



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

Carlos João de Oliveira Pereira

Otimização do consumo energético de uma ilha de refrigeração comercial



Universidade do Minho

Escola de Engenharia

Carlos João de Oliveira Pereira

Otimização do consumo energético de uma ilha de refrigeração comercial

Dissertação de Mestrado

Mestrado em Engenharia Mecânica

Área de especialização em Tecnologias Energéticas e Ambientais

Trabalho efetuado sob a orientação do:

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

Gostaria de expressar a minha profunda gratidão a todas as pessoas que contribuíram para a realização deste trabalho e para o meu crescimento académico e pessoal ao longo todo o meu percurso.

Ao meu orientador, Professor Doutor Pedro Alexandre Moreira Lobarinhas, por toda a ajuda, conhecimento e disponibilidade durante todo o trabalho.

À empresa José Júlio Jordão, LDA, pela oportunidade de desenvolver a minha dissertação nas suas instalações e por toda a experiência incrivelmente valiosa e enriquecedora. Agradeço a todos os colaboradores da empresa que compartilharam os seus conhecimentos e experiências ao longo deste período.

A todos os elementos do departamento de soluções tecnológicas da empresa, por toda a disponibilidade, conhecimento técnico, ajuda e compromisso no desenvolvimento deste projeto. A forma prestável como me acolheram e a generosidade em compartilhar o seu conhecimento e experiência foi notória.

À minha família, por todo o apoio e compreensão em todo o meu percurso académico.

O meu muito obrigado a todos!

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

Atualmente, a eficiência energética desempenha um papel primordial na procura de um futuro mais sustentável. Mediante este aspeto, a União europeia tem promulgado vários regulamentos com o intuito de direcionar os setores industriais, onde se inclui o da refrigeração comercial, no caminho da otimização energética.

O presente trabalho, desenvolvido em colaboração com a empresa José Júlio Jordão, LDA, tem como objetivo a otimização de uma ilha de refrigeração aberta. Os equipamentos de refrigeração abertos continuam a ser amplamente utilizados pelas superfícies comerciais na conservação de produtos alimentares, principalmente devido à sua acessibilidade. No entanto, devido ao seu elevado consumo energético e aos regulamentos rigorosos, estes equipamentos precisam de aumentar significativamente a sua eficiência energética para permanecerem no mercado europeu.

Nesse sentido, numa primeira fase do trabalho procedeu-se à caracterização do equipamento, descrevendo-se os seus principais componentes e modo de funcionamento. Além disso, realizou-se um ensaio experimental em conformidade com as normas para avaliar a distribuição de temperaturas e o desempenho energético do estado inicial da ilha.

Posteriormente, para reduzir o consumo energético e a amplitude térmica da área refrigerada, efetuaram-se cinco iterações para otimizar as áreas com maior potencial de melhoria, sendo neste caso, a infiltração de ar exterior e a descongelação. As primeiras quatro iterações incidiram na infiltração de ar através do estudo e da otimização da cortina de ar, enquanto na última iteração substituiu-se a descongelação de resistências elétricas pela descongelação de gás quente. Cada iteração foi acompanhada de ensaios experimentais para avaliar o seu impacto.

Os resultados foram bastante positivos, com uma redução de 64,2% no consumo da ilha, diminuindo de 20,4 kWh/dia para 7,3 kWh/dia após as iterações. As alterações mais impactantes foram a introdução da grelha em formato de favo de mel, na segunda iteração, e a adoção da descongelação por gás quente, na quinta iteração.

Por último, realizou-se um novo ensaio experimental para definir o índice de eficiência energética do equipamento, tendo-se obtido a classe de eficiência energética D.

PALAVRAS-CHAVE

REFRIGERAÇÃO COMERCIAL; EFICIÊNCIA ENERGÉTICA, ILHA DE REFRIGERAÇÃO; OTIMIZAÇÃO

ABSTRACT

Currently, energy efficiency plays a key role in the pursuit of a more sustainable future. In this regard, the European Union has enacted several regulations aimed at steering industrial sectors, including the commercial refrigeration sector, towards energy optimization.

The present study, conducted in collaboration with the company José Júlio Jordão, LDA, aims to optimize an open refrigeration island. Open refrigeration equipment remains widely utilized by commercial surfaces for the preservation of food products, primarily due to their accessibility. However, due to their high energy consumption and stringent regulations, these devices need to significantly increase their energy efficiency to remain in the European market.

In this context, the initial phase of the study involved characterizing the equipment, describing its primary components and operational mode. Furthermore, an experimental test, in accordance with standards, was conducted to evaluate the temperature distribution and energy performance of the island in its initial state.

Subsequently, to reduce energy consumption and the thermal range of the refrigerated area, five iterations were carried out to optimize areas with the most potential for improvement, namely external air infiltration and defrosting. The first four iterations focused on air infiltration through the study and improvement of the air curtain, while in the fifth iteration, electric resistance defrosting was replaced with hot gas defrosting. Each iteration was accompanied by experimental tests to evaluate its impact.

The results were highly positive, with a 64.2% reduction in the island's energy consumption, decreasing from 20.4 kWh/day to 7.3 kWh/day after the iterations. The most impactful changes were the introduction of the honeycomb-shaped grid in the second iteration and the adoption of hot gas defrosting in the fifth iteration.

Finally, a new experimental test was conducted to determine the equipment's energy efficiency index, resulting in an energy efficiency class of D.

KEYWORDS

COMMERCIAL REFRIGERATION; ENERGY EFFICIENCY; REFRIGERATION ISLAND; OPTIMIZATION

ÍNDICE

Agradecimentos.....	ii
Resumo.....	iv
Abstract.....	v
Índice.....	vi
Índice de Figuras.....	ix
Índice de Tabelas.....	xiii
Lista de Símbolos.....	xv
1. Introdução.....	1
1.1. Enquadramento/ Motivação.....	1
1.2. Objetivos.....	1
1.3. Guia de Leitura.....	2
1.4. Apresentação da empresa.....	2
2. Estado da Arte.....	3
2.1. Breve história da refrigeração alimentar.....	3
2.2. Refrigeração comercial.....	4
2.3. Legislação incidente na eficiência energética.....	6
2.3.1. Regulamento (UE) 517/2014, F-gás.....	8
2.3.1. Regulamento (EU) 2019/2018.....	8
2.3.2. Regulamento (EU) 2019/2024.....	9
3. Caracterização do equipamento de estudo.....	11
3.1. Características técnicas.....	12
3.2. Princípio termodinâmico.....	12
3.2.1. Ciclo ideal por compressão a vapor.....	13
3.2.2. Ciclo real por compressão a vapor.....	14
3.3. Componentes termodinâmicos.....	15

3.3.1.	Compressor.....	16
3.3.2.	Condensador.....	18
3.3.3.	Filtro secador.....	19
3.3.4.	Elemento expensor.....	19
3.3.5.	Evaporador.....	20
3.3.6.	Fluido frigorigéneo.....	21
3.4.	Componentes Elétricos.....	22
3.4.1.	Sistema de controlo eletrónico.....	23
3.4.2.	Sistema de evaporação de água.....	23
3.4.3.	Resistência de descongelação.....	24
3.5.	Funcionamento geral do equipamento.....	25
4.	Ensaio experimental.....	27
4.1.	Condições de ensaio.....	27
4.1.1.	Câmara climatizada.....	27
4.1.2.	Preparação do ensaio.....	28
4.1.3.	Parâmetros de configuração do equipamento no ensaio.....	30
4.2.	Ensaio de temperatura.....	31
4.3.	Ensaio de consumo energético.....	34
5.	Otimização da ilha Futuro Expo.....	38
5.1.	Primeira iteração: Alteração da dimensão dos vidros exteriores.....	38
5.2.	Segunda iteração: Favo retangular.....	43
5.3.	Terceira iteração: Alteração da dimensão dos vidros exteriores e da posição das condutas.....	48
5.4.	Quarta iteração: Favo trapezoidal.....	52
5.5.	Quinta iteração: Descongelação por gás quente.....	56
5.6.	Evolução do consumo energético.....	62
5.7.	Índice de eficiência energética.....	63
6.	Considerações finais.....	65

6.1. Conclusões	65
6.2. Perspetivas e Trabalhos Futuros	66
Referências bibliográficas	67
Anexo A: Ensaio de temperatura para classificação energética.....	70
Anexo B: Determinação do IEE: Coeficientes, fatores de correção e classes energéticas.....	71
Anexo C: área de exposição total.....	74

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 - Máquina de produção de gelo inventada por Ferdinand Carre no século XIX, a qual utilizava um sistema de refrigeração mecânica. [3]	3
Figura 2.2 – Exemplo de alguns modelos de equipamentos de refrigeração comercial, pertencentes ao portefólio da empresa Jordão, a) vitrina, b) mural, c) ilha. [6]	5
Figura 2.3 - Equipamento de refrigeração comercial aberto. [6]	5
Figura 2.4 – Peso relativo dos principais contribuintes para a carga térmica total de refrigeração. [8].....	6
Figura 2.5 - Proposta da legislação f-gas para a redução da percentagem de hidrofluorcarbonetos no mercado europeu. [16].....	8
Figura 2.6 - Etiqueta energética dos aparelhos de refrigeração com função de venda direta, segundo o regulamento de etiquetagem energética (UE) 2019/2018. [15].....	9
Figura 3.1 – Ilha de refrigeração comercial da empresa Jordão, Futuro Expo, 1250 mm de comprimento.....	11
Figura 3.2 – Representação esquemática da remoção de calor de uma fonte fria através de um ciclo frigorífico.	13
Figura 3.3 - Diagrama T-s e representação esquemática do ciclo ideal por compressão a vapor. Adaptado de [17].....	14
Figura 3.4 - Diagrama T-s e representação esquemática do ciclo real por compressão a vapor. Adaptado de [17].....	15
Figura 3.5 - Esquema termodinâmico utilizado no na ilha Futuro Expo. [18].....	16
Figura 3.6 - Compressor alternativo hermético da marca Embraco. [20]	17
Figura 3.7 - Condensador a ar equipado com um moto-ventilador. [21]	18
Figura 3.8 - Exemplo de filtro secador instalado em equipamentos de refrigeração.....	19
Figura 3.9 - Tubo capilar de cobre utilizado como elemento expensor. [22].....	20
Figura 3.10 – Evaporador de expansão direta. [21]	21
Figura 3.11 - Controlador Carel PJEZ easy.	23
Figura 3.12 – Representação gráfica do controlo <i>ON/OFF</i> do compressor.....	23
Figura 3.13 – Aspeto do sistema de evaporação dos condensados.....	24

Figura 3.14 – Resistências elétricas de descongelação, destacadas a preto, posicionadas na região frontal do evaporador da ilha Futuro Expo.	25
Figura 3.15 – Esquema da circulação de ar da ilha Futuro Expo.....	25
Figura 4.1 - Representação esquemática da câmara climatizada, com a indicação da direção do ar e do posicionamento da ilha.	28
Figura 4.2 - Representação do posicionamento dos pacotes de ensaio e das sondas de temperatura no interior da câmara refrigerada, com o respetivo número de identificação, e das dimensões da área refrigerada (em mm) a) vista da conduta de aspiração b) vista de lado com a indicação e cota do limite de carga c) vista de cima com indicação das sondas nos pacotes de ensaio (a vermelho), da sonda de insuflação (26) e aspiração (30) d) vista tridimensional.	29
Figura 4.3 - Medidores de consumo energético dos principais componentes elétricos da ilha Futuro Expo.....	30
Figura 4.4 – Shelly EM utilizado para registar a potência instantânea do equipamento.	30
Figura 4.5 – Localização da sonda de controlo do fim do processo de descongelação e da sonda de controlo do <i>setpoint</i>	31
Figura 4.6 - Registo de temperaturas das diferentes sondas na área refrigerada do equipamento original, correspondente a um período de 24h.	32
Figura 4.7 – Temperatura média dos pacotes de ensaio no equipamento original durante o ensaio de 24 horas.....	33
Figura 4.8 - Curva da potência elétrica do equipamento original ao longo do ensaio de 24h.	35
Figura 4.9 - Detalhe da curva da potência elétrica do equipamento original, correspondente a um período de 3 horas	36
Figura 4.10 - Percentagem do consumo energético de cada componente do equipamento original	37
Figura 5.1 – Análise experimental ao escoamento da cortina de ar da ilha Futuro Expo.....	38
Figura 5.2 - Representação esquemática do escoamento da cortina de ar, com a representação de infiltração de ar exterior.	39
Figura 5.3 - Representação esquemática a) tridimensional e b) bidimensional, do aumento da altura dos vidros em 50 mm, com a indicação da distância entre a linha média do escoamento da cortina de ar e a altura superior da ilha.	39
Figura 5.4 – Primeira iteração efetuada na ilha Futuro Expo, com o incremento da altura dos vidros em 50 mm elaborado em peças de cartão.	40

Figura 5.5 - Registo de temperaturas na área refrigerada do equipamento após a primeira iteração, correspondente a um período de 6h.	41
Figura 5.6 – Comparação da curva da potência elétrica entre o equipamento após a primeira iteração e o equipamento original, num período de 3 horas.....	42
Figura 5.7 – Grelha em formato de favo de mel.....	44
Figura 5.8 – Representação esquemática do efeito de uma grelha em forma de favo de mel num escoamento de ar após passagem pelo ventilador. [27]	44
Figura 5.9 – Grelha em forma de favo de mel empregada na peça de fixação à conduta de insuflação.....	45
Figura 5.10 – Ilha Futuro Expo após a aplicação da grelha em forma de favo de mel.....	45
Figura 5.11 - Registo de temperaturas na área refrigerada do equipamento após a segunda iteração, correspondente a um período de 6h.	46
Figura 5.12 – Comparação da curva da potência elétrica entre o equipamento após a segunda iteração e o equipamento após a primeira iteração, num período de 3 horas.....	47
Figura 5.13 – Representação esquemática da subida das condutas de insuflação e aspiração e do incremento à altura dos vidros, comparativamente ao posicionamento destes na segunda iteração (dimensões em mm).	49
Figura 5.14 - Registo de temperaturas na área refrigerada do equipamento após a terceira iteração, correspondente a um período de 6h.	50
Figura 5.15 – Comparação da curva da potência elétrica entre o equipamento após a terceira iteração e o equipamento após a segunda iteração, num período de 3 horas.....	51
Figura 5.16 – Favo de mel coma forma de um trapézio retangular.	52
Figura 5.17 – Montagem do favo de mel trapezoidal na ilha Futuro Expo.....	52
Figura 5.18 – Influência da utilização de um favo de mel trapezoidal no perfil de velocidades do ar na região de insuflação, sendo que a) não apresenta nenhum favo, b) apresenta um favo retangular e c) apresenta um favo trapezoidal. [28].....	53
Figura 5.19 – Efeito da aplicação do favo de mel trapezoidal (b) na formação da cortina de ar, relativamente ao favo de mel retangular (a).....	53
Figura 5.20 - Registo de temperaturas na área refrigerada do equipamento após a quarta iteração, correspondente a um período de 6h.	54
Figura 5.21 – Comparação da curva da potência elétrica entre o equipamento após a quarta iteração e o equipamento após a terceira iteração, num período de 3 horas.	55

Figura 5.22 – Esquema representativo do processo de descongelação por resistências elétricas. [29].....	57
Figura 5.23 – Esquema termodinâmico da ilha Futuro Expo após a aplicação do sistema de descongelação por <i>bypass</i>	58
Figura 5.24 – Implementação do método de descongelação por <i>bypass</i> no circuito de refrigeração.	59
Figura 5.25 - Registo de temperaturas na área refrigerada do equipamento após a quinta iteração, correspondente a um período de 6h.	59
Figura 5.26 – Comparação da curva da potência elétrica entre o equipamento após a quinta iteração e o equipamento após a quarta iteração, num período de 3 horas.....	60
Figura 5.27 – Evolução do consumo energético dos diferentes componentes da ilha Futuro Expo ao longo das iterações implementadas.....	62
Figura 5.28 – Ilha Futuro Expo com a manta térmica noturna.	63

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1 – Valores limite do índice de eficiência energética impostos pelo regulamento (EU) 2019/2024. [13]	10
Tabela 3.1 – Principais características técnicas da ilha Futuro Expo.	12
Tabela 3.2 – Principais propriedades do fluido R290. [25]	22
Tabela 4.1 - Principais parâmetros de controlo da ilha Futuro Expo.....	30
Tabela 4.2 - Valor mínimo, máximo e médio registado pelas sondas no equipamento original. .	33
Tabela 4.3 - Classes de temperatura dos equipamentos de refrigeração segundo a norma ISO_23953-2_2015.....	34
Tabela 4.4 – Consumo energético por componente do equipamento original durante um período de 24 horas.....	37
Tabela 5.1 - Valor mínimo, máximo e médio registado pelas sondas no equipamento após a primeira iteração.	41
Tabela 5.2 – Consumo energético individualizado do equipamento após a primeira iteração, durante um período de 24 horas, e diferença para o consumo do equipamento original.	43
Tabela 5.3 - Valor mínimo, máximo e médio registado pelas sondas no equipamento após a segunda iteração.	46
Tabela 5.4 – Consumo energético individualizado do equipamento após a segunda iteração, durante um período de 24 horas, e diferença para o consumo do equipamento original e do equipamento na primeira iteração.	48
Tabela 5.5 - Valor mínimo, máximo e médio registado pelas sondas no equipamento após a terceira iteração.....	50
Tabela 5.6 – Consumo energético individualizado do equipamento após a terceira iteração, durante um período de 24 horas, e diferença para o consumo do equipamento original e do equipamento na segunda iteração.	51
Tabela 5.7 - Valor mínimo, máximo e médio registado pelas sondas no equipamento após a quarta iteração.....	54
Tabela 5.8 – Consumo energético individualizado do equipamento após a quarta iteração, durante um período de 24 horas, e diferença para o consumo do equipamento original e do equipamento na terceira iteração.....	56

Tabela 5.9 - Valor mínimo, máximo e médio registado pelas sondas no equipamento após a quinta iteração.....	59
Tabela 5.10 – Consumo energético individualizado do equipamento após a quinta iteração, durante um período de 24 horas, e diferença para o consumo do equipamento original e do equipamento na quarta iteração.	61

LISTA DE SÍMBOLOS

Siglas, abreviaturas e acrónimos

CAE	consumo anual do equipamento;
CAEN	consumo anual do equipamento normalizado;
CFC	Clorofluorcarbonetos;
COP	<i>Coefficient of performance;</i>
HFC	Hidrofluorcarbonetos;
IEE	Índice de eficiência energética;
PAG	Potencial de aquecimento global.

Nomenclatura

A	Área de superfície de transferência de calor	m^2
$E_{diário}$	Consumo energético do equipamento em 24 horas	kWh/24h
h	Entalpia específica	kJ/kg
Q	Taxa de transferência de calor	W
Q_H	Calor rejeitado para a fonte quente	W
Q_L	Calor removido da fonte fria	W
ΔT_{ln}	Diferença de temperatura média logarítmica	$^{\circ}C$
T_H	Temperatura da fonte quente	$^{\circ}C$
T_L	Temperatura da fonte fria	$^{\circ}C$
U	Coefficiente de transferência de calor	$W/m^2 \cdot ^{\circ}C$
$W_{liq.}$	Trabalho líquido	W

1. INTRODUÇÃO

1.1. ENQUADRAMENTO/ MOTIVAÇÃO

Nos dias de hoje, a questão do consumo e da eficiência energética desempenham um papel crucial na busca de um futuro mais sustentável. A crescente procura por energia, juntamente com as preocupações ambientais e a necessidade de reduzir as emissões de gases de efeito estufa, destacaram a relevância da otimização energética em diversos setores industriais.

Nesse contexto, a União Europeia tem vindo a implementar regulamentos e diretrizes destinados a orientar os Estados-Membros e os diversos setores industriais para práticas energéticas mais eficientes. Essas medidas incluem, por exemplo, a diretiva 2009/125/CE, que visa a definição de requisitos de *design* ecológico.

Um dos setores de incidência dessas diretivas é o setor da refrigeração comercial, o qual, abrangendo desde pequenas lojas de retalho até grandes supermercados, desempenha um papel vital na preservação de produtos alimentares. Os sistemas de refrigeração presentes nestes estabelecimentos operam muitas vezes durante 24 horas por dia, 7 dias por semana, resultando num consumo de energia muito elevado. Por este motivo, a União europeia tem estabelecido padrões mínimos de eficiências destes equipamentos, padrões estes, que têm vindo a ficar mais exigentes ao longo dos anos.

Consequentemente, para manterem a competitividade no mercado da refrigeração comercial, os fabricantes são obrigados a conceber produtos cada vez mais eficientes, tornando-se, o que antes era visto como apenas um detalhe, num fator diferenciador para os consumidores.

1.2. OBJETIVOS

Este trabalho tem como principal objetivo a otimização energética de uma ilha de refrigeração comercial fornecida pela empresa José Júlio Jordão, LDA, de modo a posicionar o equipamento dentro dos limites energéticos estabelecidos pelos regulamentos europeus. Durante o processo de otimização deverá ser respeitado o propósito do equipamento, bem como o contexto regulatório da União europeia. Para além disso, um dos objetivos complementares consiste em melhorar a distribuição de temperaturas no interior do equipamento.

Nesse sentido, torna-se essencial uma correta caracterização do estado do equipamento original, onde se inclui uma análise experimental ao comportamento térmico e energético. Com base nessas

informações e em conceitos teóricos, serão efetuadas algumas iterações visando promover a otimização energética do equipamento. A eficácia das iterações será avaliada através de ensaios experimentais.

Por fim, será efetuado um ensaio final para determinar a classificação energética da ilha da refrigeração comercial.

1.3. GUIA DE LEITURA

A dissertação está dividida em seis capítulos. Neste capítulo faz-se o enquadramento do trabalho, a apresentação dos objetivos propostos, uma descrição da organização da dissertação e, por último, faz-se uma breve apresentação da empresa onde o trabalho foi elaborado.

No capítulo 2 apresenta-se o estado da arte sobre alguns tópicos importantes para o caso de estudo. Aborda-se de forma breve a história da refrigeração alimentar, introduz-se a refrigeração comercial e apresenta-se os regulamentos mais relevantes ao nível energético na refrigeração comercial.

No capítulo 3 é feita a caracterização do equipamento em estudo. Descreve-se as suas características técnicas, princípio termodinâmico, componentes termodinâmicos, componentes elétricos e ainda o seu funcionamento geral.

No capítulo 4 apresenta-se o ensaio experimental realizado ao equipamento. É feita uma descrição das condições de ensaio e são analisados os resultados do ensaio de temperatura e de consumo energético.

No capítulo 5 são estudadas e implementadas as melhorias ao equipamento, as quais se dividiram em cinco iterações. Para além disso, determina-se o índice de eficiência energética e a classe de eficiência energética do equipamento.

Por fim, no sexto capítulo, são apresentadas as principais conclusões do trabalho e as sugestões de trabalhos futuros.

1.4. APRESENTAÇÃO DA EMPRESA

A empresa José Júlio Jordão, LDA, comercialmente conhecida por Jordão, teve a sua origem em Guimarães no ano de 1982. A Jordão é responsável pelo desenvolvimento de equipamentos do setor da refrigeração comercial e profissional desde a sua fase de conceção até à fase de comercialização. É uma das empresas líder no mercado europeu no fornecimento de equipamentos de refrigeração personalizados para lojas de pequena, média e de grande dimensão de diversos setores, desde supermercados e cafés até hotéis, restaurantes e a indústria hoteleira em geral.

2. ESTADO DA ARTE

Este capítulo aborda a história da refrigeração alimentar e contextualiza o setor da refrigeração comercial. São também discutidos os desafios relacionados com eficiência energética e as regulamentações da União Europeia, que visam otimizar o consumo de energia e reduzir as emissões de gases de efeito estufa nesta indústria.

2.1. BREVE HISTÓRIA DA REFRIGERAÇÃO ALIMENTAR

A conservação alimentar é uma prática crucial para garantir a segurança e a qualidade dos alimentos. Desde os tempos imemoriais que os seres humanos utilizam diversas técnicas para conservar os alimentos, sendo a salmoura, a defumação e a secagem alguns exemplos desses processos de armazenamento.

Outro dos processos bastante utilizado desde há muitos anos é a refrigeração, que numa fase inicial foi alcançada pelo aproveitamento do gelo. Durante muitos séculos, o gelo era coletado em rios e lagos para, posteriormente, ser armazenado em grandes depósitos isolados. Com o avanço da tecnologia de armazenamento, surgiu o comércio de blocos de gelo, o que possibilitou a disseminação deste método de conservação para outras regiões do globo. [1]

O aumento do nível de qualidade de vida, as necessidades industriais e comerciais da época, e os progressos na ciência no século XIX levaram ao aparecimento dos primeiros sistemas de refrigeração mecânica por compressão. Com estes sistemas surgiram as primeiras máquinas de produção de gelo, Figura 2.1, que apresentavam grandes dimensões e utilizavam, entre outros, o éter etílico e o amoníaco como fluidos frigorigéneos. [2]

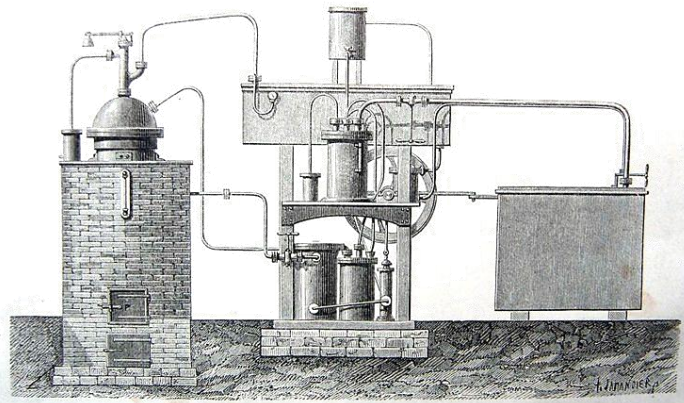


Figura 2.1 - Máquina de produção de gelo inventada por Ferdinand Carre no século XIX, a qual utilizava um sistema de refrigeração mecânica. [3]

Na década de 1920, a refrigeração mecânica já era amplamente utilizada a nível comercial na conservação de alimentos. Já ao nível doméstico, começavam a aparecer as primeiras unidades. Daí em diante, os sistemas implementados na refrigeração foram-se disseminando, passando por alguns avanços ao nível da eficiência, principalmente potencializados com o aparecimento de novos fluidos frigorigéneos, como os clorofluorcarbonetos, CFC.

