elevado número de bens alimentares, para a área que ocupam. Os semimurais são equipamentos de dimensões mais reduzidas, pelo que não conseguem expor tanto produto. Contudo, por serem mais reduzidos, podem ser a solução ideal para otimizar a arquitetura de móveis refrigerados do cliente. As vitrinas estão presentes em locais como o talho ou a charcutaria, pelo que normalmente, em Portugal, são do tipo *serve-over*, ou seja, existe sempre um funcionário que se encontra por trás do equipamento, de modo a satisfazer as necessidades do cliente. No entanto, existem também soluções onde o cliente consegue ele próprio ir buscar o produto. Por fim, as ilhas de refrigeração são equipamentos muito versáteis, já que permitem acesso aos produtos de qualquer parte, sendo muito utilizadas, por exemplo, nas entradas dos hipermercados, quando se

pretende promover determinados produtos. É de destacar que não se abordaram armários de refrigeração, nem bancadas, já que a presente norma não os engloba na categoria dos equipamentos de refrigeração comercial.

2.3. FUNDAMENTOS TEÓRICOS DA REFRIGERAÇÃO

Neste subcapítulo, serão apresentados os fundamentos teóricos presentes na refrigeração, principalmente na comparação direta entre o ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor e o ciclo real de refrigeração por compressão de vapor.

2.3.1. CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR IDEAL

Um ciclo ideal apresenta o melhor desempenho possível, operando nas mesmas condições que o ciclo real praticado. Numa situação utópica, todos os ciclos térmicos reais deveriam ter a “ambição” de se aproximarem do ciclo de *Carnot*, uma vez que este é o ciclo de maior rendimento possível. Contudo, dadas as condições de operação do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, define-se um outro ciclo teórico, no qual os processos são mais semelhantes aos do ciclo real, facilitando a comparação entre o ciclo real e o ciclo ideal, sendo ele o ciclo por compressão de vapor ideal.

A Figura 6 demonstra um esquema onde se pode observar os componentes termodinâmicos mais relevantes (condensador, evaporador, compressor e dispositivo de expansão), bem como os diferentes diagramas $T-s$ e $p-h$, relativos ao ciclo em análise.

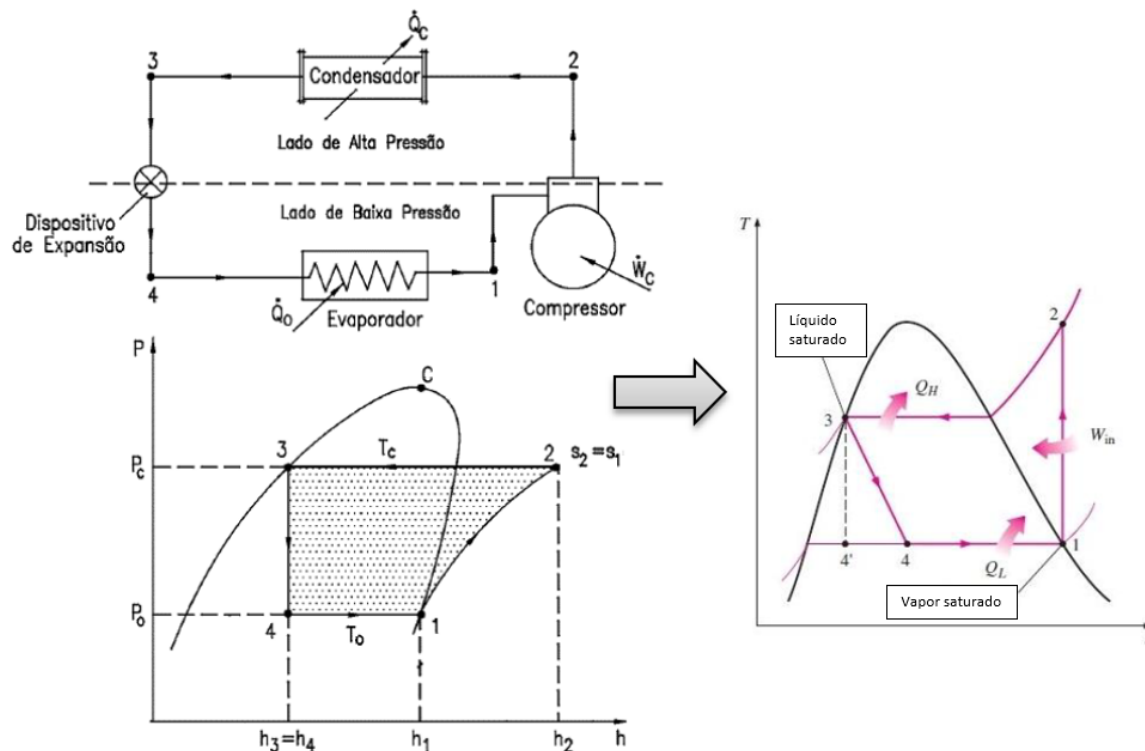


Figura 6: Ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal, representado em diagramas $T-s$ e $p-h$. [2]

Da análise do diagrama $T-s$, presente na Figura 6, é possível entender quais os diferentes processos termodinâmicos presentes no ciclo teórico. Estes processos estão descritos na Tabela 2.

Tabela 2: Processos termodinâmicos presentes no ciclo teórico.

Numeração	Processo termodinâmico
1-2	Compressão isentrópica
2-3	Rejeição de calor isobárica para o meio ambiente
3-4	Expansão isentálpica
4-1	Transferência de calor isobárica

Da análise da Tabela 2, torna-se relevante perceber as características de cada processo deste ciclo ideal.

A compressão isentrópica, representada no diagrama $T-s$, de 1 para 2, é um processo que ocorre no compressor, sendo adiabático reversível, pelo que, consequentemente é isentrópico. Assim, o refrigerante entra no compressor à pressão do evaporador P_e , com um título igual a 1, ou seja, no estado de vapor saturado. Ao passar no compressor, atinge a pressão de condensação P_c , à qual corresponde uma temperatura de sobreaquecimento T_2 , superior à temperatura de condensação T_c .

Posteriormente, ocorre no condensador a rejeição de calor do refrigerante para o meio ambiente, a pressão constante, tratando-se então de um processo isobárico. Neste processo, o refrigerante é

arrefecido da temperatura de sobreaquecimento T_2 até à temperatura de condensação T_c . De seguida, é então condensado até existir apenas líquido saturado à temperatura T_3 , que é igual a T_c .

No dispositivo de expansão, ocorre, como o nome indica, uma expansão irreversível do líquido saturado, a entalpia constante, desde a linha de pressão alta, P_c até à linha de pressão baixa, P_e . Tratando-se de um processo irreversível, a entropia do frigorigéneo na saída do dispositivo de expansão (s_4) é superior à entropia na entrada do dispositivo de expansão (s_3).

Finalmente, o último processo consiste numa transferência de calor isobárica, a temperatura constante, desde o ponto 4, onde se tem uma mistura líquido e vapor, até ao ponto 1, onde se obtém vapor saturado. É de destacar que o calor transferido é apenas calor latente, pelo que apenas se observa a mudança de fase da componente líquida da mistura para vapor.

2.3.2. CICLO REAL DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Do ciclo teórico para o ciclo real existem algumas diferenças, estando as principais representadas na Figura 7.

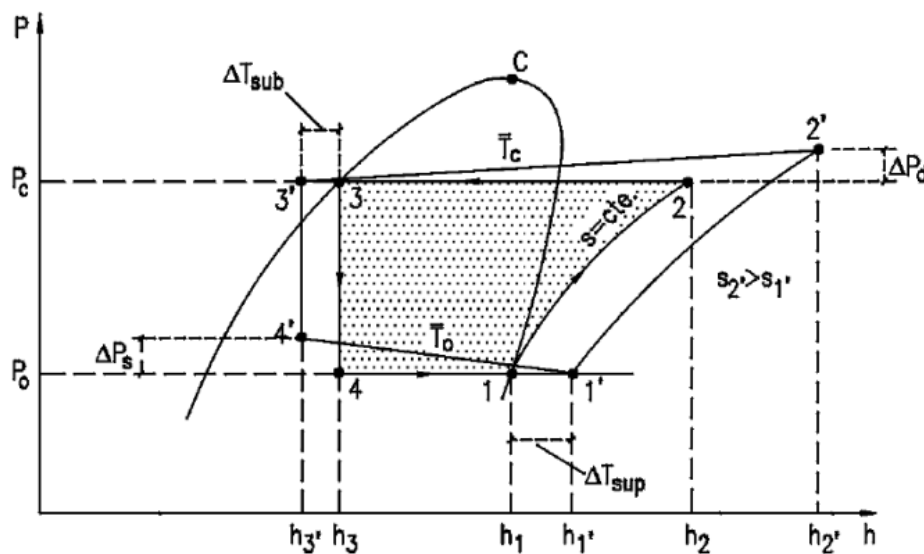


Figura 7: Principais diferenças entre o ciclo teórico e o ciclo real. [2]

Da análise do diagrama $p-h$ da Figura 7, verifica-se que uma das diferenças entre ambos os ciclos é a queda de pressão nas linhas de descarga, líquido e de sucção, bem como no condensador e evaporador (ΔP_d e ΔP_s). Outras das diferenças é o subarrefecimento do frigorigéneo à saída do condensador (ΔT_{sub}) e o sobreaquecimento à entrada do compressor (ΔT_{sup}), de modo a garantir que não existe líquido na entrada do compressor, para evitar danos no próprio equipamento.

Neste ciclo real, a compressão também não é isentrópica. Dependendo do rendimento isentrópico, devem-se ter alguns cuidados com a temperatura de descarga do compressor, que não deve ser superior

a 130 °C, já que pode mitigar algumas características relevantes dos óleos lubrificantes usados nos compressores.

2.4. ENQUADRAMENTO REGULAMENTAR PARA EQUIPAMENTOS DE REFRIGERAÇÃO

No presente subcapítulo, será abordada a evolução da legislação, normas e regulamentos aplicáveis aos equipamentos de refrigeração, ao longo dos anos. Todos estes aspetos se apresentam com uma elevada pertinência no projeto de um equipamento de refrigeração, já que demonstram a crescente preocupação que tem existido com a emissão de gases fluorados para a atmosfera, por exemplo.

2.4.1. PROTOCOLO DE QUIOTO

Foi em 1997, durante a III Conferência das Partes sobre a Convenção do Clima (COP-3), que surgiu o Protocolo de Quioto (*Kyoto Protocol*, KP). Contudo, apesar de ter sido assinado a 11 de dezembro de 1997, só entrou em vigor a 16 de fevereiro de 2005.

Este protocolo foi o primeiro tratado jurídico internacional que pretende limitar, explicitamente as emissões quantificadas de gases com efeito de estufa (GEE) dos países desenvolvidos. Tratando-se de um Protocolo à Convenção Quadro das Nações Unidas (ONU) sobre as Alterações Climáticas, herda os princípios fundamentais do regime climático, particularmente, o princípio das responsabilidades comuns, mas diferenciadas. Este princípio explica a divisão mundial em duas categorias de países, os desenvolvidos e os em via de desenvolvimento. Para os países desenvolvidos, o KP distingue ainda um subconjunto de países, no qual lista aqueles países que têm limites quantificados de acordo com as suas emissões. Para os países em via de desenvolvimento, como Brasil, México, Argentina e Índia, não foram estabelecidas metas quantificadas de redução de emissões [5].

No que toca às ações contempladas no protocolo, destacam-se a reforma dos setores de energia e transportes; a promoção do uso de fontes de energia renováveis, a limitação das emissões de metano e a proteção de florestas e outros sumidouros de carbono [6]. Com uma implementação correta deste protocolo, estimava-se que a temperatura global reduzisse entre a 1.4 e 5.8 °C até 2100.

O compromisso dos 192 estados signatários dividiu-se em dois períodos: de 2008 a 2012, quando os participantes se comprometeram a reduzir as emissões de GEE em pelo menos 5.2% em relação ao ano de 1990; de 2013 a 2020, quando o compromisso se tornou mais exigente, tendo como objetivo a redução das emissões de GEE em pelo menos 18% em relação ao mesmo ano [6]. No que toca a Portugal, de acordo com o Decreto n° 7/2002, visto e aprovado em Conselho de Ministros de 19 de

dezembro de 2001, o aumento das emissões de GEE deve ser limitado em 27%, tendo como referência o ano de 1990 [7].

Embora o Protocolo de Quioto tenha sido assinado por um elevado número de países, este não foi suficiente para conter o agravamento do efeito de estufa e do aquecimento global. Tal insucesso poderá ser explicado pelo abandono do acordo por algumas nações altamente poluidoras, como é o caso dos Estados Unidos da América, em 2011, bem como o facto deste protocolo não ter tido a adesão de todos os países do mundo [6].

2.4.2. REGULAMENTO (UE) Nº 517/2014

O regulamento (EU) nº 517/2014, mais conhecido como F-Gás, veio revogar o regulamento anterior (CE nº 842/2006), sendo relativo também aos gases fluorados com efeito de estufa. O seu principal objetivo é proteger o ambiente, mediante a redução das emissões de gases fluorados com efeito de estufa. O regulamento estabelece uma série de medidas para controlar a produção, a importação, a exportação, a venda e abandono, impondo também limitações no que toca à utilização de fluidos com elevado potencial de aquecimento global (PAG).

A proposta é reduzir a percentagem de hidrofluorcarbonetos (HFCs) colocados no mercado em 79% até 2030, com 2015 como ano de referência, como apresentado na Figura 8. Consequentemente, tem havido uma substituição deste tipo de fluidos por hidrocarbonetos, como o R290 (propano) ou por frigorigéneos naturais, como o R744 (dióxido de carbono).

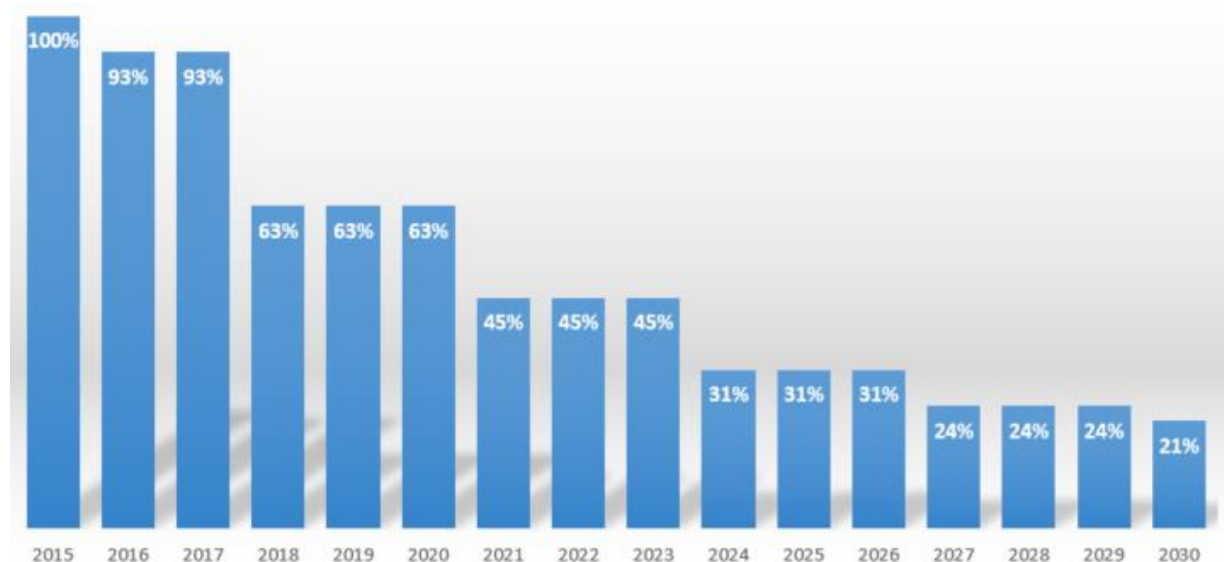


Figura 8: Proposta do regulamento 517/2014 para a redução da percentagem de hidrofluorcarbonetos na União Europeia. [8]

2.4.3. REGULAMENTO (EU) 2019/2018

O regulamento (EU) 2019/2018 estabelece requisitos específicos para a etiquetagem energética dos equipamentos de refrigeração com função de venda direta, de modo a fornecer informações claras e precisas aos consumidores sobre a eficiência energética desses equipamentos.

A etiqueta energética que acompanha os equipamentos é apresentada na Figura 9, onde se podem observar informações como o consumo anual de energia do equipamento, o seu volume líquido dos compartimentos e a sua classe de temperatura. [9]

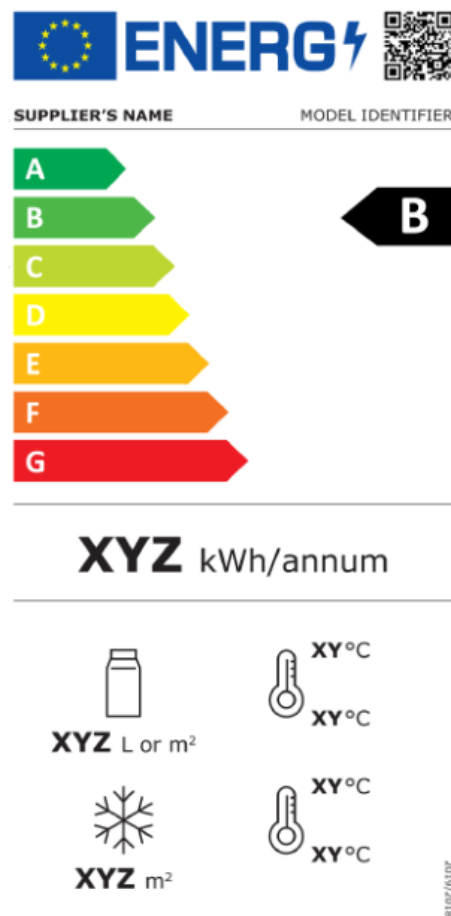


Figura 9: Etiqueta energética presente nos equipamentos de refrigeração com função de venda direta, de acordo com o regulamento (EU) 2019/2018 [9].

Os equipamentos de refrigeração são classificados de A a G, onde cada letra corresponde a um intervalo do índice de eficiência energética, como apresentado na Figura 10.

Classe de eficiência energética	IEE
A	$IEE < 10$
B	$10 \leq IEE < 20$
C	$20 \leq IEE < 35$
D	$35 \leq IEE < 50$
E	$50 \leq IEE < 65$
F	$65 \leq IEE < 80$
G	$IEE \geq 80$

Figura 10: Classes de eficiência energética de equipamentos de refrigeração. [9]

2.4.4. REGULAMENTO (EU) 2019/2024

O Regulamento Europeu de Conceção Ecológica 2019/2024 estabelece limites de eficiência energética para equipamentos de refrigeração comercial, com vista a eliminar produtos menos eficientes e promover a durabilidade e a reciclabilidade dos materiais. Todos os equipamentos de refrigeração no mercado devem estar em conformidade com valores específicos, tal como definido pelo Índice de Eficiência Energética (IEE).

O regulamento afirma que o IEE é definido através da razão entre o consumo anual de energia do equipamento (CAE) e o seu consumo anual de energia normalizado (CAEN). O primeiro corresponde ao consumo energético diário médio do equipamento, multiplicado por 365, expresso em kWh/ano. O segundo representa um consumo de referência, de acordo com as características do equipamento de refrigeração. [10]

A Tabela 3 apresenta os valores limite do IEE impostos pelo regulamento.

Tabela 3: Valores limite do índice de eficiência energética, de acordo com o regulamento (EU) 2019/2024. [10]

Data	Equipamento	IEE [%]
A partir de 1 de março de 2021	Congeladores para gelados	80
	Outros aparelhos de refrigeração com função de venda direta	100
A partir de 1 de setembro de 2023	Congeladores para gelados	50
	Outros aparelhos de refrigeração com função de venda direta, exceto máquinas de venda automática refrigeradas do tipo tambor	80

Da análise da Tabela 3, verifica-se que este ano, 2023, ocorreu uma redução do limite do IEE, ou seja, alguns equipamentos deixam de cumprir com os requisitos mínimos estabelecidos para poderem ser comercializados na EU. Esta tendência verificar-se-á certamente ainda mais no futuro, com requisitos cada vez mais apertados, procurando reduzir os consumos energéticos provenientes destes

equipamentos, mas também a investigação e desenvolvimento de novas soluções no setor da refrigeração comercial.

2.5. ENQUADRAMENTO REGULAMENTAR PARA MATERIAIS DE MUDANÇA DE FASE – EN 12546-3:2000

A norma EN 12546-3:2000 não tem como foco os equipamentos de refrigeração comercial, como as restantes normas abordadas. Esta norma denomina-se como “*Materials and articles in contact with foodstuffs – Insulated containers for domestic use – Part 3: Specification for thermal packs*” e define os requisitos que estes produtos devem cumprir, bem como os testes a que devem ser submetidos, para que possam ser comercializados. Desta forma, dado que o propósito desta dissertação passa pela aplicação de materiais de mudança de fase para tirar partido da inércia térmica num equipamento de refrigeração comercial, esta norma apresenta-se com uma elevada relevância para o presente caso de estudo.

A EN 12546-3:2000 apenas abrange *ice packs* reutilizáveis, selados e não recarregáveis, destinados ao uso em recipientes isolados de alimentos domésticos. Não abrange *ice packs* para o tratamento de lesões físicas ou para o uso como recipientes de água quente. Adicionalmente, não contempla requisitos para materiais em contacto com bens alimentares, já que estes já são definidos no regulamento CE n° 1935/2004.

2.6. ENQUADRAMENTO REGULAMENTAR PARA ENSAIOS DE EQUIPAMENTOS DE REFRIGERAÇÃO COMERCIAL

A legislação europeia relativa à conceção ecológica de produtos tem por base a diretiva 2009/125/CE (*eco design*), que define os requisitos de conceção ecológica dos produtos relacionados com o consumo de energia. Para que os princípios definidos nessa diretiva possam ser colocados em prática, no que toca aos requisitos aplicáveis aos equipamentos de refrigeração e de congelação para fins profissionais, foi então publicado o regulamento (UE) 2015/1095 [11].

Estando diretamente ligada com o “eco design”, embora possuindo um quadro legal específico, está a etiquetagem energética, baseada no regulamento (UE) 2017/1369. De realçar que é o regulamento (UE) 2015/1094 que dá execução a este quadro legal, que se refere aos armários refrigerados de armazenamento para fins profissionais. Esta última legislação europeia impõe que os equipamentos de frio profissional apresentem o seu consumo energético de forma normalizada [11].

Desta forma, é imperativo que os fabricantes destes equipamentos efetuem ensaios de temperatura e de consumo energético, cujos resultados permitirão determinar qual a classe energética do equipamento e as restantes informações adicionais exigidas.

Finalmente, para demonstrar que os equipamentos de frio se encontram em conformidade com a regulamentação que lhes é aplicável, devem ser aplicadas as normas indicadas pela Comissão Europeia. Estas normas têm como objetivo aproximar as condições de ensaio às de utilização real dos equipamentos, com condições de ensaio uniformes e rigorosamente definidas, aplicando regras de cálculo que permitam efetuar comparações corretas entre os diferentes produtos disponíveis no mercado.

2.6.1. LABORATÓRIOS DE ENSAIOS

De acordo com os requisitos estabelecidos nas normas EN 16825 e EN ISO 23953-2, as câmaras de ensaios de grande volume, destinadas a colocar no seu interior os equipamentos sujeitos a ensaio [11] devem cumprir os seguintes requisitos:

- A iluminação presente deve assegurar uma iluminância de 600 ± 100 lx, medidos a uma altura de 1 metro acima do nível do chão. O seu espectro de emissão no domínio do infravermelho não deve apresentar picos que excedam os 500 W/5 nm/lm;
- As paredes e o teto devem apresentar uma emissividade entre 0.9 e 1, a uma temperatura ambiente de 25 °C;
- A velocidade média do ar, medida durante 1 minuto com intervalos de amostragem inferiores a 5 s, deve estar compreendida dentre 0.1 e 0.2 m/s;
- A temperatura do ar, medida em cada um dos pontos, localizados a diversas alturas e distâncias das paredes, não deve diferir mais de 2°C da temperatura estipulada para cada classe climática.

