



Zaira Maria  
Pereira Bandeira

Melhoria do Desempenho Energético de  
Equipamento de Frio Profissional





**Zaira Maria  
Pereira Bandeira**

## **Melhoria do Desempenho Energético de Equipamento de Frio Profissional**

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestrado em Engenharia Mecânica, realizada sob orientação científica do Professor Doutor Fernando José Neto da Silva, Professor Auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro e coorientação de Victor Anjos, Diretor Técnico da empresa Mercatus Portugal, Refrigeração e Estruturas Metálicas d'Alagoa.



**o júri / the jury**

presidente / president

**Professor Doutor João Alexandre Dias de Oliveira**

Professor Auxiliar da Universidade de Aveiro.

vogais / examiners committee

**Professor Doutor Clito Félix Alves Afonso**

Professor Associado, Dep Engenharia Mecânica - Faculdade de engenharia da Universidade do Porto.

**Professor Doutor Fernando José Neto da Silva**

Professor Auxiliar da Universidade de Aveiro.



**agradecimentos /  
acknowledgements**

Agradeço profundamente à minha família, em especial aos meus pais e avós pela presença, preocupação e apoio. À minha tia Belarmina por me ter ajudado a tornar na pessoa que sou hoje.

Ao Gonçalo, por tudo, simplesmente não há palavras.

Um muito obrigado ao professor Fernando Neto pelas orientações, paciência e positividade transmitidas durante este processo.

À Liliana e em especial ao Eng<sup>o</sup> Victor não só pelos conhecimentos transmitidos mas também pelo apoio continuado.

E por último, e não menos importante, um sincero obrigado a todos os meus amigos que me acompanharam ao longo desta jornada.





## Palavras-Chave

Frio; Equipamento Profissional; Frio, Equipamento comercial, Produção de Frio, Otimização, Refrigeração; Fluido Refrigerante; Desempenho; Consumo energético; Otimização

## Resumo

O presente documento descreve um trabalho feito em cooperação com a empresa Mercatus Portugal, Refrigeração e Estruturas Metálicas d'Alagoa, S.A. O objetivo do trabalho residiu na melhoria do desempenho energético de um equipamento previamente existente na empresa.

Em primeiro lugar, caracterizou-se do produto comercializado atualmente. Com base nesta caracterização, foram propostas algumas alterações que visam a otimização energética do equipamento.

As medidas propostas foram integradas num equipamento real e testadas laboratorialmente sob condições controladas. Para que se possa definir o protótipo final com as melhores características, todas as alterações foram testadas nas mesmas condições.

Foram testadas alterações a vários níveis, como a ventilação interna, grupo frigorífico e controlo.

O protótipo final consegue uma poupança energética de 23,76% relativamente ao produto inicial. Para o cliente final, o investimento monetário que terá que ser feito relativamente ao produto inicial tem retorno em 3 anos e 10 meses.



**Keywords**

Chiller; Professional equipment; Optimization; Refrigeration; Refrigerant fluid; performance; Energy consumption;

**Abstract**

This document describes work done in cooperation with the company Mercatus Portugal, Refrigeração e Estruturas Metálicas d'Alagoa, S.A, The objective lies in improving the energy performance of a previously existing equipment.

Firstly the initial product was characterized. Then, a few changes have been proposed in order to improve the energy performance of this equipment.

The proposed measures have been incorporated into a real equipment and tested on a laboratory under controlled environment. In order to set the final prototype with the best features, all the changes were tested under the same conditions.

Changes have been tested at different levels, such as internal ventilation, refrigeration unit and control system.

The final prototype achieves energy savings of 23,76 % when compared to the initial product. For the final customer, the monetary investment compared to the original product will be recovered in 3 years and 10 months.