Atualmente, os aparelhos de refrigeração fazem parte do nosso quotidiano em diversas aplicações, sendo considerados um bem essencial. As tecnologias de refrigeração continuam a sofrer evoluções com o intuito de se tornarem cada vez mais eficientes e sustentáveis.

2.2. REFRIGERAÇÃO COMERCIAL

O processo de refrigeração pode ser definido como a transferência de energia, na forma de calor, de um meio a temperatura mais baixa, área refrigerada, para um meio a temperatura mais elevada. O processo descrito apresenta um papel determinante em áreas com bastante relevância, como é o caso da indústria alimentar. Nesta indústria, os alimentos são conservados a baixas temperaturas, uma vez que, deste modo, existe uma redução na proliferação de microrganismos e, conseqüentemente, um aumento da vida útil do produto.

No setor alimentar os equipamentos de refrigeração são normalmente divididos em três grandes grupos: a refrigeração doméstica, a profissional e a comercial. A refrigeração doméstica engloba os equipamentos que utilizamos nas nossas casas, como os frigoríficos e as arcas congeladoras. A refrigeração profissional abrange os equipamentos presentes em setores comerciais, como por exemplo em restaurantes e supermercados, que apenas têm a finalidade de armazenar o produto e não de o expor. Já a refrigeração comercial compreende todos os equipamentos utilizados no setor do comércio, que têm por objetivo armazenar e expor os produtos alimentares para posterior venda. [4]

O setor da refrigeração comercial tem apresentado um forte crescimento nos últimos anos, sendo que o mercado global dos seus equipamentos foi avaliado em 39,31 bilhões de dólares no ano 2022, estimando-se um crescimento médio de 5,2% ao ano até 2030. Com base nestes dados, verifica-se que continuará a ser um setor de bastante relevância nos próximos anos. [5]

A refrigeração comercial abrange uma vasta gama de equipamentos, que variam nas suas formas consoante o produto e o público-alvo. Na Figura 2.2 encontram-se alguns exemplos de modelos existentes no mercado.



Figura 2.2 – Exemplo de alguns modelos de equipamentos de refrigeração comercial, pertencentes ao portefólio da empresa Jordão, a) vitrina, b) mural, c) ilha. [6]

Estes equipamentos, para além de conservar os produtos colocados no seu interior, devem possuir uma boa iluminação e uma ampla área de visualização, normalmente alcançada pela utilização de vidros ou pela ausência de qualquer barreira física. Estas características contribuem para os ganhos térmicos destes equipamentos que depois se refletem no consumo dos mesmos.

Apesar dos incentivos à eficiência energética levarem os estabelecimentos comerciais a adotar equipamentos fechados, a grande maioria dos equipamentos de refrigeração instalados nos supermercados e em lojas de retalho ainda são do tipo aberto, ou seja, sem uma barreira física entre o ar ambiente e a área refrigerada dos produtos. Tal facto deve-se à parte comercial, pois, a grande vantagem destes equipamentos é que permitem um acesso mais fácil ao produto, o que, segundo estudos de marketing, impulsiona a compra e aumenta as vendas dos estabelecimentos comerciais, compensando a maior fatura energética. Na Figura 2.3 observa-se um mural de refrigeração aberto. [7]



Figura 2.3 - Equipamento de refrigeração comercial aberto. [6]

Contudo, esta estratégia de *merchandising* contribui para um consumo excessivo de energia elétrica, quando comparado com os equipamentos que possuem uma barreira física, por exemplo com portas de vidro. Este aumento de consumo é consequência da infiltração de ar quente proveniente do meio circundante, a qual chega a representar cerca de 70% da carga térmica em alguns equipamentos. Para além do aspeto energético, os equipamentos fechados ainda conseguem reduzir a amplitude de temperaturas registadas na área refrigerada.

Na Figura 2.4 observa-se um gráfico com as principais parcelas da carga térmica de refrigeração de um equipamento aberto, obtido por ensaio experimental. Neste, está presente a parte da iluminação, da radiação, da transmissão de calor pelas paredes do equipamento, dos ventiladores do evaporador e por último, com maior destaque, a parte da infiltração de ar. Toda a carga térmica terá de ser retirada do equipamento por meio de um ciclo frigorífico, o que se traduzirá num consumo energético. Note-se também que neste gráfico foi desprezada a carga térmica para arrefecer o produto.

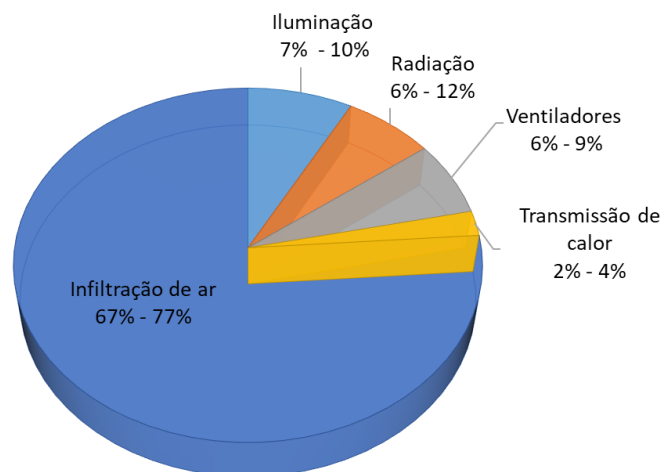


Figura 2.4 – Peso relativo dos principais contribuintes para a carga térmica total de refrigeração. [8]

2.3. LEGISLAÇÃO INCIDENTE NA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA

A eficiência energética é uma forma de avaliar determinado sistema ou processo quanto à utilização eficiente de energia. Por outras palavras, é a relação entre a quantidade de energia que é utilizada para executar uma determinada atividade e a quantidade de energia que é realmente necessária para a executar.

A eficiência energética tem sido reconhecida como uma das principais ferramentas na direção da sustentabilidade, uma vez que o consumo excessivo de energia está associado a fatores como a emissão de gases de efeito estufa, a poluição do ar e o esgotamento de recursos naturais. Além disso, a redução

do consumo de energia pode levar a uma redução dos custos operacionais, o que se torna benéfico tanto para as empresas como para os consumidores. Por estes motivos, nos últimos anos tem-se assistido a uma crescente preocupação com a eficiência energética por todo o mundo. O setor da refrigeração não foge a esta regra. Os equipamentos de refrigeração comercial desempenham um papel fundamental em grandes superfícies comerciais, como os supermercados, e, devido ao seu elevado consumo, chegam a representar cerca de 50% do consumo total de energia elétrica destes estabelecimentos. Fator que leva a uma necessidade crescente de melhorar a sua eficiência energética. [9]

Em resposta a esta questão, a União Europeia tem implementado regulamentos destinados a reduzir a pegada ecológica neste setor comercial, de acordo com os objetivos estabelecidos na Diretiva 2009/125/CE, vulgarmente designada por *ecodesign* ou ERP. Essa diretiva estipula que a comissão europeia deve definir os requisitos de *design* ecológico para todos os produtos relacionados com o consumo de energia que tenham um impacto ambiental significativo, representem um volume considerável de vendas e de comércio, e apresentem potencial para melhorias, desde que tais progressos não impliquem custos excessivos. [10]

Desta diretiva surgiram alguns regulamentos com bastante impacto na refrigeração, como é o caso do regulamento de conceção ecológica (EU) 2015/1095 e o regulamento de etiquetagem energética (EU) 2015/1094, que foram os primeiros a estabelecer requisitos de eficiência energética e de etiquetagem energética, respetivamente, em alguns equipamentos refrigerados profissionais, como os armários refrigerados. Posteriormente, contendo o mesmo propósito, introduziram-se os regulamentos (EU) 2019/2024 e (EU) 2019/2018 para os restantes aparelhos deste setor, onde se incluem as ilhas de refrigeração. [11]

A par da eficiência energética também existe outro regulamento com o objetivo de reduzir o impacto ambiental, o regulamento (EU) 517/2014, vulgarmente conhecido por F-gás, que atua sobre os fluidos frigorigéneos. A preocupação internacional com a utilização dos fluidos frigorigéneos teve maior importância após o protocolo de Montreal. Adotado a 16 de setembro de 1987, o protocolo de Montreal é um acordo global que tem por objetivo a eliminação progressiva de substâncias que enfraquecem a camada de ozono, como os clorofluorcarbonetos (CFC). Ao longo dos anos, foram realizadas várias emendas ao protocolo, conhecidas como "*Montreal Amendments*", que intensificaram os compromissos dos países envolvidos. Uma delas é a emenda de Kigali, que visa a eliminação gradual de substâncias com elevado potencial de aquecimento global, como os hidrofluorcarbonetos (HFC). [12]

2.3.1. REGULAMENTO (UE) 517/2014, F-GÁS

O regulamento F-gás (EU 517/2014) visa reduzir as emissões de gases fluorados com elevado efeito estufa na atmosfera. Estes gases são utilizados em diversos equipamentos, como equipamentos de refrigeração, sistemas de ar condicionado, extintores de incêndio e isolantes elétricos.

O regulamento para além de estabelecer uma série de medidas para controlar a produção, a importação, a exportação, a venda e o abandono, também impõe limitações à utilização de fluidos com elevado potencial de aquecimento global (PAG). A proposta, como ilustrado na Figura 2.5, é reduzir gradualmente a percentagem de hidrofluorcarbonetos, HFC colocados no mercado em 79% (em relação a 2015) até 2030. Deste modo, estes fluidos têm vindo a ser substituídos por hidrocarbonetos, como o propano (R-290), e refrigerantes naturais, como o dióxido de carbono (R744). Contudo, com o objetivo de encontrar novas soluções, ainda existe muita investigação sobre este tema. [13]

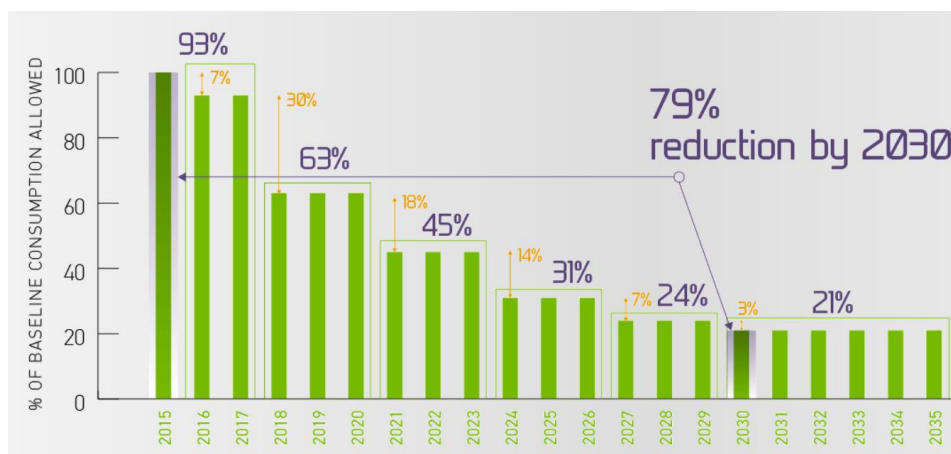


Figura 2.5 - Proposta da legislação f-gas para a redução da percentagem de hidrofluorcarbonetos no mercado europeu. [16]

2.3.1. REGULAMENTO (EU) 2019/2018

O regulamento (EU) 2019/2018 estabelece requisitos específicos para a etiquetagem energética dos aparelhos de refrigeração com função de venda direta, a fim de fornecer informações claras e precisas aos consumidores sobre a eficiência energética desses produtos. Deste modo, os clientes podem comparar vários fabricantes e realizar uma escolha informada na hora de adquirir os produtos.

A etiqueta energética que acompanha os equipamentos está ilustrada na Figura 2.6, onde se destacam informações como o consumo anual de eletricidade em kWh/ano, o volume líquido dos compartimentos e a classe de temperatura (indicada pelas temperaturas máximas e mínimas dos pacotes de ensaio). [15]

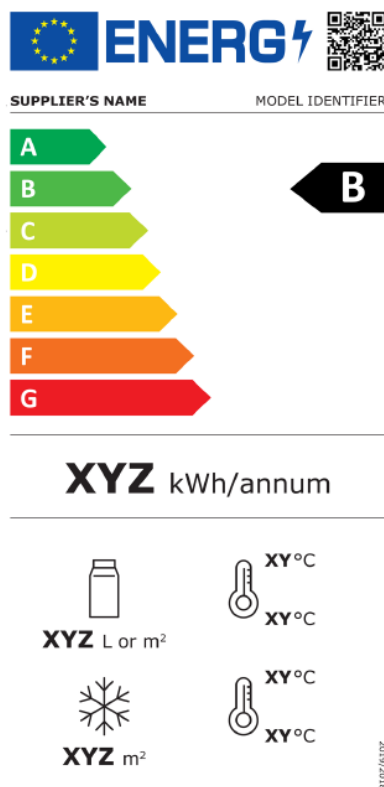


Figura 2.6 - Etiqueta energética dos aparelhos de refrigeração com função de venda direta, segundo o regulamento de etiquetagem energética (UE) 2019/2018. [15]

A classificação presente na etiqueta é indicada através de uma letra de A a G, correspondendo cada letra a um intervalo do Índice de eficiência energética.

2.3.2. REGULAMENTO (EU) 2019/2024

O regulamento de *ecodesign* (EU) 2019/2024, tem como objetivo eliminar produtos menos eficientes e promover a durabilidade e reciclabilidade de materiais, impondo limites mínimos de eficiência energética aos aparelhos de refrigeração destinados a venda direta. Deste modo, para poderem ser comercializados no mercado europeu, os expositores refrigerados devem cumprir os valores mínimos definidos pelo índice de eficiência energética (IEE), Tabela 2.1.

De acordo com o regulamento, o IEE é determinado pela razão entre o consumo anual de energia do equipamento (CAE) e consumo anual de energia normalizado (CAEN). O CAE corresponde ao consumo energético diário médio do equipamento, multiplicado por 365 (dias por ano), expresso em kWh/ano, enquanto o CAEN representa um consumo de referência de acordo com as características do aparelho de refrigeração. [16]

Os valores limite do IEE impostos pelos regulamentos são apresentados na Tabela 2.1.

Otimização do consumo energético de uma ilha de refrigeração comercial

Tabela 2.1 – Valores limite do índice de eficiência energética impostos pelo regulamento (EU) 2019/2024. [16]

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 de tipo tambor	80 [%]

Com a redução do limite do IEE no presente ano, 2023, uma vasta gama de equipamentos deixará de cumprir os requisitos mínimos para poderem ser comercializados na UE, pelo que, os fabricantes do setor serão obrigados a otimizar os seus modelos. Com o avanço da tecnologia e o aumento dos padrões de eficiência, estes limites devem-se tornar mais rigorosos ao longo dos anos.

Assim sendo, através do presente regulamento, a União Europeia procura não só reduzir o consumo energético destes equipamentos, como também fomentar a inovação tecnológica e a adoção de práticas mais sustentáveis na indústria de refrigeração.

3. CARACTERIZAÇÃO DO EQUIPAMENTO DE ESTUDO

O estudo de otimização de eficiência energética será realizado a uma ilha de refrigeração comercial denominada ilha Futuro Expo, a qual integra o portfólio da empresa José Júlio Jordão, Lda. A ilha Futuro Expo é um expositor horizontal *plug-in*, de temperatura positiva, destinado a uma vasta variedade de produtos embalados, como carnes, laticínios, frutas, legumes e bebidas. A principal vantagem das ilhas refrigeradas é a ampla visibilidade dos seus produtos, visto que possuem uma exposição 360°, aspeto que as torna ideais para ações promocionais em estabelecimentos comerciais.

O modelo Futuro Expo, Figura 3.1, é um equipamento aberto que possui três versões, que se diferenciam no comprimento do equipamento (versão 937 mm, 1250 mm, 1850 mm), sendo que para este estudo será analisado o equipamento com 1250 mm de comprimento.



Figura 3.1 – Ilha de refrigeração comercial da empresa Jordão, Futuro Expo, 1250 mm de comprimento.

Apesar de nos últimos anos os equipamentos fechados terem ganho bastante relevo, os equipamentos abertos continuam a ser os mais utilizados nos estabelecimentos comerciais, o que ainda torna relevante o seu estudo. A importância da utilização de um sistema aberto é ainda mais evidente no caso das ilhas de refrigeração, dado que são muitas vezes utilizadas para fins promocionais, onde o objetivo é garantir a venda por impulso. Para além disso, é importante mencionar que estes dispositivos apresentam menor eficiência, o que aumenta o potencial de redução do consumo energético. Esta redução é essencial para a permanência destes equipamentos no mercado europeu, em virtude dos regulamentos cada vez mais limitativos.

3.1. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

Na tabela seguinte são apresentadas as principais características técnicas da ilha Futuro Expo, onde constam dados sobre as suas dimensões, componentes termodinâmicos e potências nominais de funcionamento.

Tabela 3.1 – Principais características técnicas da ilha Futuro Expo.

Dimensões	Comprimento	1250 mm
	Largura	1170 mm
	Altura	955 mm
Área de exposição total		2,07 m ²
Classe climática		3
Capilar	Comprimento	2500 mm
	Diâmetro	1,2 mm
Compressor	Referência	EMX6181U
	Potência nominal	2 x 294 W
Ventiladores do condensador	Referência	2 x EBM PAPSTM4Q045-CA03-51
	Potência nominal	72 W
Ventiladores do evaporador	Referência	2x AC 3200 JLLU
	Potência nominal	2 x 12 W
Potência nominal de Refrigeração		1132 W
Potência nominal de Descongelação		1952 W
Potência frigorífica		1046 W

3.2. PRINCÍPIO TERMODINÂMICO

Por conhecimento geral, sabe-se que o calor flui apenas num sentido, do corpo a uma temperatura superior para um corpo a uma temperatura inferior. Este processo instantâneo vai de encontro à segunda lei da termodinâmica, que afirma que o estado de entropia de todo o universo, como um sistema isolado, irá sempre aumentar com o tempo.

Como o processo inverso de transferência de calor não pode ocorrer sem nenhuma ação, para se conseguir remover calor de uma fonte a temperatura mais baixa, é necessário fornecer trabalho através de uma máquina frigorífica. As máquinas frigoríficas trabalham segundo um ciclo, onde circula um fluido refrigerante. Na Figura 3.2 está representado um exemplo deste processo, onde Q_L representa o calor removido da fonte fria, Q_H o calor rejeitado para a fonte quente e W_{liq} o trabalho líquido realizado. [17]

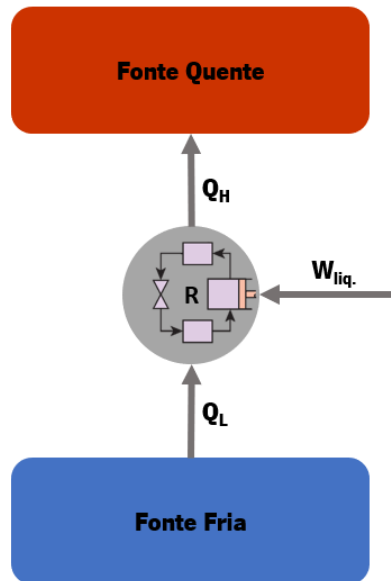


Figura 3.2 – Representação esquemática da remoção de calor de uma fonte fria através de um ciclo frigorífico.

A eficiência das máquinas frigoríficas é expressa através do Coeficiente de Desempenho (COP – *Coefficient of performance*), que apresenta a relação entre o calor removido e o trabalho realizado, e pode ser expresso pela seguinte fórmula:

$$COP = \frac{Q_L}{W_{liq.}} \quad (3.1)$$

Como anteriormente referido, no processo de refrigeração, para se conseguir remover o calor de um espaço refrigerado utiliza-se um ciclo frigorífico, contudo, existem outros tipos de sistemas de refrigeração, como a refrigeração por absorção e a refrigeração por sistemas termoelétricos.

Dentro dos ciclos frigoríficos, o ciclo que mais se destaca no setor da refrigeração comercial é o ciclo por compressão a vapor de um estágio, embora existam outros ciclos importantes na refrigeração, como o ciclo por compressão a vapor em cascata, por andares ou o ciclo de *Brayton* invertido. Na ilha Futuro expo utiliza-se o ciclo por compressão a vapor de um estágio para remover o calor do espaço refrigerado.

3.2.1. CICLO IDEAL POR COMPRESSÃO A VAPOR

Numa máquina frigorífica que trabalhe segundo o ciclo ideal por compressão a vapor, Figura 3.3, o fluido entra no compressor no estado de vapor saturado (1) e é comprimido isentropicamente até atingir uma dada pressão que garanta uma temperatura de saturação superior à da fonte quente (2).

Posteriormente, através de um condensador, o fluido rejeita calor para a fonte quente até alcançar o estado de líquido saturado (3), nesse ponto, sofre uma queda de pressão por meio de um dispositivo estrangulador, provocando a vaporização parcial do fluido e conseqüente queda de temperatura (4). Por último, entra no evaporador e, através da absorção do calor do espaço refrigerado, evapora completamente.

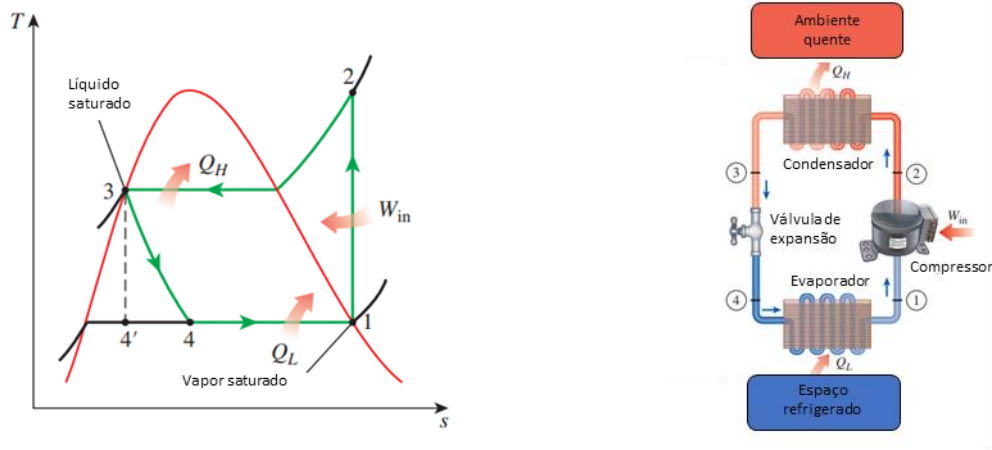


Figura 3.3 - Diagrama T-s e representação esquemática do ciclo ideal por compressão a vapor. Adaptado de [17]

A área abaixo da curva 4-1 representa o calor absorvido pelo fluido frigorígeno do espaço refrigerado, enquanto a área abaixo da curva 2-3 representa o calor rejeitado no condensador.

Tratando o compressor como um elemento adiabático e tendo em consideração que o condensador e o evaporador não envolvem trabalho, o coeficiente de desempenho de uma máquina frigorífica que trabalhe segundo este ciclo, pode ser expresso pela equação:

$$COP = \frac{q_L}{w_{liq.}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (3.2)$$

3.2.2. CICLO REAL POR COMPRESSÃO A VAPOR

As principais diferenças entre o ciclo real e o ciclo ideal de compressão a vapor devem-se às irreversibilidades que ocorrem nos vários componentes do sistema. As fontes predominantes de irreversibilidades são a perda de pressão do fluido frigorígeno, devido à fricção do escoamento, e a transferência de calor para a vizinhança.

Pela análise da Figura 3.4, onde se encontra a representação do ciclo real por compressão a vapor, verificam-se algumas diferenças no diagrama T-s face ao ciclo ideal. No ponto de entrada no compressor é necessário assegurar que o fluido se encontra totalmente vaporizado, pelo que se utiliza um sobreaquecimento. Este fator, juntamente com a perda de pressão no evaporador e nos ganhos térmicos na linha de conexão até ao compressor, resulta no aumento do volume específico do fluido, o que aumenta o trabalho realizado pelo compressor e, conseqüentemente, a diminuição de eficiência.

No processo ideal a compressão é isentrópica, o que não acontece no ciclo real devido aos efeitos de fricção e à transferência de calor. Outra das discrepâncias está na fase de condensação, no caso ideal a troca térmica ocorre isotermicamente até ao ponto de saturação, enquanto no caso real, devido às perdas de carga, existe uma diminuição da temperatura. Também no ciclo real, de modo a garantir que o fluido está completamente condensado antes da entrada no dispositivo de expansão, utiliza-se um subarrefecimento, o que se torna benéfico, uma vez que neste caso o fluido entra no evaporador com uma entalpia mais baixa, e, portanto, pode absorver mais calor.

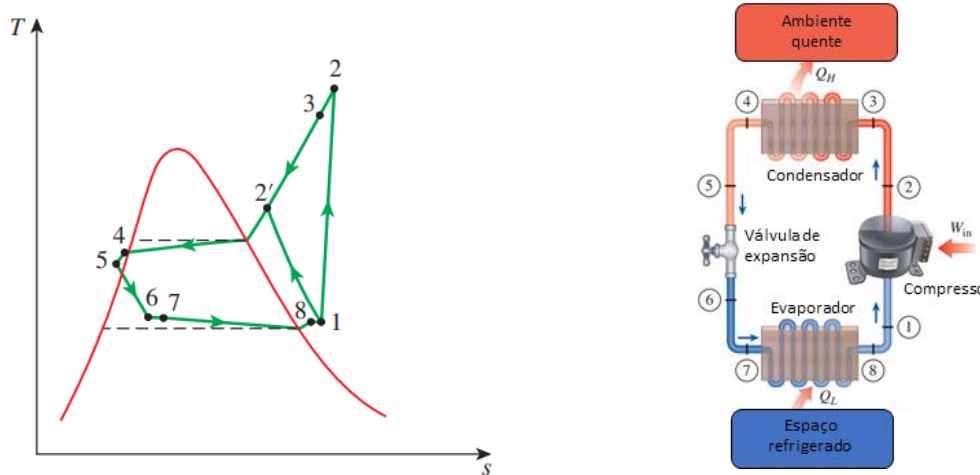


Figura 3.4 - Diagrama T-s e representação esquemática do ciclo real por compressão a vapor. Adaptado de [17]

3.3. COMPONENTES TERMODINÂMICOS

O sistema termodinâmico da ilha Futuro Expo opera segundo o ciclo real por compressão a vapor, encontrando-se esquematizado na Figura 3.5. Este sistema é composto por cinco componentes principais: compressor, condensador, filtro secador, elemento expansor e evaporador. No interior do circuito formado pelos diferentes componentes circula o fluido frigorigéneo.