Havendo requisitos térmicos extremamente apertados, deve-se ter cuidado em garantir que existe o mínimo de trocas térmicas possíveis entre o interior da câmara e o ambiente exterior. Desta forma, deve-se utilizar, nas faces verticais e no teto da câmara, painéis isolantes compostos por espuma de poliuretano rígido, com condutividade igual ou inferior a 0.03 W/m.K [11].

2.6.2. ENSAIO DE TEMPERATURA E CONSUMO DE ENERGIA

Na fase inicial do ensaio, após o condicionamento do equipamento, este é carregado com pacotes de ensaio paralelepípedicos (*M-packs*), de 500 ou 1000 gramas, constituídos por um material sintético que procura simular as características térmicas da carne. No caso dos equipamentos abrangidos pela EN

16825, o enchimento poderá também ser completado com pacotes de 125, 250 ou 375 gramas. Para a monitorização da temperatura, alguns dos pacotes de ensaio de 500 gramas são instrumentados com sensores de temperatura, colocados no seu centro geométrico [11].

Para a colocação dos pacotes de ensaio, deve-se seguir um plano de carga específico de cada equipamento, tendo em conta os limites de carga estipulados pelo fabricante. As Figuras 12 a 27 da norma ISO 23953-2:2015 demonstram como devem ser colocados os pacotes de ensaio, em diferentes tipos de equipamentos [12].

Após a colocação dos pacotes de ensaio no interior do equipamento e de se atingirem as condições de estabilidade de temperatura previstas de acordo com a norma durante 24 horas, são iniciados os registos de temperatura e de consumo energético. De acordo com as características do equipamento (presença de portas, gavetas, existência de iluminação, entre outros), os ensaios abrangem diversas condições funcionais.

No final do ensaio, é importante analisar o gráfico de variação de temperatura dos pacotes de ensaio e entender como se pode classificar o equipamento. Na norma ISO 23953-2:2015, na tabela 1 do ponto 4.2.2, é possível observar as diferentes classes de temperatura. A Figura 11 apresenta as classes climáticas previstas para os equipamentos de refrigeração, bem como os limites de temperatura (máxima e mínima) dos pacotes de ensaio. Por exemplo, caso o equipamento seja classificado como M1, todos os pacotes de ensaio devem ter temperaturas compreendidas entre -1 e 5 °C, durante o seu funcionamento.

Class	Highest temperature, θ_{ah} , of warmest M-package colder than or equal to ^{ab}	Lowest temperature, θ_b , of coldest M-package warmer than or equal to ^b	Highest minimum temperature, θ_{al} , of all M-package colder than or equal to ^a
	°C		
L1	-15	—	-18
L2	-12	—	-18
L3	-12	—	-15
M0	+4	-1	—
M*	6	-1	—
M1	+5	-1	—
M2	+7	-1	—
H1	+10	+1	—
H2	+10	-1	—
S	Special classification		

Figura 11: Classes de temperatura previstas na ISO 23953-2:2015 [12].

De forma semelhante, o equipamento deve ser projetado para funcionar a uma determinada temperatura, bem como uma dada humidade presente no meio ambiente. Estas temperaturas e humidades também estão previstas na ISO 23953-2:2015, na Tabela 3, no ponto 5.3.1.3.1. A Figura 12

demonstra quais as classes climáticas previstas na ISO 23953-2:2015. Neste caso, é de destacar a classe climática 3, já que é a classe para o qual o equipamento em estudo foi dimensionado e testado.

Test room climate class	Dry bulb temperature °C	Relative humidity %	Dew point °C	Water vapour mass in dry air g/kg
0	20	50	9,3	7,3
1	16	80	12,6	9,1
8	24	55	14,4	10,2
2	22	65	15,2	10,8
3	25	60	16,7	12,0
4	30	55	20,0	14,8
6	27	70	21,1	15,8
5	40	40	23,9	18,8
7	35	75	30,0	27,3

Figura 12: Classes climáticas previstas na ISO 23953-2:2015 [12].

Para a monitorização do consumo de energia elétrica, é feito um registo contínuo, após o período inicial de estabilização. Desta forma, obtém-se o consumo energético ao longo de 24 horas, sendo então posteriormente possível extrapolar para o consumo anual de energia, que será comparado com o consumo anual de energia de referência, em kWh/ano, para se estabelecer então o índice de eficiência energética do equipamento [11]. O Quadro I do Anexo II do regulamento de Etiquetagem Energética 2019/2018 define as classes de eficiência energética para equipamentos de refrigeração comercial, como apresenta a Figura 10.

2.7. ESTUDO DE MERCADO

Para realizar um estudo de mercado, optou-se por efetuar uma análise ao número de estabelecimentos de comércio por grosso e a retalho, onde se incluem hipermercados, supermercados, talhos, entre outros estabelecimentos. Nestes locais, observa-se com bastante frequência a presença de um ou mais equipamentos de refrigeração, pelo que para o presente estudo de mercado se irá assumir que o crescimento dos estabelecimentos de comércio a grosso ou a retalho implicará também um crescimento do setor das empresas fabricantes de equipamentos de refrigeração profissional.

A Figura 13 demonstra de que forma o número de estabelecimentos de comércio por grosso e a retalho evoluiu ao longo dos últimos 30 anos em Portugal. Destaca-se a tendência ascendente nos anos 90, com o pico de estabelecimentos a ser atingido em 2004, mantendo-se em valores semelhantes até 2008/2009, altura em que Portugal sentiu uma crise económica. De 2010 para a frente, o mercado tem

vindo a acalmar, com pouca oscilação de ano para ano, existindo em 2021 cerca de 215 000 estabelecimentos deste setor [13].

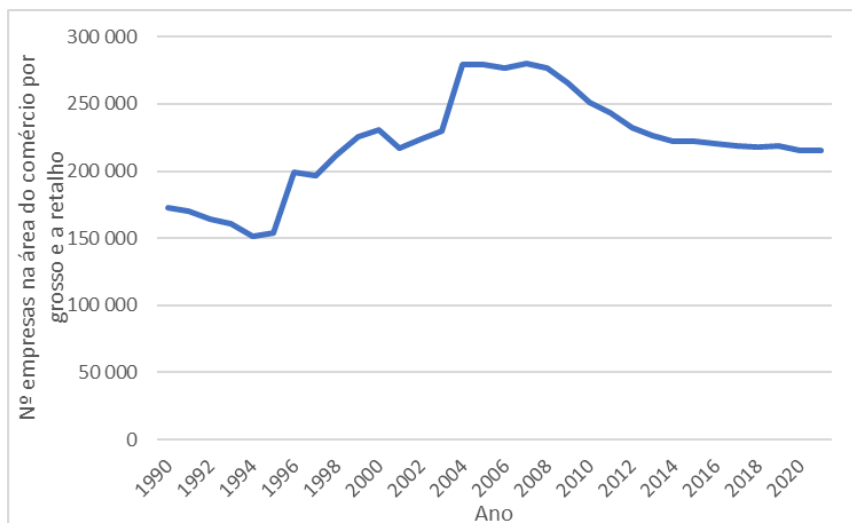


Figura 13: Evolução do comércio por grosso e a retalho em Portugal [13].

Havendo a estabilização do número de instalações de comércio por grosso e a retalho, o produto que mais se destacará é aquele que se apresenta como mais inovador e diferenciado, com as melhores características e com o menor preço possível. Desta forma, a aposta da JORDAO na procura de um equipamento com uma elevada inércia térmica com recurso a materiais de mudança de fase de modo a melhorar a sua eficiência energética, esperando que o mesmo se revele como uma escolha acertada para o futuro da empresa.

2.7.1. MERCADO DO CONSUMIDOR E CONCORRÊNCIA

Tratando-se de um equipamento de refrigeração alternativo, com a presença de armazenamento de energia térmica, o público-alvo será o mesmo dos equipamentos de refrigeração convencionais, ou seja, todos os estabelecimentos que necessitem de preservar os seus alimentos, recorrendo a baixas temperaturas para o fazer. Desta forma, destacam-se mais uma vez os hipermercados, supermercados, mercearias, minimercados, talhos, entre outros.

A utilização de materiais de mudança de fase é algo que se encontra numa fase embrionária, pelo menos em Portugal. Assim, caso a JORDAO comece a implementar estas soluções nos seus equipamentos seria pioneira em Portugal, pelo menos à data em que se realizou este documento. Contudo, no contexto internacional, já existem algumas aplicações de materiais de mudança de fase em equipamentos de refrigeração, como é o caso da *iffi*, uma empresa italiana. [14]

A empresa *iffi* implementou numa das suas vitrinas de gelado, ou seja, de frio negativo, denominada *Jolly*, uma tecnologia a que a empresa chamou de *hybrid cooling technology*. Esta solução

garante uma refrigeração contínua, mesmo em ciclos de descongelação. Isto previne variações da temperatura, não alterando a qualidade dos gelados expostos na vitrina [14].

Quando o compressor se encontra ligado, a vitrina funciona de acordo com um ciclo de compressão de vapor convencional. A única diferença é a presença de materiais de mudança de fase por cima do evaporador, que estão a ser arrefecidos quando o compressor se encontra ligado. Quando a vitrina entra em ciclo de descongelação, ou quando ocorre uma falha na rede, por exemplo, os materiais de mudança de fase garantem que a temperatura dos gelados se mantenha, por um determinado tempo, até que o ciclo de descongelação termine, ou que a rede de energia volte ao normal. A Figura 14 representa o funcionamento da vitrine *Jolly*, bem como o local de posicionamento dos materiais de mudança de fase, representados pelo acumulador [14].

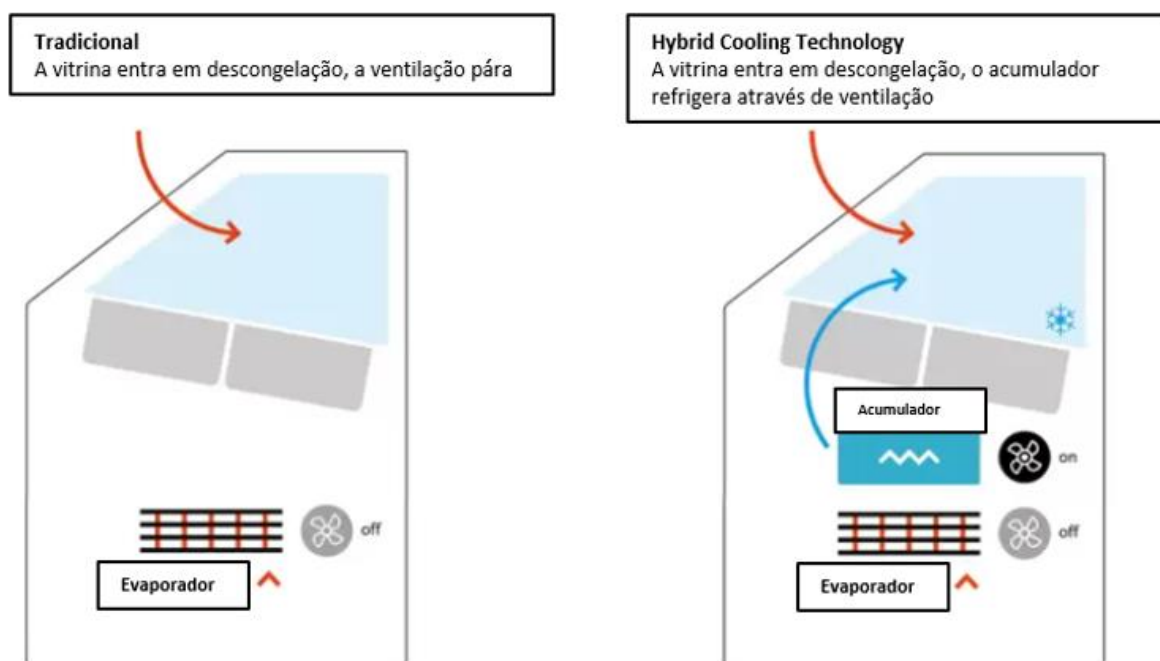


Figura 14; Esquema representativo da *Hybrid Cooling Technology* [14].

Outra empresa, a *ES SYSTEM K*, polaca, optou por implementar materiais de mudança de fase nas prateleiras dos seus equipamentos de frio negativo, como se pode observar na Figura 15.



Figura 15: *Shelf cooler*, uma prateleira onde é possível observar a presença de materiais de mudança de fase no seu interior [15].

Estas novas prateleiras funcionam essencialmente como um banco de inércia térmica, com o material de mudança de fase no seu interior, capaz de absorver o calor proveniente dos bens alimentares nos momentos mais críticos. Funciona com base no calor latente da mudança de fase, permitindo que os bens alimentares sejam mantidos à temperatura pretendida com maior facilidade e garantem que, mais uma vez, no caso de falha de algum componente ou na presença de um ciclo de descongelação, a temperatura dos produtos se mantenha homogénea [15].

A empresa *FREECOLD* foi mais além na implementação de materiais de mudança de fase, combinando-os com painéis solares fotovoltaicos em dois dos seus produtos. O *FREECOLD* RSI-180 está diretamente conectado ao painel fotovoltaico, sem qualquer bateria ou outros componentes eletrónicos, com um custo elevado e com uma vida útil limitada. Algumas características relevantes do equipamento são:

- Volume para produtos: 155 dm³;
- Consumo anual de energia: 40 kWh/ano;
- Amplitude de temperatura ambiente: 10 °C/43 °C;
- Frigorigéneo: R134a;
- Potência frigorífica: 75 W;
- Dimensões: 890x870x685 mm

A ficha técnica do equipamento não apresentava nenhuma informação acerca da sua classe de temperatura, ou seja, não se sabe se este é um equipamento de frio positivo ou negativo.

O seu princípio de funcionamento baseia-se na utilização da energia proveniente da fonte solar para alimentar o grupo compressor, que irá refrigerar o espaço interior do equipamento, resultando na solidificação dos materiais de mudança de fase, localizados junto ao evaporador. Ao conjunto de materiais de mudança de fase e evaporador a empresa chama de *FREECOLD Ecotainer*. A solidificação dos materiais de mudança de fase é o que permite a refrigeração no interior do equipamento, por exemplo durante a noite ou então em dias sem significativa presença solar. Isto permite que o equipamento possa funcionar durante 3 a 4 dias, dependendo da temperatura ambiente [16]. Na Figura 16, é possível observar o equipamento em questão, bem como a localização dos materiais de mudança de fase.

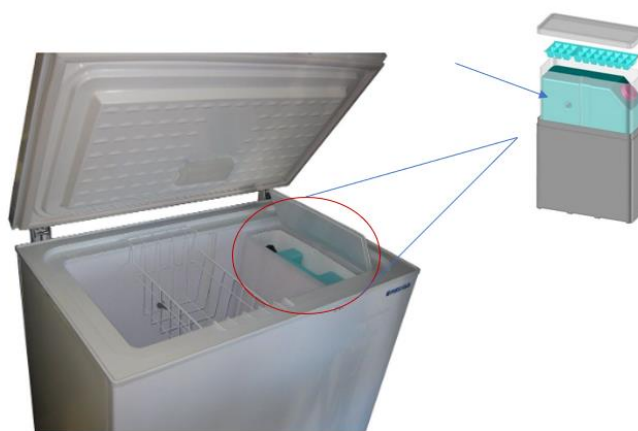


Figura 16: Localização dos materiais de mudança de fase no interior do *FREECOLD RSI-180* [16].

O *FREECOLD FrigoMobile* é uma variação do *FREECOLD RSI-180*, no sentido em que a empresa adaptou o equipamento inicial para ser um carrinho de rua, onde é possível vender bebidas ou outros produtos que necessitem de refrigeração.

Este equipamento aplica o mesmo princípio de funcionamento e características gerais mencionadas no *FREECOLD RSI-180*, com uma maior versatilidade, apresentando até um kit USB para carregar dispositivos eletrónicos, graças à presença de um módulo fotovoltaico de 275 W. A Figura 17 demonstra o equipamento em questão [16].



Figura 17: *FREECOLD FrigoMobile* [16].

3. MATERIAIS DE MUDANÇA DE FASE

Os materiais de mudança de fase são materiais com um elevado calor latente de fusão, capazes de armazenar e libertar grandes quantidades de energia durante o processo mudança de fase, a uma determinada temperatura, a chamada temperatura de fusão. A energia é libertada ou absorvida quando o material passa de líquido para sólido e vice-versa. Desta forma, estes materiais são então classificados como LHS (*latent heat storage*), como demonstrado na Figura 18.

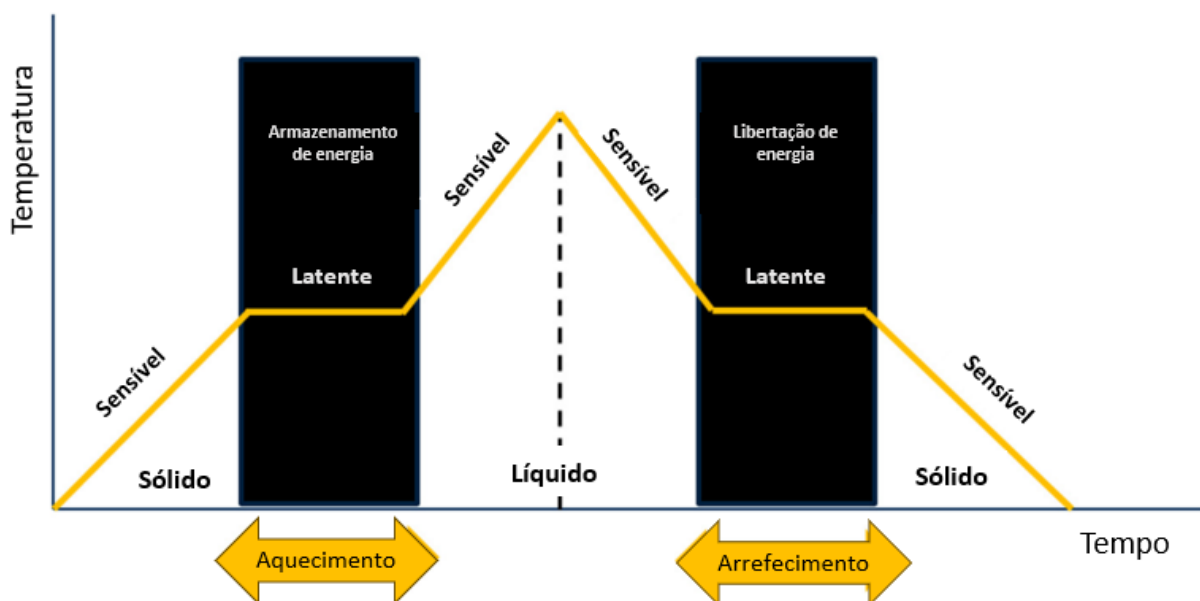


Figura 18: Diagrama esquemático da mudança de fase num material de mudança de fase [17].

Analisando a Figura 18, verifica-se que a transformação líquido/sólido começa quando surge um decréscimo da temperatura, começando a haver libertação de energia sob a forma de calor por parte do material de mudança de fase. Quando se atinge a temperatura à qual existe a mudança de fase (ponto de solidificação), o material de mudança de fase liberta grandes quantidades de energia a uma temperatura *quasi* constante. Este processo mantém-se até que todo o material se encontre no estado sólido. Do lado oposto, quando a temperatura ambiente começa a aumentar, a temperatura do material de mudança de fase começa a aumentar também, até que se atinge o seu ponto de fusão, temperatura essa que representa a mudança do estado sólido para o estado líquido, onde grandes quantidades de energia são absorvidas.

A mudança de fase pode ocorrer entre a fase sólida/líquida (fusão), da fase líquida/sólida (solidificação), da fase líquida/gasosa (vaporização) e da fase sólida/gasosa (sublimação). Contudo, o método de fusão/solidificação é o mais utilizado, já que nos restantes métodos existe uma variação significativa do volume entre as duas fases, representando dificuldades no armazenamento dos materiais

[18]. Particularmente, no que toca à sublimação, a mudança de fase é normalmente muito lenta e o seu calor na transição é reduzido. O que torna a utilização de materiais de mudança de fase interessante é o facto de poderem ser usados em grandes amplitudes térmicas, desde -5°C até 190°C [19]. Adicionalmente, estes materiais conseguem armazenar 5 a 14 vezes mais energia por unidade de volume do que materiais como rochas e água [20].

3.1. CLASSIFICAÇÃO DE MATERIAIS DE MUDANÇA DE FASE

Normalmente, podem-se classificar os materiais de mudança de fase de acordo com três grupos: os orgânicos, os inorgânicos e os materiais eutéticos. Os materiais de mudança de fase orgânicos podem ainda ser classificados como compostos de parafina ou não compostos de parafina. A grande diferença entre eles é a parafina, que se apresenta como cadeias de moléculas de hidrocarbonetos de diferentes comprimentos, ao passo que os não compostos de parafina representam todas as outras substâncias orgânicas que podem ser utilizadas para armazenar energia, tais como açúcares, álcoois e ácidos gordos [18]. Os materiais de mudança de fase inorgânicos podem também ser ainda divididos em duas categorias – os hidratos de sal e os metálicos, tal como se pode observar na Figura 19. Os materiais eutéticos combinam materiais orgânicos com materiais inorgânicos, para além da mistura de materiais orgânicos ou de materiais inorgânicos.

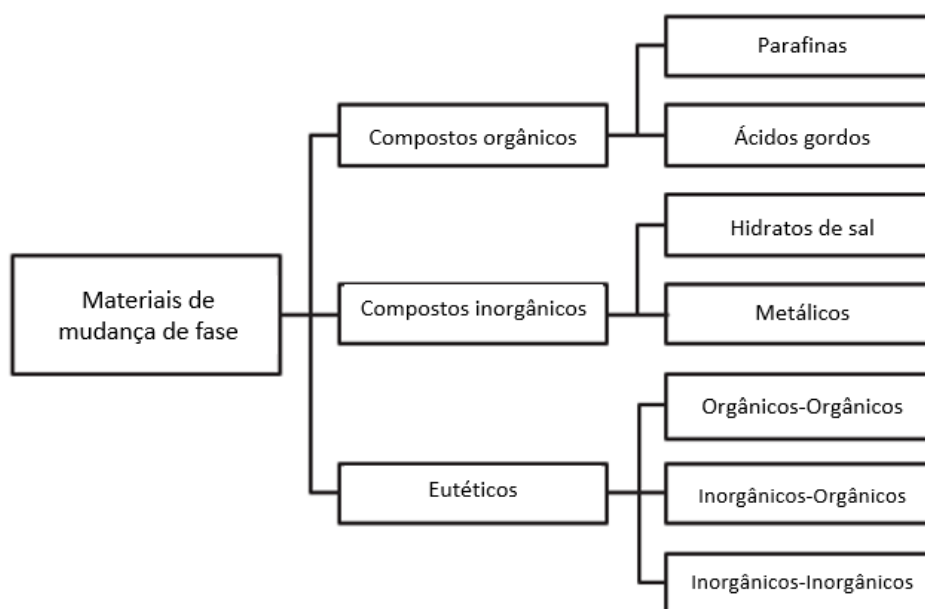


Figura 19: Classificação de materiais de mudança de fase [21].

Para aplicações de frio negativo, os grupos de materiais de mudança de fase mais utilizados são soluções aquosas salgadas eutéticas e dentro dos compostos orgânicos, as parafinas, já que a sua

gama de operação pode ir até temperaturas de -53°C , em oposição aos álcoois salgados e ácidos gordos, que apresentam pontos de fusão acima dos 0°C . As soluções aquosas salgadas eutéticas são também muito versáteis, já que a sua gama de operação pode ir até os -62°C , com alguns casos específicos que podem atingir pontos de fusão de cerca de -114°C [18].

No que toca às propriedades de cada grupo de materiais de mudança de fase, os inorgânicos apresentam elevada condutividade térmica (cerca de 0.5 W/m.K) e maior capacidade de armazenamento de energia, quando em comparação com os compostos orgânicos. Contudo, apresentam dificuldades na transição de fase, podendo sofrer de *supercooling* e de segregação/separação de fase [22] [18], algo que irá ser explicado no subcapítulo 3.3.