# Conteúdo

<b>Conteúdo</b>	<b>i</b>
<b>Lista de Figuras</b>	<b>v</b>
<b>Lista de Tabelas</b>	<b>ix</b>
<b>Nomenclatura</b>	<b>xi</b>
<b>1 Introdução</b>	<b>1</b>
1.1 Objetivo do trabalho . . . . .	1
1.2 Caraterização da empresa . . . . .	1
1.2.1 Caraterísticas gerais da empresa . . . . .	1
1.2.2 Preocupações ambientais e energéticas . . . . .	2
1.2.3 Gama de produtos da empresa . . . . .	3
1.2.4 Processo produtivo . . . . .	4
<b>2 Enquadramento</b>	<b>5</b>
2.1 Refrigeração . . . . .	5
2.1.1 História da refrigeração . . . . .	6
2.1.2 Ciclo de compressão de vapor . . . . .	6
2.2 Problema ecológico e energético . . . . .	8
2.3 Legislação para a União Europeia . . . . .	9
2.4 Princípios de otimização energética . . . . .	11
2.5 Desenvolvimentos recentes . . . . .	11
<b>3 Caraterização do produto</b>	<b>15</b>
3.1 Caraterísticas construtivas do produto . . . . .	15
3.2 Componentes constituintes do grupo frigorífico . . . . .	16
3.2.1 Compressor . . . . .	16
3.2.2 Condensador . . . . .	17
3.2.3 Dispositivo expansivo . . . . .	18
3.2.4 Evaporador . . . . .	18
3.3 Controlo . . . . .	19
3.4 Envolvente e ganhos térmicos . . . . .	20
3.5 Distribuição de consumos no equipamento . . . . .	22
3.6 Produtos concorrentes . . . . .	23

<b>4</b>	<b>Melhorias propostas inicialmente</b>	<b>25</b>
4.1	Ventilação . . . . .	25
4.1.1	Ventilação externa . . . . .	25
4.1.2	Ventilação interna . . . . .	25
4.2	Controlo . . . . .	28
4.2.1	Programação das descongelações . . . . .	28
4.2.2	Algoritmos utilizados . . . . .	29
4.3	Grupo frigorífico . . . . .	30
4.4	Envolvente . . . . .	32
<b>5</b>	<b>Metodologia</b>	<b>35</b>
5.1	Condições de ensaio . . . . .	35
5.1.1	Condições ambiente . . . . .	35
5.1.2	Provetes de teste . . . . .	35
5.1.3	Instrumentação de medida . . . . .	36
5.2	Plano de Ensaio . . . . .	37
<b>6</b>	<b>Resultados obtidos</b>	<b>39</b>
6.1	Desempenho energético . . . . .	39
6.2	Temperaturas internas . . . . .	41
<b>7</b>	<b>Análise dos resultados obtidos</b>	<b>45</b>
7.1	Análise das alterações na ventilação (ensaio 2, 3 e 4) . . . . .	45
7.2	Análise das descongelações (ensaio 5 a 10) . . . . .	48
7.2.1	Ventilação na descongelação . . . . .	48
7.2.2	Temporização entre descongelações . . . . .	48
7.3	Substituição do grupo frigorífico (Ensaio 11) . . . . .	49
7.4	Temperaturas internas (Ensaio 12 a 15) . . . . .	49
7.5	Comparações entre o produto inicial e o protótipo final . . . . .	50
7.5.1	Potência . . . . .	51
7.5.2	Evaporador . . . . .	52
7.5.3	Compressor . . . . .	56
7.5.4	Condensador . . . . .	58
<b>8</b>	<b>Conclusões e trabalhos futuros</b>	<b>61</b>
8.1	Principais conclusões . . . . .	61
8.2	Trabalhos futuros . . . . .	62
	<b>Bibliografia</b>	<b>63</b>
<b>9</b>	<b>Anexos</b>	<b>65</b>
9.1	Folha comercial do produto . . . . .	65
9.2	Resultados obtidos no ensaio 1 . . . . .	68
9.3	Resultados obtidos no ensaio 2 . . . . .	69
9.4	Resultados obtidos no ensaio 3 . . . . .	72
9.5	Resultados obtidos no ensaio 4 . . . . .	73
9.6	Resultados obtidos no ensaio 5 . . . . .	76
9.7	Resultados obtidos no ensaio 6 . . . . .	77