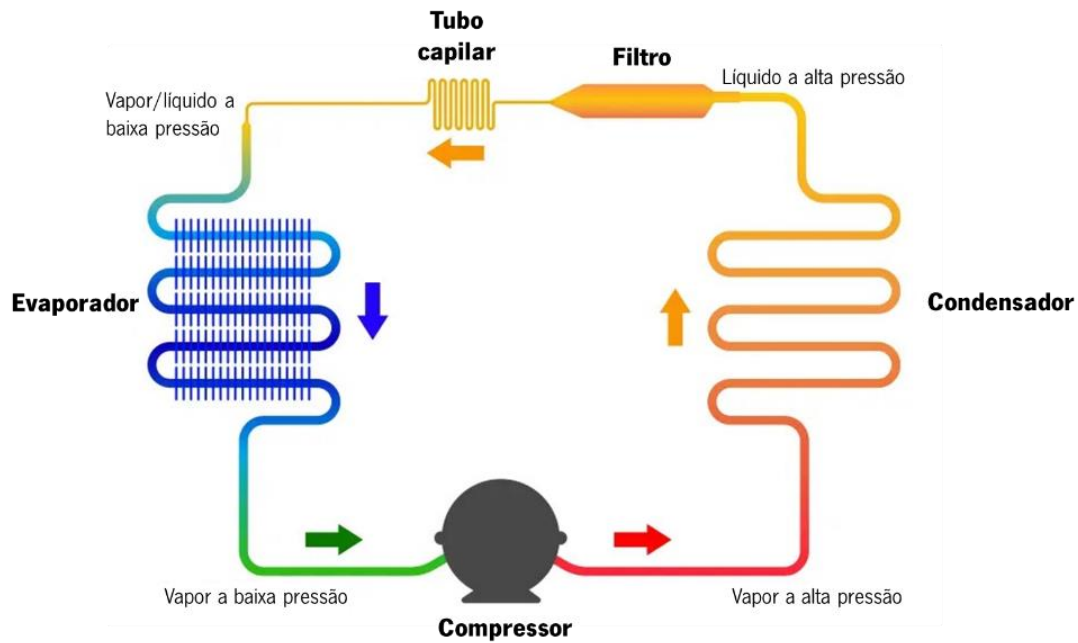


Figura 3.5 - Esquema termodinâmico utilizado no na ilha Futuro Expo. [18]

O equipamento em estudo é composto por dois grupos termodinâmicos independentes, pelo que, com exceção do evaporador (constituído por dois circuitos no mesmo componente), todos os componentes encontram-se duplicados.

Nos próximos subcapítulos será realizada uma breve descrição de cada um dos elementos anteriormente referidos, tendo por base os modelos presentes no equipamento em estudo.

3.3.1. COMPRESSOR

O compressor é considerado o coração do sistema de refrigeração, uma vez que tem a função de comprimir o fluido frigorigéneo, desencadeando assim a sua movimentação por todo o sistema. O fluido entra no compressor a baixa pressão e baixa temperatura, e sai do compressor a alta pressão e alta temperatura, no estado de vapor sobreaquecido.

Os compressores podem ser divididos consoante o modo de funcionamento, existindo os compressores alternativos, os de parafuso, os centrífugos e os axiais. Para além desta classificação, os compressores também podem ser divididos em abertos, semi-herméticos e herméticos. Nos abertos, o compressor está separado do motor e a transmissão é feita por correias. Nos semi-herméticos o compressor e o motor estão acoplados e fechados no mesmo invólucro, com possibilidade de abertura. Já os herméticos, o compressor e o motor estão acoplados num invólucro selado. [19]

A seleção do tipo de compressor está dependente da aplicação e de alguns parâmetros, tais como a capacidade de refrigeração, a eficiência energética, a dimensão e o custo. Na ilha em estudo e na

grande maioria dos equipamentos de refrigeração comercial, utilizam-se os compressores alternativos herméticos, devido principalmente a serem estanques, compactos e possuírem um custo acessível.

Na Figura 3.6 é ilustrado um exemplo de um compressor alternativo hermético.



Figura 3.6 - Compressor alternativo hermético da marca Embraco. [20]

Nos compressores alternativos, a compressão do fluido é realizada por meio do deslocamento de um pistão no interior de um cilindro. O movimento alternativo do pistão é acionado por um motor elétrico que transfere o movimento através de uma cambota e de uma biela. O ciclo de compressão pode ser dividido em três fases, na primeira fase, o movimento descendente do pistão aumenta o volume do cilindro, o que provoca uma pressão negativa e a consequente entrada do fluido pela válvula de admissão. Posteriormente, ocorre a fase de compressão, onde o movimento do pistão diminui o volume interno, promovendo o aumento da pressão e da temperatura do fluido. Por último, devido ao aumento da pressão interna, a válvula de descarga abre-se e o fluido é expulso do compressor.

Na Tabela 3.2 apresenta-se algumas características do compressor alternativo hermético utilizado no equipamento em estudo.

Tabela 3.2 – Características do compressor utilizado no equipamento em estudo, sendo os valores de performance definidos para uma temperatura de evaporação de -10°C e uma temperatura de condensação de 35°C .

Propriedade	valor
Modelo	Embraco EM X6181U
Fluido	R-290
Capacidade frigorífica	618 W
Potência de consumo	225 W
Caudal de fluido	6,92 Kg/h

3.3.2. CONDENSADOR

O condensador tem a função de permutar calor, permitindo ao fluido refrigerante rejeitar calor para o meio ambiente. O fluido entra no condensador no estado de vapor sobreaquecido, arrefece até ao estado de vapor saturado, condensa e arrefece até uma temperatura ligeiramente inferior à temperatura de condensação, saindo assim do condensador no estado de líquido comprimido. Como mencionado no ciclo por compressão a vapor, este processo dá-se a uma pressão praticamente constante.

Os principais tipos de condensadores utilizados na refrigeração são os condensadores arrefecidos a ar, os arrefecidos a água e os evaporativos. Nos equipamentos de refrigeração comercial, incluindo no equipamento em estudo, os condensadores mais utilizados são os arrefecidos a ar (Figura 3.7), devido ao facto da instalação ser mais simples e de possuírem um menor custo.



Figura 3.7 - Condensador a ar equipado com um moto-ventilador. [21]

Os condensadores arrefecidos a ar, projetados para ampliar a área de troca de calor, incluem tipicamente tubos alhetados. Normalmente também são equipados com um ventilador axial, cujo propósito é aumentar a velocidade do ar e, por conseguinte, o coeficiente de transferência de calor.

Um parâmetro importante no dimensionamento de um condensador é a sua potência, que é dada pela seguinte expressão:

$$Q = UA\Delta T_{ln} \quad (3.3)$$

Tabela 3.3 – Características do condensador utilizado no equipamento em estudo, equipado com um ventilador com um caudal de ar de 540 m³/h.

Propriedade	valor
Dimensões (comprimento x largura x altura)	330 mm x 110 mm x 268mm
Espaçamento entre alhetas	3,2 mm
Área de superfície	2,84 m ²
Volume interno	0,51 dm ³
Capacidade ($\Delta T=15K$)	1,26 kW

3.3.3. FILTRO SECADOR

Os filtros secadores são instalados nos sistemas de refrigeração com o objetivo de reter a humidade, ácidos e as partículas sólidas, como pequenas limalhas de metal provenientes do desgaste de componentes. Normalmente é instalado antes do componente expensor para prevenir a sua obstrução.

O filtro secador, ilustrado na Figura 3.8, é composto por partículas dessecantes e deve ser escolhido de acordo com sua aplicação, levando em conta aspetos como o fluido frigorigéneo, as pressões de trabalho e o fluxo de massa.



Figura 3.8 - Exemplo de filtro secador instalado em equipamentos de refrigeração.

3.3.4. ELEMENTO EXPANSOR

O elemento expensor é instalado antes do evaporador e tem como função reduzir a pressão e regular o caudal do refrigerante líquido que entra no evaporador. O fluido entra no elemento expensor no estado de líquido comprimido a pressão elevada e sofre uma queda de pressão. Esta queda de pressão provoca a mudança de fase parcial do fluido e a diminuição da sua temperatura, que é tanto mais acentuada quando maior for a queda de pressão. Assim, o refrigerante sai do evaporador numa mistura bifásica a baixa pressão e baixa temperatura.

No mercado existem diversos tipos de elementos de expansão, tais como os tubos capilares, as válvulas de expansão de pressão constante, as válvulas de expansão termostáticas e as válvulas de expansão eletrônicas. No equipamento em estudo e nos sistemas de refrigeração comercial de menor capacidade são comumente utilizados os tubos capilares, devido à sua simplicidade e baixo custo. [19]

Na Figura 3.9 ilustra-se um exemplo de um tubo capilar.



Figura 3.9 - Tubo capilar de cobre utilizado como elemento expensor. [22]

O tubo capilar consiste num tubo de pequeno diâmetro, de comprimento fixo, normalmente apresentado num enrolamento. Os tubos capilares são projetados para proporcionar uma resistência significativa ao fluxo do refrigerante líquido, o que resulta numa expansão do líquido devido à queda de pressão. A queda de pressão desejada é função do diâmetro e do comprimento do tubo capilar, e, ao contrário de outros elementos expansores, como as válvulas termostáticas ou as válvulas eletrônicas, o tubo capilar não é ajustável à variação de carga térmica, devendo ser dimensionado para condições específicas de funcionamento.

No caso da ilha Futuro Expo, os dois tubos capilares instalados apresentam um diâmetro de 1,2 mm e um comprimento de 2500 mm.

3.3.5. EVAPORADOR

De modo semelhante ao condensador, o evaporador é também um permutador de calor, contudo, em vez de rejeitar calor, este componente absorve o calor do espaço refrigerado. Neste componente, o fluido entra numa mistura bifásica de líquido mais vapor e sai no estado de vapor com um ligeiro sobreaquecimento. Tal como no condensador, esta mudança de fase dá-se a pressão e temperatura praticamente constantes.

Na ilha Futuro Expo utiliza-se um evaporador de expansão direta arrefecido a ar, ilustrado na Figura 3.10. Estes evaporadores são construídos por tubos alhetados em forma de serpentina, e, normalmente,

recorre-se à ventilação forçada para aumentar a sua potência e melhorar a distribuição de ar nos equipamentos.

Para além da remoção do calor sensível do ar, o evaporador também remove calor latente, pelo que, quando a evaporação ocorre a temperaturas negativas, existe a possibilidade de formação de gelo entre as alhetas. Este fator leva a que o espaçamento entre alhetas seja mais elevado comparativamente aos condensadores.



Figura 3.10 – Evaporador de expansão direta. [21]

Tabela 3.4 – Características do evaporador utilizado no equipamento em estudo, equipado com dois ventiladores com um caudal de ar individual de 42 m³/h.

Propriedade	valor
Dimensões (comprimento x largura x altura)	1005 mm x 375 mm x 120mm
Espaçamento entre alhetas	6 mm
Nº de tubos	26
Área de superfície	8,23 m ²
Volume interno	3,31 dm ³
Capacidade ($\Delta T=10K$)	1,3 kW

3.3.6. FLUIDO FRIGORIGÉNEO

O fluido frigorigéneo é um produto químico com uma boa capacidade para absorver e libertar calor. A sua principal função é transportar calor de um local para outro, neste caso, do interior do equipamento para o meio ambiente. Durante o ciclo frigorífico, este composto passa do estado líquido para o estado gasoso e vice-versa, tirando proveito do seu calor latente.

A escolha do fluido frigorigéneo depende das condições de operação do equipamento, bem como das propriedades do fluido, como as propriedades físicas, termodinâmicas e químicas. Para além disso, é essencial ter em consideração os fatores económicos, de segurança e ambientais. [23]

Nos equipamentos de refrigeração comercial mais antigos, os principais refrigerantes utilizados eram o R-404 e o R-134a, contudo, devido ao seu elevado potencial de aquecimento global (PAG), estes fluidos estão a desaparecer do mercado, principalmente quando se olha para o mercado europeu. Em substituição, a indústria tem optado pela utilização dos hidrocarbonetos nos grupos compressores dos seus equipamentos, como o R-290. [24]

O R-290 (propano) é um fluido natural da família dos hidrocarbonetos. Comparativamente aos fluidos halogenados, este refrigerante possui propriedades termodinâmicas superiores, o que proporciona uma maior eficiência dos equipamentos e uma redução de cerca de 40% na carga de refrigerante, tornando a sua utilização mais econômica. Além disso, o R-290 não é tóxico e possui um impacto ambiental reduzido devido ao baixo potencial de aquecimento global (PAG=3) e ao potencial de destruição da camada de ozono nulo. [25]

Na Tabela 3.5 são apresentadas as principais propriedades do R-290.

Tabela 3.5 – Principais propriedades do fluido R-290. [25]

Propriedade	Valor
Massa molecular	44 g/mol
Temperatura de ebulição	-42 °C
Temperatura crítica	96,7 °C
Calor latente (-10 °C)	375 kJ/kg
Massa volúmica líquido saturado (-10°C)	542 kg/m ³
Capacidade volumétrica (-10°C)	1846 kJ/m ³
PAG	3
Limite inferior de inflamabilidade	0,038 kg/m ³
Temperatura de autoignição	470 °C

O principal fator negativo do propano é a sua elevada inflamabilidade. Atualmente, a sua utilização no mercado europeu é regulada por normas de segurança que estabelecem limites de carga de refrigerante de acordo com o local de aplicação e instalação. [11]

No equipamento em estudo cada circuito termodinâmico utiliza uma carga de 130g de R-290.

3.4. COMPONENTES ELÉTRICOS

Para além da parte termodinâmica, o equipamento possui outros sistemas essenciais para o correto funcionamento do equipamento, como o sistema de controlo eletrónico, o sistema de evaporação de água e a resistência de descongelação.

3.4.1. SISTEMA DE CONTROLO ELETRÓNICO

O sistema de controlo eletrónico é responsável por comandar o funcionamento dos restantes componentes, ou seja, é o cérebro do equipamento. O controlador (Figura 3.11), com base nos parâmetros pré-definidos e na informação recebida das sondas de temperatura, coordena os vários componentes.



Figura 3.11 - Controlador Carel PJEZ easy.

Neste equipamento, a estabilidade da temperatura no interior da câmara refrigerada consegue-se através do controlo *on/off* do compressor. O compressor é acionado pelo controlador quando a temperatura da ilha atinge o somatório do *setpoint* com o diferencial definido, sendo desligado quando a temperatura alcança o *setpoint*, como representado na Figura 3.12.

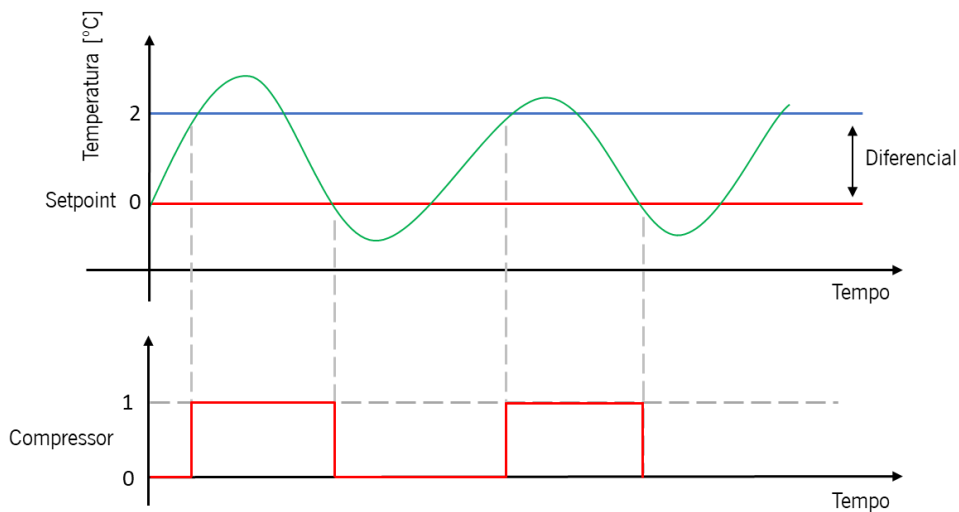


Figura 3.12 – Representação gráfica do controlo *ON/OFF* do compressor.

3.4.2. SISTEMA DE EVAPORAÇÃO DE ÁGUA

No processo de refrigeração, devido às temperaturas abaixo do ponto de orvalho, ocorre a condensação da humidade presente no ar, pelo que é necessário a existência de um sistema capaz de remover a água condensada do equipamento. Dado que a ilha tem por objetivo a flexibilidade de deslocamento, o sistema de eliminação dos condensados está integrado no próprio equipamento.

Deste modo, recorre-se ao sistema de evaporação, ilustrado na Figura 3.13, que consiste num reservatório integrado com uma resistência. A resistência de cartucho PTC (*positive temperature coefficient*) é capaz de ajustar a sua potência de acordo com a temperatura, isto é, à medida que a temperatura aumenta, a resistência elétrica também aumenta, o que faz diminuir a intensidade da corrente e consequentemente a potência dissipada.

Assim sendo, quando a resistência de cartucho está totalmente submersa em água, a sua temperatura não ultrapassa os 100 °C, o que a faz atuar à potência máxima. No entanto, à medida que a água evapora e a resistência deixa de estar completamente submersa, a sua temperatura aumenta, resultando na diminuição da potência dissipada. Logo, quando a bandeja está vazia, o consumo deste componente é mínimo.

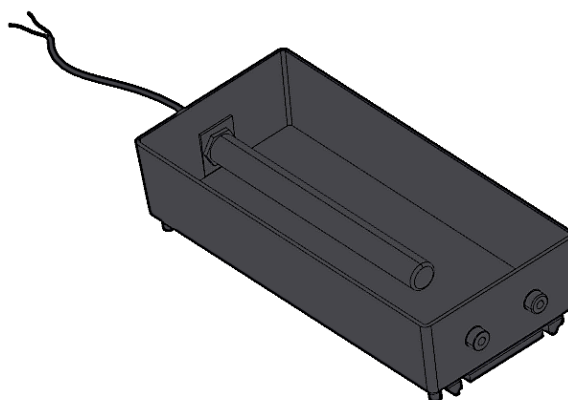


Figura 3.13 – Aspeto do sistema de evaporação dos condensados.

3.4.3. RESISTÊNCIA DE DESCONGELAÇÃO

Uma vez que o evaporador trabalha com temperaturas negativas, parte da água condensada, derivada da humidade do ar, solidifica nas alhetas. O gelo formado bloqueia a passagem do ar e reduz a eficiência do evaporador. Nesse sentido, por forma a remover o gelo, é necessário a existência de um processo de descongelação.

O processo de descongelação pode ser realizado de diferentes modos, sendo que neste equipamento são utilizadas resistências elétricas posicionadas na região frontal do evaporador (ver Figura 3.14). Estas resistências, acionadas de acordo com os parâmetros definido no controlador, fornecem calor ao evaporador maioritariamente através de condução.

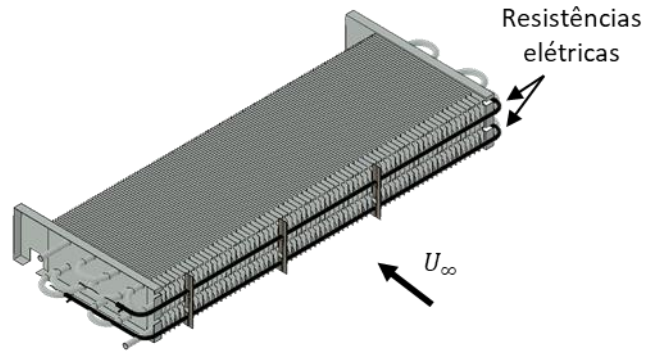


Figura 3.14 – Resistências elétricas de descongelação, destacadas a preto, posicionadas na região frontal do evaporador da ilha Futuro Expo.

3.5. FUNCIONAMENTO GERAL DO EQUIPAMENTO

Na ilha Futuro Expo, a preservação dos alimentos é realizada por meio da refrigeração, sendo a circulação de ar no equipamento um dos aspetos fundamentais. Na Figura 3.15 é apresentado um desenho esquemático da circulação do ar no interior do equipamento em estudo.

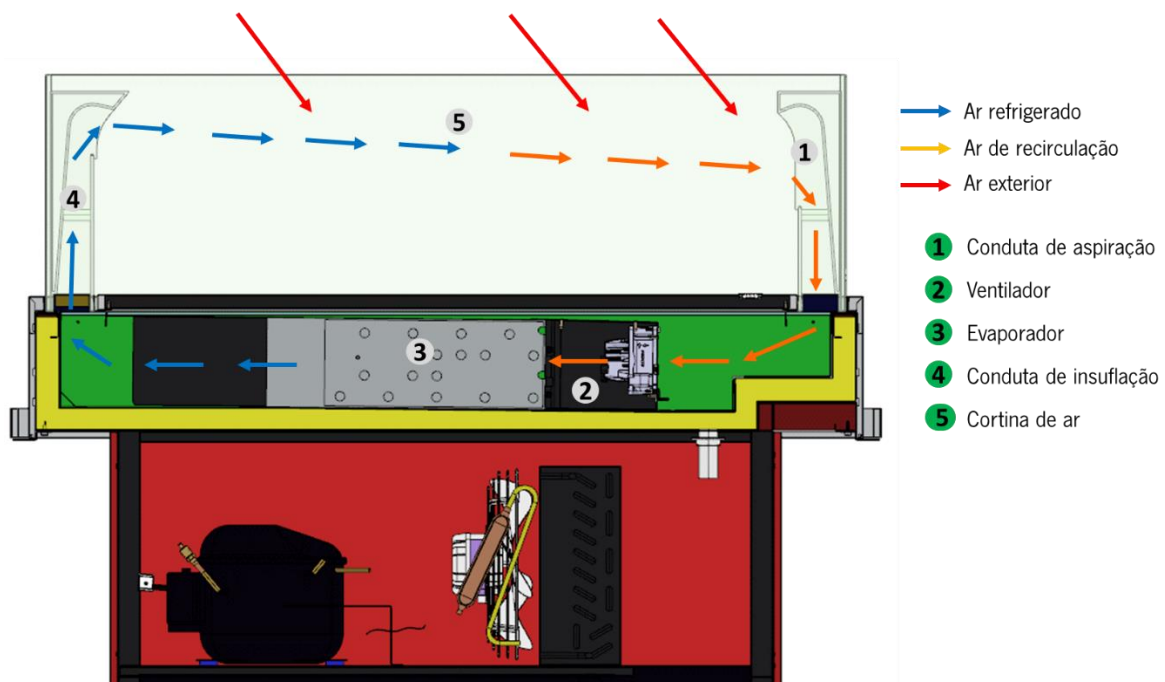


Figura 3.15 – Esquema da circulação de ar da ilha Futuro Expo.

O ar é aspirado pela conduta de aspiração (1) como resultado da pressão negativa provocada pelo ventilador (2). Após atravessar o ventilador, o ar permuta calor no evaporador (3), resultando na diminuição da sua temperatura e da sua humidade absoluta. Posteriormente, o ar é direccionado para a parte superior do equipamento através da conduta vertical (4) e é insuflado para a zona refrigerada do

equipamento. Ao atravessar o equipamento, o ar insuflado a baixa temperatura absorve a carga térmica da zona refrigerada, contribuindo para a redução das temperaturas na área de exposição dos produtos.

As condutas de insuflação e aspiração são projetadas para formar uma cortina de ar (5). Na conduta de insuflação, a zona de saída de ar, ausente de qualquer defletor, apresenta uma área de secção de 0,086 m² e velocidade média do ar insuflado ao longo da conduta é cerca de 0,27 m/s.

Uma vez que se trata de um equipamento aberto, a cortina é a responsável por criar uma barreira entre a área refrigerada e o ar ambiente, de forma a diminuir a quantidade de ar exterior infiltrado. Deste modo, existe uma melhoria não só na eficiência energética do equipamento, como também na uniformização da temperatura e na conservação dos produtos. Contudo, existe sempre uma percentagem de ar exterior (com temperatura e humidade absoluta superiores) que é aspirado pelo ventilador e se mistura com o ar de recirculação, trazendo consigo uma carga térmica adicional.

4. ENSAIO EXPERIMENTAL

Neste capítulo apresenta-se o ensaio experimental realizado à ilha Futuro Expo, o qual teve por objetivo a caracterização do estado inicial do equipamento e a obtenção de informações relevantes para a otimização da sua eficiência. No ensaio, realizado de acordo com a norma ISO 23953-2:2015, avaliou-se a distribuição de temperaturas no interior da área refrigerada e o desempenho energético. Com base nos resultados obtidos, será possível identificar as áreas que apresentam maior potencial de otimização.

A norma ISO 23953-2:2015 estabelece os requisitos relativos à construção, características e desempenho de equipamentos de exposição refrigerados utilizados na comercialização e exposição de produtos alimentares. Na norma também são definidas as condições de ensaio e os métodos para verificar a conformidade com os requisitos. [26]

4.1. CONDIÇÕES DE ENSAIO

Para a realização do ensaio experimental é necessário ter em consideração alguns aspetos relevantes. Assim, neste subcapítulo é feita a descrição do local de ensaio, do modo de preparação do ensaio e também dos principais parâmetros de configuração utilizados nesta primeira análise experimental.

4.1.1. CÂMARA CLIMATIZADA

O ensaio experimental teve lugar numa câmara climatizada da empresa Jordão, a qual apresenta 6,20 metros de comprimento, 4,00 metros de largura e 2,60 metros de altura.

Relativamente às condições no interior da câmara, a temperatura pode variar entre +10°C e +50°C e a humidade relativa entre os 30% e os 90%. Quanto à velocidade do escoamento do ar, esta pode variar entre 0 e 0,3 m/s.

Nos ensaios ao equipamento, manteve-se uma temperatura de 25°C e uma humidade relativa de 60%, valores correspondentes à classe climática 3 da norma utilizada. Estas condições ambientais são as normalmente encontradas em estabelecimentos comerciais.

Na Figura 4.1 é representado o posicionamento do equipamento no interior da câmara climatizada. Este posicionamento é importante visto que o movimento do ar dentro da câmara tem alguma influência no funcionamento do equipamento.