Por outro lado, os compostos orgânicos apresentam um baixo grau de *supercooling*, devido às suas propriedades de autonucleação, não apresentando também segregação/separação de fase, bem como uma mudança de fase congruente. No entanto, apresentam um custo mais elevado, uma reduzida condutividade térmica (cerca de 0.2 W/m.K) e elevada inflamabilidade [22] [18].

Os compostos eutéticos apresentam normalmente elevada capacidade para armazenar energia, contudo a informação relativa às suas propriedades termofísicas é ainda muito limitada [18].

Na Tabela 4, apresenta-se um breve resumo das vantagens e desvantagens abordadas anteriormente dos diferentes grupos de materiais de mudança de fase.

Tabela 4: Comparação dos diferentes grupos de materiais de mudança de fase [22].

Classificação	Vantagens	Desvantagens
Orgânicos	1. Disponibilidade em grandes amplitudes térmicas	1. Reduzida condutividade térmica (cerca de 0.2 W/m.K)
	2. Elevado calor de fusão	2. Alteração de volume considerável
	3. Não apresenta sobrefusão	3. Inflamável
	4. Quimicamente estável e reciclável	
	5. Boa compatibilidade com outros materiais	
Inorgânicos	1. Elevado calor de fusão	1. Sobrefusão
	2. Elevada condutividade térmica (cerca de 0.5 W/m.K)	2. Corrosão
	3. Reduzida alteração de volume	
	4. Disponibilidade a custo reduzido	
Eutéticos	1. Temperatura de fusão bem definida	Informação ainda reduzida
	2. Elevada densidade de armazenamento térmico volumétrico	

3.2. CRITÉRIOS NA ESCOLHA DE UM MATERIAL DE MUDANÇA DE FASE

No momento da escolha de um material de mudança de fase, para que este cumpra devidamente a sua função principal, ou seja, armazenar energia através do calor latente associada à sua mudança de fase é essencial refletir acerca dos requisitos que este material deve cumprir.

Para a presente aplicação, a utilização de um material de mudança de fase foi pensada para ser capaz de armazenar toda a carga térmica associada ao funcionamento do equipamento, ou seja, cerca de 495 W. Adicionalmente, apresenta requisitos dimensionais, já que este terá de se instalar na parte do espaço interior do equipamento, ou seja, não poderá ter dimensões superiores a 1250x548x1482 mm.

Com as condicionantes referidas no parágrafo anterior, deve-se pensar nas propriedades termofísicas dos materiais de mudança de fase que melhor se adequam a estes. Para isso, deve-se ter em conta as propriedades térmicas, físicas, cinéticas, químicas, económicas e ambientais.

De acordo com as propriedades térmicas e físicas, ou termodinâmicas, o material de mudança de fase deve apresentar um ponto de fusão adequado à sua utilização, um elevado calor latente de fusão por unidade de volume, uma elevada condutividade térmica, elevado calor específico, elevada densidade energética, reduzidas mudanças de volume na transição de fase, bem como uma fusão congruente, sem que haja formação de correntes de convecção. [18]

Se se pretende escolher um material de mudança de fase com base nas suas propriedades cinéticas, a sua taxa de nucleação deve ser elevada, de modo a evitar a sobrefusão. A taxa de crescimento dos cristais, formados na transição de fase, deve também ser elevada. [18]

De acordo com as propriedades químicas, é essencial que o processo de fusão/solidificação seja totalmente reversível, já que, caso contrário, a mudança de fase não poderia acontecer e a aplicação de materiais de mudança de fase seria inviabilizada. Deve-se tratar também de um material inerte, quimicamente estável, onde não exista elevada degradação química após um determinado número de ciclos, como acontece nas atuais baterias de ião de lítio. É também fundamental que não se trate de um material corrosivo, tóxico, inflamável ou explosivo, para o caso de existir alguma fuga no material. [18]

Por fim, abordando as propriedades económicas e ambientais, este material deve ser abundante, sustentável e o mais barato possível. [18].

Todas estas características devem cuidadosamente ser abordadas aquando do momento de decisão de qual material de mudança de fase utilizar, numa determinada aplicação.

3.3. LIMITAÇÕES DOS MATERIAIS DE MUDANÇA DE FASE

Designa-se por sobrefusão o processo que consiste em observar temperaturas inferiores à temperatura de fusão, sem que o material de mudança de fase se tenha transformado na totalidade na fase sólida. Para evitar este fenómeno, existem dois métodos que podem ser aplicados – o ativo e o passivo. O primeiro consiste na aplicação de procedimentos que promovam a formação da fase sólida, com recurso à agitação mecânica, injeção de ar a alta pressão ou então através de ultrassons [18]. O segundo envolve a adição de agentes de nucleação com estrutura cristalina semelhante ao próprio material de mudança de fase.

A segregação/separação de fase é outro fenómeno que dificulta a utilização de materiais de mudança de fase na indústria da refrigeração. Consiste na presença de duas ou mais fases dentro da unidade de armazenamento e dificulta a sua aplicação porque quando se observa este fenómeno, o material não apresenta as mesmas propriedades em toda a sua extensão. Pode ser evitado através de três métodos, sendo eles o *gelling*, que promove a formação de uma barreira tridimensional, que funciona como uma barreira na mudança de fase; o uso de espessantes, que aumenta a viscosidade do material, sem que se altere o seu ponto de fusão ou, mais uma vez, através da agitação mecânica, que se trata de um processo que fomenta a solidificação do material de mudança de fase na fase líquida [18].

Outro fenómeno que se pode observar é a fusão incongruente ou semicongruente, que ocorre quando a fase de maior densidade se move para o fundo do recipiente onde se encontra o material de mudança de fase e a fase de menor densidade se move para o topo do recipiente, havendo a formação de um género de correntes de convecção [18].

3.4. APLICAÇÕES DOS MATERIAIS DE MUDANÇA DE FASE

Por todos os motivos enunciados previamente, a utilização de materiais de mudança de fase como meio de armazenamento de energia tem vindo a crescer em diferentes setores, como por exemplo na refrigeração doméstica, em equipamentos de ar condicionado, transporte de bens onde é necessária refrigeração, equipamentos de refrigeração comerciais, como em hipermercados ou supermercados, por exemplo, bem como no setor da construção civil, funcionando como um isolamento inteligente, capaz de manipular a inércia térmica da forma pretendida [18].

Uma temperatura homogénea e constante no meio de refrigeração onde se encontram os bens alimentares é essencial para que a qualidade do produto se mantenha, bem como evitar o crescimento de bactérias e/ou outros microrganismos. Diferentes autores provaram que existia uma maior perda de humidade em carne que fosse sujeita a variações de temperatura, quando em comparação com carne

que tenha sido mantida a uma temperatura constante [23]. Um dos maiores desafios para manter esta temperatura constante passa pelas embalagens e pelos cuidados com o transporte de bens alimentares, sendo que nestas áreas, os materiais de mudança de fase apresentam-se como uma ótima solução para combater este problema.

A aplicação de materiais de mudança de fase em equipamentos de refrigeração comercial apresenta inúmeras vantagens, tais como a possibilidade de tirar partido de um regime de tarifa bi horária, aumentando o consumo de energia durante períodos onde esta é mais barata e constituir uma inércia térmica nesse período. Desta forma, é então possível satisfazer a necessidade de refrigeração durante o dia, sem que se consuma tanta energia elétrica a um preço mais elevado. Outra consequência da utilização desta tecnologia é a estabilização do consumo energético durante o dia, já que será necessária uma menor quantidade de energia, reduzindo a possibilidade da ocorrência de picos. Adicionalmente, o uso de painéis fotovoltaicos apresenta-se como uma grande oportunidade para complementar o uso desta tecnologia. Com o uso de materiais de mudança de fase, é possível armazenar a energia solar extra, para que possa ser utilizada mais tarde, quando a presença de luz solar não se verificar, por exemplo. Consequentemente, é possível uma gestão da rede elétrica, aliviando todo o uso da mesma, caso o uso/armazenamento da energia se realize de forma correta. Finalmente, a fiabilidade do equipamento de refrigeração será muito superior, já que será possível manter os produtos no seu interior a uma temperatura constante, no caso de falha de abastecimento, ou que um componente avariado seja substituído, por exemplo [18].

Para a implementação desta tecnologia, existem três cenários possíveis: armazenamento total, armazenamento parcial com nivelamento de carga e armazenamento parcial com limitação de carga [18]. Os três cenários encontram-se representados na Figura 20.

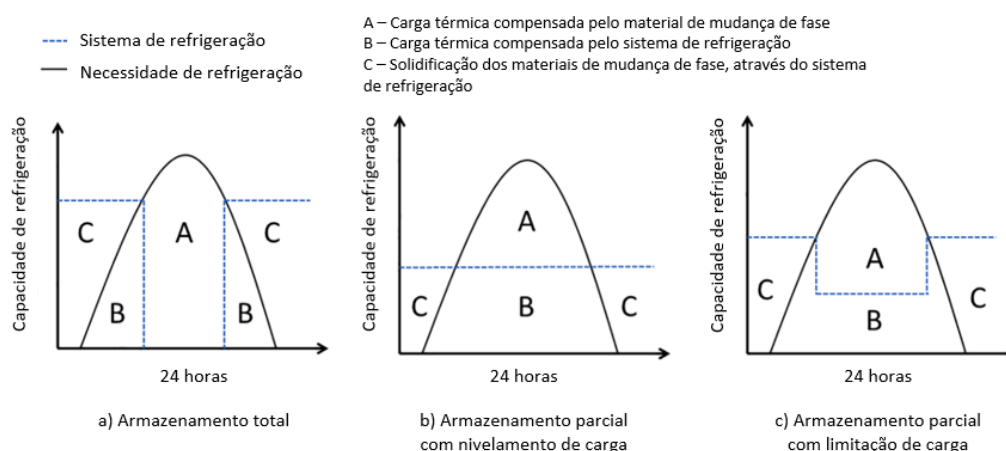


Figura 20: Três cenários possíveis para a implementação de materiais de mudança de fase num equipamento de refrigeração: (a) armazenamento total; (b) Armazenamento parcial com nivelamento de carga; (c) Armazenamento parcial com limitação de carga [18].

No primeiro cenário, armazenamento total, os materiais de mudança de fase conseguem satisfazer toda a necessidade de refrigeração, mesmo quando se atinge o pico desta necessidade - Figura 20 (a). Contudo, para que os materiais de mudança de fase voltem novamente à fase sólida, é necessário que exista um sistema com alta potência de refrigeração. No segundo cenário, armazenamento parcial com nivelamento de carga, o sistema de refrigeração e os materiais de mudança de fase são dimensionados de forma que o próprio equipamento de refrigeração opere a uma carga *quasi* constante, durante o dia. No terceiro cenário, armazenamento parcial com limitação de carga, os materiais de mudança de fase são dimensionados para que o consumo energético do equipamento não ultrapasse um determinado valor, por exemplo para evitar uma tarifa extra de eletricidade. Geralmente, os dois últimos cenários são os mais utilizados, já que se torna difícil prever qual será a necessidade de refrigeração máxima de um determinado equipamento, a uma determinada altura do dia [18].

4. CARATERIZAÇÃO DO EQUIPAMENTO EM ESTUDO

O equipamento de refrigeração em estudo na presente dissertação é o mural Futuro 2 – 700 P CP CG HE, de frio positivo, com grupo compressor/condensador incorporado, com portas, equipado com um compressor de velocidade variável. Trata-se de um dos equipamentos de referência da JORDAO, destacando-se no portal *topten.pt* como o expositor líder na eficiência energética.



Figura 21: Mural Futuro 2 - 700POS CG CP HE.

4.1. CARATERÍSTICAS GERAIS

O mural Futuro 2 é um equipamento de refrigeração vertical que pode ser construído com diferentes configurações. Pode variar o seu comprimento, desde a configuração mais reduzida, com 937 mm até à maior, com 3750 mm. Pode ser construído com o grupo termodinâmico embutido ou então remoto. Pode também ser configurado ao nível do tipo de portas, de decorações externas, entre outras características. A Figura 22 demonstra um excerto da brochura do produto, representando apenas as configurações possíveis para equipamentos com 700 mm de profundidade, embora o modelo possa ter outra variante, com 900 mm de profundidade.

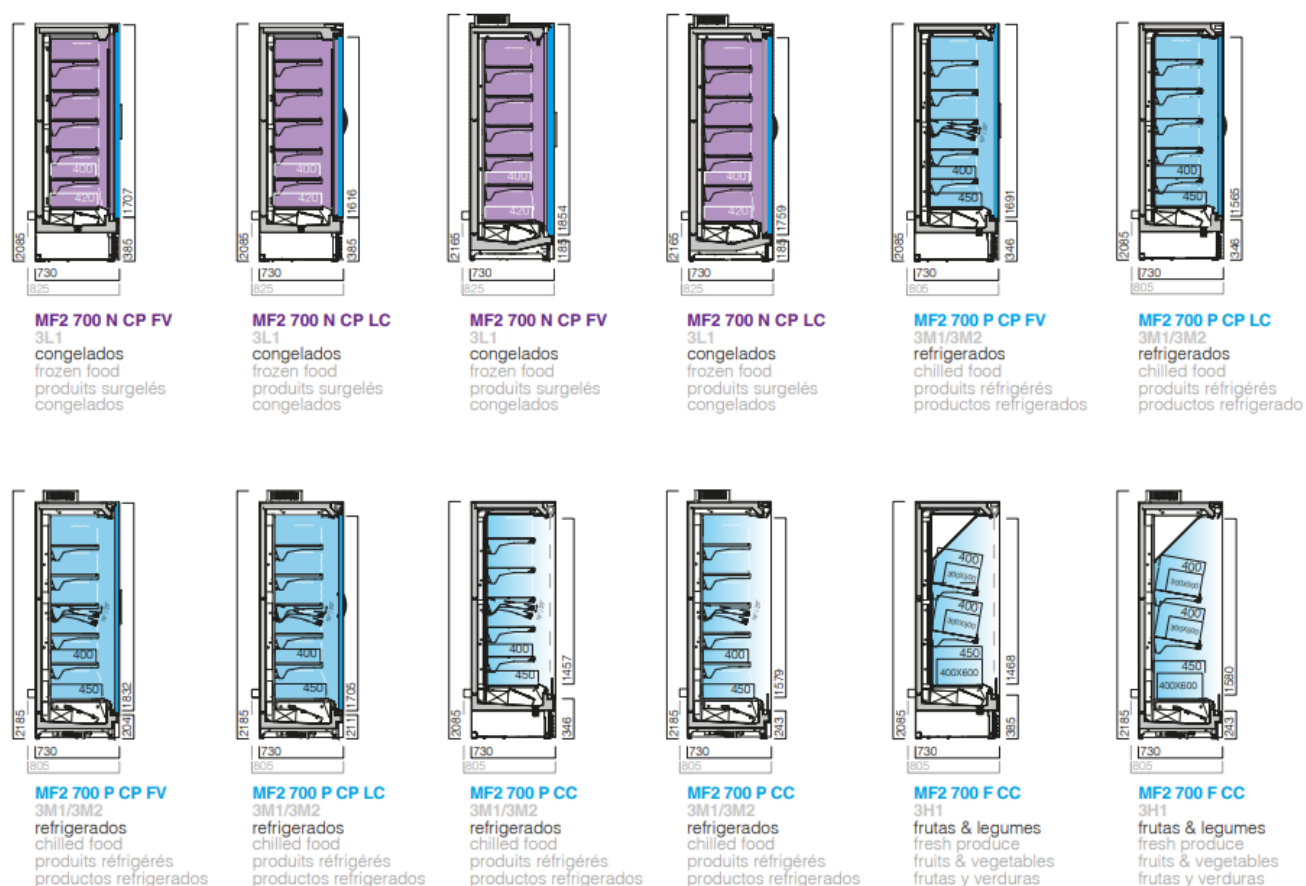


Figura 22: Configurações possíveis para o modelo Futuro 2, com 700 mm de profundidade.

A Tabela 5 apresenta características gerais relevantes do equipamento em estudo. É de destacar o seu reduzido consumo energético, e consequente baixo custo em eletricidade, a sua classe energética e a sua área total de exposição.

Tabela 5: Propriedades relevantes do equipamento em estudo.

Propriedade	Unidade	Valor
Dimensões (sem laterais)	[mm]	1250
Altura	[mm]	2085
Profundidade	[mm]	820
Superfície de Exposição	[m²]	3.01
Volume de carga	[L]	770
Peso líquido	[kg]	338
Peso bruto	[kg]	363
Temperaturas de funcionamento	[°C]	-1/+5
Classe climática	[-]	3
Classe de temperatura	[-]	M1

Tabela 5: Propriedades relevantes do equipamento em estudo.

Propriedade	Unidade	Valor
Carga R290	[kg]	0.150
Capilar	[mm]	Comprimento: 1800; Diâmetro: 1.2
Compressor	[-]	VESA7U
Ventiladores do condensador	[-]	IQ3612
Ventiladores do evaporador	[-]	W1G200-EC87-25
Produção Frigorífica	[W]	1000
Consumo energético	[kWh/ano]	1108.10
Índice de eficiência energética	[-]	8.8
Classe energética	[-]	A
Alimentação	[V~Hz]	230~50

Torna-se importante mencionar que as características supramencionadas são correspondentes ao mural Futuro 2 que é normalmente comercializado pela JORDAO. Para a implementação de materiais de mudança de fase para tirar partido da inércia térmica, os componentes termodinâmicos iniciais são diferentes, sendo que serão apresentados e caracterizados no seguinte subcapítulo.

4.2. COMPONENTES TERMODINÂMICOS

Neste subcapítulo, serão apresentados os componentes termodinâmicos mais relevantes, presentes no equipamento de refrigeração em estudo.

4.2.1. COMPRESSOR DLV4.0CN

O compressor aplicado no equipamento é o compressor DLV4.0CN, da marca SECOP, tratando-se de um compressor de velocidade variável, ou seja, o compressor encontra-se aliado a um inversor de frequência, que regula a rotação do motor por meio da frequência e de tensões variáveis. Desta forma, a velocidade do motor é ajustada automaticamente conforme a necessidade de compressão, pelo que estes sistemas são mais eficientes do que os convencionais *on/off*. Na Tabela 6, encontram-se as características gerais do compressor presente no mural.

Tabela 6: Características gerais do compressor presente no equipamento em estudo.

Propriedade	Unidade	Valor
Frequência	[Hz]	50/60
Tensão	[V]	220-240

Tabela 6: Características gerais do compressor presente no equipamento em estudo.

Propriedade	Unidade	Valor
Frigorigéneo	[-]	R290
Temperatura de evaporação	[°C]	-35 - 7.2
Temperatura máx. de condensação	[°C]	60
Deslocamento	[cm³]	4.00
Peso	[kg]	7.8
Capacidade frigorífica (-10 °C; 4500 rpm; 45 °C)	[W]	491
Consumo energético (-10 °C; 4500 rpm; 45 °C)	[W]	209

É possível observar o compressor aplicado no mural em estudo, na Figura 23.



Figura 23: Conjunto compressor, indicado através da seta vermelha, e inversor, indicado através da seta azul.

4.2.2. CONDENSADOR

O condensador tem como função rejeitar o calor presente no frigorigéneo para o meio ambiente. Neste caso, o condensador presente no mural em estudo é da marca Centauro, representado na Figura 24. Este condensador apresenta uma capacidade de rejeição de calor de 900 kW, para uma diferença de temperatura de 15°C. Neste caso, o condensador apresenta características ligeiramente diferentes de um condensador convencional, dado que este não apresenta alhetas. Esta característica confere-lhe um pior rendimento de permuta de calor, contudo, a sua manutenção é facilitada, já que é um componente sujeito a ficar obstruído, devido à presença de pó e outras substâncias.



Figura 24: Condensador do mural Futuro 2.

É importante destacar algumas características do condensador, estando apresentadas na Tabela 7.

Tabela 7: Características gerais do condensador presente no mural Futuro 2.

Propriedade	Unidade	Valor
Potência	[W]	900
Número de circuitos	[-]	1
Frigorigéneo	[-]	R290
Diâmetro do tubo	[mm]	5
Material	[-]	Cobre
Temperatura de condensação	[°C]	45
Diferença de temperatura no evaporador	[°C]	15

4.2.3. VENTILADORES DO CONDENSADOR

Tratando-se de um condensador sem alhetas, a presença de ventiladores torna-se ainda mais relevante, para que a eficiência de transferência de calor entre o frigorigéneo e o ar seja superior. Desta forma, a JORDAO optou por utilizar três ventiladores M4Q045-BD01, acoplados ao condensador, de modo a induzir uma ventilação forçada. Na Tabela 8, é possível observar características relevantes do modelo de ventilador utilizado.

Tabela 8: Características dos ventiladores M4Q045-BD01.

Propriedade	Unidade	Valor
Frequência	[Hz]	50
Tensão	[V]	230
Potência consumida	[W]	29
Caudal	[m ³ /h]	230
Rotações	[rpm]	1300
Classe de proteção	[-]	IP42
Classe de isolamento	[-]	B
Fabricante	[-]	Ebmpapst
Modelo	[-]	M4Q045-BD01
Hélice	[mm]	172
	[°]	34

A Figura 25 representa os três ventiladores utilizados, acoplados ao condensador.

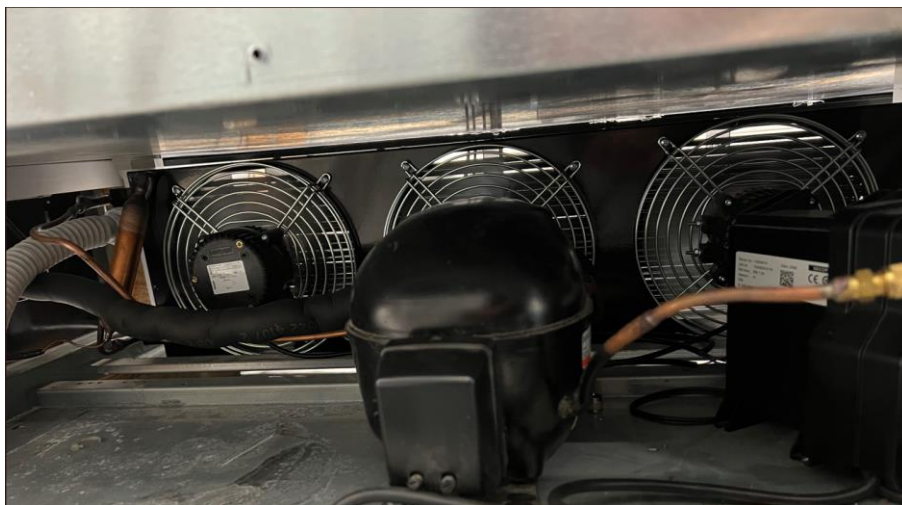


Figura 25: Ventiladores M4Q045-BD01, aplicados junto ao condensador.

4.2.4. EVAPORADOR

O evaporador tem como função retirar calor do local a refrigerar, para que o refrigerante o possa transportar, sendo rejeitado posteriormente no condensador. O evaporador presente no mural Futuro 2 é constituído por um circuito em tubo de cobre, com um diâmetro de 9.53 mm. No total, este circuito apresenta 12 tubos, sendo estes alhetados em alumínio, com um espaçamento entre alhetas de 6.35 mm. Apresenta uma altura de 115 mm e uma profundidade de 95 mm, sendo que o espaçamento entre

espelhos é de 1000 mm. Neste equipamento, o evaporador encontra-se situado por trás da caixa de ventiladores, por baixo das prateleiras.

4.2.5. VENTILADOR DO EVAPORADOR

À semelhança do que é realizado no condensador, também se opta pela utilização de um ventilador para uma melhoria na permuta de calor entre o espaço a refrigerar e o frigorigéneo, bem como uma distribuição mais uniforme do ar. O ventilador utilizado é um W1G200-EC91-45, da marca Ebmpapst, onde as características são apresentadas na Tabela 9.