9.8	Resultados obtidos no ensaio 7 . . . . .	80
9.9	Resultados obtidos no ensaio 8 . . . . .	81
9.10	Resultados obtidos no ensaio 9 . . . . .	84
9.11	Resultados obtidos no ensaio 10 . . . . .	85
9.12	Resultados obtidos no ensaio 11 . . . . .	88
9.13	Resultados obtidos no ensaio 12 . . . . .	89
9.14	Resultados obtidos no ensaio 13 . . . . .	92
9.15	Resultados obtidos no ensaio 14 . . . . .	93
9.16	Resultados obtidos no ensaio 15 . . . . .	96
9.17	Resultados obtidos no ensaio com abertura de portas. . . . .	97





# Lista de Figuras

1.1	Volume de produtos lançados para o mercado por categoria. . . . .	3
2.1	Representação esquemática da máquina frigorífica. . . . .	5
2.2	Ciclo de compressão de vapor. . . . .	7
2.3	Ciclo de compressão de vapor. . . . .	7
2.4	Representação do processo de enchimento da envolvente em painéis híbridos vácuo-poliuretano. . . . .	14
3.1	Bancada refrigerada L2. . . . .	15
3.2	Bancada refrigerada com medidas <i>Gastronorm</i> . . . . .	16
3.3	Compressão do fluido. . . . .	17
3.4	Compressor utilizado na bancada. . . . .	17
3.5	Condensador utilizado na bancada. . . . .	18
3.6	Evaporador utilizado na bancada. . . . .	19
3.7	Detalhes do processo de calafetagem. . . . .	20
3.8	Termograma das vedações das portas da bancada, vista de frente. . . . .	21
3.9	Termograma das vedações das portas da bancada em detalhe, vista lateral. . . . .	21
3.10	Termograma das junções entre painéis da envolvente da bancada. . . . .	22
3.11	Distribuição teórica dos consumos da bancada. . . . .	23
3.12	Esquema da ventilação na bancada concorrente. . . . .	24
4.1	Grelhas de ventilação utilizadas. . . . .	26
4.2	Esquema da ventilação interna utilizada inicialmente. . . . .	26
4.3	Esquema da primeira alteração na ventilação interna. . . . .	27
4.4	Esquema da segunda alteração na ventilação interna. . . . .	27
4.5	Fotografia das 3 opções de ventilação testadas. . . . .	28
4.6	Colocação da sonda de controlo de descongelação no evaporador. . . . .	29
4.7	Esquema de funcionamento do algoritmo básico de poupança de energia. . . . .	30
4.8	Esquema de funcionamento do algoritmo automático de poupança de energia. . . . .	30
4.9	Válvula de expansão termostática em corte. . . . .	31
5.1	Disposição dos provetes no interior da bancada. . . . .	36
5.2	Sensor de pressão montado num circuito. . . . .	37
6.1	Consumos energéticos registados em cada ensaio, ao longo de 24 horas. . . . .	39
6.2	Poupança energética relativamente ao ensaio realizado no produto inicial. . . . .	40
6.3	Gráfico com os tempos de funcionamento do compressor em cada ensaio realizado. . . . .	41