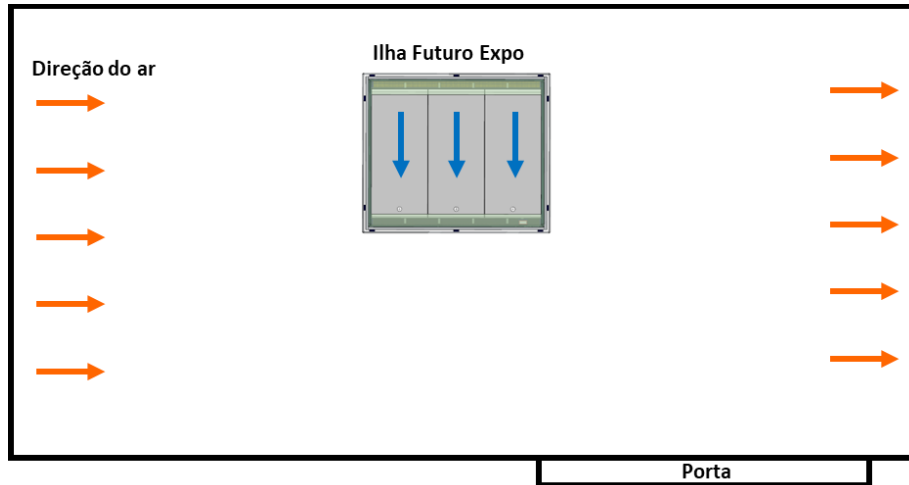


Figura 4.1 - Representação esquemática da câmara climatizada, com a indicação da direção do ar e do posicionamento da ilha.

4.1.2. PREPARAÇÃO DO ENSAIO

Com o propósito de simular o produto real refrigerado, o equipamento deve ser carregado com pacotes de ensaio certificados até ao limite de carga especificado pelo fabricante (Figura 4.2 b)). Estes pacotes apresentam a forma de paralelepípedo e as suas dimensões, massas e propriedades térmicas são especificadas pela norma de ensaio referida. Após a colocação dos produtos de teste no equipamento, é necessário aguardar durante um período de 24 horas para que a temperatura dos pacotes estabilize.

Na Figura 4.2 encontra-se esquematizada a distribuição do produto no interior da ilha refrigerada de acordo com a norma ISO 23953-2:2015. Nesta figura também se apresenta o posicionamento das sondas utilizadas para registar a variação de temperatura no equipamento, correspondendo os pontos vermelhos à localização das sondas nos produtos e os pontos azuis às sondas localizadas nas condutas de insuflação e de aspiração do ar. Dado que o número de sondas disponíveis é limitado, estas são colocadas nos pacotes localizados nas regiões mais críticas da área refrigerada, neste caso, na camada superior dos pacotes de ensaio localizados junto dos vidros.

Otimização do consumo energético de uma ilha de refrigeração comercial

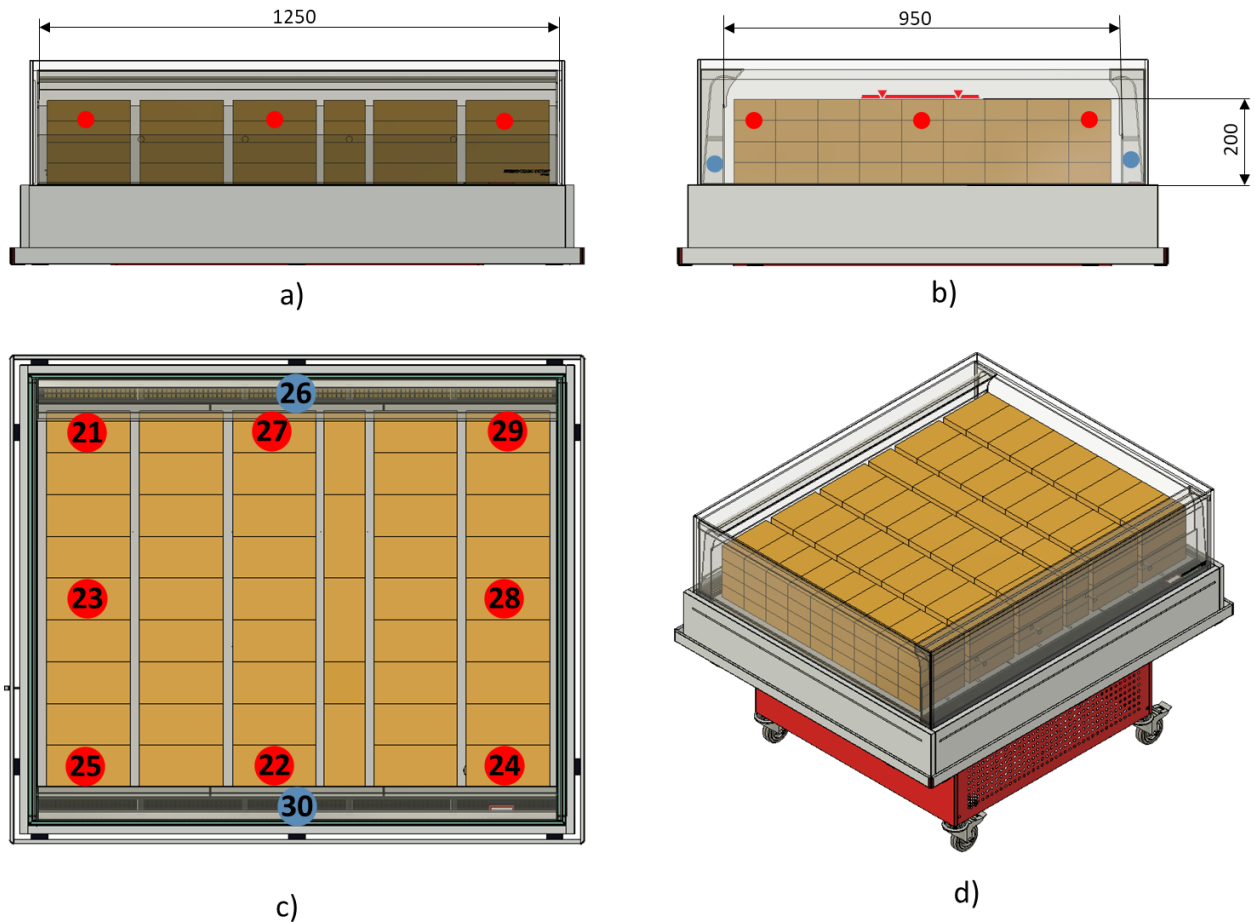


Figura 4.2 - Representação do posicionamento dos pacotes de ensaio e das sondas de temperatura no interior da câmara refrigerada, com o respetivo número de identificação, e das dimensões da área refrigerada (em mm) a) vista da conduta de aspiração b) vista de lado com a indicação e cota do limite de carga c) vista de cima com indicação das sondas nos pacotes de ensaio (a vermelho), da sonda de insuflação (26) e aspiração (30) d) vista tridimensional.

Para o registo dos valores de temperatura utilizou-se uma placa de aquisição de dados que possibilita a implementação de uma interface I/O (entrada/saída) em tempo real entre o equipamento em teste e um computador. Os dados são coletados por sondas termopares do tipo K, com uma resolução de 0,1 °C, e, por meio de um software, os dados são monitorados, analisados e armazenados no computador. A taxa de aquisição de dados é de uma amostra por segundo.

Relativamente ao desempenho energético, utilizaram-se medidores de consumo individuais para registar o gasto energético dos principais componentes, Figura 4.3. Assim, registou-se o consumo de cada grupo compressor (compressor e moto-ventilador do condensador), dos ventiladores do evaporador, da resistência de descongelamento e do sistema de evaporação. Para além disso, também se recorreu a um outro medidor para registar o consumo elétrico total do equipamento.



Figura 4.3 - Medidores de consumo energético dos principais componentes elétricos da ilha Futuro Expo.

A curva de potência do equipamento foi outro dos parâmetros utilizados para avaliar o desempenho energético, pelo que se instalou um *Shelly EM* (Figura 4.4). Este dispositivo realiza a aquisição de dados da potência instantânea consumida pelo equipamento através de uma pinça amperimétrica instalada no quadro elétrico do equipamento.



Figura 4.4 – Shelly EM utilizado para registar a potência instantânea do equipamento.

4.1.3. PARÂMETROS DE CONFIGURAÇÃO DO EQUIPAMENTO NO ENSAIO

Como referido no capítulo 3.4.1, o funcionamento do equipamento pode ser controlado por uma série de parâmetros inseridos no controlador. No primeiro ensaio experimental foram usados os parâmetros originais da ilha Futuro Expo, encontrando-se os de maior relevância listados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 - Principais parâmetros de controlo da ilha Futuro Expo.

Parâmetro	Valor
Setpoint	0 °C
Diferencial	2 °C
Tipo de descongelação	Elétrica com resistência
Intervalo entre descongelações	3 em 3 horas
Temperatura fim de descongelação	10 °C
Tempo máximo de descongelação	25 min

O *setpoint* e o diferencial, como ilustrado na Figura 3.12, são usados para controlar a temperatura da área refrigerada, sendo neste caso o compressor acionado quando a temperatura atinge os dois graus e desligado quando esta alcança os zero graus. Este controlo é realizado através de uma sonda localizada na zona de aspiração de ar do equipamento (Figura 4.5).

No processo de descongelação do evaporador, programado para ocorrer de três em três horas, as resistências elétricas são acionadas e o grupo compressor é desligado. O fim do processo é estabelecido quando uma sonda posicionada no evaporador (Figura 4.5) regista o valor de dez graus ou quando o tempo limite de vinte e cinco minutos é ultrapassado. Também é importante referir que durante todo o período da descongelação os ventiladores do evaporador permanecem desligados, de modo a minimizar a transferência de ar quente para os produtos.

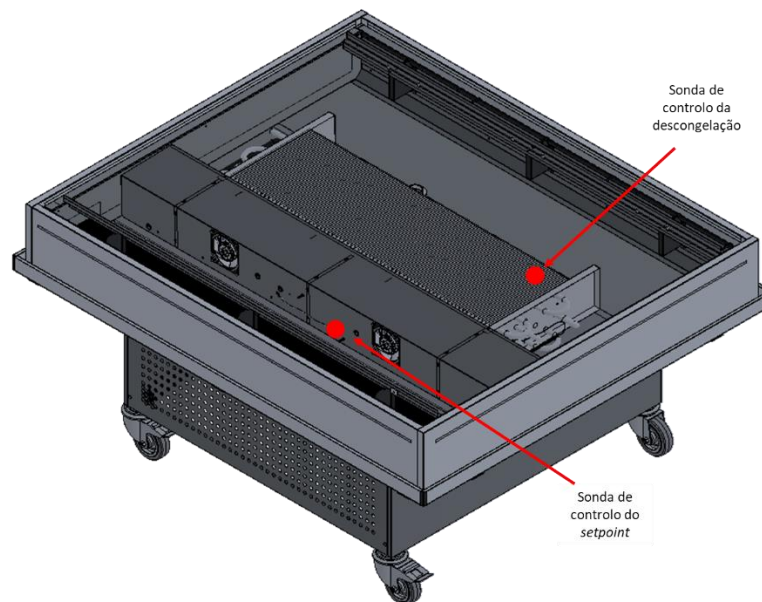


Figura 4.5 – Localização da sonda de controlo do fim do processo de descongelação e da sonda de controlo do *setpoint*.

4.2. ENSAIO DE TEMPERATURA

A temperatura é o aspeto mais importante numa ilha de refrigeração, uma vez que possui o objetivo de conservar alimentos, esta deve ser capaz de manter os produtos dentro de determinados limites de temperatura estabelecidos por normas e padrões regulatórios específicos. Deste modo, através de um ensaio, tornou-se possível aferir qual a distribuição de temperaturas na área refrigerada, e assim verificar quais as regiões mais críticas.

Após um registo de dados durante 24h, obtiveram-se as temperaturas apresentadas na Figura 4.6.

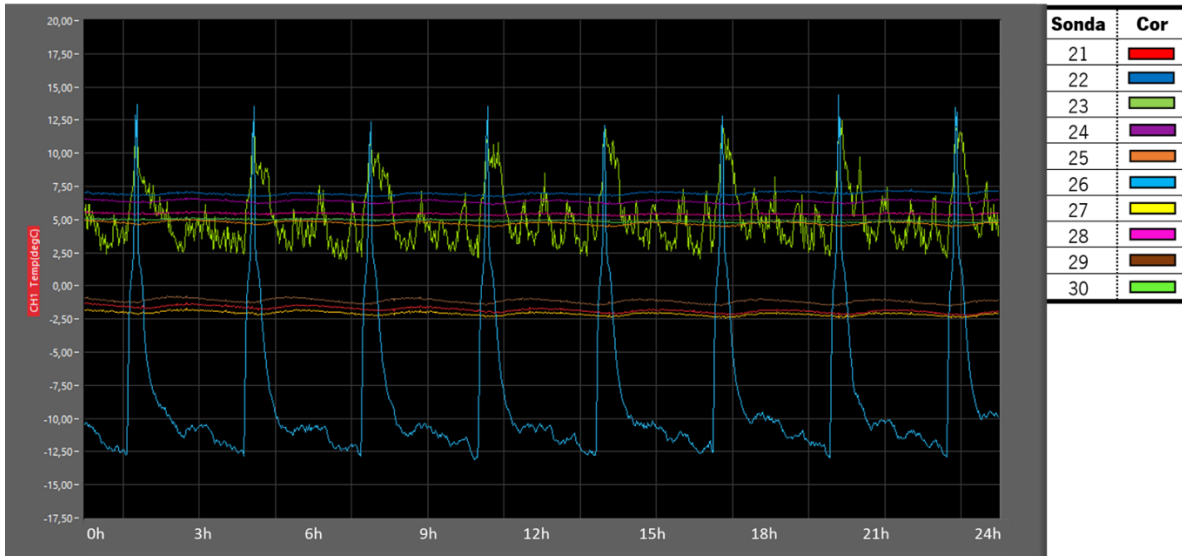


Figura 4.6 - Registo de temperaturas das diferentes sondas na área refrigerada do equipamento original, correspondente a um período de 24h.

Pela representação gráfica da temperatura de insuflação (identificada pela sonda 26), consegue-se perceber a ocorrência de um período de descongelação a cada três horas, correspondentes aos múltiplos picos de temperatura da curva. Entre esses períodos, ou seja, durante o funcionamento do grupo compressor e dos ventiladores, a temperatura do ar insuflado mantém-se entre os -10 e os -13 °C, sem apresentar subidas notórias de temperatura. Este fator indica a ausência de ciclos ON/OFF, o que, dito por outro modo, significa que o equipamento não é capaz de alcançar o *setpoint* de temperatura pré-configurado.

O controlo da temperatura do equipamento realiza-se de acordo com o valor de temperatura na zona de aspiração, ou seja, próximo da localização da sonda 30. Por conseguinte, através da temperatura registada por esta sonda (identificada pela linha verde-lima no gráfico), valida-se que o equipamento não atinge o *setpoint* de 0 °C, alcançando um valor mínimo perto dos 2,5 °C.

Uma vez que o recomendado para este tipo de equipamento é realizar 4 a 6 ciclos por hora e a ilha não realiza qualquer ciclo, conclui-se que o grupo termodinâmico está subdimensionado para a carga térmica do estado atual do equipamento.

Na Figura 4.7 são apresentadas as temperaturas médias nas várias localizações no interior da ilha Futuro Expo, ao passo que na Tabela 4.2 apresenta-se o valor mínimo, máximo e médio registado por cada sonda no período de ensaio.

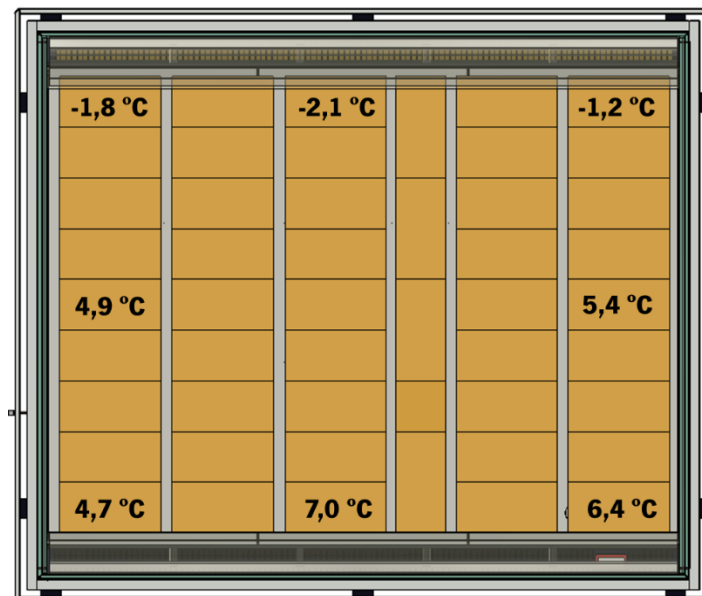


Figura 4.7 – Temperatura média dos pacotes de ensaio no equipamento original durante o ensaio de 24 horas.

Tabela 4.2 - Valor mínimo, máximo e médio registrado pelas sondas no equipamento original.

Sonda	Cor	Valor mínimo	Valor máximo	Média	ΔT observado
21		-2,3 °C	-1,3 °C	-1,8 °C	1,0 °C
22		6,7 °C	7,3 °C	7,0 °C	0,6 °C
23		4,6 °C	5,2 °C	4,9 °C	0,6 °C
24		6,1 °C	6,7 °C	6,4 °C	0,6 °C
25		4,4 °C	5,1 °C	4,7 °C	0,7 °C
26		-13,1 °C	14,9 °C	-8,6 °C	28,0 °C
27		-2,4 °C	-1,7 °C	-2,1 °C	0,7 °C
28		5,2 °C	5,7 °C	5,4 °C	0,5 °C
29		-1,6 °C	-0,7 °C	-1,2 °C	0,9 °C
30		1,8 °C	13,8 °C	5,2 °C	12,0 °C

Os pacotes de ensaio representados pelas sondas 21, 27 e 29 apresentam temperaturas negativas abaixo de -1°C , o que se pode justificar por alguns motivos. Primeiramente, como se encontram encostados ao acrílico da conduta de insuflação, onde o ar flui a temperaturas abaixo dos -10°C , existe uma elevada transferência de calor através do acrílico. Além disso, os pacotes superiores desta região levam diretamente com o ar insuflado a temperaturas muito baixas. Estes fatores são intensificados em virtude de o grupo compressor trabalhar continuamente, o que, como visto, leva à constante insuflação de ar a temperaturas entre os $-10,0^{\circ}\text{C}$ e os $-13,0^{\circ}\text{C}$.

Como esperado, nas áreas próximas à conduta de aspiração e junto dos vidros laterais as temperaturas são mais elevadas, pois, nestas regiões, para além de haver uma menor influência do ar insuflado, existe também uma maior transferência de calor do exterior por condução e radiação. Já as diferenças das temperaturas entre o lado direito e o lado esquerdo da ilha, podem-se justificar devido à

influência do escoamento de ar no interior da câmara climatizada. Na região central da ilha, apesar de não existir registo, presume-se que os valores de temperatura estejam situados entre os valores limites.

Relativamente aos valores limite, o pacote de ensaio com a temperatura mais elevada, sonda 22, apresentou uma média de 7,0 °C e um valor máximo de 7,3 °C. Por outro lado, o pacote com a temperatura mais baixa, sonda 27, registou uma média de -2,1 °C e um valor mínimo de -2,4 °C. A amplitude térmica observada é cerca de 10 °C, sendo, portanto, um aspeto a ser trabalhado na otimização do equipamento.

Dado que, com esta configuração do equipamento, há pacotes de teste que apresentam temperaturas abaixo de -1°C, o equipamento não se enquadra em nenhuma das classes estabelecidas na norma ISO_23953-2_2015, apresentadas na Tabela 4.3. No entanto, a subida do valor do *setpoint* possibilitaria que este equipamento passasse a ser classificado na classe H2.

Tabela 4.3 - Classes de temperatura dos equipamentos de refrigeração segundo a norma ISO_23953-2_2015. [26]

Classe	Temperatura mais elevada do pacote de ensaio mais quente	Temperatura mais baixa do pacote de ensaio mais frio
M0	+4 °C	-1 °C
M1	+5 °C	-1 °C
M2	+7 °C	-1 °C
H1	+10 °C	+1 °C
H2	+10 °C	-1 °C

Os valores da tabela acima são arredondados à unidade, pelo que, por exemplo, na classe M1 os pacotes de ensaio podem se encontrar entre -1,4 °C e 5,4 °C. [26]

4.3. ENSAIO DE CONSUMO ENERGÉTICO

O consumo elétrico da ilha Futuro Expo é a principal métrica utilizada para avaliar a sua otimização energética. Assim sendo, a realização deste ensaio na configuração inicial do equipamento constituiu um ponto de partida essencial para o estudo de futuras melhorias. Por meio deste ensaio, obtiveram-se dados importantes não só sobre o consumo de energia do equipamento, como também da variação da potência ao longo do seu funcionamento, o que proporcionou uma compreensão abrangente do seu desempenho energético.

O registo da potência foi efetuado durante um período de 24 horas, e a análise desses resultados, representados no gráfico da Figura 4.8, proporcionou um panorama detalhado do comportamento energético do equipamento.

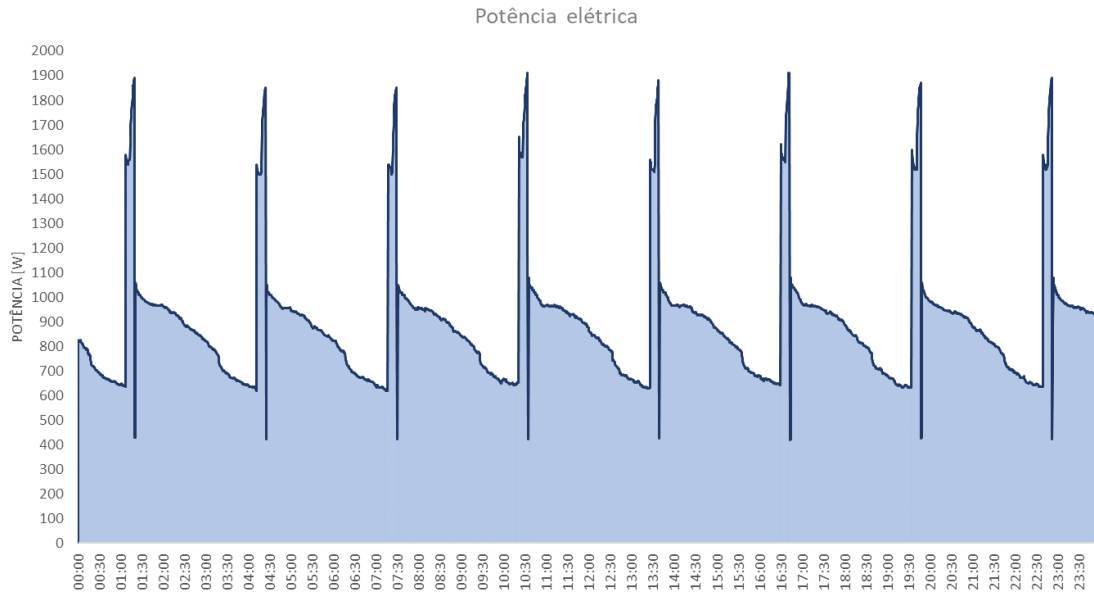


Figura 4.8 - Curva da potência elétrica do equipamento original ao longo do ensaio de 24h.

Pela análise do gráfico acima, é possível constatar a existência de um padrão de funcionamento, que se repete aproximadamente a cada 3 horas. Este padrão é dado pela ocorrência das descongelações (indicadas pelos valores mais elevados de potência) seguidas do funcionamento simultâneo do grupo compressor e do sistema de evaporação de água (curva descendente).

Conforme mencionado no capítulo 4.2, verifica-se que os compressores operam em contínuo, desligando-se apenas durante o período das descongelações. Neste ensaio, o grupo compressor permaneceu em funcionamento durante 92,4% do tempo, o que não é recomendado, visto que esta percentagem não deve exceder os 80%. Isto indica que o grupo compressor está subdimensionado para a carga térmica da ilha, resultando em consequências negativas, como o sobreaquecimento e o desgaste excessivo das partes móveis do compressor.

Na Figura 4.9 apresenta-se a curva de potência em maior detalhe, correspondente a um período de 3 horas.

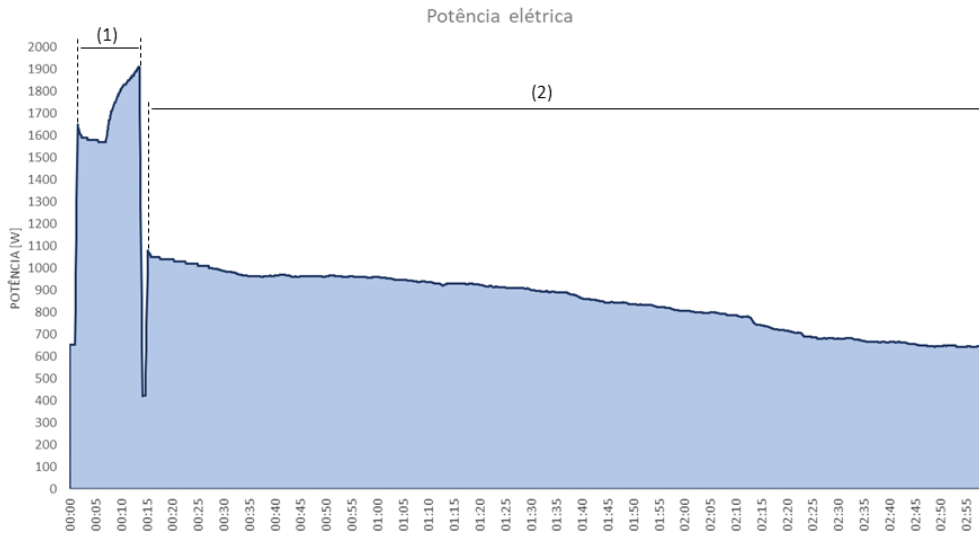


Figura 4.9 - Detalhe da curva da potência elétrica do equipamento original correspondente a um período de 3 horas, com a indicação do período de descongelação (1) e do período de funcionamento contínuo (2).

Durante a descongelação (1), o compressor permanece desligado e, por isso, a resistência de aquecimento do evaporador, com uma potência de aproximadamente 1480 W, e a resistência de cartucho do sistema de evaporação, cuja potência varia até 460 W, são os componentes de maior consumo em funcionamento. À medida que o processo de descongelação ocorre, o gelo presente no evaporador começa a fundir e os condensados são direcionados para a bandeja do sistema de evaporação, resultando num aumento de potência da resistência de cartucho.