Tabela 9: Características do ventilador do evaporador.

Propriedade	Unidade	Valor
Frequência	[Hz]	50/60
Tensão	[V]	230
Potência consumida	[W]	31
Caudal	[m ³ /h]	750
Rotações	[rpm]	2100
Classe de proteção	[-]	IP55
Classe de isolamento	[-]	B
Fabricante	[-]	Ebmpapst
Modelo	[-]	W1G200-EC91-45

A Figura 26 apresenta a localização da ventilação do evaporador no equipamento, bem como a vista superior do ventilador.



(a)



(b)

Figura 26: Vistas de pormenor do equipamento: (a) Ventilador W1G200-EC91-45, localizado imediatamente abaixo das prateleiras e antes do evaporador. (b) Vista superior do ventilador.

O conjunto ventilador e evaporador, nas condições supramencionadas, perfaz uma potência de 490 W.

4.2.6. CAPILAR

O tubo capilar é um tubo de diâmetro interno reduzido, responsável por promover a queda de pressão entre a linha de alta pressão e a linha de baixa pressão. Neste caso particular, o capilar é de cobre, com um diâmetro interno de 1.5 mm e 2 metros de comprimento. A Figura 27 apresenta o tubo capilar utilizado no equipamento.



Figura 27: Aspecto do tubo capilar usado no mural.

4.3. DETERMINAÇÃO DA CARGA TÉRMICA

O balanço térmico traduz-se nos ganhos térmicos pela envolvente, nos ganhos térmicos consequentes da infiltração de ar, graças à abertura das portas do equipamento, na carga térmica resultante dos produtos no seu interior a refrigerar e, finalmente, a carga térmica proveniente de equipamentos no interior do equipamento, como sistemas de iluminação e ventiladores [24]. A equação (1) representa o somatório de todas estas componentes:

$$\dot{Q}_{Total} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4 \quad (1)$$

Onde:

$\dot{Q}_{Total}$ - Carga térmica total [W];

$\dot{Q}_1$ - Ganhos através da envolvente [W];

$\dot{Q}_2$ - Carga térmica associada à entrada de ar [W];

$\dot{Q}_3$ - Carga térmica dos produtos [W];

$\dot{Q}_4$ - Carga térmica proveniente dos equipamentos no seu interior [W].

4.3.1. CARGA TÉRMICA ASSOCIADA A GANHOS PELA ENVOLVENTE

Dada a elevada diferença de temperatura entre o interior e o exterior do equipamento, que em certas condições pode atingir valores de cerca de 25 a 30 °C, existem condições propícias para que ocorram ganhos térmicos pela envolvente. Para que estes ganhos térmicos sejam contrariados, os equipamentos de refrigeração comercial apresentam isolamento térmicos na envolvente, podendo este ser cortiça, poliuretano (PU), poliestireno (XPS), lã-de-rocha ou lã-de-vidro. Para que um determinado material possa ser considerado bom isolante, para além da baixa condutividade térmica deve apresentar as seguintes características:

- Baixa densidade;
- Ser imputrescível;
- Não ser propício à ação de roedores e insetos;
- Não reagir com os produtos a conservar;
- Não ser inflamável;
- Não possuir ou fixar cheiro;
- Resistência à deformação por diferença térmica. [24]

No equipamento de refrigeração em estudo, o isolamento utilizado é o poliuretano expandido, que apresenta uma condutividade térmica de 0.026 W/(m.K). Este material é capaz de suportar elevadas

amplitudes térmicas, é resistente ao mofo e a vários parasitas e como o nome indica, é passível de ser expandido, o que facilita a sua aplicação.

Para o cálculo dos ganhos através da envolvente, $\dot{Q}_1$, é necessário ter em conta a área de transferência de calor A , o coeficiente de transferência de calor U e a diferença de temperatura entre a temperatura ambiente e a temperatura de conservação dos produtos. A equação (2) representa a relação entre estas variáveis.

$$\dot{Q}_1 = U \cdot A \cdot (T_{\infty} - T_{cons}) \quad (2)$$

Onde:

$\dot{Q}_1$ - Ganhos através da envolvente [W];

U - Coeficiente de transferência de calor [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$];

A - Área de transferência de calor [m^2];

T_{∞} - Temperatura ambiente [K];

T_{cons} - Temperatura de conservação [K].

A envolvente do equipamento nas paredes é composta por uma chapa de 0.6 mm, seguida de um isolamento de poliuretano, com espessura variável conforme o local e finalmente outra chapa de 0.6 mm, como se pode verificar na Figura 28.

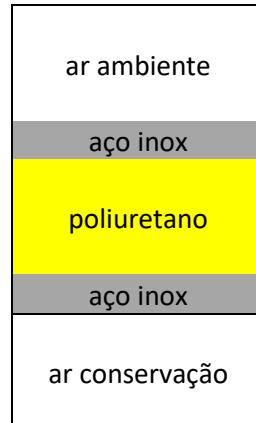


Figura 28: Esquema representativo da envolvente superior do equipamento.

Observando a Figura 28, há duas formas de transferência de calor, nomeadamente a convecção no exterior e condução em ambas as chapas de aço inox e no isolamento.

Para determinar o coeficiente de transferência de calor U , da equação (2), é necessário determinar qual a resistência total à transferência de calor presente na parede do equipamento. Esta resistência pode ser determinada com base na equação (3).

$$R_T = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 \quad (3)$$

Onde:

R_T - Resistência total à transferência de calor [K/W];

R_1 - Resistência à transferência de calor por convecção natural [K/W];

R_2 - Resistência à transferência de calor por condução na chapa exterior de aço inox [K/W];

R_3 - Resistência à transferência de calor por condução no isolamento de poliuretano [K/W];

R_4 - Resistência à transferência de calor por condução na chapa interior de aço inox [K/W];

Para o cálculo de R_T , é necessário conhecer quais as condições do ar ambiente, pelo que, para o cálculo se assumiu que o ar se encontrava a uma temperatura de 25 °C e com 60% de humidade e a chapa exterior de aço inox a 23 °C. Desta forma, é possível determinar a temperatura de filme entre o ar ambiente e a chapa exterior de aço inox, através da equação (4), obtendo o valor de 24 °C.

$$T_{filme} = \frac{T_{\infty} + T_w}{2} \quad (4)$$

Conhecendo a temperatura de filme, será então necessário determinar quais as propriedades do ar a 1 atm, nestas condições. A Tabela 10 apresenta todas as propriedades relevantes do ar a 24 °C, a 1 atm, obtidas através de interpolações lineares.

Tabela 10: Propriedades do ar a 24 °C, a 1 atm.

Propriedade	Unidade	Valor
Massa volúmica, ρ	[kg/m ³]	1.23
Calor específico, C_p	[J/kg.K]	1007.00
Condutividade térmica, k	[W/m.K]	0.03
Viscosidade dinâmica, μ	[kg/m.s]	1.81 x 10 ⁻⁵
Viscosidade cinemática, ν	[m ² /s]	1.48 x 10 ⁻⁵
Número de Prandtl, Pr	[-]	0.70
Coeficiente de expansão térmica, β	[1/K]	3.37 x 10 ⁻³

É também necessário conhecer qual a área de transferência de calor, pelo que se utilizou o *software Creo View Express 9.1* para verificar qual o comprimento e profundidade do equipamento, através de um modelo CAD 3D, como indica a Figura 29.

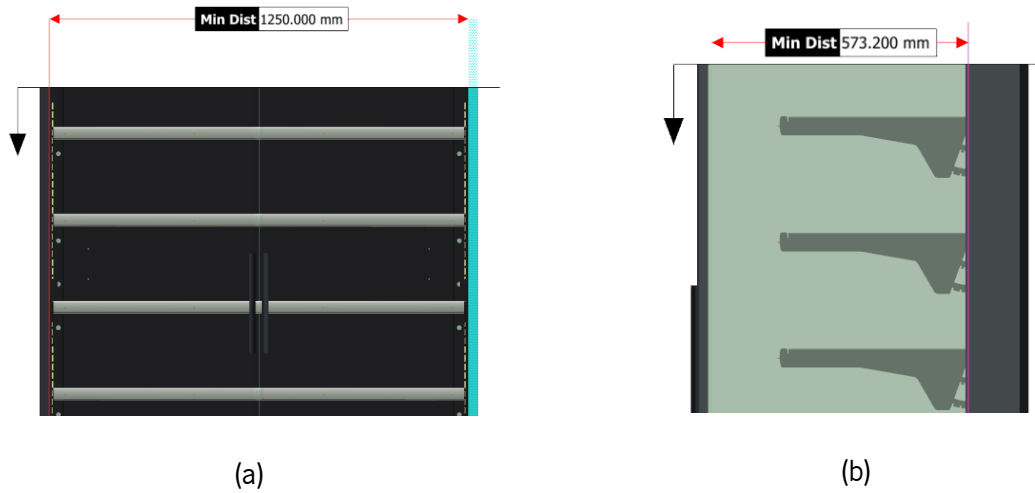


Figura 29: Comprimento da área a refrigerar (a). Profundidade da área a refrigerar (b).

Posteriormente, é possível calcular o número de Grashof, que fornece a razão entre as forças flutuantes e as forças viscosas que atuam sobre um fluido na camada limite de velocidade, como indica a equação (5), obtendo-se um valor de 2286307.

$$Gr = \frac{g \cdot \beta (T_w - T_\infty) L^3}{\nu^2} \quad (5)$$

Onde:

g - Aceleração gravítica [m^2/s];

β - Coeficiente de expansão térmica [$1/K$];

T_w - Temperatura superficial da chapa exterior de aço inox [K];

T_∞ - Temperatura ambiente [K];

L - Razão entre a área de superfície de transferência de calor e o perímetro da superfície de transferência de calor [m];

ν - Viscosidade cinemática [m^2/s].

Para o próximo passo, é necessário o cálculo do número de Rayleigh, que representa o produto entre o número de Grashof e o número de Prandtl, como indica a equação (6), obtendo-se $Ra = 1598350$.

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (6)$$

De seguida, determina-se o número de Nusselt, que para um Ra compreendido entre 22000 e 8000000 assume a equação (7), por se tratar de uma placa horizontal, arrefecida na face inferior e aquecida na face superior. Com isto, o número de Nusselt toma um valor de 19.2.

$$Nu = 0.54 \cdot Ra^{1/4} \quad (7)$$

Conhecendo o número de Nusselt, é possível determinar qual o coeficiente de transferência de calor por convecção, através da equação (8). Com isto, obteve-se um valor de $2.54 \text{ W/m}^2.\text{K}$.

$$h = \frac{Nu \cdot k_{ar}}{L} \quad (8)$$

Onde:

h - Coeficiente de transferência de calor por convecção [$\text{W/m}^2.\text{K}$];

Nu - Número de Nusselt, adimensional;

k_{ar} - Condutividade térmica do ar [W/m.K];

L - Razão entre a área de superfície de transferência de calor e o perímetro da superfície de transferência de calor [m].

Para o cálculo da resistência à transferência de calor por convecção natural aplica-se a equação (9), que relaciona a área de transferência de calor com o coeficiente de transferência de calor por convecção. Com esta equação, obteve-se um valor de resistência térmica de 0.548 [K/W] .

$$R_{conv} = \frac{1}{h \cdot A} \quad (9)$$

De um modo análogo, contudo, com algumas diferenças, é possível determinar quais as resistências térmicas relativas à transferência de calor por condução em ambas as chapas de aço inox e no isolamento de poliuretano. Para isso, deve-se conhecer qual a espessura das chapas ou material isolante, qual a sua condutividade térmica e a área de transferência de calor, estando tudo representado na equação (10).

$$R_{cond} = \frac{x}{k_{material} \cdot A} \quad (10)$$

Através da implementação da equação (10) para as chapas de aço inox AISI 304, com uma espessura de 0.6 mm , com uma condutividade térmica igual a 16.2 W/m.K e um isolamento de poliuretano, com uma espessura de 48.8 m , com uma condutividade térmica de 0.026 W/m.K calcularam-se os valores das resistências térmicas correspondentes, estando representadas na Tabela 11.

Tabela 11: Resistências à transferência de calor por condução na parede superior do equipamento de refrigeração.

Local	Resistência térmica [K/W]
Chapa aço inox AISI 304 exterior	5.17×10^{-5}
Poliuretano	2.671
Chapa aço inox AISI 304 interior	5.17×10^{-5}

Através da equação (3), é possível calcular o valor da resistência total à transferência de calor da parede superior do equipamento, obtendo-se o valor de 3.22 K/W . O coeficiente de transferência de calor

U é igual ao inverso da resistência total, como indica a equação (11), apresentando um valor de $0.31 \text{ W/m}^2.\text{K}$

$$U = \frac{1}{R_T} \quad (11)$$

De seguida, é possível aplicar a equação (2), para uma área de transferência de calor de 0.717 m^2 , uma temperatura ambiente de 25°C e uma temperatura de conservação de 0°C , obtendo-se um valor de 5.55 W . Contudo, para o cálculo dos ganhos térmicos através da envolvente inferior do equipamento, considerou-se uma temperatura ambiente de 40°C , já que é o local onde se encontra o grupo compressor e condensador, pelo que nesse local existirá rejeição de calor.

No caso da parede frontal e paredes laterais, estas são constituídas por paredes de vidro duplo, com um coeficiente de transferência de calor de $2.8 \text{ W/m}^2.\text{K}$, de acordo com o fornecedor da empresa. Desta forma, o cálculo dos ganhos térmicos pode ser efetuado através da equação (12), que relaciona o coeficiente global de transferência de calor, com a área do envidraçado e a diferença de temperatura entre a temperatura ambiente e a temperatura de conservação.

$$Q_{\text{envidraçado}} = U_{\text{vidro}} \times A_{\text{envidraçado}} \times \Delta T \quad (12)$$

Os resultados obtidos para toda a envolvente do equipamento são apresentados na Tabela 12.

Tabela 12: Ganhos térmicos em toda a envolvente do equipamento.

Envolvente [-]	Área de transferência de calor [m^2]	Resistência térmica total [K/W]	Coeficiente de transferência de calor global [$\text{W.m}^2.\text{K}$]	Ganhos térmicos [W]
Superior	0.72	3.22	0.31	5.55
Traseira	2.07	1.41	0.71	36.76
Inferior	0.82	2.74	0.37	11.90
Lateral esquerdo	1.27	0.28	2.8	89.20
Lateral direito	1.27	0.28	2.8	89.20
Frontal	2.08	0.18	2.7	140.17
				372.78

Para este equipamento de refrigeração, os ganhos térmicos pela envolvente representam 372.78 W .

4.3.2. CARGA TÉRMICA ASSOCIADA À ENTRADA DE AR

No momento onde ocorre a abertura de portas do equipamento, seja por um cliente que pretende retirar um produto ou por um funcionário que pretende colocar produto no seu interior, acima da linha de pressão neutra verifica-se entrada de ar no espaço e abaixo da mesma ocorre saída de ar. Esta entrada

de ar é prejudicial para o bom funcionamento do equipamento de refrigeração, já que este apresenta uma carga de calor sensível, mas também uma carga de calor latente. Em vários casos, pode representar cerca de 1/3 da carga térmica total e é função das temperaturas envolvidas, o número de portas, a geometria das mesmas e o tempo e frequência de abertura das portas. Contudo, por ser função de tantas variáveis, a determinação do valor das infiltrações não é de todo simples [24].

Para a determinação da carga térmica, seguiu-se o modelo ASHRAE [25], onde o ganho de calor devido às trocas de ar através da abertura de portas, em kW, é dado pela seguinte equação:

$$\dot{Q}_2 = \dot{Q} \cdot D_t \cdot D_f \cdot (1 - E) \quad (13)$$

Onde:

$\dot{Q}$ - Carga térmica sensível e latente para fluxo completamente estabelecido [W];

D_t - Fração de tempo de abertura das portas;

D_f - Fator de fluxo da porta;

E - Efetividade do sistema de proteção da porta.

A carga térmica sensível e latente, $\dot{Q}$, pode ser calculada através da seguinte equação:

$$\dot{Q} = 0.221 \cdot A_{porta} \cdot (h_i - h_r) \cdot \rho_r \cdot \left(1 - \frac{\rho_i}{\rho_r}\right)^{0,5} \cdot (g \cdot H)^{0,5} \cdot F_m \quad (14)$$

Onde:

A_{porta} - Área da porta [m²];

h_i - Entalpia do ar de infiltração (ar externo) [kJ/kg];

h_r - Entalpia do ar refrigerado [kJ/kg];

ρ_i - Massa específica do ar de infiltração [kg/m³];

ρ_r - Massa específica do ar refrigerado [kg/m³];

g - Aceleração da gravidade [m²/s];

H - Altura da porta [m];

F_m - Fator de densidade, dado pela seguinte equação:

$$F_m = \left[\frac{2}{1 + (\rho_r/\rho_i)^{1/3}} \right]^{1,5} \quad (15)$$

O fator de tempo de abertura das portas pode ser calculado através da equação seguinte:

$$D_t = \frac{(P \cdot \theta_p + \theta_o \cdot 60)}{3600 \cdot \theta_d} \quad (16)$$

Onde:

P - Número de aberturas das portas;

θ_p - Tempo entre abertura e fecho das portas [s];

θ_o - Tempo em que as portas permanecem abertas [s];

θ_d - Período de um dia [24h];

O fator de fluxo da porta, D_f , é a relação entre a troca de ar real e a troca de fluxo completamente desenvolvido. Este último apenas ocorre quando a porta fica aberta para uma grande sala ou para o exterior, não sendo obstruído por objetos como pilhas de produto, entre outros. Nestas condições o valor de D_f é igual a 1. Em condições normais, semelhantes ao do caso de estudo, o valor fica situado entre 0.7 e 0.8 [25].

A efetividade dos dispositivos de proteção da porta E , tais como portas automáticas rápidas, vestibulos, cortinas plásticas e cortinas de ar ficam entre 0.7 a 0.95. Para portas sem nenhum dispositivo de proteção, E assume o valor de 0 [25].

Para que seja possível o cálculo da carga térmica associada à entrada de ar nas portas do mural, foram consideradas as seguintes propriedades do ar, apresentadas na Tabela 13.

Tabela 13: Propriedades do ar consideradas.

	T [°C]	HR [%]	ρ [kg/m ³]	h [kJ/kg]
Temperatura ambiente	25	60	1.17	55.45
Temperatura zona refrigerada	0	60	1.291	5.64

As restantes variáveis encontram-se representadas na Tabela 14. É importante referir que os valores adotados estão de acordo com a norma ISO 23953-2:2015. Por exemplo, considerou-se que o mural é utilizado durante 12 horas, sendo aberto 10 vezes por hora, perfazendo um total de 120 aberturas. Adicionalmente, considerou-se que a porta demora 1.5 segundos para abrir e 1.5 segundos para fechar, perfazendo um θ_p igual a 3 segundos. De forma semelhante, a norma prevê que a porta deve ficar aberta durante 13 segundos, logo $\theta_o=13$ s.

Tabela 14: Valores assumidos, de acordo com ISO 23953-2:2015

Variável	Definição	Unidade	Valor
P	Número de aberturas das portas	[-]	120
θ_p	Tempo entre abertura e fecho das portas	[s]	3
θ_o	Tempo que as portas permanecem abertas	[s]	13
θ_d	Período de um dia	[h]	24

Para o cálculo final, é também necessário determinar quais as dimensões das portas, pelo que mais uma vez se utilizou o *software Creo View Express 9.1*. A Tabela 15 apresenta as dimensões das portas do equipamento.

Tabela 15: Dimensões das portas do equipamento.

Variável	Unidade	Valor
Altura da porta	[m]	1.691
Comprimento da porta	[m]	0.614
Área de uma porta	[m ²]	1.038
Número de portas	[-]	2
Área total	[m ²]	2.076

Finalmente, são então apresentados quais os valores para cada incógnita apresentada, utilizando as equações (13) a (16), na Tabela 16.

Tabela 16: Carga térmica associada à entrada de ar.

Variável	Definição	Unidade	Valor
D_t	Fração de tempo de abertura das portas	[-]	0.0043
F_m	Fator de densidade	[-]	0.9755
$\dot{Q}$	Carga térmica sensível e latente para fluxo completamente estabelecido	[W]	35.89
$\dot{Q}_2$	Carga térmica associada à entrada de ar	[W]	37.21

4.3.3. CARGA TÉRMICA ASSOCIADA AOS PRODUTOS

Num contexto de utilização real, o mural é carregado com bens alimentares, como carne e iogurtes. Contudo, numa situação de teste, como é o caso, é carregado com pacotes de ensaio ou *M-Packs*, que simulam o comportamento térmico de artigos reais. A Figura 30 apresenta um pacote de ensaio.

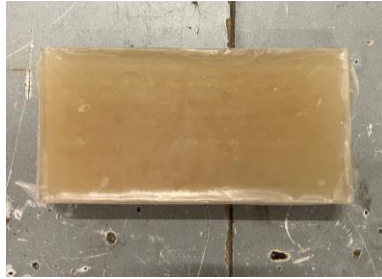


Figura 30: Pacote de ensaio.

Para carregar o mural com estes pacotes de ensaio, são necessários cerca de 300 pacotes de 1 kg, cuja composição é 76.42% de água e 23.58 % de elementos que simulam substâncias orgânicas [12].

Quando um produto é parcialmente constituído por água (a) e substâncias orgânicas, o calor específico será determinado através de uma média pesada, apresentada na equação seguinte:

$$c_{p1} = \frac{(4.18(\%a) + 1.7(\%b))}{100} \quad (17)$$

Desta forma:

$$c_{p1} = \frac{(4.18 \cdot 76.42 + 1.7 \cdot 23.58)}{100} = 3.59 \text{ kJ/kg.K}$$

Para o cálculo dos ganhos térmicos associados à carga de produtos é utilizada a seguinte equação:

$$Q_T = m_{\text{produto}} \cdot c_{p1} \cdot (T_1 - T_r) \quad (18)$$

Onde:

Q_T – Ganhos térmicos associados à carga de produtos [kJ];

m_{produto} - Massa de produtos carregados [kg];

c_{p1} - Calor específico dos pacotes de ensaio [kJ/kg.K];

T_1 - Temperatura de entrada do produto [K];

T_r - Temperatura do produto a atingir [K].

Para efeitos de cálculo, considerou-se que a temperatura de entrada do produto são 10 °C, já que é a temperatura que a JORDAO aconselha aos clientes e que existe uma renovação de produtos do mural de 10% por cada 2 horas. O mural apresenta uma área de exposição total correspondente a 300 pacotes de ensaio, pelo que uma reposição de produto representa 30 pacotes de ensaio, ou seja, 30 kg.

Desta forma:

$$Q_T = 30 \times 3.59 \times (283.15 - 278.15) = 538.5 \text{ kJ}$$

Sendo o período de reposição igual a 12 horas, então ocorrerão 6 reposições por dia, o que resulta em:

$$Q_T = 6 \times 538.5 = 3231 \text{ kJ}$$

Considerando que serão necessárias cerca de 18 horas para arrefecer os pacotes de ensaio desde 10 °C até 5 °C, então o ganho térmico é o seguinte:

$$\dot{Q}_3 = \frac{3231}{18 \times 3600} = 49.86 \text{ W}$$

4.3.4. CARGA TÉRMICA ASSOCIADA A EQUIPAMENTOS INTERNOS

A restante carga térmica que será necessário considerar para o balanço térmico do equipamento é aquela que está relacionada com a presença de equipamentos internos, como ventiladores e iluminação. Neste caso, o equipamento de refrigeração apresenta um ventilador do evaporador, com uma potência de 31 W e uma lâmpada LED, com uma potência de 3.8 W. Apesar de não ser verdade, considera-se que toda a potência elétrica consumida, tanto pelo ventilador como pela iluminação, é transformada em energia térmica, através do efeito de Joule.

Desta forma, tem-se:

$$\dot{Q}_4 = \dot{Q}_{\text{ventiladores}} + \dot{Q}_{\text{Iluminação}} \quad (19)$$

O que resulta em:

$$\dot{Q}_4 = 31 + 3.8 = 34.80 \text{ W}$$

4.3.5. BALANÇO FINAL

Como referido anteriormente, o balanço térmico do equipamento pode ser obtido através da equação (1). Na Tabela 17, é possível observar um pequeno resumo das várias cargas térmicas presentes no equipamento, bem como o valor final obtido para o balanço térmico.