6.4	Esquema exemplificativo da localização dos provetes do tipo M. . . . .	44
7.1	Temperaturas registadas no provete 1 ao longo de 24 horas . . . . .	45
7.2	Temperaturas registadas no provete 2 ao longo de 24 horas . . . . .	46
7.3	Temperaturas registadas no provete 3 ao longo de 24 horas . . . . .	46
7.4	Temperaturas registadas no provete 4 ao longo de 24 horas . . . . .	47
7.5	Temperaturas registadas na temperatura ambiente ao longo de 24 horas . . . . .	47
7.6	Potência instantânea registada durante duas horas, no ensaio 7 e no ensaio 11 . . . . .	49
7.7	Potência instantânea registada durante 24 horas no ensaio 1 . . . . .	51
7.8	Potência instantânea registada durante 2 horas no ensaio 1 . . . . .	52
7.9	Potência instantânea registada durante 24 horas no ensaio 14 . . . . .	52
7.10	Potência instantânea registada durante 2 horas no ensaio 14 . . . . .	53
7.11	Temperaturas registadas na entrada e saída do evaporador durante 24 horas no ensaio 1 . . . . .	53
7.12	Temperaturas registadas na entrada e saída do evaporador durante 2 horas no ensaio 1 . . . . .	54
7.13	Temperaturas registadas na entrada e saída do evaporador durante 24 horas no ensaio 14 . . . . .	54
7.14	Temperaturas registadas na entrada e saída do evaporador durante 2 horas no ensaio 14 . . . . .	55
7.15	Potência absorvida e Diferença de temperatura entre a entrada e a saída do evaporador para 2 horas no ensaio 1 . . . . .	55
7.16	Potência absorvida e Diferença de temperatura entre a entrada e a saída do evaporador para 2 horas no ensaio 14 . . . . .	56
7.17	Temperaturas registadas na entrada e saída do compressor durante 24 horas no ensaio 1 . . . . .	56
7.18	Temperaturas registadas na entrada e saída do compressor durante 2 horas no ensaio 1 . . . . .	57
7.19	Temperaturas registadas na entrada e saída do compressor durante 24 horas no ensaio 14 . . . . .	57
7.20	Temperaturas registadas na entrada e saída do compressor durante 2 horas no ensaio 14 . . . . .	58
7.21	Temperaturas registadas na entrada e saída do condensador durante 24 horas no ensaio 1 . . . . .	59
7.22	Temperaturas registadas na entrada e saída do codensador durante 2 horas no ensaio 1 . . . . .	59
7.23	Temperaturas registadas na entrada e saída do condensador durante 24 horas no ensaio 14 . . . . .	60
7.24	Temperaturas registadas na entrada e saída do codensador durante 2 horas no ensaio 14 . . . . .	60
9.1	Resultados obtidos para o ensaio 1. . . . .	68
9.2	Resultados obtidos para o ensaio 1. . . . .	69
9.3	Resultados obtidos para o ensaio 2. . . . .	70
9.4	Resultados obtidos para o ensaio 2. . . . .	71
9.5	Resultados obtidos para o ensaio 3. . . . .	72
9.6	Resultados obtidos para o ensaio 3. . . . .	73

9.7	Resultados obtidos para o ensaio 4. . . . .	74
9.8	Resultados obtidos para o ensaio 4. . . . .	75
9.9	Resultados obtidos para o ensaio 5. . . . .	76
9.10	Resultados obtidos para o ensaio 5. . . . .	77
9.11	Resultados obtidos para o ensaio 6. . . . .	78
9.12	Resultados obtidos para o ensaio 6. . . . .	79
9.13	Resultados obtidos para o ensaio 7. . . . .	80
9.14	Resultados obtidos para o ensaio 7. . . . .	81
9.15	Resultados obtidos para o ensaio 8. . . . .	82
9.16	Resultados obtidos para o ensaio 8. . . . .	83
9.17	Resultados obtidos para o ensaio 9. . . . .	84
9.18	Resultados obtidos para o ensaio 9. . . . .	85
9.19	Resultados obtidos para o ensaio 10. . . . .	86
9.20	Resultados obtidos para o ensaio 10. . . . .	87
9.21	Resultados obtidos para o ensaio 11. . . . .	88
9.22	Resultados obtidos para o ensaio 11. . . . .	89
9.23	Resultados obtidos para o ensaio 12. . . . .	90
9.24	Resultados obtidos para o ensaio 12. . . . .	91
9.25	Resultados obtidos para o ensaio 13. . . . .	92
9.26	Resultados obtidos para o ensaio 13. . . . .	93
9.27	Resultados obtidos para o ensaio 14. . . . .	94
9.28	Resultados obtidos para o ensaio 14. . . . .	95
9.29	Resultados obtidos para o ensaio 15. . . . .	96
9.30	Resultados obtidos para o ensaio 15. . . . .	97
9.31	Resultados obtidos no ensaio com abertura de portas. . . . .	98
9.32	Resultados obtidos no ensaio com abertura de portas. . . . .	99