Além disso, observa-se através da curva de potência que a duração da descongelação é de cerca de 12 minutos, o que demonstra que o fim desse processo é determinado pela temperatura e não pelo limite de tempo estabelecido (25 minutos).

Após o término do período de descongelação e antes do acionamento dos compressores, há um intervalo de aproximadamente 1 minuto para permitir que a água escorra das alhetas do evaporador. Esse período de transição é claramente identificado no gráfico pela queda acentuada da potência elétrica.

Relativamente ao período de funcionamento normal do aparelho (2), verifica-se uma diminuição gradual da potência, pois, uma vez que a água da bandeja se vai evaporando gradualmente, a potência da resistência de cartucho vai diminuindo até perto de zero, permanecendo apenas o grupo compressor e os ventiladores em operação, consumindo cerca de 600 W.

Quanto ao consumo energético, verificou-se que em 24 horas o equipamento consumiu um total de 20,43 kWh. Também se mediu o consumo individual de cada componente, encontrando-se os valores na Tabela 4.4. Apesar de se tratar de um equipamento aberto com uma área envidraçada considerável, o consumo é bastante elevado.

Otimização do consumo energético de uma ilha de refrigeração comercial

Tabela 4.4 – Consumo energético por componente do equipamento original durante um período de 24 horas.

Componente	Consumo
Grupo compressor	10,9 kWh
Ventiladores do evaporador	0,1 kWh
Resistência de descongelação	2,4 kWh
Sistema de evaporação	6,7 kWh
Outros	0,4 kWh
Total	20,4 kWh

A partir da tabela acima, obteve-se o gráfico da Figura 4.10, o qual evidencia o peso relativo de cada componente no consumo total do equipamento. Neste contexto, os grupos compressores e o sistema de evaporação assumem a maior fatia do consumo elétrico, totalizando em conjunto 88%.

O principal responsável pelo consumo excessivo destes dois componentes é a infiltração de ar exterior, que, para além de contribuir com calor sensível, diretamente associado à temperatura, também contribui com calor latente devido à humidade presente no ar. Esta água presente no ar é inicialmente condensada no evaporador, sendo parte dela congelada, que depois requer o acionamento da descongelação, e por fim será evaporada no sistema de evaporação, o que faz a energia latente da água ter um ennodcontributo

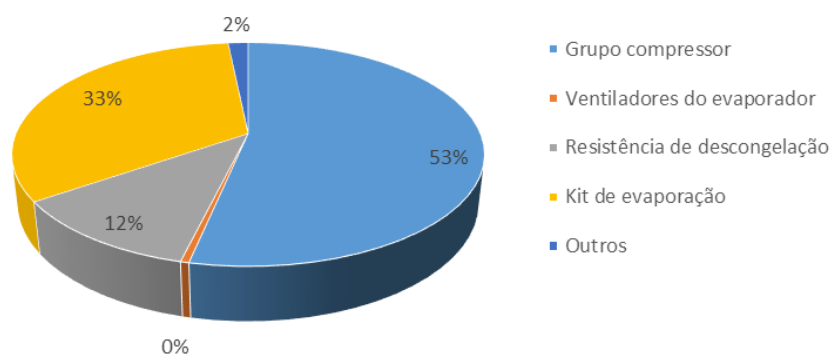


Figura 4.10 - Percentagem do consumo energético de cada componente do equipamento original

Em suma, com base neste ensaio, verifica-se que o equipamento apresenta um consumo elevado, o que leva a que o seu índice de eficiência energética seja superior aos limites estabelecidos na Tabela 2.1. Também se verificou que a infiltração de ar e a descongelação devem ser as principais áreas a melhorar no equipamento.

5. OTIMIZAÇÃO DA ILHA FUTURO EXPO

Neste capítulo procede-se à otimização da ilha Futuro Expo, tendo por base a análise efetuada no capítulo anterior. Deste modo, o objetivo é estudar e implementar melhorias de fácil aplicação que reduzam o consumo energético e a amplitude térmica observada na área refrigerada, mantendo o conceito do equipamento.

Seguindo esse propósito, efetuaram-se cinco iterações que visam otimizar as áreas com maior potencial de otimização, ou seja, a infiltração de ar e a descongelação. Em cada iteração realizou-se um ensaio experimental para avaliar o novo desempenho do equipamento.

É importante realçar que a otimização realizada é um processo evolutivo, ou seja, excetuando a primeira iteração, o ponto de partida da iteração regente é a iteração anterior e não o equipamento original.

5.1. PRIMEIRA ITERAÇÃO: ALTERAÇÃO DA DIMENSÃO DOS VIDROS EXTERIORES

A otimização da cortina de ar é um dos métodos utilizados para mitigar a infiltração de ar exterior. Nesse sentido, com o objetivo de verificar a eficiência da cortina, realizou-se uma análise experimental através da utilização de fumo, como ilustrado na Figura 5.1 e esquematizado na Figura 5.2.

Desta forma, tornou-se possível observar o desenvolvimento do escoamento de ar insuflado e assim perceber que existia muita interação deste escoamento com o ar exterior. Parte do fluxo da cortina de ar era direcionado para a conduta de aspiração, para ser novamente recirculado, enquanto outra parte era expelida do equipamento, fazendo com que existisse uma grande percentagem de infiltração de ar exterior a 25 °C.



Figura 5.1 – Análise experimental ao escoamento da cortina de ar da ilha Futuro Expo.

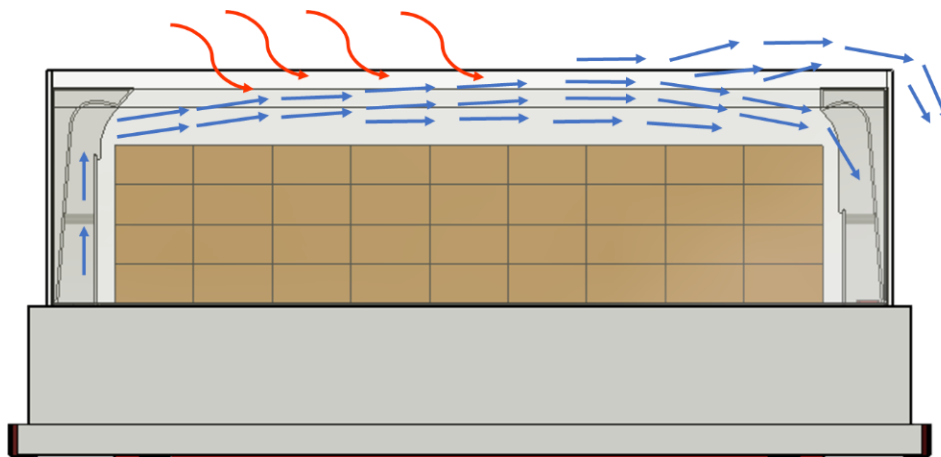


Figura 5.2 - Representação esquemática do escoamento da cortina de ar, com a representação de infiltração de ar exterior.

Uma alternativa para reduzir a influência do ar exterior na cortina de ar consiste em aumentar a distância entre o escoamento da cortina e o ar exterior, o que, no caso da ilha Futuro Expo, pode ser alcançado através de um incremento da altura dos vidros exteriores, como esquematizado na Figura 5.3.

Assim sendo, como o ar frio apresenta maior densidade que o ar quente exterior, quanto maior for a distância entre a linha horizontal do escoamento de ar insuflado e o limite superior da área refrigerada, Figura 5.3 (b), maior será a tendência de o ar frio permanecer no interior desta região. Este cenário, para além de tornar menos propensa a saída de ar frio para o exterior da ilha, permite que haja menos interação da cortina de ar com o ar exterior, visto que, a região imediatamente acima da cortina estará a uma temperatura inferior. Desta forma, é esperado que haja uma diminuição da carga térmica associada à infiltração de ar exterior.

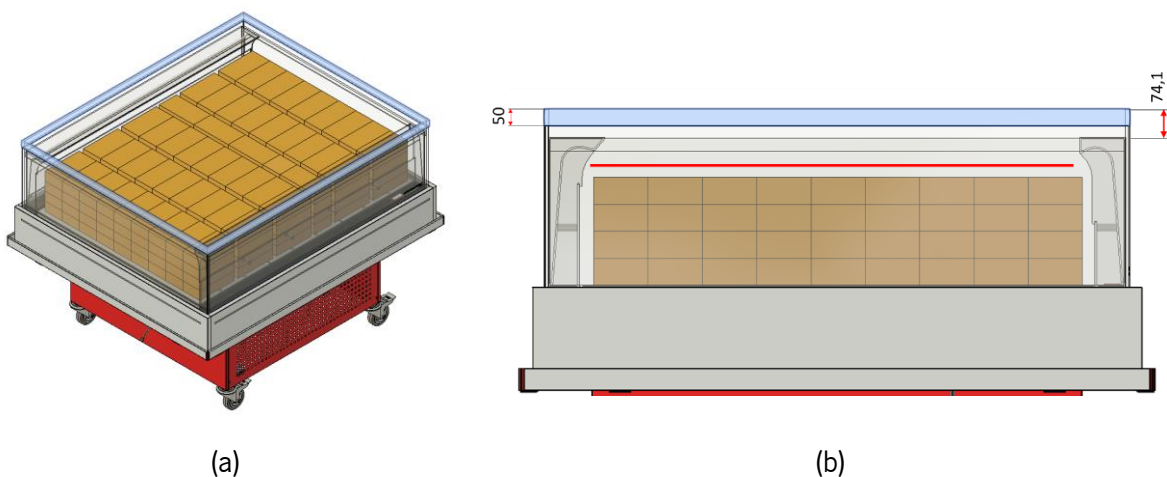


Figura 5.3 - Representação esquemática a) tridimensional e b) bidimensional, do aumento da altura dos vidros em 50 mm, com a indicação da distância entre a linha média do escoamento da cortina de ar e a altura superior da ilha.

Otimização do consumo energético de uma ilha de refrigeração comercial

Um dos pontos a ter em consideração nesta solução, é que, para fins de acessibilidade, a altura do equipamento deve permanecer a mesma, ou seja, 955 mm. Assim sendo, numa solução final, tornar-se-á necessário efetuar alguns ajustes para compensar o incremento de altura dos vidros. Isto pode ser alcançado pela diminuição dos pés de apoio e/ou pela redução da altura do compartimento do grupo termodinâmico. Com estas alterações é possível aumentar a altura dos vidros laterais da área de exposição num máximo de 150 mm, o que já é um valor exagerado.

Assim sendo, a primeira iteração da otimização da ilha Futuro Expo consistiu no aumento da altura dos vidros exteriores. Nesta primeira iteração procedeu-se ao incremento de 50 mm de altura, pois, pela análise efetuada ao escoamento, percebeu-se que era aproximadamente nesta altura que existia a separação entre o escoamento da cortina de ar e o ar quente.

De modo a simular este incremento, recortaram-se 4 pedaços de cartão retangulares com 74,1 mm de altura e com o comprimento correspondente de cada lado da ilha. Este valor de altura teve em conta os 50 mm de incremento mais os 24,1 mm da altura do vidro existente. Posteriormente, efetuou-se a fixação de cada uma das peças às paredes do equipamento. O resultado está ilustrado na Figura 5.4.

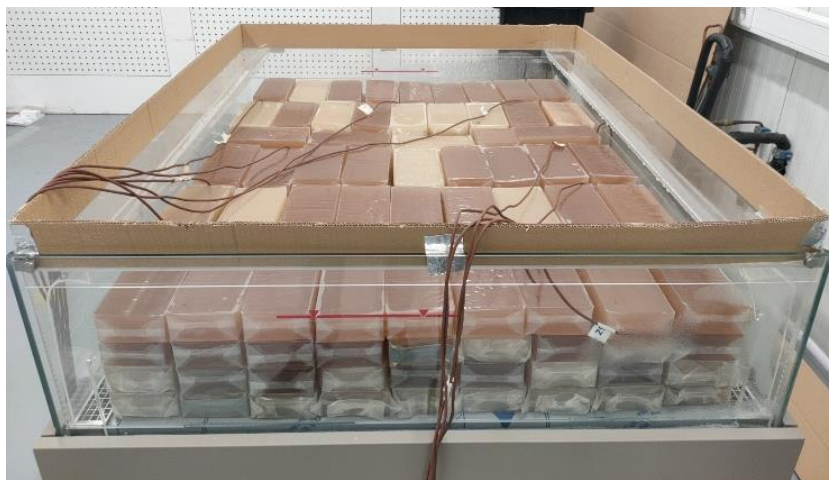


Figura 5.4 – Primeira iteração efetuada na ilha Futuro Expo, com o incremento da altura dos vidros em 50 mm elaborado em peças de cartão.

Seguindo a mesma metodologia do ensaio inicial, efetuou-se um ensaio durante 24 h, no qual se registaram as temperaturas e o desempenho energético do equipamento. Na Figura 5.5 apresenta-se o registo de temperaturas correspondente a um período de 6 horas.

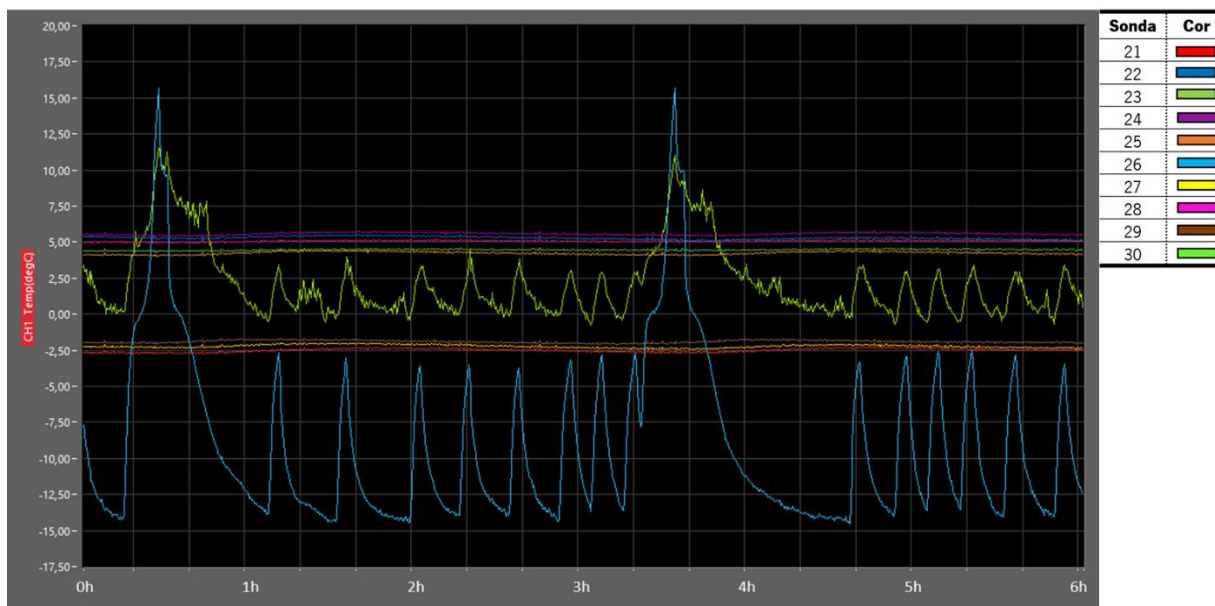


Figura 5.5 - Registo de temperaturas na área refrigerada do equipamento após a primeira iteração, correspondente a um período de 6h.

Comparativamente ao primeiro ensaio, verifica-se que a sonda de controlo de temperatura, numerada como sonda 30, já atinge o *setpoint* de zero graus, o que indica a ocorrência de ciclos por parte do grupo compressor. Este fator também se pode comprovar pela análise da temperatura de insuflação, sonda 26, onde, no período entre as descongelações, se verifica várias oscilações na temperatura, derivado das paragens do grupo compressor.

Este aspeto evidencia que o incremento na altura dos vidros provocou uma diminuição da carga térmica da ilha, possibilitando que a capacidade frigorífica do compressor seja agora suficiente para dissipar essa carga.

Na Tabela 5.1 apresenta-se o valor mínimo, máximo e médio registado pela sonda com a temperatura mais elevada, pela sonda com a temperatura mais baixa e pela sonda de aspiração.

Tabela 5.1 - Valor mínimo, máximo e médio registado pelas sondas no equipamento após a primeira iteração.

Local	Sonda	Valor mínimo	Valor máximo	Média
Pacote com a temperatura mais alta	24	5,3 °C	5,8 °C	5,6 °C
Pacote com a temperatura mais baixa	21	-3,1 °C	-2,0 °C	-2,4 °C
Sonda de aspiração	30	-0,9 °C	12,6 °C	2,2 °C

Relativamente aos valores limite, o pacote de ensaio com a temperatura mais elevada, sonda 24, apresentou uma média de 5,6 °C e um valor máximo de 5,8 °C. Por outro lado, o pacote com a temperatura mais baixa, sonda 21, registou uma média de -2,4 °C e um valor mínimo de -3,1 °C.

Otimização do consumo energético de uma ilha de refrigeração comercial

Face ao equipamento original, o valor máximo registado nos pacotes de ensaio baixou 1,5 °C, o valor mínimo passou de -2,1 °C para -3,1 °C e a média da temperatura dos pacotes sofreu uma redução de 0,7 °C.

Esta redução de temperatura nos pacotes de ensaio encontra-se relacionada com a redução da temperatura do ar aspirado, a qual passou de um valor médio de 5,2 °C para 2,2 °C. Esta alteração de mais de três graus demonstra que o aumento da altura dos vidros reduziu a infiltração de ar quente.

O registo da potência foi efetuado durante um período de 24 horas, sendo que na Figura 5.6 encontra-se a curva de potência correspondente a um período de 3 horas. Neste gráfico também se visualiza, a traço interrompido, a curva de potência do equipamento original.

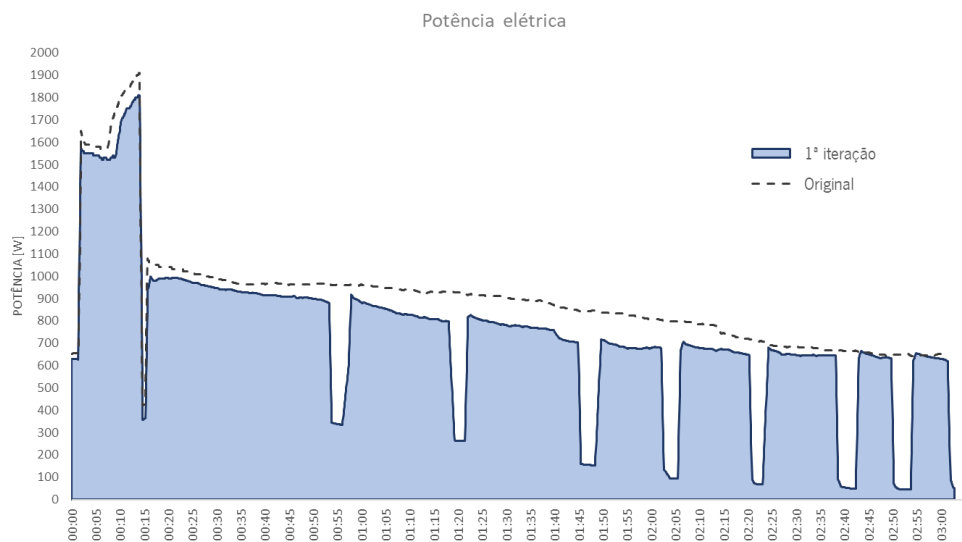


Figura 5.6 – Comparação da curva da potência elétrica entre o equipamento após a primeira iteração e o equipamento original, num período de 3 horas.

Na curva de potência acima distingue-se claramente algumas zonas de queda de potência, que correspondem à paragem do grupo compressor. Nestes períodos apenas se encontram em operação os ventiladores do evaporador e o sistema de evaporação.

Com esta nova configuração, o grupo compressor permaneceu em funcionamento durante 75,4% do tempo, o que, apesar de ainda elevado, representa uma melhoria notória face à versão original (92,4%).

Comparando a curva de potência desta iteração com a curva do equipamento original (curva a traço interrompido) e sabendo que a energia consumida é dada pela área abaixo da curva de potência em função do tempo, pode-se aferir que existiu uma redução de consumo energético.

Na Tabela 5.2 apresenta-se a contribuição dos diferentes componentes para o consumo energético no decorrer do presente ensaio, assim como a comparação com o consumo do equipamento original.

Tabela 5.2 – Consumo energético individualizado do equipamento após a primeira iteração, durante um período de 24 horas, e diferença para o consumo do equipamento original.

Componente	Consumo	Diferença para o equipamento original
Grupo compressor	9,2 kWh	-1,7 kWh (-15,6%)
Ventiladores do evaporador	0,1 kWh	0,0 kWh (0,0%)
Resistência de descongelação	2,6 kWh	+0,2 kWh (+8,3%)
Sistema de evaporação	5,0 kWh	-1,7 kWh (-25,4%)
Outros	0,3 kWh	-0,1 kWh (-25,0%)
Total	17,1 kWh	-3,3 kWh (16,2%)

Nesta primeira iteração a ilha Futuro expo consumiu 17,1 kWh num período de 24 horas, o que representa uma redução de 16,3% face aos valores iniciais.

Realizando uma análise individual a cada componente, verifica-se que os componentes onde a alteração teve um maior impacto, foi no grupo compressor e no sistema de evaporação. No grupo compressor obteve-se uma redução de 1,7 kWh, cerca de 15,6%, enquanto no sistema de evaporação a redução foi de 1,73 kWh, correspondendo a 25,4%.

A grande redução de consumo nestes componentes mostra que o incremento na altura dos vidros exteriores provocou uma diminuição da produção de condensados no evaporador, o que comprova a melhoria da eficiência da cortina de ar. Esta melhor eficiência levou a que houvesse uma menor infiltração de ar exterior, que se traduziu, principalmente, na redução da energia gasta com a condensação, solidificação, fusão e evaporação da humidade presente neste ar, ou seja, com a fatia correspondente ao calor latente.

Relativamente aos restantes componentes, as diferenças não são muito significativas, uma vez que as suas condições de funcionamento não foram alteradas,

Em suma, verificou-se que esta primeira iteração apresentou um impacto interessante na otimização do consumo da ilha Futuro Expo.

5.2. SEGUNDA ITERAÇÃO: FAVO RETANGULAR

Pela análise experimental ao escoamento de ar, abordada no capítulo anterior, também se observou a existência de uma elevada turbulência do ar na saída da conduta de insuflação. Este fenómeno não é

desejado, pois aumenta a interação com o ambiente exterior e diminui a eficácia da cortina de ar, a qual tem como objetivo criar uma barreira de separação uniforme entre a zona fria e a zona exterior mais quente

Por esse motivo é importante tornar o escoamento mais laminar e uniforme. Estas características podem ser alcançadas através da utilização de dispositivos de direcionamento do ar na zona de insuflação, e, uma das opções, é aplicar uma grelha em formato de favo de mel. Na Figura 5.7 ilustra-se um exemplo de um favo de mel.



Figura 5.7 – Grelha em formato de favo de mel.

Este componente é composto por uma estrutura de pequenos furos hexagonais, que, em conjunto, condicionam o escoamento de ar, tornando-o laminar. Desta forma, apesar de causar uma perda de carga no escoamento, o favo é capaz de reduzir a turbulência inicial da cortina de ar, direcionando o fluxo de ar desde a zona de insuflação até à conduta de aspiração do equipamento. Na Figura 5.8 é esquematizado o efeito do favo num escoamento.

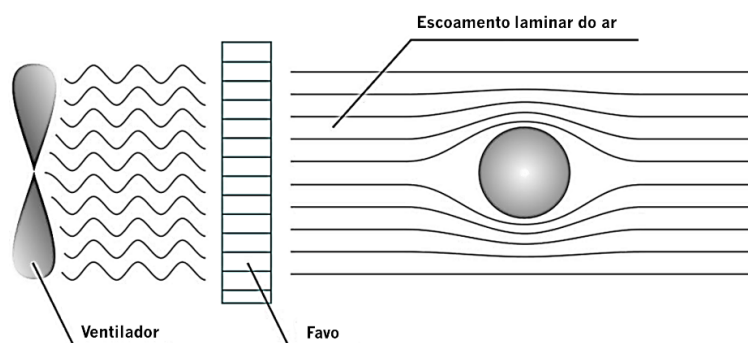


Figura 5.8 – Representação esquemática do efeito de uma grelha em forma de favo de mel num escoamento de ar após passagem pelo ventilador. [27]

De modo a avaliar este conceito, na segunda iteração implementou-se uma grelha em forma de favo de mel na conduta de insuflação, mantendo as alterações efetuadas na primeira iteração. Nesta implementação utilizou-se um favo com o comprimento da conduta, 1250 mm, uma largura de 65 mm

Otimização do consumo energético de uma ilha de refrigeração comercial e uma espessura de 15 mm. Já as passagens do ar em forma de hexágono apresentavam um apótema de 3 mm.

De modo a fixar o favo à conduta de insuflação aplicou-se uma grelha em aço inoxidável, tal como se observa na Figura 5.9. Na Figura 5.10 apresenta-se a ilha após a preparação para um novo ensaio experimental.



Figura 5.9 – Grelha em forma de favo de mel empregada na peça de fixação à conduta de insuflação.



Figura 5.10 – Ilha Futuro Expo após a aplicação da grelha em forma de favo de mel.

Após um novo período de estabilização, iniciou-se o ensaio de 24 horas seguindo os mesmos procedimentos dos ensaios anteriores. Na Figura 5.11 apresenta-se o registo de temperaturas da área refrigerada.