Tabela 17: Resumo do balanço térmico do equipamento.

Componente	Unidade	Valor
Carga térmica associada a ganhos pela envolvente superior	[W]	5.55
Carga térmica associada a ganhos pela envolvente traseira	[W]	36.76
Carga térmica associada a ganhos pela envolvente inferior	[W]	11.90
Carga térmica associada a ganhos pela envolvente lateral esquerda	[W]	89.20
Carga térmica associada a ganhos pela envolvente lateral direita	[W]	89.20
Carga térmica associada a ganhos pela envolvente frontal	[W]	140.17
Carga térmica associada à entrada de ar	[W]	37.21

Tabela 17: Resumo do balanço térmico do equipamento.

Componente	Unidade	Valor
Carga térmica associada aos produtos	[W]	49.86
Carga térmica associada a equipamentos internos	[W]	34.80
Total	[W]	494.65

Na Figura 31 apresenta-se um gráfico circular, onde é possível observar o peso relativo de cada componente para o balanço térmico final do equipamento.

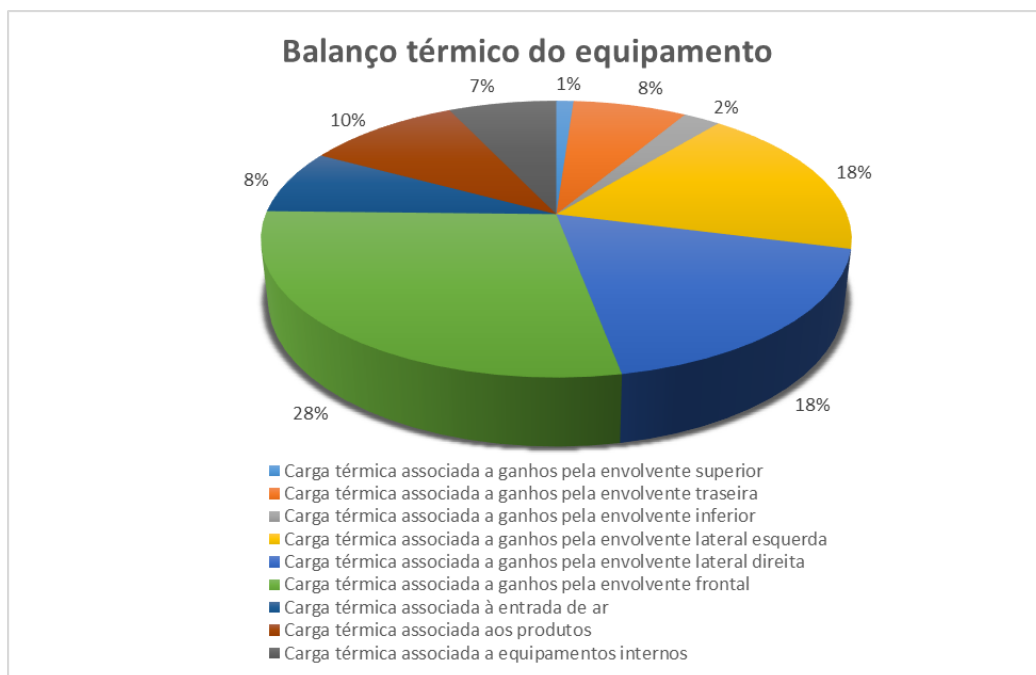


Figura 31: Representação do peso relativo de cada uma das componentes nos ganhos térmicos do mural.

Da análise da Figura 31, verifica-se que os ganhos térmicos através da envoltante frontal são a componente com mais peso, com cerca de 28%, devido à envoltante frontal ser apenas constituída por vidro duplo, com um coeficiente de transferência de calor elevado ($2.7 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$), quando em comparação, por exemplo com a envoltante traseira ($0.71 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$). De forma semelhante, as envoltantes laterais totalizam 36% dos ganhos térmicos do equipamento, precisamente também por serem constituídas por um vidro duplo com um coeficiente de transferência de calor similar ($2.8 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$). De notar que os ganhos através da envoltante representam uma grande porção de todos os ganhos térmicos, cerca de 79%.

É também relevante afirmar que a contribuição da carga térmica associada aos produtos (10%) é reduzida por se ter considerado 6 reposições no período de funcionamento diário do equipamento. Num

dia onde exista a necessidade de repor mais produto, esta componente terá um impacto muito mais significativo.

Após realizado o balanço térmico, conclui-se que seria necessária uma potência de refrigeração de cerca de 500 W. Este valor é muito relevante para o dimensionamento do evaporador, já que será este componente o responsável por retirar esta energia térmica de dentro do equipamento. Neste mural, o evaporador apresenta uma potência de 490 W, pelo que o coeficiente de segurança está muito perto de 1 (cerca de 0.99). Tendo em conta este valor de coeficiente de segurança, devem-se ter em atenção aspetos como a obstrução de alhetas por gelo, já que desta forma será impossível refrigerar os produtos no seu interior. É importante também referir que o mural não deveria ser comercializado desta forma, já que o coeficiente de segurança é próximo de 1.

5. CONDIÇÕES DE ENSAIO E DEFINIÇÃO DO PROTÓTIPO

Neste capítulo, serão primeiramente apresentadas as condições em que será feito o ensaio de consumo energético e o ensaio de temperaturas com os pacotes de teste, com o equipamento original, caracterizado previamente no capítulo 4.2. De seguida, apresentar-se-ão as diferentes alterações realizadas no equipamento, para que seja possível implementar materiais de mudança de fase na sua estrutura.

5.1. PREPARAÇÃO DOS ENSAIOS DE CONSUMO ENERGÉTICO E TEMPERATURA

Para manter as condições climáticas controladas é necessária uma câmara climática, onde os equipamentos possam ser ensaiados de acordo com condições rigorosas. Esta câmara é um compartimento isolado, com controlo da temperatura que permite a realização de ensaios a temperaturas controladas entre os 10 °C e os 50 °C, com uma variação de ± 0.5 °C. A humidade relativa pode também ser regulada entre os 30 % e os 90 %, com uma incerteza de ± 3 °C, bem como a velocidade do escoamento do ar, que varia entre os 0 e os 0.3 m/s. A Figura 32 apresenta uma vista do exterior da câmara de onde foram realizados os ensaios.



Figura 32: Aspeto exterior da câmara de ensaios climatizada.

De acordo com a norma ISO 16825, antes do início do ensaio, o equipamento é colocado vazio, em funcionamento, pelo menos 24 horas à tensão de 230 V e à frequência de 50 Hz. Após este condicionamento, o equipamento é colocado no interior da câmara climática, a uma temperatura de

25 ± 1 °C e humidade relativa de 60 ± 3 %, de acordo com a classe climática 3. A velocidade do ar foi também definida para 0.1 m/s.

Para a recolha e visualização de dados, é utilizado uma placa de aquisição de dados com a qual é possível implementar uma interface I/O, ou seja, entrada/saída em tempo real entre o equipamento a ensaiar e o computador. Os dados adquiridos são então monitorizados, analisados e guardados num computador, através de um *software* interativo fornecido pelo produtor do *hardware*.

Após o equipamento estar colocado no interior da câmara de ensaios, é carregado com pacotes de ensaio até ao limite de carga em cada prateleira, como apresenta a Figura 33.

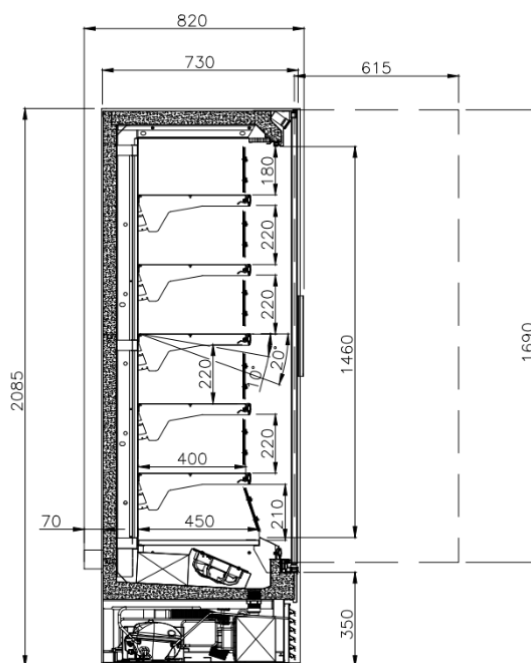


Figura 33: Vista lateral do equipamento, onde é possível observar os limites de carga para cada prateleira.

A configuração de carga dos pacotes de teste deve respeitar alguns valores, como 25 mm de espaçamento entre eles e 25 mm de qualquer parede interior do mural. Os dois ensaios foram realizados com a regulação do dispositivo de comando de temperatura, conforme predefinido pelo fabricante, ou seja, o *set point* de temperatura predefinido para o mural é -1 °C, com um diferencial de temperatura de 2 °C.

Para que seja possível monitorizar a evolução da temperatura ao longo do ensaio, são utilizadas sondas de temperatura, dispostas de acordo com a norma, como se pode observar na Figura 34. Embora as sondas estejam colocadas em várias prateleiras, estas foram colocadas entre dois pacotes de ensaio, na parte da frente das prateleiras. Idealmente, deveriam ser colocadas sondas em todas as prateleiras, tanto na parte frontal como na parte traseira, contudo, na altura do ensaio apenas estavam disponíveis

10 sondas, pelo que foi feito o ensaio possível. De destacar que as sondas 21 e 30 representam a temperatura na zona de insuflação e a temperatura na zona de aspiração, respetivamente.

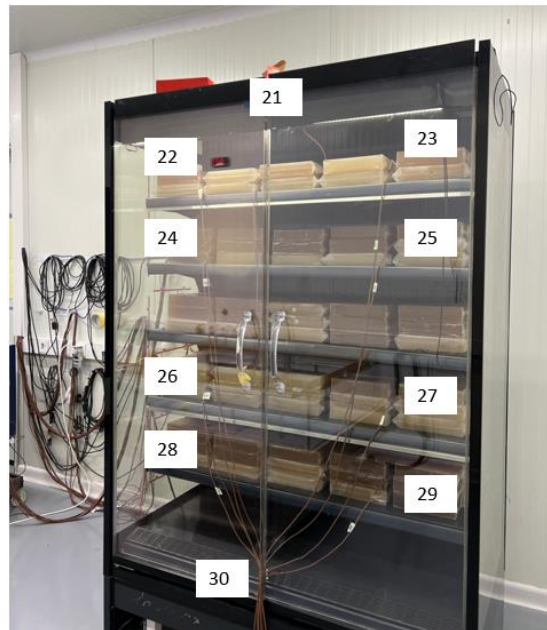


Figura 34: Numeração e localização das sondas de temperatura, situadas entre os pacotes de ensaio, nas várias prateleiras do equipamento.

5.1.1. ENSAIO DE CONSUMO ENERGÉTICO

O registo do consumo energético é feito através de um medidor de parede digital ao longo das 24 horas de teste. Na Figura 35, é possível observar o medidor de parede utilizado para o ensaio de consumo energético.



Figura 35: Medidor de parede digital.

Adicionalmente, de modo a relacionar os dados do consumo energético com os dados do ensaio de temperatura, utilizou-se um *Shelly EM*, capaz de medir a corrente e a tensão que estão a passar na

fase do cabo de alimentação do equipamento de refrigeração, através de uma pinça amperimétrica. A sua instalação foi realizada no quadro elétrico do equipamento, como indica a Figura 36.

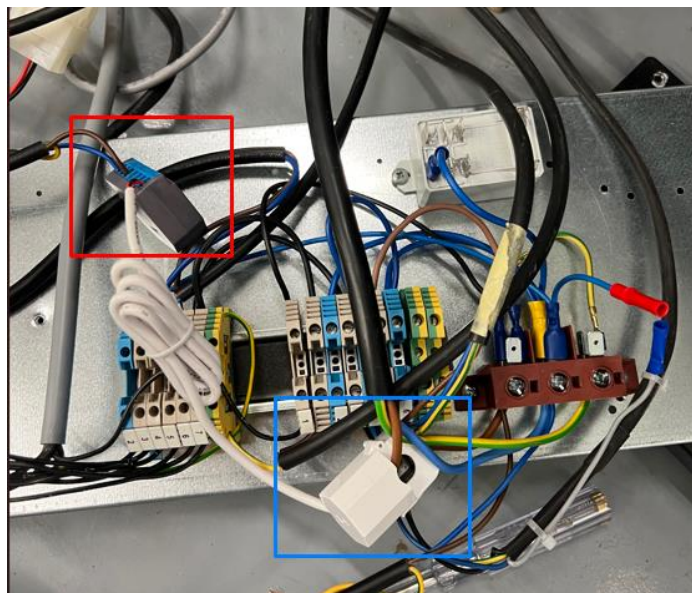


Figura 36: Instalação do *Shelly EM*, a vermelho e da pinça amperimétrica, a azul.

Na Figura 36, é possível observar o *Shelly EM*, dentro do retângulo vermelho, ligado diretamente à alimentação de 230 V do equipamento. Dentro do retângulo azul, é possível observar a pinça amperimétrica utilizada para medir a corrente que passa na fase de alimentação do equipamento.

Torna-se então possível retirar gráficos do consumo energético do equipamento, bem como entender qual o valor de consumo de energia na base de 24 horas. Adicionalmente, utilizou-se também o medidor de parede digital para confirmar os valores registados no *Shelly EM*, pelo que o equipamento consumiu cerca de 3.8 kWh/24h segundo a caracterização inicial realizada no capítulo 4.

Na Figura 37, é possível observar o gráfico gerado através do uso do *Shelly EM*, onde é perceptível a influência da tecnologia *inverter*, já que o compressor nunca se chega a desligar, estando a funcionar com potências superiores apenas nos momentos de maior necessidade.

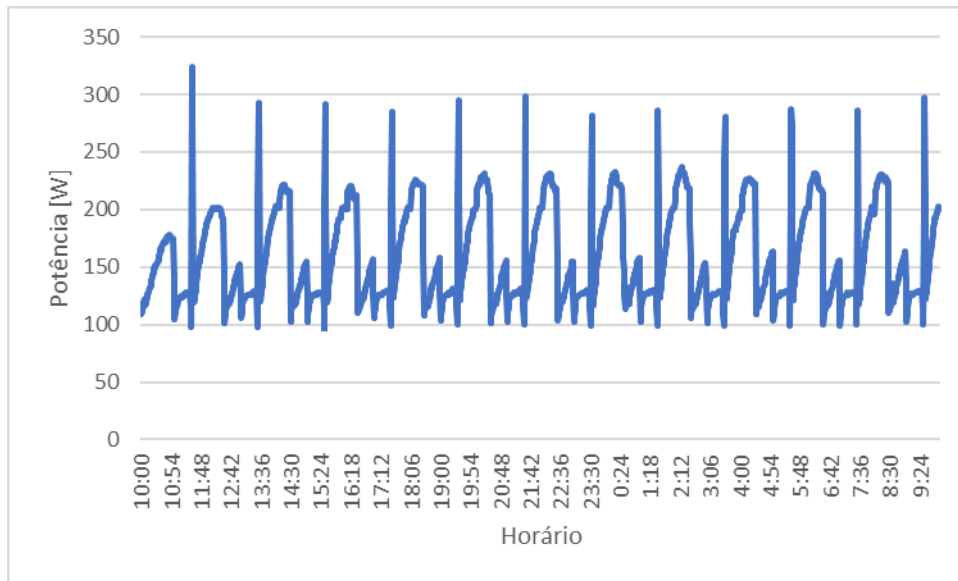


Figura 37: Gráfico do perfil de consumo energético.

Para o estudo realizado, é importante perceber qual o custo do equipamento por dia de utilização. De acordo com os preços anunciados pela EDP, em tarifa simples, o preço por kWh é de 0.148 €. Logo, através da equação (20), é possível determinar o custo associado ao funcionamento do equipamento por dia.

$$Custo_{consumo\ energia} = Preço_{kWh} \times Consumo \quad (20)$$

O que resulta em:

$$Custo_{consumo\ energia} = 0.148 \times 3.8 = 0.56 \text{ €/dia}$$

Este valor serve de referência para todos os ensaios realizados de seguida, pelo que a presente dissertação pretende dimensionar o equipamento para um funcionamento em tarifa bi-horária, com o objetivo de reduzir o valor associado ao consumo energético do equipamento.

5.1.2. ENSAIO DE TEMPERATURAS

Em adição ao ensaio de consumo energético do equipamento, realizou-se também um ensaio de temperaturas, com o propósito de verificar se o equipamento cumpre os requisitos definidos pela norma ISO 23953 para poder ser classificado como 3M1, ou seja, para um ambiente exterior com uma temperatura e humidade relativa de 25 °C/60%, todos os produtos no seu interior devem ser mantidos entre -1 °C e +5 °C.

Da análise da Figura 38, constata-se que de facto o equipamento cumpre os requisitos para ser classificado como 3M1, já que todas os pacotes de ensaio se encontram no intervalo de temperaturas pretendido. É de referir também a reduzida amplitude térmica verificada nos pacotes de ensaio, sendo que a diferença de temperatura entre eles é de menos de 1 °C.

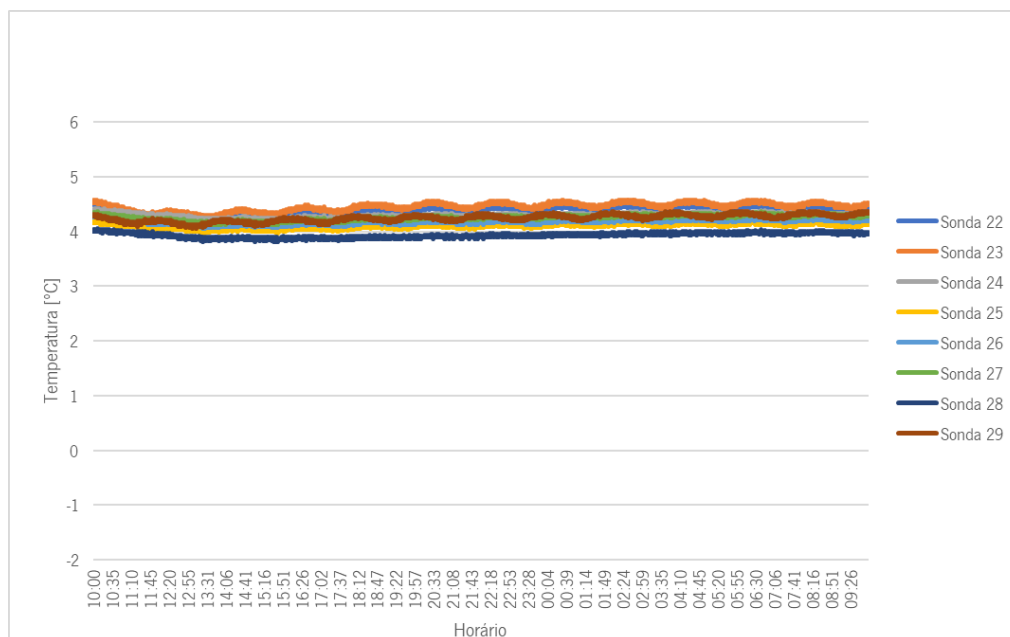


Figura 38: Evolução das temperaturas dos pacotes de ensaio ao longo do ensaio.

5.2. DEFINIÇÃO DO PROTÓTIPO

Para a implementação de materiais de mudança de fase no equipamento, de modo a tirar partido da inércia térmica, surgem duas hipóteses: uma delas é a implementação e posicionamento dos materiais de mudança de fase na zona inferior das prateleiras e a outra seria a implementação e posicionamento destes materiais numa zona próxima do evaporador do equipamento.

A primeira abordagem surge pela vantagem de existir um contacto mais próximo com os produtos expostos, o que em períodos de descongelação permitiria uma redução no aumento de temperatura dos produtos. Esta solução apresenta-se como semelhante à utilizada pela *ES SYSTEM K* nos seus equipamentos de refrigeração de frio negativo, apresentada anteriormente no capítulo 2.

Contudo, este método apresenta algumas desvantagens, já que a solidificação dos materiais de mudança de fase seria um processo complicado de se atingir, dado que implicaria a passagem da tubagem de cobre perto ou até mesmo pelo interior destes materiais. Não se sabe ao certo como a *ES SYSTEM K* foi capaz de provocar a mudança de fase nas prateleiras, mas outra desvantagem passa pela alteração das prateleiras, que na JORDAO são muito semelhantes nesta gama de equipamentos de refrigeração, bem como a redução do espaço útil para a colocação de produto.

A segunda abordagem permite colmatar o problema que surge na primeira, já que colocando os materiais de mudança de fase junto ao evaporador se garante a sua solidificação, permitindo aproveitar a sua inércia térmica. A Figura 39 apresenta um esquema representativo da localização dos materiais de mudança de fase no equipamento.

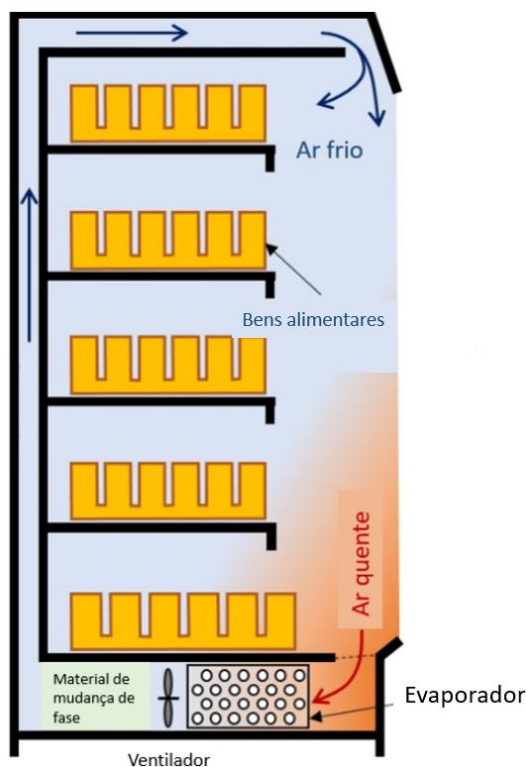


Figura 39: Esquema representativo de uma possível abordagem para a implementação de materiais de mudança de fase.

Contudo, no equipamento de refrigeração em estudo, não é possível aplicar os materiais de mudança de fase no mesmo plano que o evaporador, dado que não há espaço, devido à caixa dos ventiladores do evaporador. Desta forma, pensou-se na alternativa de colocar os materiais de mudança de fase nas costas do equipamento, mais especificamente na conduta de ar traseira, à semelhança do apresentado na Figura 40. Esta solução traz vantagens, já que as dimensões destes materiais poderão ser maiores, o que representa uma maior capacidade de armazenar energia. A grande desvantagem encontrada é a necessidade de um grupo compressor e condensador responsável apenas pela mudança de fase do material, o que representará um maior consumo energético. Apesar desta última desvantagem, esta foi a solução escolhida para implementar no equipamento de refrigeração.

Com a estratégia a implementar definida, resta apenas escolher qual o material de mudança de fase a utilizar. As duas grandes opções eram a utilização de materiais de mudança de fase orgânicos, pela sua compatibilidade alimentar, ou a utilização de eutéticos, pela grande oferta do mercado. Contudo, após uma reunião com a empresa ZØR Thermal, responsável pela venda de eutéticos, foi aconselhado a utilização de água como meio para armazenar calor latente. Este conselho foi dado devido à compatibilidade alimentar da água e à sua não degradação ao fim de um número finito de ciclos, ao contrário dos eutéticos, que deixariam de congelar ao fim de 10000 ciclos, algo que exigiria a sua substituição ao fim de alguns anos de funcionamento do equipamento.