# Lista de Tabelas

2.1	Valor do coeficiente de M e N. . . . .	10
2.2	Classes de eficiência energética dos armários refrigerados de armazenagem profissionais [1]. . . . .	10
2.3	Tipos de painéis de vácuo disponibilizados pelo fornecedor. . . . .	13
3.1	Consumos nominais de cada dispositivo consumidor . . . . .	22
4.1	Condutividades térmicas para cada material. . . . .	32
4.2	Tipos de painéis de vácuo disponibilizados pelo fornecedor. . . . .	32
5.1	Classes climáticas. . . . .	35
5.2	Lista de ensaios realizados com portas fechadas. . . . .	38
6.1	Valores mínimos médios e máximos registadas nos provetes e na temperatura interna da bancada. . . . .	42
6.2	Valores mínimos médios e máximos registadas nos provetes e na temperatura interna da bancada. . . . .	43
7.1	Comparações entre o produto inicial e o protótipo final. . . . .	50



# Nomenclatura

*CFC* Clorofluorcarboneto

*CO<sub>2</sub>* Dióxido de Carbono

*COP<sub>t</sub>* Coeficiente de desempenho termodinâmico

*COP<sub>r</sub>* Coeficiente de desempenho real

*CQNUAC* Quadro das Nações Unidas para as Alterações Climáticas

*h* Entalpia

*HCFC* Hidroclorofluorcarboneto

*HFC* Hidrofluorcarboneto

*m* Caudal mássico

*ODP* Ozone depletion potencial, Potencial de empobrecimento da camada de Ozono

*PAG* Fator de aquecimento global, ou GWP, Global Warming Potential

*Q<sub>evap</sub>* Potência do evaporador

*W<sub>comp</sub>* Potência do compressor





# Capítulo 1

## Introdução

### 1.1 Objetivo do trabalho

Atualmente, vive-se num contexto económico e ambiental em que as preocupações a este nível são crescentes e transversais a diversos setores da sociedade moderna, ainda muito dependente de fontes energéticas não renováveis. É necessário, portanto, adotar uma atitude responsável no que diz respeito à utilização racional de energia. Esta atitude leva que haja uma tendência crescente para que se invista em desenvolvimentos técnicos e científicos que permitam cada vez mais racionalizar a utilização energia.

O frio, com o propósito de armazenamento e conservação de alimentos, é indispensável na sociedade moderna, mas é também um dos principais consumidores de energia nesta mesma sociedade. Daí a necessidade de melhorar o desempenho deste tipo de equipamento.

O presente documento descreve um trabalho desenvolvido em cooperação com a empresa Mercatus Portugal, Refrigeração e Estruturas Metálicas d'Alagoa, S.A., empresa de referência europeia no segmento do fabrico de equipamentos de frio profissional.

O principal objetivo do trabalho reside na otimização energética de um produto já existente na empresa. Para que tal seja possível, é necessário, antes de mais proceder-se a uma caracterização do equipamento comercializado atualmente, de forma a que possa definir os pontos que são possíveis de melhorar.

O produto em estudo é uma bancada refrigerada com 2 portas e dimensionada de acordo com as medidas *gastronorm*. Esta bancada refrigerada está inserida na gama de produtos de alta eficiência produzidos e comercializados pela empresa, contando já com uma série de aspetos que a diferencia de outras, que têm as mesmas características geométricas mas não são de alta eficiência.

Pretende-se que este produto se insira na classe A, segundo a nova legislação de *labeling* aprovada pela comissão europeia, que entrará em vigor a Janeiro de 2016. A otimização energética não deve comprometer significativamente o preço final do produto [1]

### 1.2 Caraterização da empresa

#### 1.2.1 Caraterísticas gerais da empresa

A empresa Mercatus dedica-se à produção de equipamentos utilizados para refrigeração profissional no sector HORECA: Hotelaria, Restauração e *Catering*.