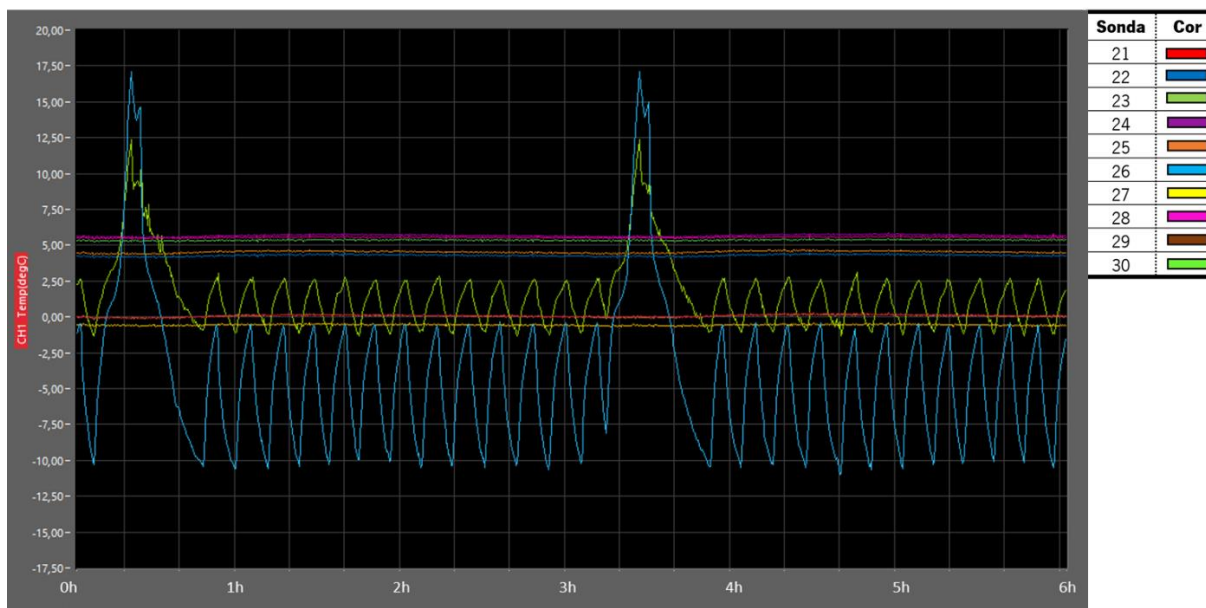


Figura 5.11 - Registo de temperaturas na área refrigerada do equipamento após a segunda iteração, correspondente a um período de 6h.

Mediante a análise do gráfico da Figura 5.11, constata-se que, comparativamente ao ensaio anterior, o grupo compressor realiza mais ciclos ON/OFF. Isto deve-se ao facto de o equipamento ser capaz de reduzir a temperatura da câmara refrigerada de forma mais eficaz, o que, dado que a potência de refrigeração é a mesma, significa que houve uma diminuição considerável da carga térmica.

Outro aspeto que melhorou foi a estabilização da temperatura, verificando-se que face aos ensaios anteriores, a temperatura dos pacotes de ensaio sofreu menos oscilação.

Na Tabela 5.3 apresenta-se o valor mínimo, máximo e médio registado pela sonda com a temperatura mais elevada, pela sonda com a temperatura mais baixa e pela sonda de aspiração.

Tabela 5.3 - Valor mínimo, máximo e médio registado pelas sondas no equipamento após a segunda iteração.

Local	Sonda	Valor mínimo	Valor máximo	Média
Pacote com a temperatura mais alta	24	5,4 °C	5,9 °C	5,7 °C
Pacote com a temperatura mais baixa	27	-0,7 °C	-0,3 °C	-0,6 °C
Sonda de aspiração	30	-1,6 °C	19,0 °C	1,5 °C

Com a utilização do favo de mel, o pacote de ensaio com a temperatura mais elevada, sonda 24, apresentou uma média de 5,7 °C e um valor máximo de 5,9°C. Por outro lado, o pacote com a temperatura mais baixa, sonda 27, registou uma média de -0,6 °C e um valor mínimo de -0,7 °C.

Comparativamente à iteração anterior, conseguiu-se reduzir a amplitude térmica no interior da câmara refrigerada, uma vez que, a temperatura mais baixa dos pacotes de ensaio sofreu um aumento significativo de 2,3 °C. Em contrapartida, a temperatura mais elevada manteve-se praticamente constante. Este efeito pode ser atribuído a algumas causas, primeiramente, devido à diminuição do

Otimização do consumo energético de uma ilha de refrigeração comercial

período de atividade do grupo compressor nesta iteração, existiu uma redução da média da temperatura do ar insuflado, ou seja, os pacotes de ensaio encostados à conduta de insuflação estiveram expostos a temperaturas negativas durante um menor intervalo de tempo. Por outro lado, uma vez que a utilização do favo provocou a diminuição da área de secção, a velocidade da cortina de ar aumentou, o que levou a uma melhor distribuição de ar por toda a largura da ilha.

Deste modo, como as temperaturas dos pacotes de ensaio situam-se no intervalo entre $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $7\text{ }^{\circ}\text{C}$, o equipamento já se insere na classe de temperatura M2.

Na Figura 5.12 encontra-se a curva de potência para um período de 3 horas e a correspondente comparação, a traço interrompido, com a curva de potência do equipamento na primeira iteração.

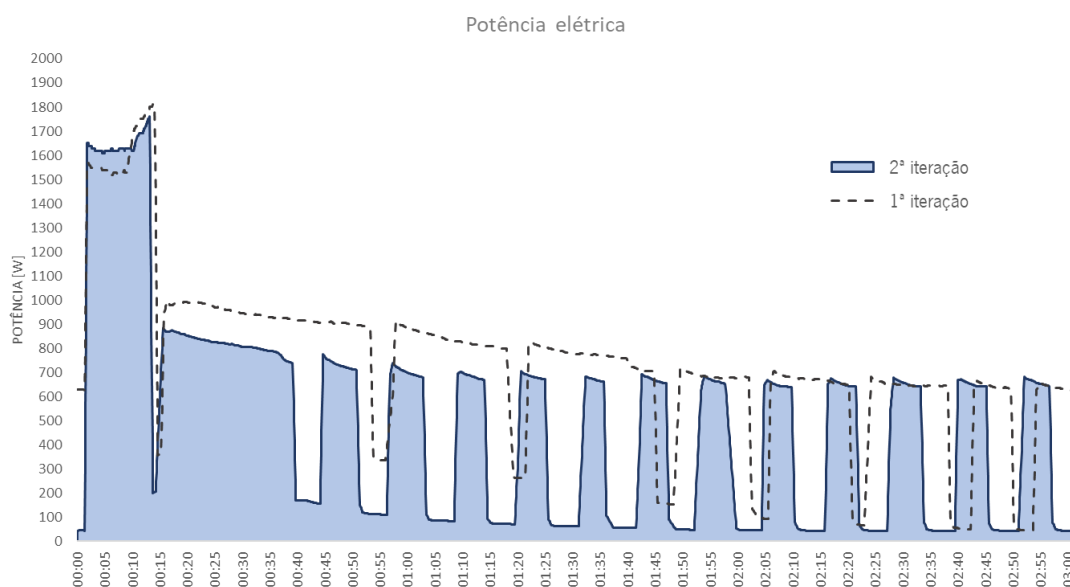


Figura 5.12 – Comparação da curva da potência elétrica entre o equipamento após a segunda iteração e o equipamento após a primeira iteração, num período de 3 horas.

Através da visualização do gráfico acima, valida-se o referido anteriormente, ou seja, a aplicação da grelha em forma de favo resultou no aumento do número de ciclos entre as descongelações. Aproximadamente trinta minutos após cada período de descongelação, o equipamento realiza, em média, 5 ciclos por hora, o que vai de encontro ao valor recomendado de 4 a 6 ciclos por hora. Estes ciclos têm a duração de aproximadamente 12 minutos, sendo que o tempo que o compressor permanece desligado e tempo no qual está ligado em cada ciclo é idêntico, ou seja, cerca de 6 minutos.

No decorrer do ensaio, o grupo compressor permaneceu em funcionamento durante 51,8% do tempo, o que, juntamente com o número de ciclos por hora referido no parágrafo anterior, indica que o grupo compressor já se encontra bem dimensionado para a carga térmica da ilha Futuro Expo.

Tendo em consideração que a diferença de potência para o equipamento na iteração anterior, curva a traço interrompido no gráfico, deve-se maioritariamente à potência da resistência do sistema de evaporação, conclui-se que neste ensaio o equipamento condensou uma quantidade de água inferior.

Na Tabela 5.4, apresenta-se o consumo energético individual no decorrer do presente ensaio, bem como a comparação com o consumo do equipamento original e do equipamento na primeira iteração.

Tabela 5.4 – Consumo energético individualizado do equipamento após a segunda iteração, durante um período de 24 horas, e diferença para o consumo do equipamento original e do equipamento na primeira iteração.

Componente	Consumo	Diferença equipamento original	Diferença 1ª iteração
Grupo compressor	6,5 kWh	-4,4 kWh (40,3%)	-2,7 kWh (29,3%)
Ventiladores do evaporador	0,1 kWh	0,0 kWh (0,0%)	0,0 kWh (0,0%)
Resistência de descongelação	2,4 kWh	0,0 kWh (0,0%)	-0,2 kWh (7,7%)
Sistema de evaporação	2,8 kWh	-3,9 kWh (58,2%)	2,2 kWh (44,0%)
Outros	0,3 kWh	-0,1 kWh (25,0%)	0,0 kWh (0,0%)
Total	12,1 kWh	-8,3 kWh (40,6%)	-5,0 kWh (29,2%)

Nesta iteração, a ilha Futuro Expo consumiu 12,1 kWh num período de 24 horas. Este valor representa uma redução de 40,6% face ao equipamento original e uma redução de 29,2% face ao equipamento na primeira iteração.

Tal como sucedido na primeira iteração, as maiores reduções observaram-se no grupo compressor e no sistema de evaporação, apresentando este último uma redução de 44,0% face aos valores da iteração anterior.

Verifica-se assim, que a adoção de uma grelha em forma de favo apresenta uma influência bastante positiva no escoamento do ar, tornando-o mais uniforme e direcional. Deste modo, houve uma clara melhoria no desempenho da cortina de ar, resultando numa menor carga térmica proveniente da menor infiltração de ar exterior. Este efeito refletiu-se mais uma vez na redução da energia gasta nos processos de mudança de estado da água proveniente da humidade presente neste ar.

5.3. TERCEIRA ITERAÇÃO: ALTERAÇÃO DA DIMENSÃO DOS VIDROS EXTERIORES E DA POSIÇÃO DAS CONDUTAS

Na terceira iteração, com o objetivo de reduzir a amplitude térmica da câmara refrigerada, procedeu-se a um novo incremento da altura dos vidros externos e à subida das condutas de aspiração e insuflação.

Para o incremento à altura dos vidros seguiu-se a mesma metodologia da primeira iteração, totalizando um aumento de 80 mm comparativamente ao equipamento original. Já em relação ao ajuste

Otimização do consumo energético de uma ilha de refrigeração comercial

das condutas, no caso da conduta de insuflação o objetivo foi diminuir a incidência direta de ar frio nos pacotes de ensaio encostados à mesma, enquanto no caso da conduta de aspiração a intenção consistiu em manter as condutas alinhadas e aumentar a área de secção do escoamento de ar, o que, consequentemente, reduz as perdas de carga.

Na Figura 5.13 encontra-se esquematizada a subida de 15 mm das condutas relativamente à posição inicial, bem como a influência na projeção do ar insuflado. Deve-se salientar que nesta iteração manteve-se o favo na conduta de insuflação.



Figura 5.13 – Representação esquemática da subida das condutas de insuflação e aspiração e do incremento à altura dos vidros, comparativamente ao posicionamento destes na segunda iteração (dimensões em mm).

Seguindo a mesma metodologia para avaliar o desempenho das alterações, realizou-se um novo ensaio de 24 horas, de onde se retirou o gráfico de temperaturas apresentado na Figura 5.14. Já na Tabela 5.5 apresenta-se o valor mínimo, máximo e médio registado pela sonda com a temperatura mais elevada, pela sonda com a temperatura mais baixa e pela sonda de aspiração.

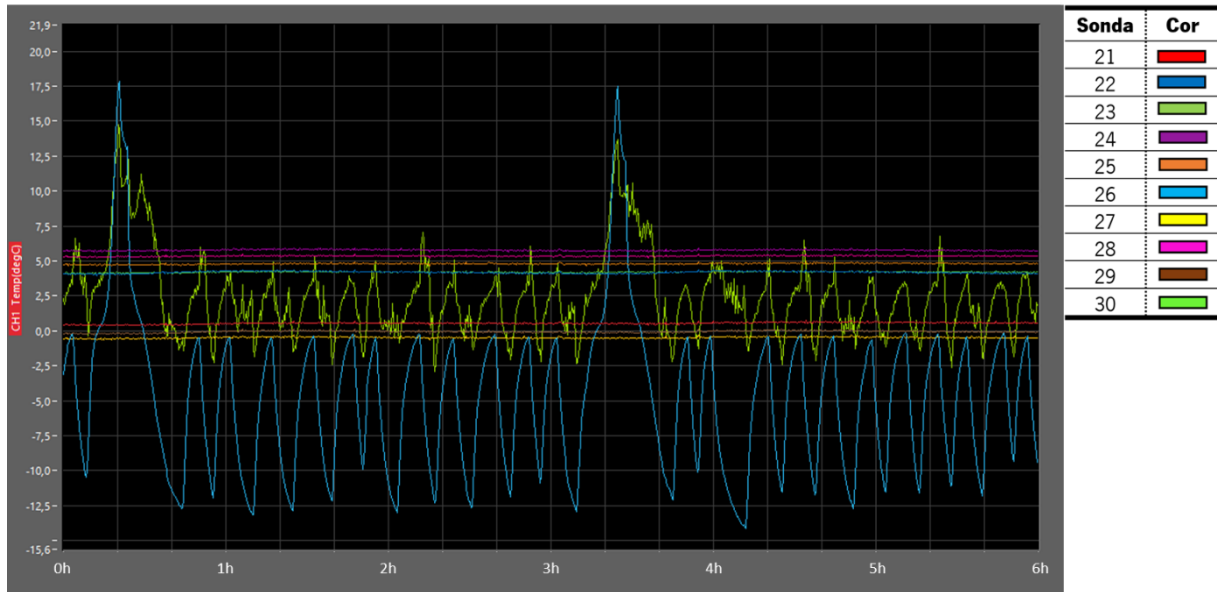


Figura 5.14 - Registo de temperaturas na área refrigerada do equipamento após a terceira iteração, correspondente a um período de 6h.

Tabela 5.5 - Valor mínimo, máximo e médio registado pelas sondas no equipamento após a terceira iteração.

Local	Sonda	Valor mínimo	Valor máximo	Média
Pacote com a temperatura mais alta	24	5,5 °C	6,0 °C	5,7 °C
Pacote com a temperatura mais baixa	27	-0,5 °C	-0,3 °C	-0,4 °C
Sonda de aspiração	30	-3,1 °C	15,0 °C	2,4 °C

Analisando os dados, verifica-se que não existiu grande alteração relativamente aos valores de temperatura, uma vez que o valor máximo registado se manteve praticamente inalterado, 6,0°C (5,9°C no ensaio anterior), e o valor mínimo sofreu apenas um ligeiro aumento, de -0,7 °C para -0,5 °C.

Tendo em consideração as alterações efetuadas, era expectável que existisse uma subida mais pronunciada dos valores mínimos de temperatura. Contudo, posto que durante o ensaio de 24 horas as condições da câmara climatizada apresentaram algumas flutuações, os resultados obtidos podem não ser os mais fidedignos. Tal facto é perceptível pela oscilação irregular da temperatura de insuflação, representada pela sonda nº 30.

Na Figura 5.15 encontra-se a curva de potência para um período de 3 horas e a correspondente comparação, a traço interrompido, com a curva de potência do equipamento na segunda iteração.

Otimização do consumo energético de uma ilha de refrigeração comercial

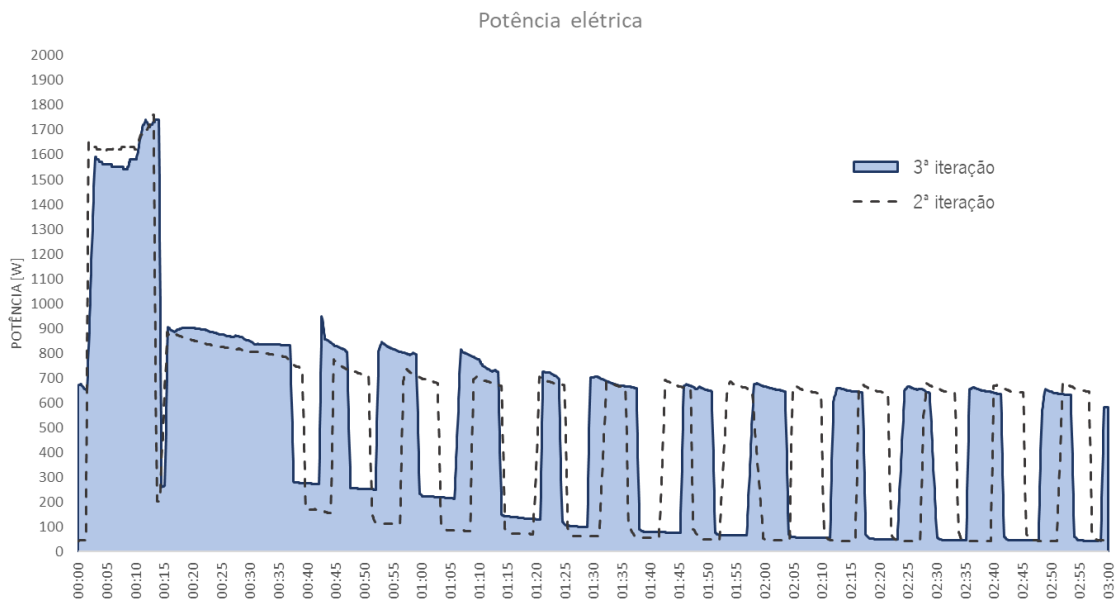


Figura 5.15 – Comparação da curva da potência elétrica entre o equipamento após a terceira iteração e o equipamento após a segunda iteração, num período de 3 horas.

Neste ensaio também existiram apenas ligeiras alterações no que diz respeito ao desempenho energético do equipamento. A partir da visualização da curva verifica-se que o tempo de duração dos ciclos não se encontra tão estável como no ensaio da iteração anterior, o que vem em consequência das condições mais instáveis da câmara climatizada.

Apesar destas condições, houve uma pequena diminuição do tempo de funcionamento do compressor, o qual permaneceu em funcionamento durante 48,9% das 24 horas de ensaio.

Como se constata pela Tabela 5.6, a ilha Futuro Expo consumiu 11,9 kWh num período de 24 horas, o que não representa uma diferença significativa face à iteração anterior.

Tabela 5.6 – Consumo energético individualizado do equipamento após a terceira iteração, durante um período de 24 horas, e diferença para o consumo do equipamento original e do equipamento na segunda iteração.

Componente	Consumo	Diferença equipamento original	Diferença 2ª iteração
Grupo compressor	5,6 kWh	-5,3 kWh (-48,6%)	-0,9 kWh (-13,8%)
Ventiladores do evaporador	0,1 kWh	0 kWh (0%)	0 kWh (0%)
Resistência de descongelação	2,4 kWh	0 kWh (0%)	0 kWh (0%)
Sistema de evaporação	3,4 kWh	-3,3 kWh (-49,3%)	+0,6 kWh (+21,4%)
Outros	0,4 kWh	0,1 kWh (33,3%)	+0,1 kWh (+33,3%)
Total	11,9 kWh	-8,5 kWh (-41,7%)	-0,2 kWh (-1,7%)

Apesar da diferença pouco significativa no consumo total, existiram variações no consumo individual dos componentes. O grupo compressor registou uma redução de cerca de 13,8%, ao passo que o sistema de evaporação consumiu mais 21,4% de energia relativamente à segunda iteração.

Em síntese, as alterações efetuadas nesta iteração não tiveram um efeito significativo, contudo, como os resultados obtidos podem ter sido influenciados pelas condições da câmara de ensaio, não se podem tirar conclusões definitivas.

5.4. QUARTA ITERAÇÃO: FAVO TRAPEZOIDAL

Ainda com o objetivo de otimizar a cortina de ar, tomou-se a opção de testar um novo favo de mel na conduta de insuflação. Este novo dispositivo, em vez do formato retangular, apresenta a forma de um trapézio retangular, como ilustrado na Figura 5.16. Quanto às características do trapézio, a cota da base menor é de 15 mm e a da base maior de 30 mm.

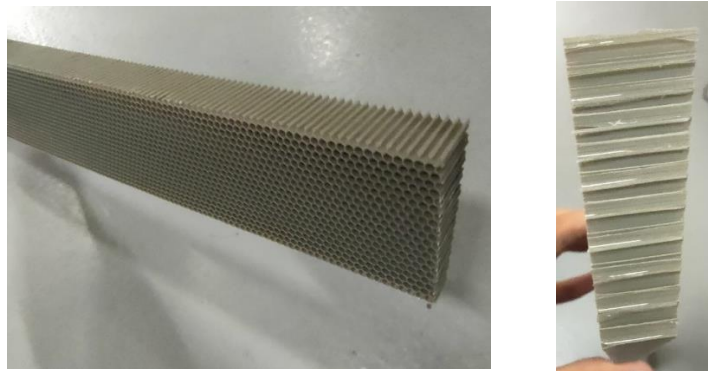


Figura 5.16 – Favo de mel coma forma de um trapézio retangular.

De modo a facilitar a montagem, o novo favo foi fixado à conduta de insuflação recorrendo a fita de alumínio, como demonstrado na Figura 5.17.

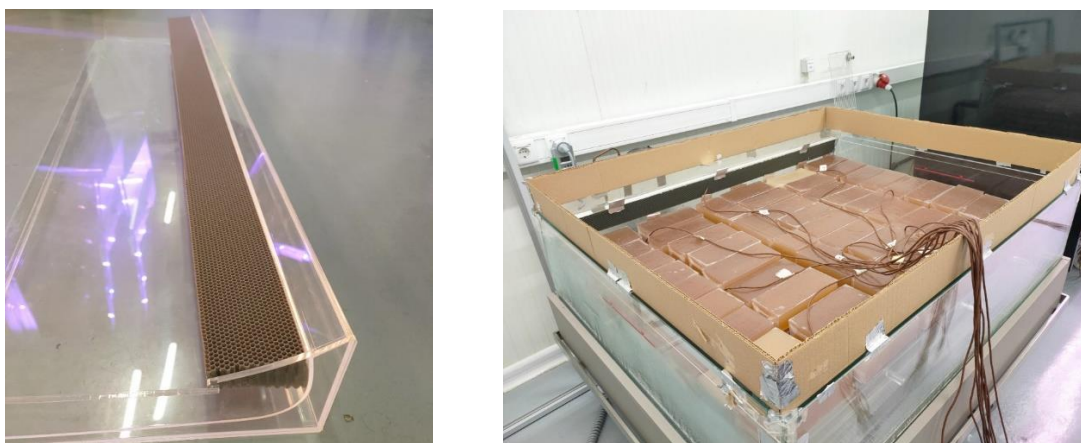


Figura 5.17 – Montagem do favo de mel trapezoidal na ilha Futuro Expo.

Segundo alguns estudos nesta área, o favo de mel com o formato trapezoidal consegue melhorar a distribuição de velocidades da cortina de ar, o que conseqüentemente melhora a sua performance. Na

Figura 5.18, através de uma análise de dinâmica de fluidos computacional, é demonstrada a diferença no perfil de velocidades entre a utilização de um favo de mel retangular e de um trapezoidal, percebendo-se que a aplicação deste último acarreta uma melhoria na uniformização do perfil de velocidade do ar. [28]

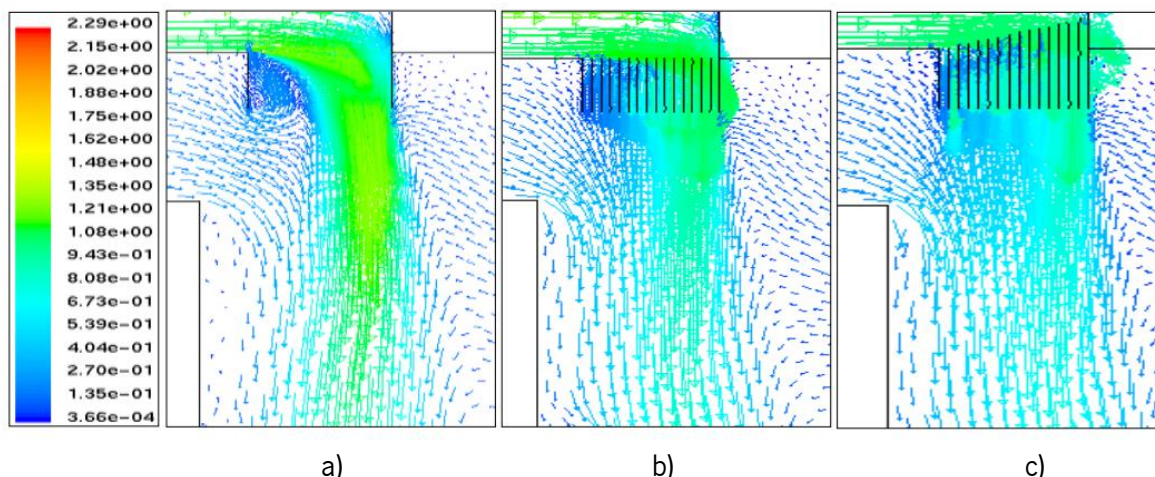


Figura 5.18 – Influência da utilização de um favo de mel trapezoidal no perfil de velocidades do ar na região de insuflação, sendo que a) não apresenta nenhum favo, b) apresenta um favo retangular e c) apresenta um favo trapezoidal. [28]

Tal como no exemplo da figura acima, no caso do equipamento em estudo, devido à curvatura na saída da conduta de insuflação, o ar, pela ação da força centrífuga, tem tendência a se concentrar na zona superior do favo, o que faz com que a velocidade do ar seja superior nesse local. De modo a contrariar esse efeito, os canais da parte superior do favo trapezoidal têm um maior comprimento relativamente aos inferiores, o que resulta numa maior perda de carga nessa região. Essa maior perda de carga obriga à distribuição mais uniforme do ar por toda a secção do favo.

Assim sendo, e como esquematizado na Figura 5.19, em virtude da maior uniformização da velocidade do ar à saída da conduta de insuflação, a cortina de ar deverá apresentar uma largura superior, o que consequentemente irá melhorar a sua performance.