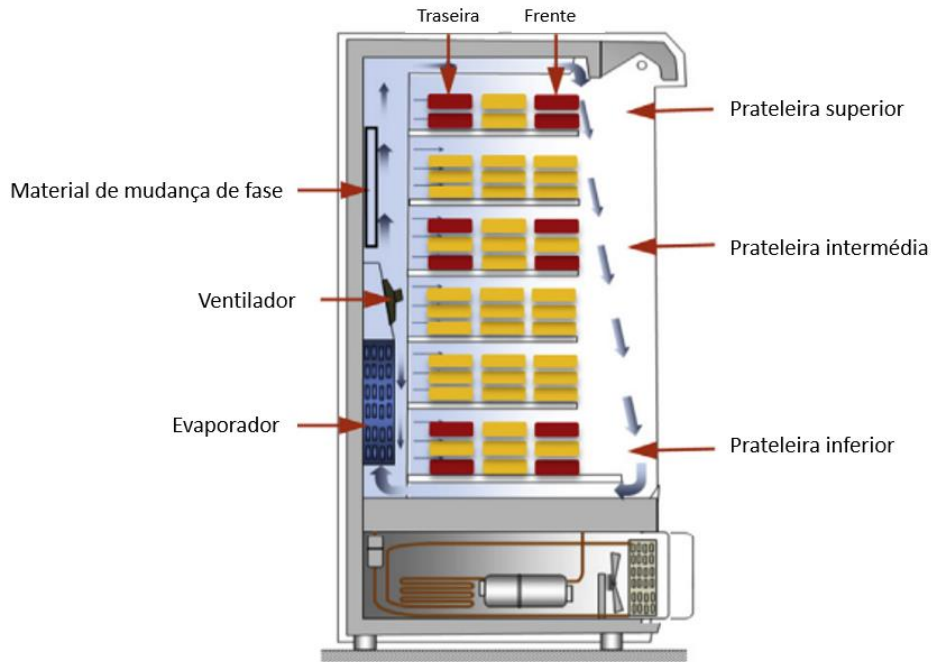


Figura 40: Esquema representativo da localização dos materiais de mudança de fase no equipamento [26].

Optou-se então pela construção de um depósito de água nas costas do equipamento, junto à conduta de ar, restando apenas o seu dimensionamento.

Para saber qual o volume necessário do depósito de água, é necessário ter em conta os ganhos térmicos provenientes do seu funcionamento. Desta forma, o depósito deverá apresentar uma potência térmica de cerca de 495 W.

Para o dimensionamento do depósito, assumiu-se que a água já se encontra a 0 °C e que o calor latente de fusão da água é de 334.72 kJ/kg.

Assumindo um funcionamento de 12 horas, entende-se que a potência proveniente do calor latente de fusão da água poderá ser calculada da seguinte forma:

$$p_{c_H} = \frac{c_H}{\Delta t} \quad (21)$$

Onde:

p_{c_H} - Potência proveniente do calor latente de fusão da água [W/kg];

c_H - Calor latente de fusão de água [kJ/kg];

Δt - Período de funcionamento do depósito [s].

O que resulta em:

$$p_{c_H} = \frac{334.72}{12 \times 3.6} = 7.748 \text{ W/kg}$$

Para determinar a quantidade de água necessária recorre-se à seguinte equação:

$$m_{H_2O} = \frac{\dot{Q}_{Total}}{p_{cH}} \quad (22)$$

Onde:

m_{H_2O} - Massa de água necessária [kg];

$\dot{Q}_{Total}$ - Ganhos térmicos no funcionamento do equipamento [W];

p_{cH} - Potência proveniente do calor latente de fusão da água [W/kg].

Assim, obtém-se:

$$m_{H_2O} = \frac{495}{7.748} = 63 \text{ kg}$$

Dado que a massa volúmica da água é aproximadamente igual a 1000 kg/m³, então serão necessários cerca de 63 dm³ de água para que seja possível absorver todos os ganhos térmicos.

Com este valor presente, determinaram-se quais as dimensões do depósito de água, tendo sempre em conta alguns requisitos. Esses requisitos foram o atravancamento máximo do espaço disponível, bem como a não obstrução da conduta de ar traseira. Finalmente, foi possível chegar às dimensões finais, onde o depósito apresenta 985 mm de comprimento, 1400 mm de altura e 50 mm de profundidade, constituído por chapa de 0.7 mm, perfazendo um volume total de cerca de 69 dm³. É de destacar que não se encheu o depósito na totalidade, apenas com os 63 litros necessários, já que existe uma expansão de volume quando ocorre a mudança de fase.

A Figura 41 representa o depósito de água, já instalado na secção traseira interior do equipamento.



Figura 41: Depósito de água instalado na parte traseira interior do equipamento.

De modo a evitar a flexão do depósito, aquando do seu enchimento com água, instalaram-se duas barras verticais, fixadas por parafusos, colocadas perto da zona central do acumulador, como indica a Figura 42.

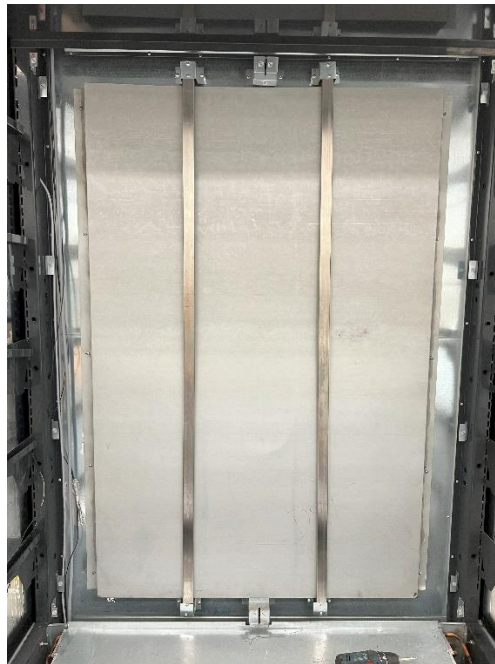


Figura 42: Barras verticais instaladas, para evitar a flexão do depósito.

Devido à dificuldade de retirar a água do depósito, foi também instalada uma válvula, como indica a Figura 43, para facilitar todo o processo de remoção de água do depósito.



Figura 43: Válvula instalada no depósito de água.

Contudo, a fixação das barras verticais com parafusos não se demonstrou suficiente para evitar a flexão do depósito, pelo que se soldou as barras ao depósito, como demonstra a Figura 44.



Figura 44: Barras verticais soldadas ao depósito.

Após o depósito de água se encontrar cheio, será necessário arranjar forma de a congelar, de modo a tirar partido do calor latente presente na mudança de fase. Desta forma, a solução pensada foi a implementação de uma serpentina de frio no interior do depósito, como indicado na Figura 45. De notar que esta serpentina funciona com base num ciclo de compressão de vapor, independente do ciclo presente no equipamento de refrigeração em estudo.

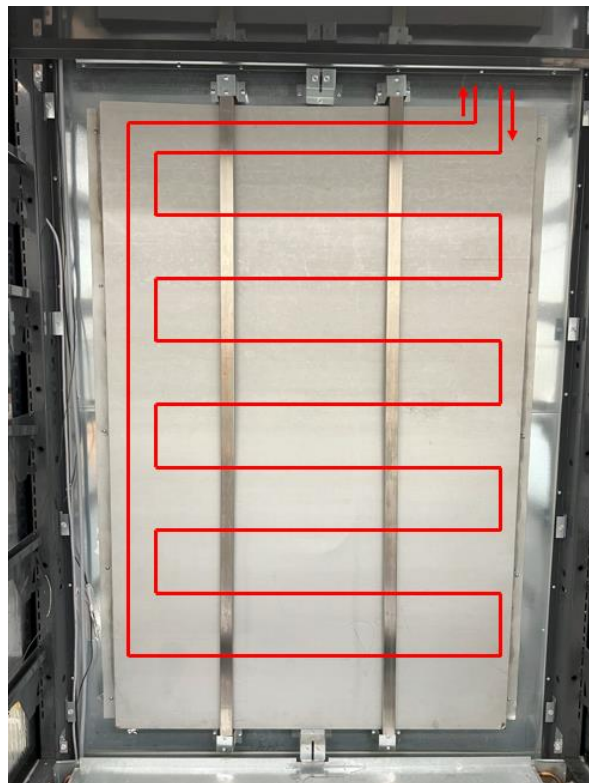


Figura 45: Esquema representativo da serpentina de frio presente no interior do depósito de água.

Este circuito de frio apresenta uma serpentina de diâmetro $\frac{1}{4}$ " (6.35 mm) e um comprimento de 50 metros, pelo que o frigorigéneo é movido por um compressor da marca *Embraco*, de 975 W, com um tubo capilar de 1 mm de diâmetro e 1.95 m de comprimento, selecionado através do *software* CapSel, da SECOP. A Figura 46 demonstra os dados de entrada necessários para o dimensionamento do capilar, nomeadamente, o tipo de frigorigéneo, os ganhos térmicos do sistema, a temperatura de evaporação, a temperatura de condensação e a temperatura do frigorigéneo na entrada do compressor. Os valores utilizados para o dimensionamento do capilar estão também representados na Figura 46. É de destacar que o correto dimensionamento do capilar é essencial para preservar a vida do compressor, já que é este que evita a chegada de líquido ao compressor.

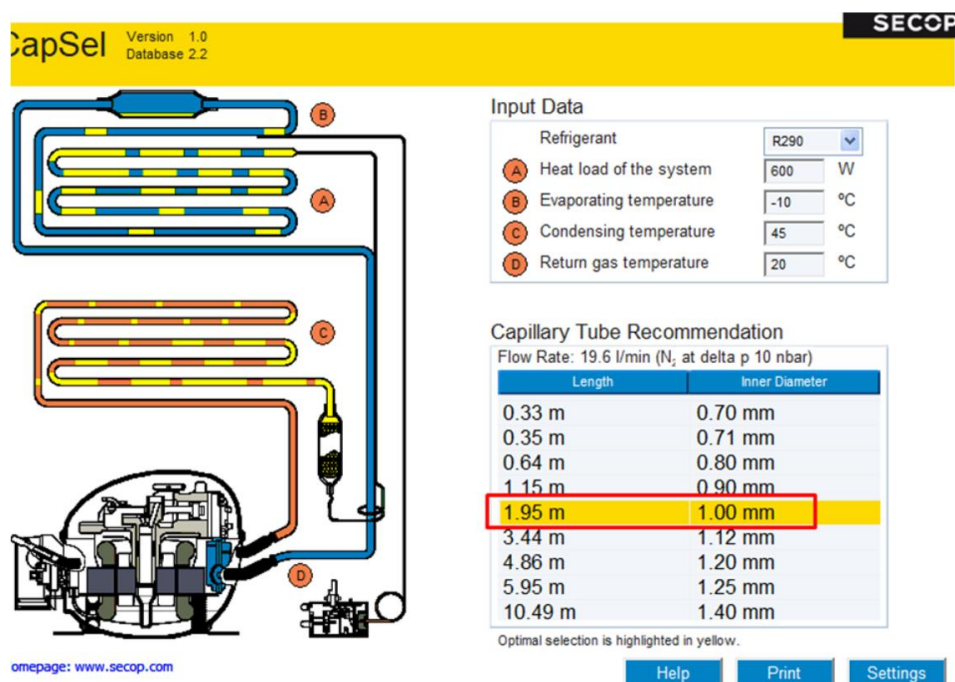


Figura 46: Seleção do tubo capilar para o depósito de água.

Adicionalmente, no circuito de frio está presente também um condensador, da marca *Bundy Refrigeration*, de 900 W. Devido a restrições de espaço, foi necessário trocar também o condensador do equipamento de refrigeração por um igual ao referido na frase anterior, como indica a Figura 47.



Figura 47: Unidades condensadoras dos dois ciclos de compressão de vapor.

5.3. ENSAIOS REALIZADOS AO PROTÓTIPO

Após a construção do protótipo, surge naturalmente a necessidade de o testar, pelo que, o objetivo do primeiro ensaio era entender se a utilização de um depósito de água era viável para a poupança de energia. Desta forma, o primeiro ensaio realizado teve o objetivo de entender qual seria o custo do equipamento em 24 horas de funcionamento, onde o grupo compressor do equipamento funciona as 24 horas, enquanto o grupo compressor do depósito de água funcionaria apenas nas primeiras 12 horas de ensaio, de modo a congelar toda a água no seu interior. Consequentemente, o ensaio ocorreu das 18:00 até às 18:00 do dia seguinte, onde o grupo compressor do depósito de água trabalhou das 18:00 às 06:00, sendo que o grupo compressor do equipamento trabalhou todas as 24 horas do ensaio. Os resultados obtidos foram positivos, sendo que existe uma poupança de 0.8 kWh/24h no funcionamento do equipamento, como demonstra o somatório do consumo médio do equipamento em cada hora, apresentados na Tabela 18.

Tabela 18: Consumo médio em cada hora de funcionamento do equipamento no ensaio realizado.

Horário	Consumo médio [kWh]
18:00:00	0.15
19:00:00	0.13
20:00:00	0.13
21:00:00	0.12
22:00:00	0.13
23:00:00	0.12
00:00:00	0.12
01:00:00	0.14
02:00:00	0.12
03:00:00	0.12

Tabela 18: Consumo médio em cada hora de funcionamento do equipamento no ensaio realizado.

Horário	Consumo médio [kWh]
04:00:00	0.11
05:00:00	0.11
06:00:00	0.12
07:00:00	0.13
08:00:00	0.13
09:00:00	0.13
10:00:00	0.13
11:00:00	0.13
12:00:00	0.13
13:00:00	0.13

A Figura 48 apresenta a comparação do perfil de consumo energético entre o ensaio inicial realizado e o ensaio com o auxílio do depósito de água, pelo que é de fácil visualização a ajuda que o depósito de água tem no consumo energético do equipamento, com oscilações muito menores no consumo energético.

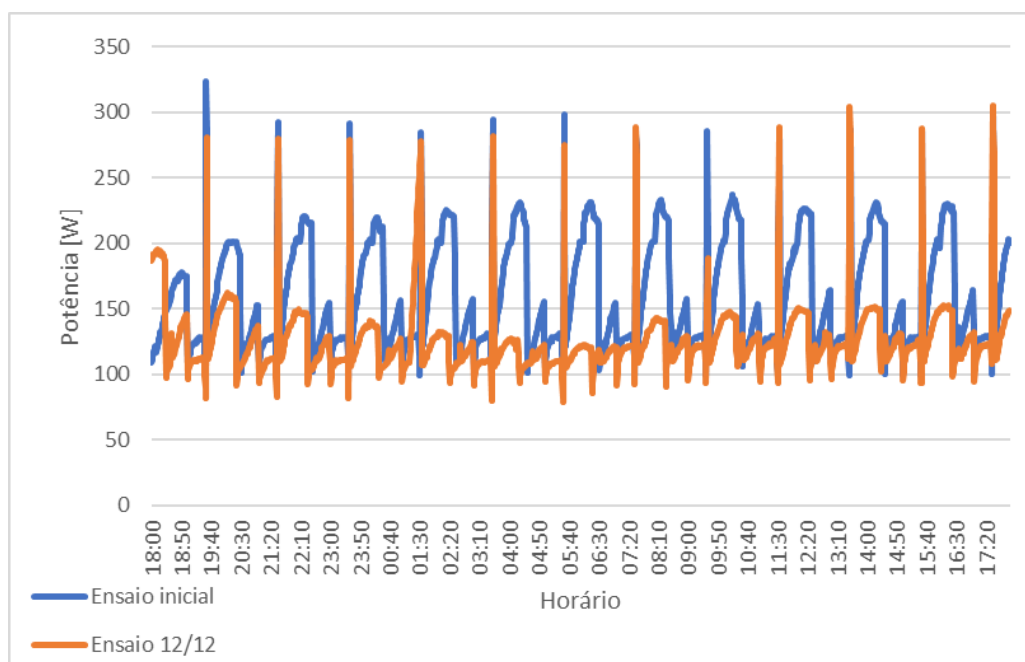


Figura 48: Comparação entre o perfil de consumos inicial e o perfil de consumos do ensaio com auxílio do depósito de água.

Analisando a Figura 49, é facilmente perceptível que as temperaturas dos pacotes de ensaio desceram para baixo de 4 °C quando o grupo compressor do depósito se encontrava a funcionar. Isto acontece devido à transferência de calor entre o ar que passa na conduta de ar, a cerca de 5/6° C, e o depósito de água, a uma temperatura inferior.

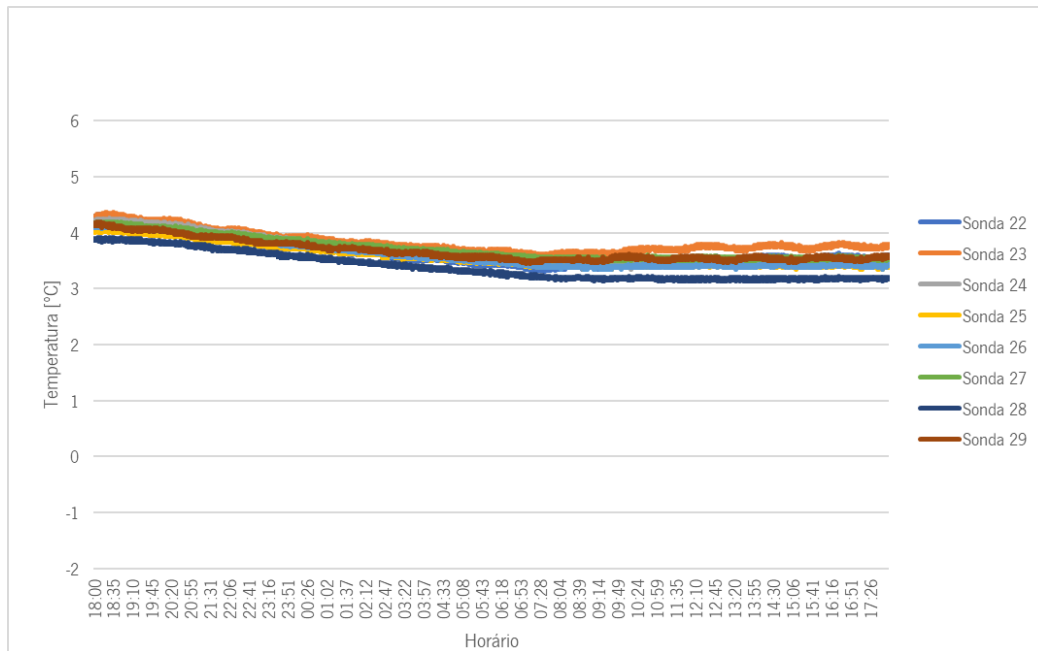


Figura 49: Evolução das temperaturas dos pacotes de ensaio ao longo do ensaio com auxílio do depósito de água.

Às 6 da manhã, o grupo compressor responsável por congelar a água do depósito foi desligado, pelo que passado 2 horas se verificou uma subida de cerca de 0.5 °C na temperatura de insuflação. A explicação para isto passa pelo facto que a transferência de calor de ar para o fluido do depósito é menor, devido à menor diferença de temperatura, quando o grupo é desligado. Ao desligar o grupo, a temperatura do fluido do depósito rapidamente sobe até 0 °C, pelo que o ΔT entre o ar e o depósito é muito menor, resultando numa menor transferência de calor e consequentemente um aumento de temperatura dos pacotes de ensaio, como se pode verificar a partir das 07:00. Estas alterações podem também ser observadas na evolução das temperaturas de insuflação e aspiração, presentes na Figura 50.

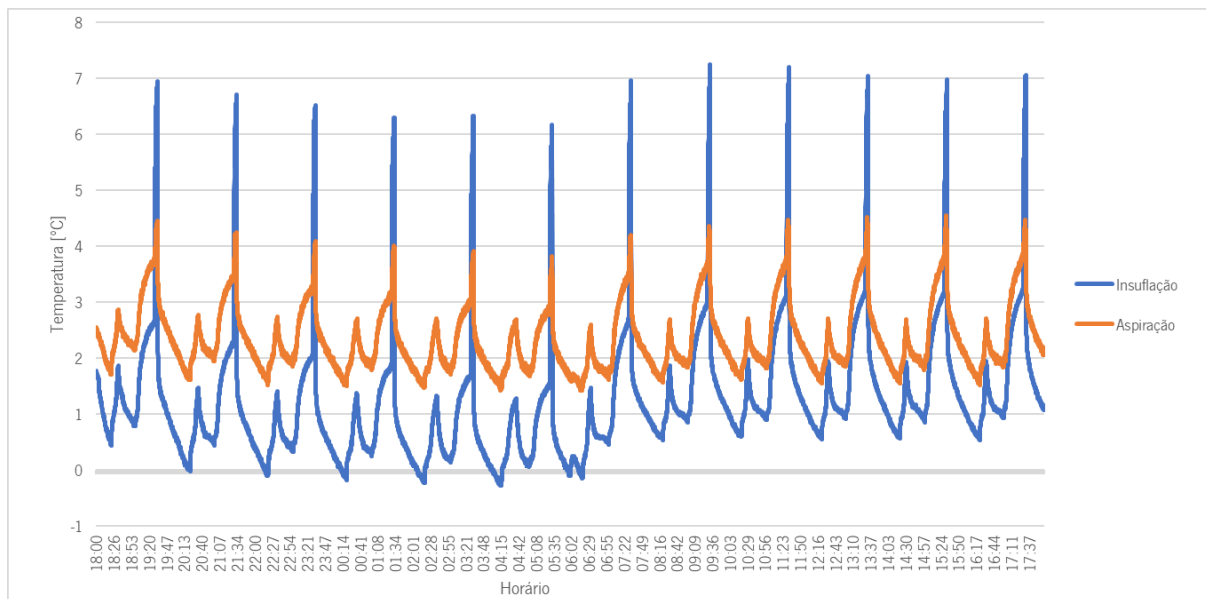


Figura 50: Evolução das temperaturas de insuflação e aspiração ao longo do ensaio com auxílio do depósito de água.

Contudo, o consumo energético não foi apenas o do grupo compressor do equipamento, pelo que o grupo compressor do depósito de água também deve ser contabilizado. O consumo deste último foi elevado, pelo que, como se trata da primeira iteração, o *setpoint* aplicado no controlador PJEZ foi muito reduzido (-15 °C), para haver certezas que toda a água no depósito congela. Consequentemente, o compressor encontra-se em funcionamento contínuo durante as primeiras 12 horas de funcionamento, pelo que o seu consumo será naturalmente muito maior. A Tabela 19 apresenta o consumo energético médio do grupo compressor do depósito de água por hora de funcionamento, totalizando 2.2 kWh/24h.

Tabela 19: Consumo médio em cada hora de funcionamento do grupo compressor do depósito no ensaio realizado.

Horário	Consumo médio [kWh]
18:00:00	0.19
19:00:00	0.21
20:00:00	0.20
21:00:00	0.20
22:00:00	0.20
23:00:00	0.20
00:00:00	0.20
01:00:00	0.20
02:00:00	0.20
03:00:00	0.20
04:00:00	0.20
05:00:00	0.20
06:00:00	0.06
07:00:00	0.00
08:00:00	0.00
09:00:00	0.00

Tabela 19: Consumo médio em cada hora de funcionamento do grupo compressor do depósito no ensaio realizado.

Horário	Consumo médio [kWh]
10:00:00	0.00
11:00:00	0.00
12:00:00	0.00
13:00:00	0.00
14:00:00	0.00
15:00:00	0.00
16:00:00	0.00
17:00:00	0.00
	2.20

Através dos valores de consumo médio energético do equipamento e do grupo compressor do depósito recolhidos pelo *Shelly EM* é possível traçar gráficos que representem o consumo médio de energia de ambos os grupos, de modo que seja possível calcular o custo energético diário do equipamento, em tarifa bi horária. A Figura 51 representa o consumo energético médio do equipamento e do grupo compressor do depósito de água, em função do tempo de ensaio. Para uma correta leitura do gráfico, devem-se subtrair as áreas, sendo que, na primeira hora de ensaio, o equipamento consumiu cerca de 0,15 kWh e o compressor do depósito consumiu cerca de 0.20 kWh, sendo que se deve repetir este procedimento para o resto das horas.

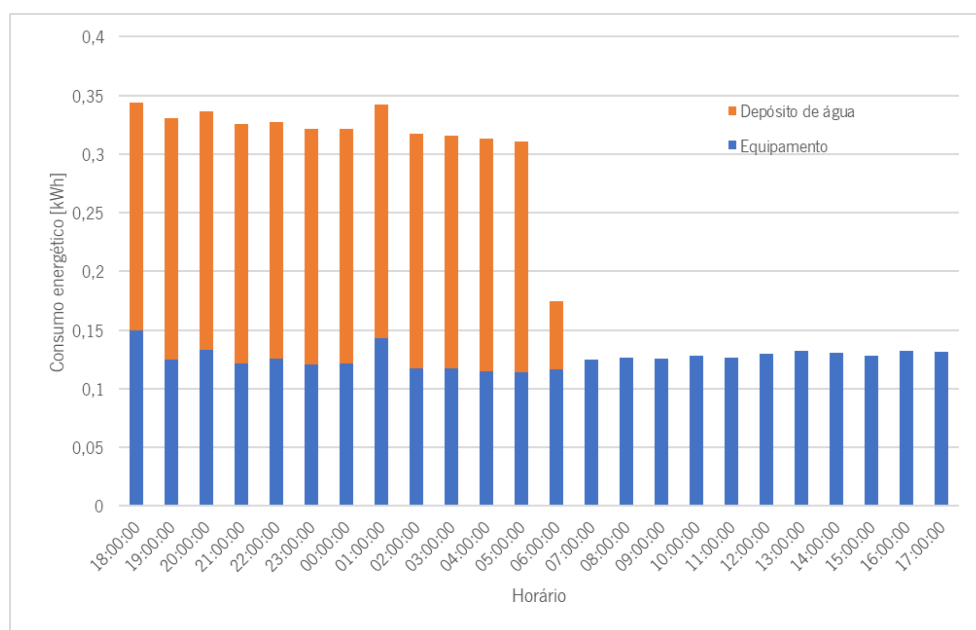


Figura 51: Consumo energético médio [kWh] do equipamento e do grupo compressor do depósito de água, ao longo do ensaio.

Torna-se também importante referir que os preços considerados para o a tarifa bi-horária foram baseados nos preços da EDP, pelo que estes se encontram representados na Tabela 20.

Tabela 20: Cotações de eletricidade num regime bi horário.

Preço kWh (8:00h-22:00h)	0.148 [€/kWh]
Preço kWh (22:00h-8:00h)	0.1096 [€/kWh]

Sabendo o consumo médio de tanto o equipamento como o compressor do depósito, é então possível calcular qual o custo diário do equipamento numa tarifa bi horária. A Tabela 21 demonstra diferentes variáveis importantes para o cálculo do custo diário do equipamento, com base numa tarifa bi horária, como o consumo isolado dos dois grupos compressores, o consumo total e por fim o custo.

Tabela 21: Custo diário do equipamento, de acordo com o ensaio realizado.

Horário	Consumo equipamento [kWh]	Consumo comp. depósito [kWh]	Consumo total [kWh]	Preço [€]
8:00h-22:00h	1.8	0.8	2.6	0.38
22:00h-8:00h	1.2	1.7	2.9	0.32
			5.5	0.70

Da análise da Tabela 21, verifica-se que o custo diário do equipamento subiu, dado o maior consumo energético, proveniente do funcionamento contínuo do compressor do depósito de água. Um dos pontos a melhorar para a próxima iteração será a necessidade de entender quando este compressor deve trabalhar ou não, dependendo da presença de gelo no depósito de água. Adicionalmente, o uso de glicol no depósito de água poderá revelar-se vantajoso, já que conforme o volume de glicol presente na mistura, será possível baixar o ponto de solidificação da água para -10 °C, o que permitirá uma maior troca de calor entre o ar e o depósito.

5.3.1. IMPLEMENTAÇÃO DE GLICOL NO DEPÓSITO DE ÁGUA

Para que a troca de calor entre o ar a refrigerar e o depósito de água seja mais eficiente, decidiu-se criar uma mistura de água glicolada, inicialmente com 12% de glicol e posteriormente, com 25% de glicol, de modo a baixar o ponto de solidificação da mistura para -5 e -10 °C, respetivamente, como indica a Figura 52.

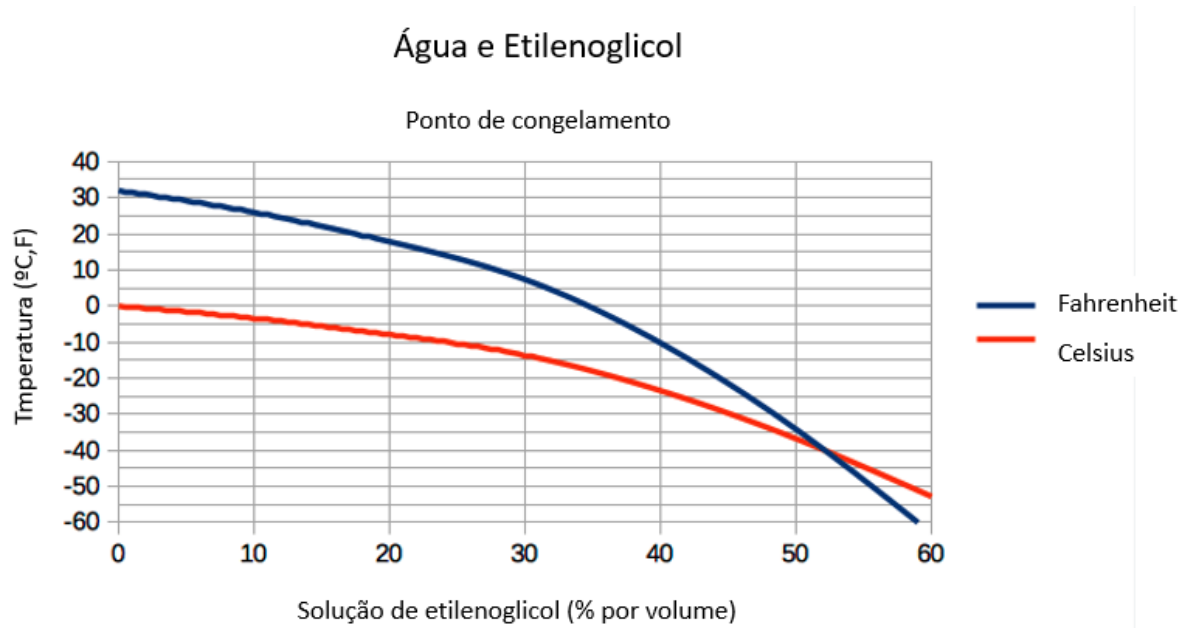


Figura 52: Influência da percentagem de glicol no ponto de solidificação da água. [27]

Para o primeiro ensaio, criou-se uma mistura glicolada com uma concentração de 12%, com 53 litros de água. De notar que o volume total é inferior à capacidade máxima do depósito de água, já que o ensaio se realizou com vista a realizar o ensaio seguinte, não desperdiçando a mistura glicolada já existente.

Desta forma, pode-se calcular o volume de glicol necessário, através da seguinte expressão:

$$V_{glicol} = 0.12 \times V_{ensaio} \quad (23)$$

O que resulta em:

$$V_{glicol} = 0.12 \times 53 = 6.36 \text{ L}$$

Como referido anteriormente, para realizar o ensaio seguinte, ou seja, com uma mistura glicolada com uma concentração de 25%, será necessário calcular a quantidade de glicol a acrescentar à mistura, através da equação (24):

$$\frac{V_{glicol} + V_{glicol \text{ extra}}}{V_{ensaio} + V_{glicol \text{ extra}}} = d \quad (24)$$

Onde:

V_{glicol} - Volume de glicol na mistura do ensaio com 12 % de concentração [L];

$V_{glicol \text{ extra}}$ - Volume de glicol a adicionar [L];

V_{ensaio} - Volume total da mistura glicolada com 12% de concentração [L];

d - Concentração da mistura a atingir [-].

O que resulta em:

$$\frac{6.36 + V_{glicol\ extra}}{53 + V_{glicol\ extra}} = 0.25$$

Sendo o volume de glicol a adicionar igual a 9.18 litros.

Após calcular então qual o volume de glicol a conter na mistura para que o seu ponto de solidificação seja a -5 °C, realizou-se o ensaio ao equipamento, na base de 24 horas, com as mesmas condições dos ensaios realizados previamente. Na Tabela 22, estão apresentados os resultados do ensaio realizado, onde é possível observar qual o custo diário de funcionamento do equipamento.

Tabela 22: Custo do diário do equipamento, utilizando a mistura glicolada.

Horário	Consumo equipamento [kWh]	Consumo comp. depósito [kWh]	Consumo total [kWh]	Preço [€]
8:00h-22:00h	1.9	0.8	2.7	0.39
22:00h-8:00h	1.2	1.5	2.7	0.29
			5.5	0.68

De acordo com a evolução de temperaturas das sondas de produto, presente na Figura 53, verifica-se que todas as temperaturas se encontram dentro dos limites de temperatura para o equipamento poder ser classificado como 3M1. De realçar que para este ensaio houve a colocação de uma sonda de temperatura no interior do depósito, de modo a entender como é que a temperatura evoluiu ao longo do tempo.

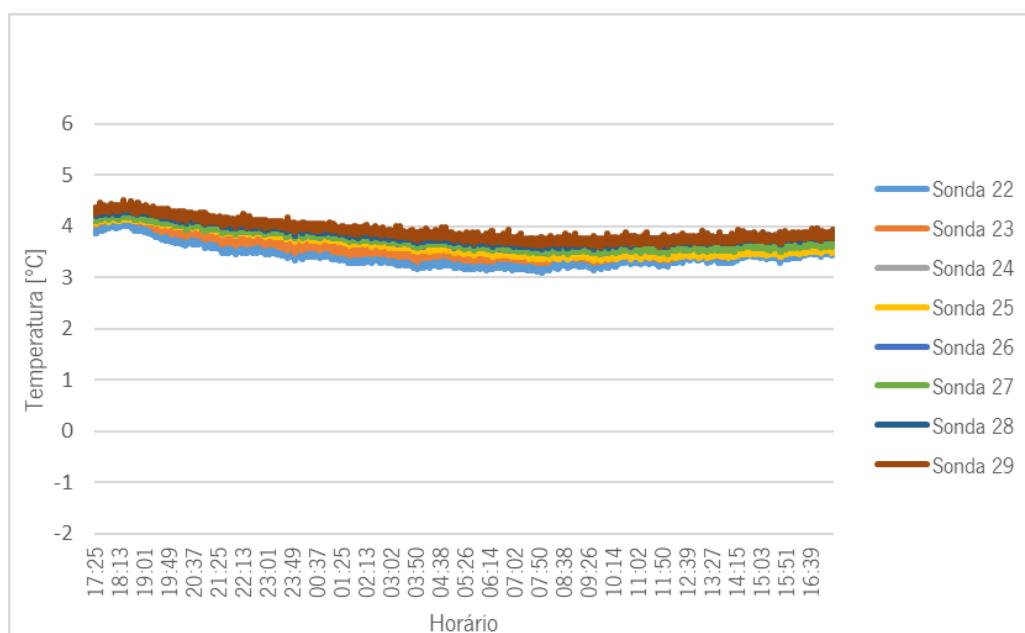


Figura 53: Evolução da temperatura dos pacotes de ensaio, ao longo do ensaio com o depósito de mistura glicolada.

Analisando a evolução de temperatura registada pela sonda 19, no interior do depósito e presente na Figura 54, rapidamente se verifica que a mistura glicolada não chegou a congelar, no tempo de funcionamento do grupo compressor, ou seja, das 18 às 6, ou seja, não foi possível tirar partido do calor latente associado à mudança de fase. Outro indicio que a mistura glicolada não chegou a solidificar é exatamente o mesmo consumo energético do equipamento, quando em comparação ao ensaio realizado previamente. Devido a esta conclusão, decidiu-se não realizar o ensaio com uma mistura glicolada com um ponto de fusão igual a $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

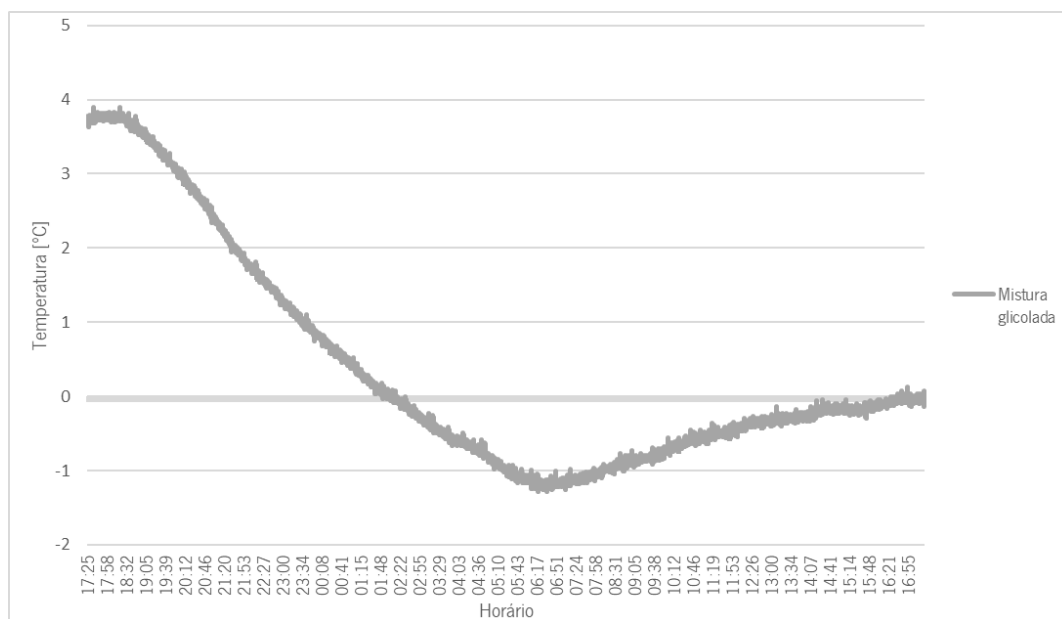


Figura 54: Evolução da temperatura dentro do depósito com a mistura glicolada.

5.3.2. IMPLEMENTAÇÃO DE UM *SETPOINT* NOTURNO

Para o último ensaio desta dissertação, decidiu-se implementar um *setpoint* noturno no controlador do equipamento, ou seja, o equipamento funcionaria com dois *setpoints* – das 8 às 22, funcionaria com *setpoint* de $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ e das 22 às 8 funcionaria com um *setpoint* de $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$, de modo a baixar a temperatura dos produtos durante a noite, naturalmente nunca abaixo de $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$. Tudo isto se torna possível devido ao controlador *Carel IJF*, utilizado no mural Futuro 2.



Figura 55: Controlador *Carel IJF*, utilizado no mural Futuro 2.

A ideia deste ensaio é aproveitar a inércia térmica dos próprios produtos, evitando o consumo extra do grupo compressor associado ao depósito nas costas do equipamento. Na Figura 56 apresenta-se a evolução das temperaturas dos pacotes de ensaio ao longo do ensaio, onde é possível observar a tendência descendente da temperatura quando o equipamento trabalha com o *setpoint* noturno, das 22 às 8, e a tendência ascendente, das 8 às 22.

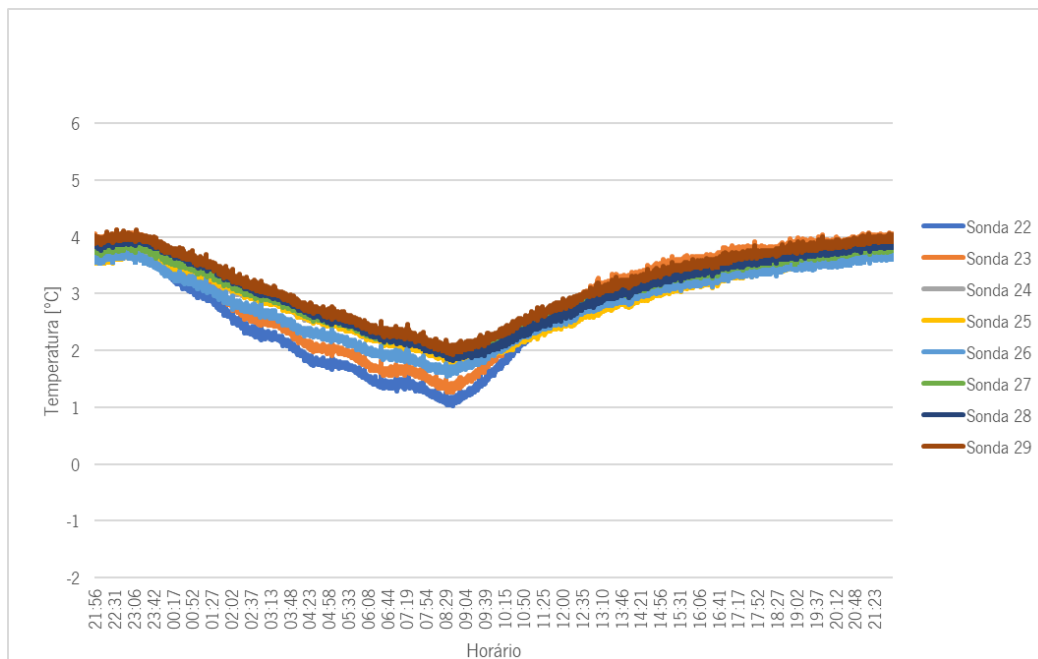


Figura 56: Evolução de temperaturas ao longo do ensaio com *setpoint* noturno.

De forma semelhante, esta evolução também se observa nas temperaturas de insuflação e aspiração, como apresentado na Figura 57.

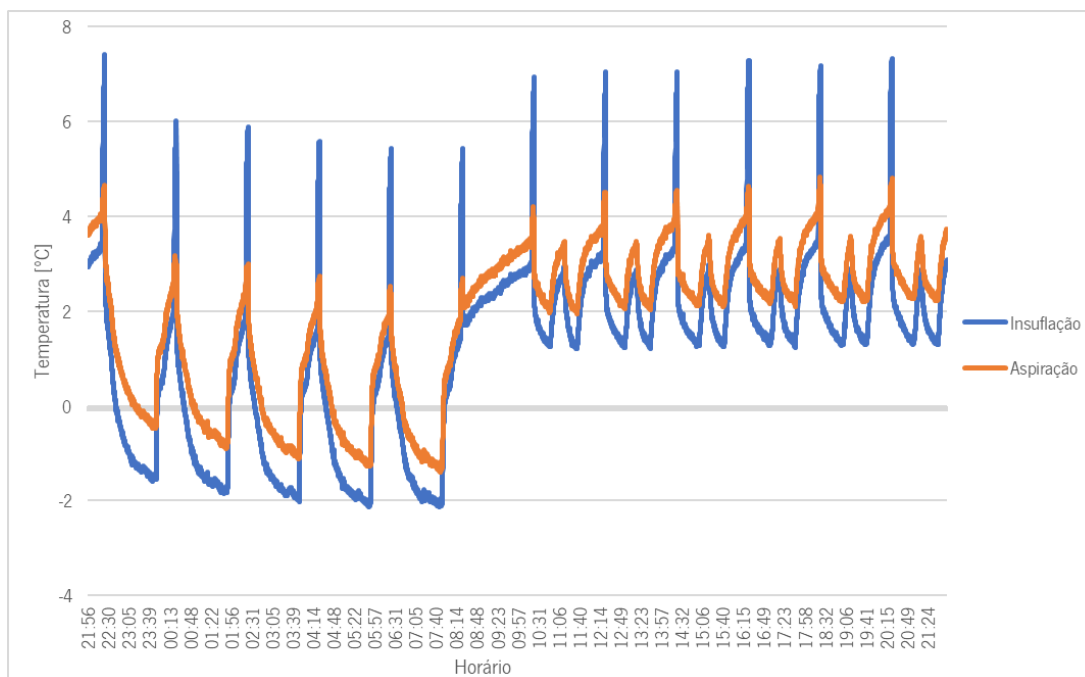


Figura 57: Evolução das temperaturas de insuflação e aspiração ao longo do ensaio com *setpoint* noturno.

A Tabela 23 apresenta os consumos do equipamento e do compressor do depósito, bem como o custo final diário do equipamento.

Tabela 23: Custo diário do equipamento, no ensaio com *setpoint* noturno.

Horário	Consumo equipamento [kWh]	Consumo comp. depósito [kWh]	Consumo total [kWh]	Preço [€]
8:00h-22:00h	1.7	0	1.7	0.25
22:00h-8:00h	2.3	0	2.3	0.25
			4	0.50

Dado que o compressor do depósito não funcionou, o consumo total de energia foi consequentemente menor. Adicionalmente e ainda mais relevante para a presente dissertação, o custo diário do equipamento reduziu 6 cêntimos por dia, traduzindo-se num valor de 0.50 €/dia de funcionamento.

5.4. CONCLUSÕES DOS ENSAIOS REALIZADOS

Após todos os ensaios realizados, é importante refletir acerca dos resultados obtidos. No primeiro ensaio realizado, a sonda de temperatura do controlador PJEZ, afeto ao grupo compressor do depósito, situado nas costas do equipamento, estava mal posicionada, o que induziu em erro a evolução do projeto. Este erro foi causado pela impossível visualização do local exato da sonda, bem como o difícil acesso ao depósito, o que levou muito provavelmente a que a sonda se encontrasse junto a um dos tubos da serpentina, lendo valores de temperatura muito abaixo do que o depósito se encontrava na realidade. Para o terceiro ensaio realizado e de modo a evitar este erro, colocou-se uma sonda de temperatura do laboratório de ensaios, de modo a perceber a temperatura exata do depósito em todos os momentos. Esta sonda revelou que, na verdade, nos ensaios anteriores realizados o fluido do depósito nunca tinha chegado a congelar, ou seja, o grupo compressor responsável por o fazer não estaria bem dimensionado, apresentando uma potência inferior à necessária, para congelar o fluido nas horas onde a energia elétrica é mais barata.

Finalmente, a implementação de um *setpoint* noturno revelou-se acertada, já que se removeu o consumo extra do grupo compressor afeto ao depósito de água, tornando assim os custos de exploração do equipamento menores, para uma tarifa de eletricidade bi horária, mesmo que exista um maior consumo elétrico.

6. CONSIDERAÇÕES FINAIS

No presente capítulo, são apresentadas as principais conclusões desta dissertação, bem como possíveis trabalhos futuros a realizar, que podem dar seguimento ao estudo efetuado até ao momento.

6.1. CONCLUSÕES

A crescente exigência por mais e melhores equipamentos de refrigeração é cada vez mais uma constante nos estabelecimentos de venda de bens alimentares, como supermercados, hipermercados, talhos, entre outros. Desta forma, a inovação pode e muito bem ser presenteada para as empresas que se apresentem vanguardistas nesta área, como é o caso da JORDAO, empresa onde este projeto foi desenvolvido.

Ao longo deste projeto, foi realizada uma análise ao mural Futuro 2 700, com portas, com grupo compressor incorporado, sendo este com tecnologia *inverter*. Só isto já representou um enorme desafio, já que os equipamentos de refrigeração com tecnologia *inverter* já apresentam uma eficiência energética muito superior aos equipamentos com funcionamento convencional *ON/OFF*. Inicialmente, procurou-se obter alguma informação sobre de que forma se pode criar inércia térmica nestes equipamentos, pelo que foi aí que surgiram os materiais de mudança de fase, capazes de armazenar energia térmica através do calor latente, proveniente da sua mudança de fase.

Posteriormente, procedeu-se à caracterização de todos os componentes termodinâmicos presentes no equipamento, bem como uma análise detalhada do balanço térmico do equipamento. Com esta análise foi possível entender quais os ganhos térmicos associados ao funcionamento do equipamento de refrigeração, podendo eles ser classificados de acordo com quatro categorias: ganhos térmicos através da envolvente, ganhos térmicos resultantes da infiltração de ar a temperatura ambiente, ganhos térmicos resultantes da reposição de produto e ganhos térmicos resultantes da presença de equipamentos eletrónicos no local a refrigerar. Os ganhos térmicos da primeira natureza representam 79% dos ganhos térmicos totais, mesmo na presença de portas e isolamento de poliuretano expandido, com espessura variável. De seguida, responsáveis por 10% dos ganhos térmicos totais tem-se os ganhos térmicos associados à reposição de produtos. Finalmente, tem-se os ganhos térmicos resultantes da infiltração de ar (8%) e os ganhos térmicos resultantes da presença de equipamentos eletrónicos no local a refrigerar (7%).