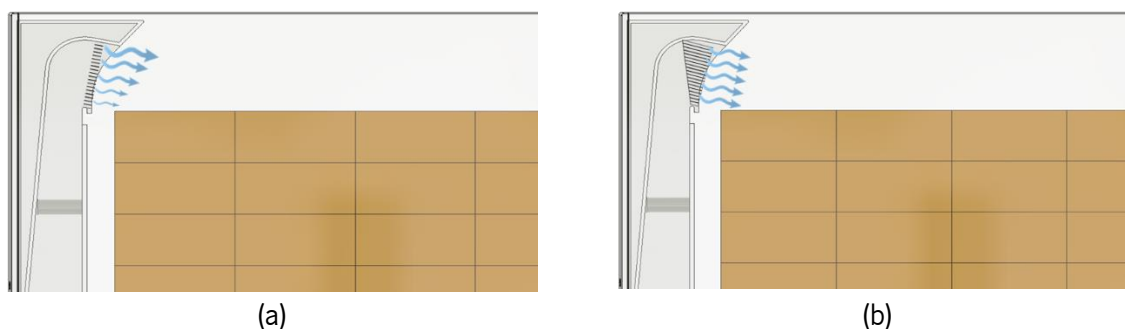


Figura 5.19 – Efeito da aplicação do favo de mel trapezoidal (b) na formação da cortina de ar, relativamente ao favo de mel retangular (a).

Após um novo ensaio na câmara climatizada, obteve-se o gráfico das temperaturas da câmara refrigerada presente na Figura 5.20. Já na Tabela 5.7 apresenta-se o valor mínimo, máximo e médio registado pela sonda com a temperatura mais elevada, pela sonda com a temperatura mais baixa e pela sonda de aspiração.

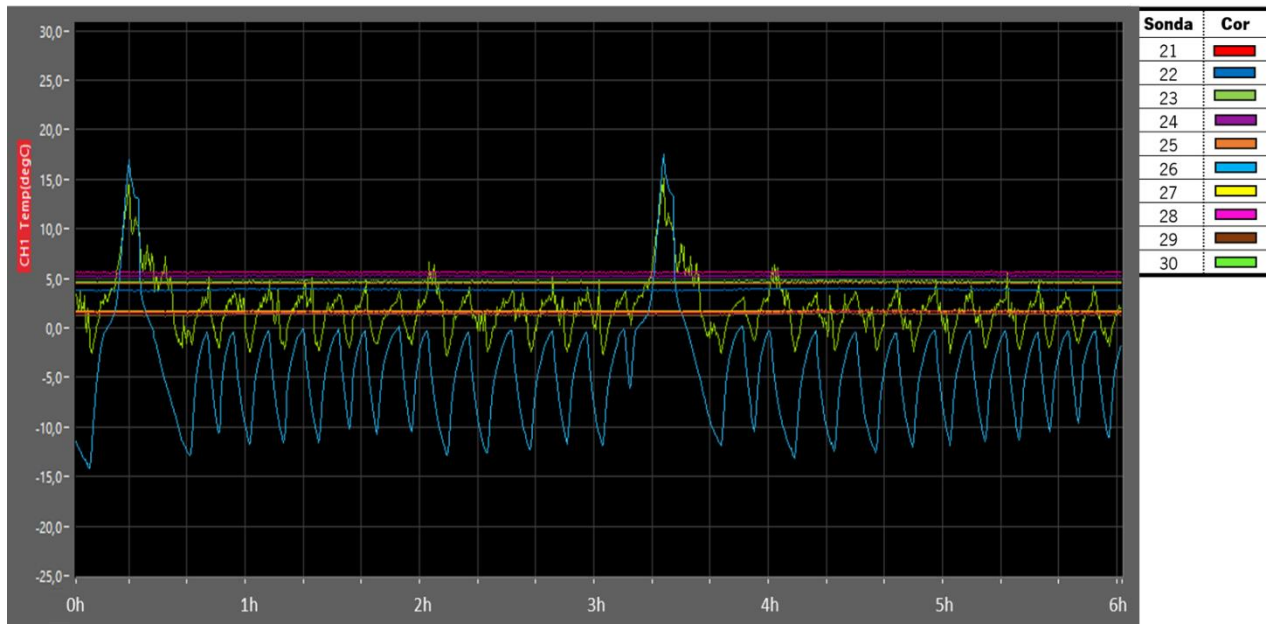


Figura 5.20 - Registo de temperaturas na área refrigerada do equipamento após a quarta iteração, correspondente a um período de 6h.

Tabela 5.7 - Valor mínimo, máximo e médio registado pelas sondas no equipamento após a quarta iteração.

Local	Sonda	Valor mínimo	Valor máximo	Média
Pacote com a temperatura mais alta	28	5,5 °C	5,8 °C	5,6 °C
Pacote com a temperatura mais baixa	29	1,2 °C	1,6 °C	1,3 °C
Sonda de aspiração	30	-3,1 °C	15,1 °C	1,9 °C

Os resultados obtidos mostram que existiu um aumento da temperatura mínima registada de 1,7 °C face à iteração anterior. Já a temperatura máxima registada foi semelhante à iteração ao anterior (0,2 °C de diferença). Assim, existiu uma redução da amplitude térmica de 6,5 °C para 4,6 °C.

Estes resultados devem-se principalmente à uniformização do perfil de velocidades abordada anteriormente, uma vez que permitiu melhorar a distribuição do ar através da formação de uma cortina de ar mais consistente ao longo da sua extensão. Este efeito também provocou uma diminuição do tempo de funcionamento do grupo compressor.

Deste modo, o aumento da temperatura mínima é justificado tanto pela redução do tempo de funcionamento do grupo compressor como pela melhor distribuição do ar, uma vez que como o ar frio insuflado pela zona inferior do favo apresenta maior velocidade, não se concentra demasiado na zona

Otimização do consumo energético de uma ilha de refrigeração comercial

próxima à insuflação. Já a temperatura na região mais quente não aumentou, pois, a chegada de uma massa de ar mais frio a esta região contrariou o efeito do menor tempo de funcionamento do compressor.

Na Figura 5.21 encontra-se a curva de potência do presente ensaio, correspondente a um período de 3 horas, e, a traço interrompido, a curva de potência do equipamento na terceira iteração.

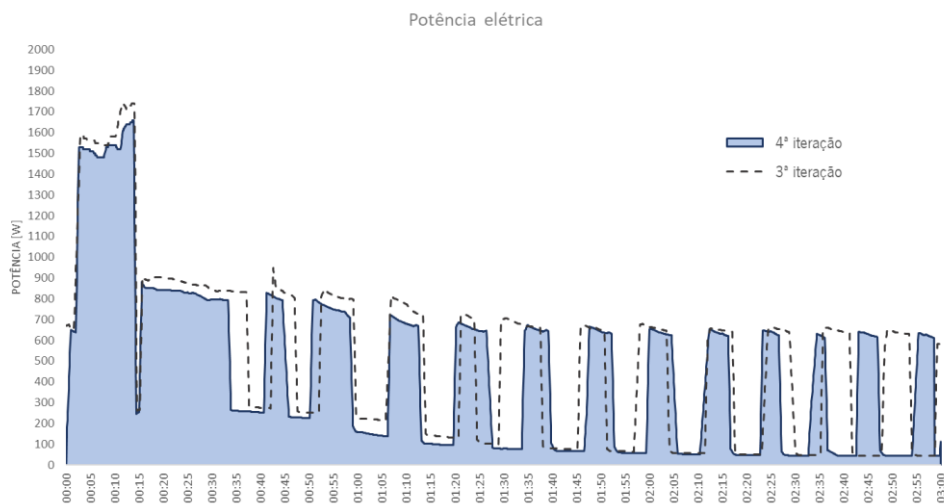


Figura 5.21 – Comparação da curva da potência elétrica entre o equipamento após a quarta iteração e o equipamento após a terceira iteração, num período de 3 horas.

A partir da curva de potência obtida neste ensaio percebe-se que o funcionamento do equipamento foi mais estável comparativamente ao ensaio anterior. Outro aspeto interessante está no tempo de funcionamento e de paragem do compressor em cada ciclo, neste caso, o tempo de paragem apresenta uma duração superior, contrariamente ao que acontecia na segunda iteração, onde estes tempos de ciclo eram semelhantes. Este aspeto mostra que a aplicação deste novo favo reduziu mais uma vez a carga térmica da ilha, pois agora o equipamento é capaz de manter durante mais tempo a temperatura da área refrigerada. Em consequência, a percentagem de funcionamento do compressor ao longo do ensaio decresceu para apenas 44%, o que indica que o grupo compressor já se encontra sobredimensionado e que se poderia utilizar um grupo termodinâmico de menor potência.

Na Tabela 5.8 encontra-se os valores da energia consumida pelos vários componentes da ilha futuro expo após a quarta iteração.

Tabela 5.8 – Consumo energético individualizado do equipamento após a quarta iteração, durante um período de 24 horas, e diferença para o consumo do equipamento original e do equipamento na terceira iteração.

Componente	Consumo	Diferença para o equipamento original	Diferença para a 3ª iteração
Grupo compressor	5,2 kWh	-5,7 kWh (-52,3%)	-0,4 kWh (-7,1%)
Ventiladores do evaporador	0,1 kWh	0,0 kWh (0,0%)	0,0 kWh (0,0%)
Resistência de descongelação	2,3 kWh	-0,1 kWh (-4,2%)	-0,1 kWh (-4,2%)
Sistema de evaporação	3,1 kWh	-3,6 kWh (-53,7%)	-0,3 kWh (-8,8%)
Outros	0,3 kWh	0,0 kWh (0,0%)	-0,1 kWh (-25,0%)
Total	11,0 kWh	-9,4 kWh (-46,1%)	-0,9 kWh (-7,6%)

Nesta iteração, a ilha Futuro Expo consumiu 11,0 kWh num período de 24 horas, o que representa uma redução de 46,1% face ao equipamento original e uma redução de 7,6% face ao equipamento na iteração anterior.

Em suma, a aplicação do favo trapezoidal provocou efeitos bastante positivos tanto na temperatura da câmara refrigerada como no desempenho energético do equipamento.

5.5. QUINTA ITERAÇÃO: DESCONGELAÇÃO POR GÁS QUENTE

A par da infiltração de ar, abordada nas iterações anteriores, o processo de descongelação também representa uma fatia considerável do consumo energético do equipamento. No estado do equipamento após a iteração anterior, as resistências elétricas responsáveis pela remoção do gelo do evaporador consumiram 2,3 kWh, o que representou 21% do consumo total do equipamento. Para além deste consumo direto, é importante ter em consideração que a eficiência deste processo está longe dos 100%, pelo que, parte do calor produzido pelas resistências elétricas resulta numa carga térmica adicional a ser removida pelo grupo compressor, ou seja, mais energia consumida. Por conseguinte, o processo de descongelação apresenta um enorme potencial de otimização energética.

Como referido no capítulo 3.4.3, no estado atual do equipamento o processo de descongelação é realizado através de resistências elétricas. Durante os períodos de descongelação, o grupo compressor é desligado e as resistências elétricas são acionadas para remover o gelo do evaporador. Uma vez que as resistências estão instaladas numa extremidade do evaporador, apenas uma parte do calor produzido é direcionado para a superfície congelada, enquanto outra parte é transferida para a área refrigerada por condução e convecção natural. Alguns estudos apontam que com este método apenas 30% do calor é realmente utilizado na fusão do gelo. Na Figura 5.22 encontra-se esquematizado o processo de descongelação por resistências elétricas [29]

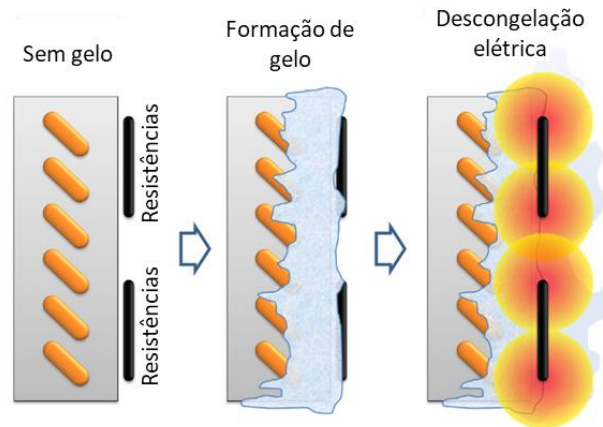


Figura 5.22 – Esquema representativo do processo de descongelamento por resistências elétricas. [29]

A baixa eficiência deste método traduz-se numa duração temporal mais elevada, o que implica que o sistema de refrigeração permaneça inativo por um período considerável, durante o qual a temperatura da câmara refrigerada tem tendência a subir devido à carga térmica proveniente de fontes externas e internas. Outro fator negativo é que, como as resistências estão encostadas ao evaporador, em alguns casos estas entram em contacto com o gelo, e, devido às altas temperaturas geradas, provocam vaporização da água. Este fenómeno aumenta a humidade no interior do equipamento, o que, para além de prejudicar a conservação de determinados alimentos, potencia a nova formação de gelo no evaporador. [29]

Tendo então o objetivo de melhorar a eficiência energética deste processo, decidiu-se substituir a descongelamento por resistências elétricas pela descongelamento por gás quente. Na indústria da refrigeração comercial existem alguns sistemas diferentes de descongelamento por gás quente, sendo que, devido à baixa potência do ciclo termodinâmico da ilha Futuro Expo, optou-se por utilizar o sistema mais simples, o de *bypass*.

O sistema de *bypass* ou também frequentemente designado de três tubos, utiliza a energia do vapor sobreaquecido proveniente do compressor, a temperatura e pressão elevadas, para fundir o gelo. A vantagem deste método reside no facto do calor ser transferido diretamente do interior dos tubos do evaporador para o gelo, resultando num processo mais rápido, eficiente e sem probabilidade de evaporar a água.

Para a aplicação deste sistema é necessário adicionar um tubo extra ao circuito termodinâmico, de modo a estabelecer uma ligação direta entre a saída do compressor e a entrada do evaporador. Esta nova passagem para o fluido refrigerante é controlada por meio de uma válvula solenoide, como ilustrado na Figura 5.23.

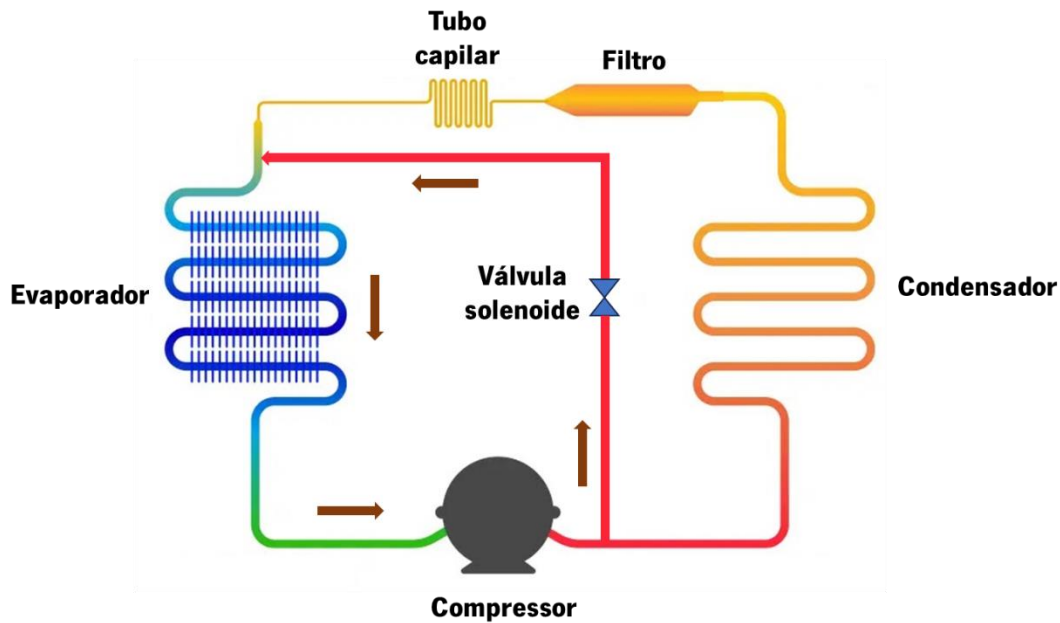


Figura 5.23 – Esquema termodinâmico da ilha Futuro Expo após a aplicação do sistema de descongelação por *bypass*.

Durante o ciclo de refrigeração, a válvula permanece fechada e o sistema opera normalmente. Já durante a fase de descongelação, por meio do controlador, a válvula solenoide é energizada e permite a passagem do fluido. Assim sendo, após a abertura da válvula, a maior parte do fluido de descarga do compressor, que se encontra a uma alta temperatura e pressão, flui pelo novo circuito devido à menor perda de carga comparativamente com a passagem pelo condensador, filtro secador e tubo capilar. Na passagem pelo evaporador o gás quente rejeita calor para o gelo e sai numa mistura de líquido-vapor, que, posteriormente, é aquecida pelos componentes do compressor e regressa ao estado de vapor sobreaquecido. Após o fim da descongelação, determinado pelo sensor de temperatura, a válvula solenoide é novamente fechada. [29]

Todavia, devido à sua simplicidade, o método de *bypass* manifesta alguns problemas, como a sobrecarga do compressor, em consequência da maior pressão, e a possibilidade da chegada de líquido ao compressor. Para além disso, também apresenta uma potência baixa comparativamente a outros métodos de gás quente. [30]

Nesta iteração apenas se alterou o processo de descongelação, sendo que todas as restantes características da iteração anterior foram mantidas. Nesse sentido, instalou-se um novo circuito com a válvula solenoide em cada um dos grupos termodinâmicos, Figura 5.24.



Figura 5.24 – Implementação do método de descongelação por *bypass* no circuito de refrigeração.

Nesta iteração, com o propósito de colocar o equipamento a funcionar na classe de temperatura M1 (-1°C a 5 °C), alterou-se o *setpoint* de 0°C para -0,5 °C, enquanto os outros parâmetros permaneceram os mesmos. Assim sendo, efetuou-se um novo ensaio para aferir o desempenho do equipamento. Na Figura 5.25 pode-se ver um excerto de 6 horas do ensaio de temperatura enquanto na Tabela 5.9 apresenta-se o valor mínimo, máximo e médio registado pela sonda com a temperatura mais elevada, pela sonda com a temperatura mais baixa e pela sonda de aspiração.

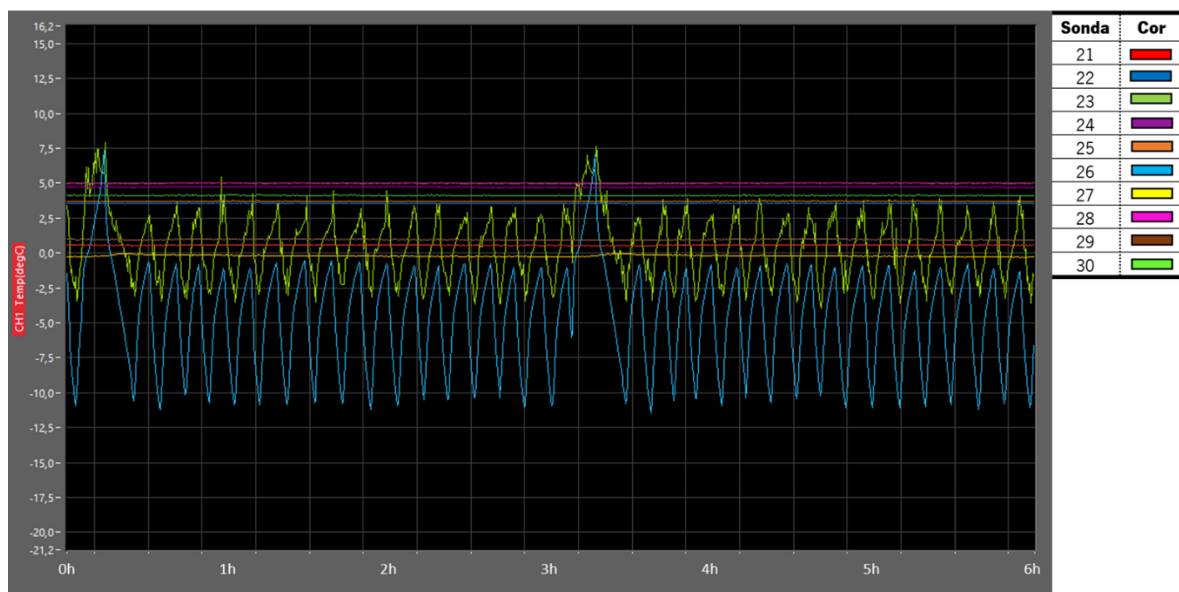


Figura 5.25 - Registo de temperaturas na área refrigerada do equipamento após a quinta iteração, correspondente a um período de 6h.

Tabela 5.9 - Valor mínimo, máximo e médio registado pelas sondas no equipamento após a quinta iteração.

Local	Sonda	Valor mínimo	Valor máximo	Média
Pacote com a temperatura mais alta	28	4,9 °C	5,1 °C	5,0 °C
Pacote com a temperatura mais baixa	27	-0,3 °C	-0,0 °C	-0,3 °C
Sonda de aspiração	30	-4,0 °C	8,7 °C	0,5 °C

Pela análise do gráfico verifica-se que o novo valor do *setpoint* provocou a descida das temperaturas dos pacotes de ensaio, sendo que o pacote mais frio registou uma temperatura mínima de -0,3 e o mais quente uma temperatura máxima de 5,1. Desta forma, o equipamento já se insere na classe de temperatura M1.

O efeito da aplicação do método de descongelação por gás quente na câmara refrigerada é percebido pela temperatura máxima registada pela sonda de aspiração, uma vez que esta passou de 15,1 °C, registada na iteração anterior, para 8,7 °C. Este efeito é consequência de dois fatores, em primeiro, como este método é mais eficiente, existe uma menor percentagem de calor produzido direcionado para a câmara refrigerada e, em segundo, como durante a descongelação os ventiladores estão parados, ou seja, não existe cortina de ar, há uma maior infiltração de ar quente, pelo que, a redução de tempo deste processo face ao anterior diminuiu a quantidade de ar infiltrado.

Na Figura 5.26 encontra-se a curva de potência do presente ensaio, correspondente a um período de 3 horas, e, a traço interrompido, a curva de potência do equipamento na quarta iteração.

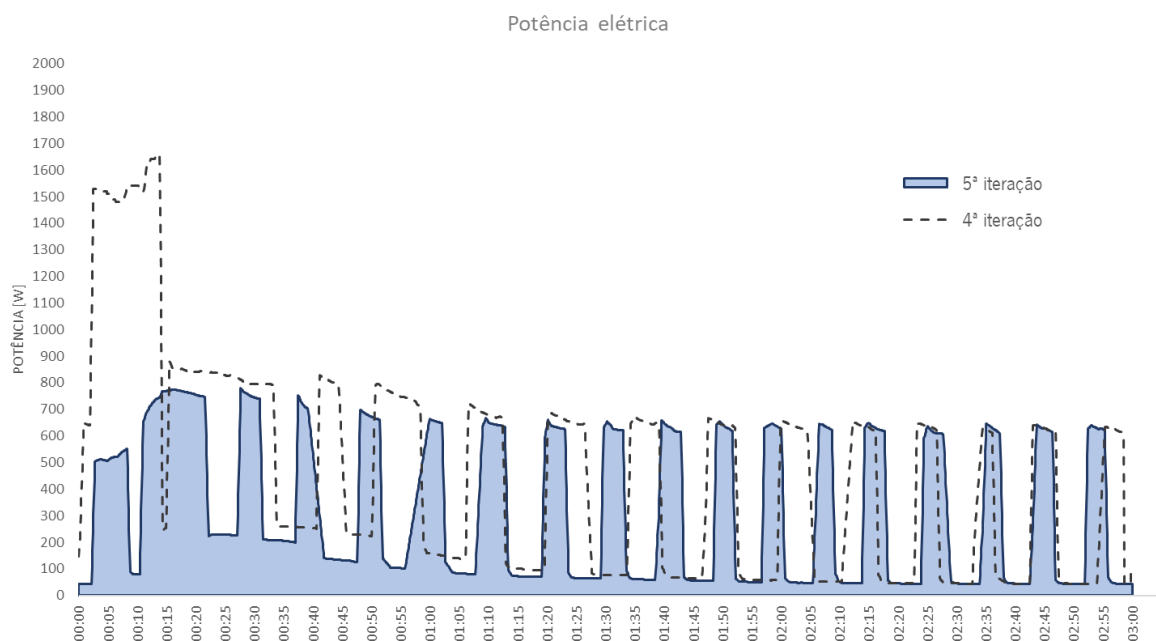


Figura 5.26 – Comparação da curva da potência elétrica entre o equipamento após a quinta iteração e o equipamento após a quarta iteração, num período de 3 horas.

Mediante a observação do gráfico percebe-se claramente a diferença de potência durante o período de descongelação, pois neste ensaio a potência permaneceu perto dos 500 W, correspondente ao funcionamento do compressor. Para além desta diferença de cerca de 1000 W, o tempo de duração da descongelação também sofreu uma redução significativa, passando de aproximadamente 12 minutos nos ensaios anteriores para cerca de 6 minutos neste ensaio.

Otimização do consumo energético de uma ilha de refrigeração comercial

A menor duração e a maior eficiência do processo de descongelação por gás quente resultaram numa menor transferência de calor para a câmara refrigerada, pelo que, a duração do primeiro ciclo de funcionamento do compressor após o período de descongelação também foi significativamente menor. Na última iteração, este ciclo apresentou uma extensão média de 19 minutos, enquanto neste ensaio essa extensão média foi de aproximadamente 11 minutos.

Deste modo, essa redução significativa compensou o funcionamento do compressor durante as descongelações, pelo que, a percentagem de funcionamento do compressor decresceu cerca de 3% face à iteração anterior, fixando-se agora nos 41%.

Na Tabela 5.10, apresenta-se o consumo energético individual no decorrer do presente ensaio, bem como a comparação com o consumo do equipamento original e do equipamento na quarta iteração.

Tabela 5.10 – Consumo energético individualizado do equipamento após a quinta iteração, durante um período de 24 horas, e diferença para o consumo do equipamento original e do equipamento na quarta iteração.

Componente	Consumo	Diferença para o equipamento original	Diferença para a 4ª iteração
Grupo compressor	4,6 kWh	-6,3 kWh (-57,8%)	-0,6 kWh (-11,5%)
Ventiladores do evaporador	0,1 kWh	0 kWh (0%)	0 kWh (0%)
Resistência de descongelação	0,0 kWh	-2,4 kWh (-100%)	-2,3 kWh (-100%)
Sistema de evaporação	2,3 kWh	-4,4 kWh (-65,7%)	-0,8 kWh (-25,8%)
Outros	0,3 kWh	0 kWh (0%)	0 kWh (0%)
Total	7,3 kWh	-13,1 kWh (-64,2%)	-3,7 kWh (-33,6%)

Neste ensaio de 24 horas a ilha Futuro Expo registou um consumo total de 7,3 kWh, o que representa uma redução de 33,6% relativamente à iteração anterior e uma redução de 64,2% face ao equipamento original. A redução significativa advém principalmente da anulação das resistências elétricas da descongelação, uma vez que agora a energia para a fusão do gelo deriva do trabalho do compressor. Apesar desta energia extra consumida durante os períodos de descongelação, o grupo compressor minimizou o seu consumo devido ao menor tempo dos ciclos de refrigeração, como explicado anteriormente.

A diminuição do gasto energético por parte do sistema de evaporação provém da menor infiltração de ar externo no período de descongelação, como também já abordado.

Em suma, com a alteração das resistências elétricas pelo sistema de gás quente por *bypass*, de maior eficiência, conseguiu-se minimizar tanto o consumo direto como o consumo indireto associado ao período de descongelação. Para além disso, este processo também contribuiu para a redução da

potência nominal do equipamento, uma vez que esta passou de cerca de 1900 W para perto dos 800 W.

5.6. EVOLUÇÃO DO CONSUMO ENERGÉTICO

No gráfico presente na Figura 5.27 é apresentada a evolução do consumo energético da ilha Futuro Expo ao longo das várias iterações.

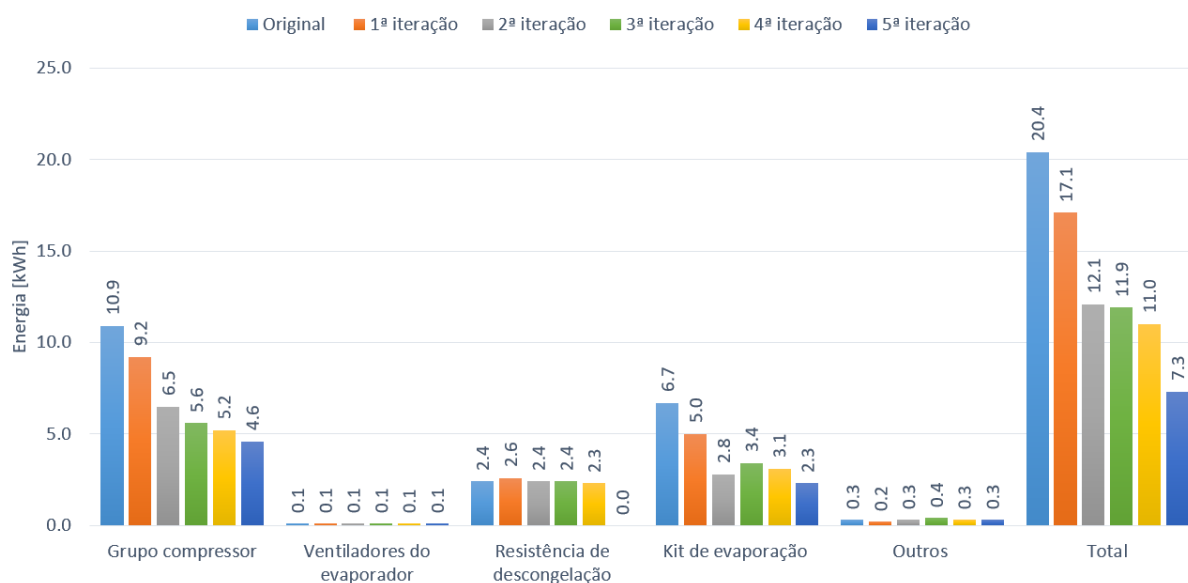


Figura 5.27 – Evolução do consumo energético dos diferentes componentes da ilha Futuro Expo ao longo das iterações implementadas.

O consumo do equipamento passou de um total de 20,4 kWh/dia para 7,3 kWh/dia após as várias iterações, sendo que, a aplicação da grelha em formato de favo de mel, 2ª iteração, e a descongelação por gás quente, 5ª iteração, foram as alterações que geraram um impacto mais significativo no consumo energético.

Considerando que o equipamento, num estabelecimento comercial, opera durante 24 horas nos 365 dias do ano, verifica-se que a otimização energética realizada permite reduzir o consumo energético em 4781.5 kWh/ano. Com base num preço médio da eletricidade de 0,162 €/kWh, correspondente à oferta da EDP comercial em 2023 para uma potência contratada de 20,7 kVA, a redução de consumo representa uma poupança de 774,6 € em custos operacionais anuais. [31]

5.7. ÍNDICE DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA

A certificação energética dos aparelhos de refrigeração com função de venda direta, onde se enquadra a ilha Futuro Expo, deve ser obtida de acordo com a norma ISO 23953-2:2015, o Regulamento da Comissão de Rotulagem Energética (UE) 2019/2018 e o Regulamento da Comissão de Design Ecológico (UE) 2019/2024. Para determinar o índice de eficiência energética realizou-se um ensaio experimental para determinar o consumo energético e registar as temperaturas dos pacotes de ensaio, de acordo com as condições estabelecidas nos capítulos 4.1.1 e 4.1.2.

Neste ensaio, com o objetivo de reduzir o consumo, utilizou-se uma manta térmica noturna. Assim, segunda a norma ISO 23953-2:2015, após um período de estabilização de 24 horas deve-se dar início ao ensaio de 24 horas, sem a manta térmica noturna, no qual a manta é colocada nas 12 horas finais. Na Figura 5.28 está ilustrada a ilha Futuro Expo com a manta térmica noturna aplicada.



Figura 5.28 – Ilha Futuro Expo com a manta térmica noturna.

Relativamente ao registo de temperaturas, presente no Anexo A, a temperatura mais elevada foi de 5,2 °C, enquanto a temperatura mais baixa foi de -0,3 °C. Assim sendo, como as temperaturas se mantiveram no intervalo entre -1,4 °C a 5,4 °C, o equipamento é classificado como M1 (Tabela 4.3).

Quanto ao desempenho energético, o equipamento consumiu um total de 5,70 kWh durante as 24 horas de ensaio.

Com os dados obtidos no ensaio pode-se calcular o índice de eficiência energética, o qual, conforme definido pelo regulamento (UE) 2019/2024, deve ser calculado pela equação (5.1).

$$IEE = \frac{CAE}{CAEN} \times 100 \quad (5.1)$$

O *CAE* representa o consumo anual do equipamento e é dado por:

$$CAE = 365 \times E_{diário} \quad (5.2)$$

Assim, $CAE = 2080,50$ kWh. Já o $CAEN$ é calculado pela equação (5.3).

$$CAEN = 365 \times P \times (M + N \times Y) \times C \quad (5.3)$$

De acordo com a Tabela B.1 do anexo B, como se trata de um equipamento com o grupo compressor integrado, P toma o valor de 1,10. Já pela Tabela B.2 do anexo B, $M = 3,5$ e $N = 3,700$, uma vez que a ilha refrigerada se integra na categoria de armários frigoríficos de supermercado horizontais. O Coeficiente Y , para ilhas refrigeradas, é dado pela soma da área de exposição total dos compartimentos da mesma classe de temperatura do aparelho, que, como demonstrado no anexo C, tem o valor de $2,07$ m². Por último, como a classe de temperatura do equipamento é M1, pela tabela B.3 do anexo B, $C = 1,08$. Substituindo todos os valores na equação (5.3), tem-se $CAEN = 4745,97$ kWh/ano.

Uma vez determinados o valor de CAE e o $CAEN$ obtém-se um índice de eficiência energética 43,8%, que segundo a Tabela B.4 do anexo B corresponde à classe de eficiência energética D.

6. CONSIDERAÇÕES FINAIS

6.1. CONCLUSÕES

O presente trabalho enfatiza a constante necessidade de abordar os desafios energéticos enfrentados pela indústria de refrigeração comercial, em virtude dos rigorosos regulamentos da União Europeia voltados para as práticas sustentáveis. Estes regulamentos têm implicado uma constante revisão nos modelos de equipamentos mais antigos das empresas, com principal destaque para os equipamentos abertos, que, apesar do seu baixo nível de eficiência, mantêm uma elevada percentagem de mercado.

Em consequência, o estudo concentrou-se na otimização energética de uma ilha de refrigeração aberta, Ilha Futuro Expo produzida pela empresa Jordão, de forma a manter o equipamento dentro dos recentes padrões regulatórios de eficiência do mercado europeu. Para além disso, também se teve o objetivo de melhorar o perfil de temperaturas no interior da câmara refrigerada, algo essencial para a principal função do equipamento, a conservação alimentar.

Como ponto de partida do estudo, efetuou-se uma caracterização dos componentes e do funcionamento do equipamento e realizou-se um ensaio experimental segundo a norma ISO 23953-2:2015, de onde se obteve o perfil de temperaturas e o desempenho energético. Assim, verificou-se que a ilha apresentava um consumo de 20,43 kWh/24h e uma amplitude térmica de cerca de 10 °C. Adicionalmente, constatou-se que a infiltração de ar e o processo de descongelamento representavam a maior fatia do consumo energético, pelo que, apresentavam um maior potencial de otimização.

Mediante estes resultados, deu-se início à otimização do equipamento por etapas, tendo-se efetuado um total de cinco iterações. Nas quatro iterações iniciais, o objetivo incidiu na otimização da cortina de ar de forma a minimizar a carga térmica oriunda da infiltração de ar exterior. Nesse sentido, procedeu-se ao aumento da distância entre o escoamento da cortina e o ar exterior, de forma a reduzir a sua influência, e à aplicação de grelhas em formato de favo de mel, com o propósito de tornar o escoamento da cortina mais direcional e uniforme. Já na quinta iteração substituiu-se a ineficiente descongelamento por resistências elétricas pela descongelamento por gás quente.

As várias otimizações permitiram reduzir o consumo energético da ilha Futuro expo para 7,3 kWh/24h, o que representa uma redução de 64,2%. Além disso, a amplitude térmica da área refrigerada diminuiu mais de quatro graus, passando para 5,4°C, o que permitiu ao equipamento atingir a classe de temperatura M1. Adicionalmente, conseguiu-se reduzir a percentagem de funcionamento do

compressor de 92% para 41% e passar o pico de potência elétrica de cerca de 1900 W para perto dos 800 W. Nestes resultados, as modificações que exerceram maior impacto foram a aplicação da grelha em formato de favo de mel e a substituição do processo de descongelação.

Por fim, para determinar o IEE do equipamento, realizou-se um ensaio de acordo com as diretrizes estabelecidas pela norma ISO 23953-2:2015 e pelo regulamento (UE) 2019/2018, tendo-se utilizado uma manta térmica noturna durante um período de 12 horas. Neste ensaio a ilha consumiu 5,70 kWh na classe de temperatura M1, o que permitiu obter um IEE de 0,438, correspondente à classe de eficiência energética D. Esta classificação viabiliza a comercialização do equipamento no mercado europeu tendo em conta os regulamentos mais recentes.

Em suma, o trabalho efetuado mostrou-se bastante positivo e conseguiu cumprir com os objetivos inicialmente propostos. Através da análise e otimização da Ilha Futuro Expo, conseguiu-se reduzir significativamente o consumo de energia, melhorar o desempenho térmico e obter dados relevantes sobre a eficiência energética deste tipo de equipamentos.

6.2. PERSPETIVAS E TRABALHOS FUTUROS

Como trabalhos futuros a este estudo, pode-se realizar uma análise económica às alterações efetuadas no equipamento de modo a determinar o seu custo efetivo e o possível retorno em termos de custos operacionais.

Em relação à eficiência energética, é possível continuar a otimização da cortina de ar e do processo de descongelação. Na cortina de ar pode-se analisar outras variáveis, como a influência da velocidade do escoamento, enquanto no processo de descongelação seria pertinente estudar processos de descongelação por gás quente mais sofisticados e ainda aplicar algoritmos e sensores para otimizar o número e a duração de descongelações.

Ainda na eficiência energética, uma vez que o grupo termodinâmico ficou sobredimensionado após a otimização, será necessário um novo dimensionamento dos componentes levando em conta a nova carga térmica. Nesse seguimento, também se poderia adotar componentes mais eficientes, como válvulas de expansão eletrónica e compressores de velocidade variável. Para além do grupo termodinâmico, o sistema de evaporação é um sistema que ainda apresenta um consumo elevado, pelo que, seria relevante melhorar a sua eficiência com o aproveitamento do calor do ciclo termodinâmico ou estudar novas estratégias de evaporação de água, como sistemas ultrassónicos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] B. Krasner-Khait, “The Impact of Refrigeration,” [Online]. Available: <https://www.history-magazine.com/index.html>.
- [2] MTCSS Marketing, “A brief history of Refrigeration,” 2 Setembro 2015. [Online]. Available: <https://mtcss.co.uk/cold-rooms/a-brief-history-of-refrigeration-2/>.
- [3] “History of Refrigeration and Refrigerators - Historical Facts,” 2019. [Online]. Available: <http://www.historyofrefrigeration.com/>.
- [4] A. Mota-Babiloni, J. Navarro-Esbri, Á. Barragán-Cervera, F. Molés, B. Peris e G. Verdú, “Commercial refrigeration e An overview of current,” 2015.
- [5] Grand View Research, “Commercial Refrigeration Equipment Market Report, 2030,” 2022. [Online]. Available: <https://www.grandviewresearch.com/industry-analysis/commercial-refrigeration-equipment-market>.
- [6] José Júlio Jordão, LDA, “Modelos,” [Online]. Available: <https://jordao.com/pt>.
- [7] Mokšin, T. Vengalis e Vadim, “2D CFD Simulation of Dynamic Heat Transfer in an Open-Type Refrigerated Display Cabinet,” 2022.
- [8] P. D. Gaspar, L. Carrilho Gonçalves e R. Pitarma, “Experimental analysis of the thermal entrainment factor of air curtains in vertical,” *Applied Thermal Engineering*, 2011.
- [9] N. Rivers, “Management of energy usage in a supermarket,” *The Institute of Refrigeration*, 2005.
- [10] “DIRECTIVA 2009/125/CE DO PARLAMENTO EUROPEU E DO CONSELHO,” 21 Outubro 2009. [Online].
- [11] Embraco, “EU Legislation Update, Commercial Refrigeration,” 2022. [Online]. Available: <https://www.embraco.com/ez2021/wp-content/uploads/2022/01/eu-legislation-update-commercial-refrigeration-2022-1.pdf>.
- [12] “Protocolo de Montreal (ODS),” [Online]. Available: <https://apambiente.pt/ar-eruido/protocolo-de-montreal-ods>.

- [13] “REGULAMENTO (UE) N.º 517/2014 DO PARLAMENTO EUROPEU E DO CONSELHO de 16 de abril de 2014 relativo aos gases fluorados com efeito de estufa e que revoga o Regulamento (CE) n.º 842/2006,” 2014.
- [14] Navis, “F-GAS Regulation,” [Online]. Available: <https://www.fgasquota.com/f-gas-regulation/>.
- [15] “REGULAMENTO DELEGADO (UE) 2019/2018 DA COMISSÃO de 11 de março de 2019 que complementa o Regulamento (UE) 2017/1369 do Parlamento Europeu e do Conselho no respeitante à etiquetagem energética dos aparelhos de refrigeração com função de venda direta,” 2019.
- [16] “REGULAMENTO (UE) 2019/2024 DA COMISSÃO de 1 de outubro de 2019 que estabelece os requisitos de conceção ecológica aplicáveis aos aparelhos de refrigeração com função de venda direta nos termos da Diretiva 2009/125/CE do Parlamento Europeu e do Conselho,” 2019.
- [17] Y. Çengel, J. Cimbala e A. Ghajar, *Fundamentals of thermal-fluid sciences*, MCGraw Hill.
- [18] Edumind, “Project Development and Documentation: Refrigeration Cycles,” 2020. [Online]. Available: <https://www.edumind.com/blog/2020/03/project-development-and-documentation-refrigeration-cycles.html>.
- [19] N. Mesquita, “Elementos do circuito de refrigeração, FEUP,” 2009. [Online]. Available: <https://web.fe.up.pt/~ee99259/projecto/Documentos/Elementosrefrigeracao.pdf>.
- [20] Embraco, “Compressores de velocidade fixa,” [Online]. Available: <https://www.embraco.com/pt/produtos/>.
- [21] Centauro, “produtos,” [Online]. Available: <https://www.centauro.pt/index.php/pt/produtos>.
- [22] Linquip, “What is Capillary Tube Refrigeration: A Complete Guide,” Abril 2021. [Online]. Available: <https://www.linquip.com/blog/capillary-tube-refrigeration/>.
- [23] P. Lobarinhas, “Fluidos Frigoríficos”, apontamentos da Universidade do Minho.
- [24] Intarcon, “Refrigerantes substitutos naturais,” 2019. [Online]. Available: <https://www.intarcon.com/pt-pt/refrigerantes-substitutos-naturais/>.
- [25] Intarcon, “Gás R290,” 2022. [Online]. Available: <https://www.intarcon.com/pt-pt/gas-r290/>.
- [26] *Internacional Standard ISO 23953-2, Refrigerated display cabinets - Part 2: Classification, requirements and test conditions, 2015.*

- [27] Eurovent, “Interpretation of Regulation (EU) 2019/2018 and of Regulation (EU) 2019/2024,” 2022.
- [28] Waco Systems, “HONEYCOMB FLOW STRAIGHTENING,” [Online]. Available: <https://www.wacosystems.de/en/products/industrial-products/honeycomb-flow-straightening/>.
- [29] A. Hadawey, T. J. Jaber, W. A. Ghaffar e A. Hasan, “AIR CURTAIN DESIGN OPTIMIZATION OF REFRIGERATED VERTICAL DISPLAY CABINET USING CFD,” Outubro 2012.
- [30] . D. A. Kalume, “Electric Defrost vs Hot Gas Defrost,” 18 Setembro 2017. [Online]. Available: <https://www.linkedin.com/pulse/electric-defrost-vs-hot-gas-diego-almeida-kalume>.
- [31] Embraco, “TECHNICAL INFORMATION: Hot gas defrost,” Junho 2022. [Online]. Available: <https://www.embraco.com/wp-content/uploads/2022/07/technical-information-hot-gas-defrost-en.pdf>.
- [32] lojaluz, “Preço do kWh da EDP: Eletricidade, Gás, Termos Fixo e de Consumo | Outubro 2023,” [Online]. Available: <https://lojaluz.com/fornecedores/edp/tarifas/preco-kwh>.

ANEXO A: ENSAIO DE TEMPERATURA PARA CLASSIFICAÇÃO ENERGÉTICA

Na Figura A.1 observa-se a evolução da temperatura no interior da câmara refrigerada durante o ensaio realizado para calcular o IEE. No gráfico é perceptível que após a colocação da manta térmica noturna (após 12 horas de ensaio), a amplitude térmica da ilha diminuiu.

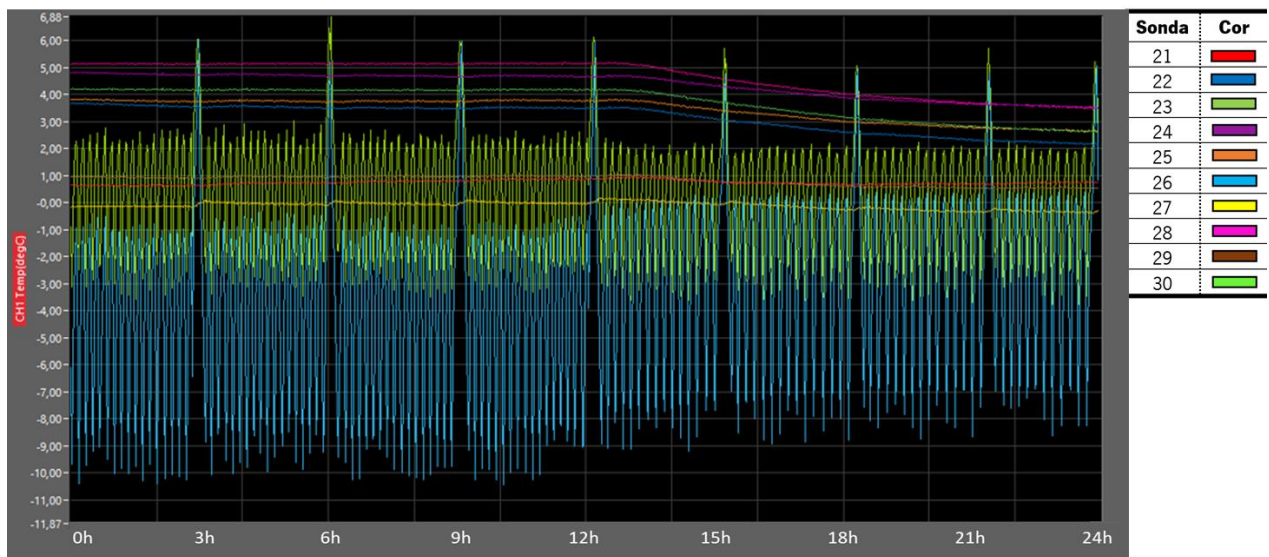


Figura A.1 - Registro de temperaturas na área refrigerada do equipamento no ensaio para calcular o IEE, correspondente a um período de 24h.

ANEXO B: DETERMINAÇÃO DO IEE: COEFICIENTES, FATORES DE CORREÇÃO E CLASSES ENERGÉTICAS

De acordo com o regulamento (UE) 2019/2024, **P** representa um fator de correção que leva em conta as diferenças entre os equipamentos com o grupo compressor integrados e os remotos. Na Tabela B.1 apresenta-se os valores que **P** pode assumir.

Tabela B.1 – Fator de correção **P** utilizado no cálculo do IEE.

Tipo de armário	P
Armários de supermercado integrais	1,10
Outros aparelhos de refrigeração com função de venda direta	1,00

De acordo com o regulamento (UE) 2019/2024, **M** e **N** representam parâmetros de modelização que têm em conta a área de exposição total ou a forma como a utilização energética depende do volume. Os seus valores estão estabelecidos na seguinte tabela:

Tabela B.2 – Coeficientes **M** e **N** utilizado no cálculo do IEE.

Categoria	Valor de M	Valor de N
Arrefecedores de bebidas	2,1	0,006
Congeladores para gelados	2,0	0,009
Máquinas de venda automática refrigeradas	4,1	0,004
Vitrinas de gelados	25,0	30,400
Armários frigoríficos de supermercado verticais e combinados	9,1	9,100
Armários frigoríficos de supermercado horizontais	3,7	3,500
Armários congeladores de supermercado verticais e combinados	7,5	19,300
Armários congeladores de supermercado horizontais	4,0	10,300
Armários frigoríficos entrantes (a partir de 1 de março de 2021)	9,2	11,600
Armários frigoríficos entrantes (a partir de 1 de setembro de 2023)	9,1	9,100

Otimização do consumo energético de uma ilha de refrigeração comercial

De acordo com o regulamento (UE) 2019/2024, **C** é um fator de correção que tem em conta diferenças na temperatura de funcionamento, sendo os seus valores apresentados na tabela seguinte:

Tabela B.3 – Fator de correção **C** utilizado no cálculo do IEE.

Categoria	Classe de temperatura	Temperatura mais alta da embalagem-M mais quente (°C)	Temperatura mais baixa da embalagem-M mais fria (°C)	Temperatura mínima mais alta de todas as embalagens-M (°C)	Valor de C
Armários frigoríficos de supermercado verticais e combinados	M2	≤ +7	≥ -1	n.a.	1,00
	H1 e H2	≤ +10	≥ -1	n.a.	0,82
	M1	≤ +5	≥ -1	n.a.	1,15
Armários frigoríficos de supermercado horizontais	M2	≤ +5	≥ -1	n.a.	1,00
	H1 e H2	≤ +10	≥ -1	n.a.	0,92
	M1	≤ +5	≥ -1	n.a.	1,08
Armários congeladores de supermercado verticais e combinados	L1	≤ +5	n.a.	≤ -18	1,00
	L2	≤ +5	n.a.	≤ -18	0,90
	L3	≤ +5	n.a.	≤ -15	0,90
Armários congeladores de supermercado horizontais	L1	≤ +5	n.a.	≤ -18	1,00
	L2	≤ +5	n.a.	≤ -18	0,92
	L3	≤ +5	n.a.	≤ -15	0,92

Na tabela seguinte apresentam-se as classes de eficiência energética de aparelhos de refrigeração com função de venda direta de acordo com o regulamento (UE) 2019/2018.

Otimização do consumo energético de uma ilha de refrigeração comercial

Tabela B.4 -Classes de eficiência energética de aparelhos de refrigeração com função de venda direta.

Classe de eficiência energética	IEE
A	$IEE < 10$
B	$10 < IEE < 20$
C	$20 < IEE < 35$
D	$35 < IEE < 50$
E	$50 < IEE < 65$
F	$65 < IEE < 80$
G	$80 < IEE < 100$

ANEXO C: ÁREA DE EXPOSIÇÃO TOTAL

Pela definição presente no regulamento (UE) 2019/2024, a área de exposição total de um equipamento de refrigeração é a área visível total ocupada por géneros alimentícios e outros artigos, incluindo a área visível através dos vidros, definida pela soma das áreas das projeções horizontais e verticais do volume líquido, expressa em metros quadrados.

Tendo em consideração a fórmula de cálculo presente na norma ISO 23953-2015 e as medidas da ilha Futuro Expo, presentes na Figura C.1, obteve-se um valor de área de exposição total de $2,07 \text{ m}^2$.

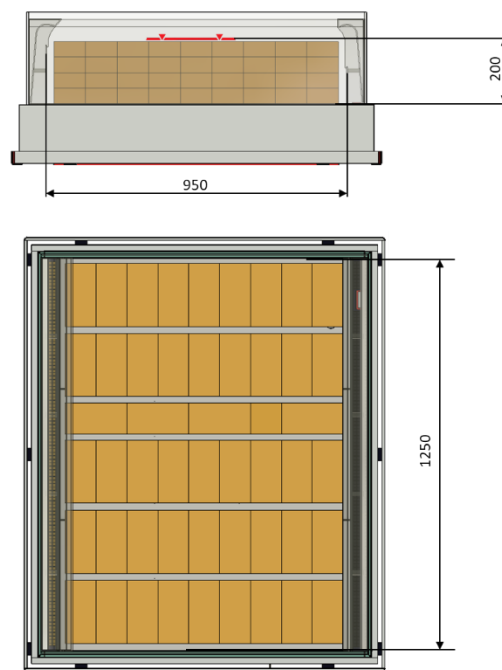


Figura C.1 – Dimensões da Ilha Futuro Expo relevantes para o cálculo da área de exposição total.