. Realizados todos os cálculos, apresentados no subcapítulo 4.3, os ganhos térmicos do equipamento correspondem a cerca de 495 W, pelo que, para as potências de refrigeração verificadas, o coeficiente de segurança do equipamento é muito próximo de 1.

A escolha da estratégia para a implementação dos materiais de mudança de fase no equipamento dividiu-se entre duas opções: o uso destes materiais por baixo de cada prateleira do equipamento, ou o uso destes materiais junto ao evaporador. A primeira foi rejeitada devido à dificuldade de provocar a mudança de fase, enquanto a segunda foi adaptada para uma solução onde se utilizava um depósito, com um fluido no seu interior, situado nas costas do equipamento. Adicionalmente, passou-se também uma serpentina no interior do depósito, que juntamente com um compressor e um condensador seriam responsáveis por causar a mudança de fase do fluido no interior do depósito.

Para a escolha do fluido a utilizar no interior do depósito, tiveram-se em conta diversos critérios, mas a escolha tornou-se mais facilitada quando se percebeu que após 10000 ciclos os materiais de mudança de fase perderiam propriedades e deixariam de congelar. Outra desvantagem seria a sua incompatibilidade alimentar, já que muitas das vezes este equipamento de refrigeração funciona com produtos desembalados, correndo um risco de contaminação de todos os produtos. Consequentemente, optou-se por utilizar água como meio para armazenar energia, já que não se degrada nem perde propriedades ao fim de um determinado número de ciclos, bem como apresentar compatibilidade alimentar com todos os produtos a refrigerar.

Para a construção e definição de um protótipo, decidiu-se então implementar um depósito de água, dimensionado através dos ganhos térmicos, para que, através do calor latente presente na mudança de fase, toda esta energia térmica possa ser absorvida, complementando o funcionamento do equipamento. Naturalmente, para que existisse a solidificação de toda a água, foi necessário aplicar todo um ciclo de compressão de vapor, apenas afeto para o depósito de água, o que aumentou tanto os custos iniciais, como os custos de exploração.

Os resultados obtidos dos ensaios não foram os pretendidos, já que não se conseguiu tirar partido do calor latente presente na mudança de fase, nas condições estabelecidas. Os resultados e a evolução do projeto foram também afetados pelo mau posicionamento da sonda de temperatura do controlador PJEZ. Em adição, o grupo compressor afeto ao depósito não apresentava potência suficiente para congelar toda a água no depósito nas suas horas de funcionamento, ou seja, das 22 às 8. Contudo, o último ensaio realizado, com a implementação de um *setpoint* noturno trouxe melhorias a nível de custos de operação do equipamento.

6.2. PERSPETIVAS E TRABALHOS FUTUROS

No que toca a trabalhos futuros, a empresa deverá garantir o bom posicionamento da sonda de temperatura do controlador responsável por gerir o funcionamento do compressor do depósito, já que esta será responsável por ditar se o fluido se encontra no estado sólido ou líquido. Adicionalmente, deveria prever um local para confirmação visual se o fluido se encontra efetivamente congelado, preferencialmente no fundo do depósito, já que o gelo é menos denso que a água. Se mesmo com a sonda bem posicionada o fluido no interior do depósito não congelar no intervalo de tempo pretendido, terá de se trocar o compressor para outro com mais potência. O sistema de fixação do depósito terá também de ser revisto, já que deformou as costas do equipamento, para além de métodos para evitar a flecha criada pelo fluido no interior do depósito. Uma possível solução para este problema seria a utilização de uma chapa mais grossa, com elementos de fixação posicionados em locais estrategicamente escolhidos.

Finalmente, resta todo o trabalho de perceber quanto tempo dura o banco de inércia realizado e as implicações que este terá no funcionamento do equipamento, quer seja a nível de consumos ou temperaturas aplicadas.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] “História da refrigeração,” Intarcon, 24 maio 2023. [Online]. Available: <https://www.intarcon.com/pt-pt/historia-da-refrigeracao/>. [Acedido em 15 julho 2023].
- [2] E. Silva, “Certificação Energética de um Equipamento de Frio Profissional,” Novembro 2016.
- [3] “History of Refrigeration and Refrigerators,” History of Refrigeration, [Online]. Available: <http://www.historyofrefrigeration.com/>. [Acedido em 15 julho 2023].
- [4] H. Moons, A. Villanueva Krzyzaniak, M. Calero Pastor, F. Ardente, F. Mathieux, N. Labanca, P. Bertoldi e O. Wolf, “Ecodesign for Commercial Refrigeration: preparatory study update,” *JRC Publications Repository*, 27 Agosto 2014.
- [5] “Protocolo de Quioto,” Agência Portuguesa do Ambiente, 2021. [Online]. Available: <https://apambiente.pt/clima/protocolo-de-quioto>. [Acedido em 28 março 2023].
- [6] “Protocolo de Quioto,” Goldenergy, [Online]. Available: <https://goldenergy.pt/glossario/protocolo-quioto/>. [Acedido em 28 março 2023].
- [7] “Decreto n°7/2002,” 1 março 2002. [Online]. Available: <https://gddc.ministeriopublico.pt/sites/default/files/documentos/instrumentos/dec7-2002.pdf>. [Acedido em 28 março 2023].
- [8] T. Bargsten, “DAIKIN REFRIGERANT NEWS,” DAIKIN, [Online]. Available: <https://www.daikinchem.de/refrigerantnews/ES>.
- [9] P. E. e. d. Conselho, “Regulamento Delegado (UE) 2019/2018 da Comissão,” 11 março 2019.
- [10] P. E. e. d. Conselho, “REGULAMENTO (UE) 2019/2024 DA COMISSÃO,” 1 outubro 2019.
- [11] P. Cabral, “Eco Design e Etiquetagem Energética na Indústria do Frio,” instalador, 8 abril 2020. [Online]. Available: <https://www.oinstalador.com/Artigos/301003-Eco-Design-e-Etiquetagem-Energetica-na-Industria-do-Frio.html>. [Acedido em 20 janeiro 2023].
- [12] “Refrigerated display cabinets - Part 2: Classification, requirements and test conditions,” *International Standard*, 01 Novembro 2015.

- [13] “Empresas: total e por setor de atividade económica,” Pordata , 26 outubro 2022. [Online]. Available: <https://www.pordata.pt/portugal/empresas+total+e+por+setor+de+atividade+economica-2856>. [Acedido em 20 janeiro 2023].
- [14] “Jolly,” ifi, [Online]. Available: <https://www.ifi.it/en/products/jolly/>. [Acedido em 20 janeiro 2023].
- [15] “ES SYSTEM K’S innovations,” ES SYSTEM K , [Online]. Available: <https://essystemk.com/article/aktualnosci/innowacje-es-system-k>. [Acedido em 20 janeiro 2023].
- [16] “Solar-Powered Refrigerators and Freezers,” FREECOLD, [Online]. Available: <https://www.freecold.com/en/freecold-photovoltaic-solar-refrigeration/refrigerators-freezers/>. [Acedido em 20 janeiro 2023].
- [17] K. Du, J. Calautit, W. Zhonghua, Y. Wu e H. Liu, “A review of the applications of phase change materials in cooling, heating and power generation in different temperature ranges,” *Applied Energy* , 28 fevereiro 2018.
- [18] H. Selvnnes, Y. Allouche, R. Iolanda Manescu e H. Hafner, “Review on cold thermal energy storage applied to refrigeration systems using phase change materials,” *Thermal Science and Engineering Progress*, 26 dezembro 2020.
- [19] M. Kenisarin e K. Mahkamov, “Solar Energy Storage using Phase Change Materials,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2007.
- [20] A. Sharma, T. V. V., C. C. R. e D. Buddhi, “Review on Thermal Energy Storage with Phase Change Materials and Applications,” *Renewable and Sustainable Energy Review* , 2009.
- [21] D. Zhou, C. Y. Zhao e Y. Tian, “Review on thermal energy storage with phase change materials (PCMs) in building applications,” *Applied Energy*, 2011.
- [22] F. Alzuwaid, “The novel use of phase change materials in refrigerated display cabinets for energy conservation,” julho 2016.
- [23] A. S. Duun, A. Hemmingsen, A. Haugland e T. Rustad, “Quality changes during superchilled storage of pork roast,” *LWT - Food Science and Technology*, 2008.
- [24] P. Lobarinhas, Determinação da Carga Térmica, Universidade do Minho.

- [25] ASHRAE, Ashrae Handbook: Refrigeration, 2002.
- [26] A. F., Y. Ge, S. Tassou, A. Raeisi e L. Gowreesunker, "The novel use of phase change materials in a refrigerated display cabinet: An experimental investigation," *Applied Thermal Engineering*, pp. 770-778, 2015.
- [27] "What is Glicol Chiller and why Glycol is used for cooling?," Scy Chiller, 2022. [Online]. Available: <https://scychiller.com/what-is-glycol-chiller-and-why-glycol-is-used-for-cooling/>.
- [28] <https://apambiente.pt/avaliacao-e-gestao-ambiental/legislacao-1>, "Legislação," 2021. [Online].
- [29] "Portugal está a cumprir as metas para a redução de emissões de GEE?," Florestas.pt, 18 setembro 2019. [Online]. Available: <https://florestas.pt/saiba-mais/portugal-esta-a-cumprir-as-metas-para-a-reducao-de-emissoes-de-gee/>. [Acedido em 20 janeiro 2023].
- [30] "Europa 2020," Pordata, 2020. [Online]. Available: <https://www.pordata.pt/Europa2020>. [Acedido em 20 dezembro 2023].
- [31] S. A. Tassou e I. Suamir, "SEEP2010 Conference Proceedings," *Trigeneration - A Way to Improve Food Industry Sustainability*, 29 junho 2010.
- [32] A. Smith, P. Watkiss, G. Tweddle, A. McKinnon, M. Browne, A. Hunt, C. Treleven, C. Nash e S. Cross, "The Validity of Food Miles as an Indicator of Sustainable Development," p. 117, julho 2005.
- [33] A. Tahir e P. K. Bansal, "MEPR versus EEPR Valves in Open Supermarket Refrigerated Display Cabinets," *Applied Thermal Engineering*, 2005.
- [34] R. Faramarzi, "Efficient Display Case Refrigeration," *ASHRAE Journal*, 1999.
- [35] E. Oró, A. De Gracia e L. F. Cabeza, "Active Phase Change Material Package for Thermal Protection of Ice Cream Containers," *International Journal of Refrigeration*, 2013.
- [36] M. F. Demirbas, "Thermal Energy Storage and Phase Change Materials: An Overview.," *Energy Sources, Part B: Economics, Planning, and Policy*, 2006.
- [37] H. El-Dessouky e F. Al-Juwayhel, "Effectiveness of a Thermal Energy Storage System Using Phase-Change Materials," *Energy Conversion and Management*, 1997.
- [38] R. Fioretti, P. Principi e B. Copertaro, "A refrigerated container envelope with a PCM (phase change material) layer: Experimental and theoretical investigation in a representative town in central Italy," *Energy Conversion and Management*, pp. 131-141, 15 agosto 2016.

- [39] E. Oró, L. Cabeza e M. Farid, “Experimental and numerical analysis of a chilly bin incorporating phase change material,” *Applied Thermal Engineering*, pp. 61-67, 2013.
- [40] A. S. Neto, “UC cria frigoríficos e arcas congeladoras para zonas sem acesso a eletricidade,” pplware, 25 maio 2022. [Online]. Available: <https://pplware.sapo.pt/planeta/uc-cria-frigorificos-e-arcas-congeladoras-para-zonas-sem-acesso-a-eletricidade/#comments>. [Acedido em 20 janeiro 2023].
- [41] Y. Lu, W. Zhang, P. Yuan, M. Xue, Z. Qu e W. Tao, “Experimental study of heat transfer intensification by using a novel combined shelf in food refrigerated display cabinets (experimental study of a novel cabinets),” *Applied Thermal Engineering*, pp. 85-91, fevereiro 2010.
- [42] I. Suamir, “Integration of trigeneration and CO2 based refrigeration systems for energy conservation in the food retail industry,” *PhD thesis, Brunel University London*, 2012.

ANEXOS

ANEXO A: ENSAIO DE TEMPERATURAS INICIAL

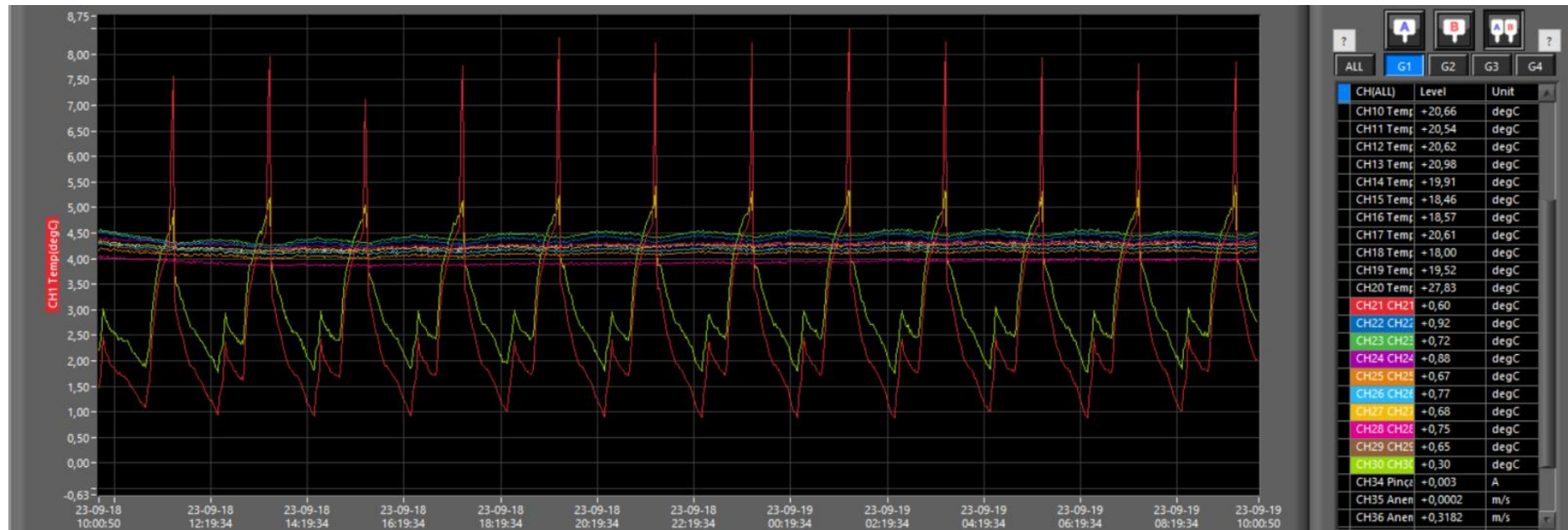


Figura 58: Gráfico de temperaturas dos pacotes de ensaio, relativas ao primeiro ensaio efetuado.

ANEXO B: ENSAIO DE TEMPERATURAS COM AUXÍLIO DO DEPÓSITO DE ÁGUA

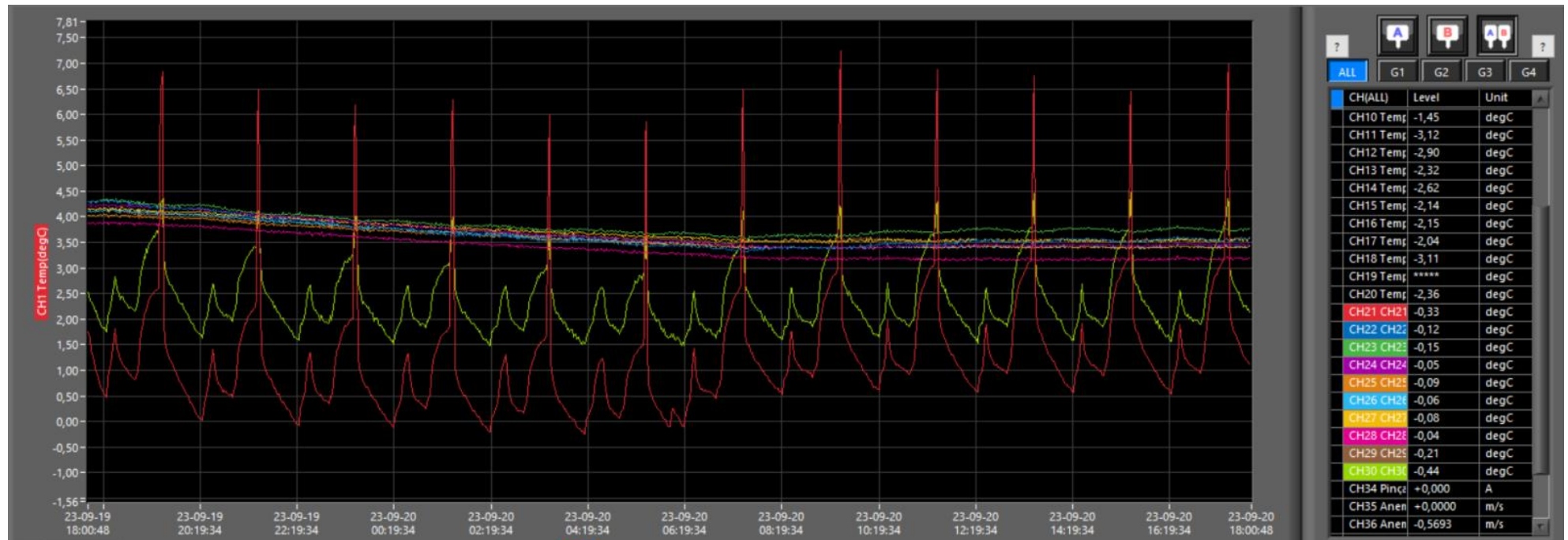


Figura 59: Gráfico de temperaturas dos pacotes de ensaio com o auxílio do depósito de água.

ANEXO C: ENSAIO DE TEMPERATURAS COM AUXÍLIO DA MISTURA GLICOLADA

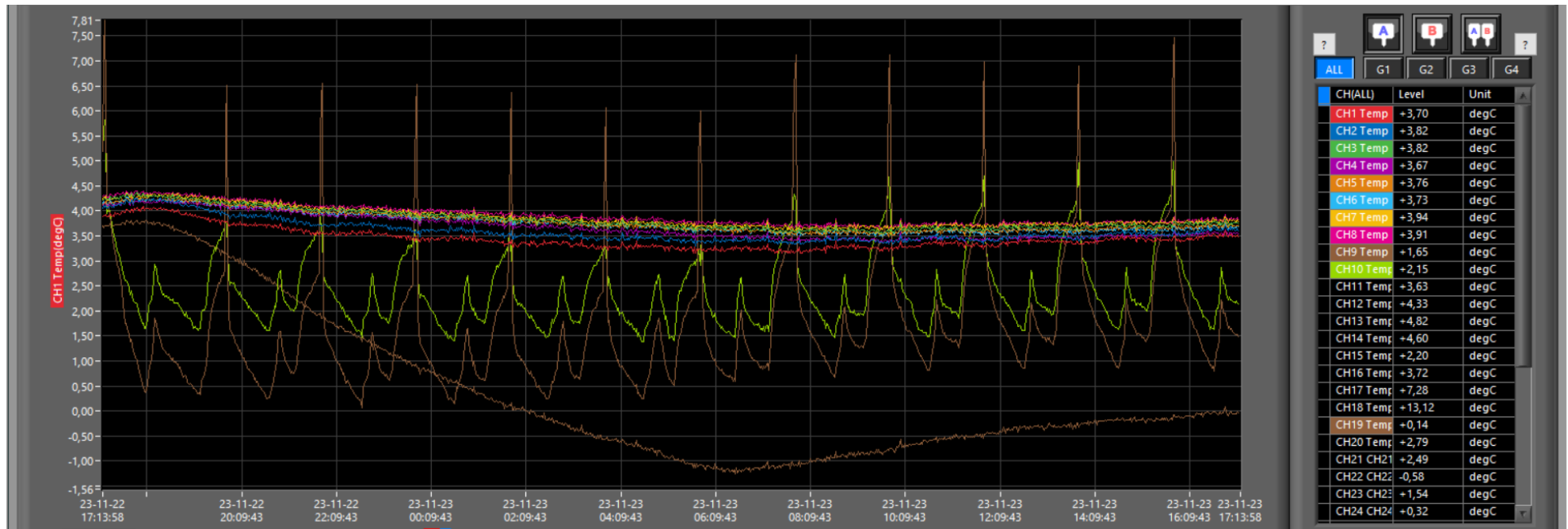


Figura 60: Gráfico de temperaturas dos pacotes de ensaio com o auxílio da mistura glicolada.

ANEXO D: ENSAIO DE TEMPERATURAS COM IMPLEMENTAÇÃO DE *SETPOINT* NOTURNO

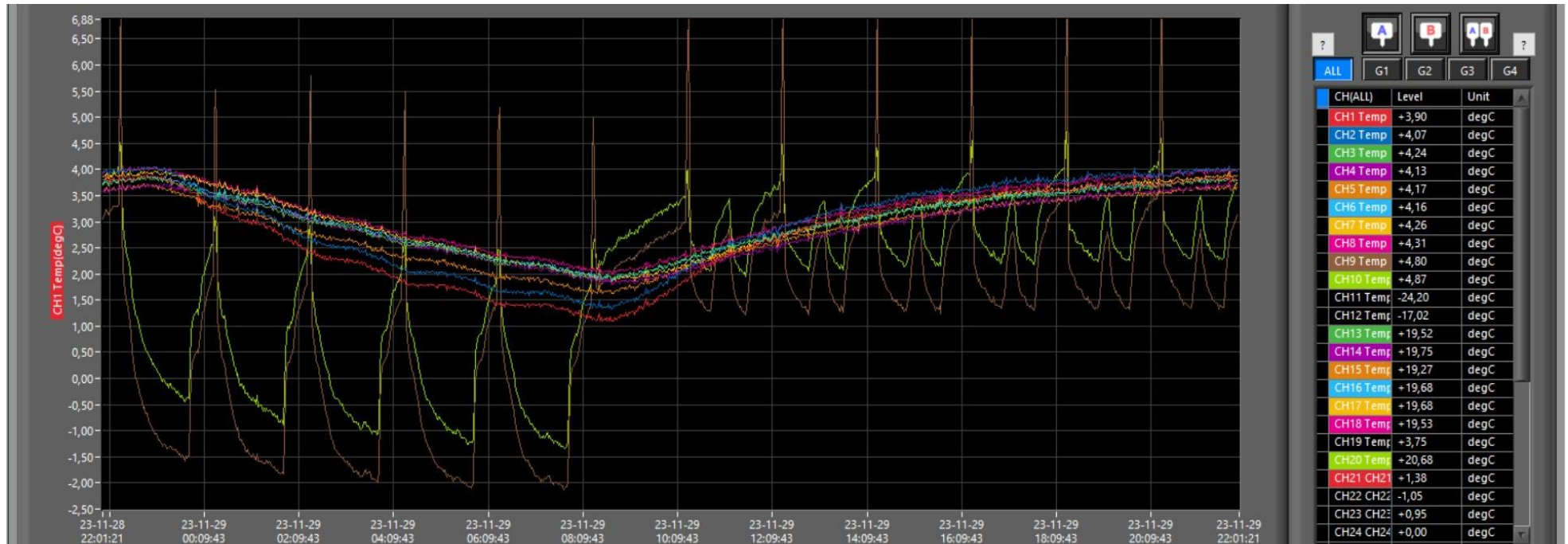


Figura 61: Gráfico de temperaturas dos pacotes de ensaio com a incorporação de um *setpoint* noturno.