Fundada no ano de 1995, é uma empresa de referência a nível europeu no fabrico de equipamentos de refrigeração profissional. A empresa dispõe de 2 centros de produção em Águeda, e conta com uma produção anual perto de 25000 unidades. Exportando cerca de 95% dos seus produtos, serve clientes em mais de 40 países por todo o mundo. Detém ainda um polo fabril no Brasil e um centro logístico em Itália.

A Mercatus tem vindo a apresentar, desde 2001, ritmos de crescimento significativos, de cerca de 18% ao ano. Apesar de os últimos anos terem sido caracterizados pela difícil conjuntura macroeconómica, tem-se vindo a verificar uma subida do volume das vendas, em especial no Médio Oriente. As boas perspetivas permitem ter confiança na manutenção desta tendência histórica para os próximos anos.

A empresa conta com as certificações ISO 9001 e ISO 14001. A certificação ISO 9001 é uma componente estratégica para qualquer organização, uma vez que define não só os requisitos para o sistema de gestão da qualidade, mas também a forma como uma empresa deve ser gerida, de forma a ir de encontro às necessidades do cliente. A ISO 14001 é uma norma internacional para sistema de gestão de qualidade ambiental. Assim sendo, ao obter a certificação ISO 14001, a empresa demonstra publicamente o seu compromisso para com a preservação do ambiente.

### 1.2.2 Preocupações ambientais e energéticas

Embora a empresa tenha obtido a certificação ISO 14001 por parte de laboratórios independentes, a Mercatus conta também com o seu próprio laboratório de investigação e desenvolvimento, designado de *Cooling Lab*<sup>®</sup>. Neste laboratório são realizados ensaios aos mais variados equipamentos que a empresa produz, permitindo à equipa monitorizar a performance dos mesmos. Tornando-se assim possível colocar sistemas de refrigeração cada vez mais mais eficientes no mercado.

Assume-se uma continuada preocupação e conseqüente investimento na criação de unidades mais sustentáveis e energeticamente mais eficientes. Têm vindo a ser várias, as medidas postas em prática com este fim. Pode exemplificar-se o tipo de isolamento utilizado nos equipamentos, que consiste numa espuma de poliuretano cujo agente expansor é a água, que conta não só com um ODP (*Ozone Depletion Potential*, Potencial de Depleção do Ozono) nulo mas também com um GWP (*Global Warming Protection*, Potencial de Aquecimento Global) nulo.

Para além desta, existem ainda outras práticas implementadas pela empresa com vista a reduzir a sua pegada ecológica, como a implementação de um sistema de deteção de fugas de HFC dos equipamentos e criação de ações com o objetivo de minimizar estas fugas.

A empresa encontra-se também numa fase em que várias alterações estão a ser concebidas, nomeadamente a alteração do *layout* do chão de fábrica. Está a proceder-se a esta alteração devido à mudança dos fluidos operantes nos circuitos frigoríficos dos produtos. Atualmente utilizam-se os hidrofluorcarbonetos R134a e R404A, que serão substituídos pelo hidrocarboneto R290, cujo GWP é igual a 3, [2].

A empresa monitoriza regularmente todos os consumos energéticos, sejam de eletricidade ou de gás propano. As emissões provenientes das 3 chaminés da fábrica são também monitorizadas periodicamente. Monitoriza-se ainda o consumo de papel da empresa e promove-se a redução do mesmo.

Existe também uma preocupação em influenciar os fornecedores a terem práticas ambientais, sendo o facto de estes serem certificados ambientalmente, um fator decisivo no momento de escolha.

### 1.2.3 Gama de produtos da empresa

Os produtos MERCATUS são orientados para a utilização profissional, com especificações técnicas que fornecem o tipo de refrigeração mais adequado a cada tipo de produto alimentar. A empresa conta com uma ampla gama de produtos, oferecendo soluções para as mais variadas necessidades de refrigeração profissional, incluindo bancadas e armários refrigerados e congelados, câmaras frigoríficas, abatedores e ultracongeladores. Na Figura 1.1 encontram-se os vários tipos de equipamentos ordenados por quantidade de produtos lançados no mercado.

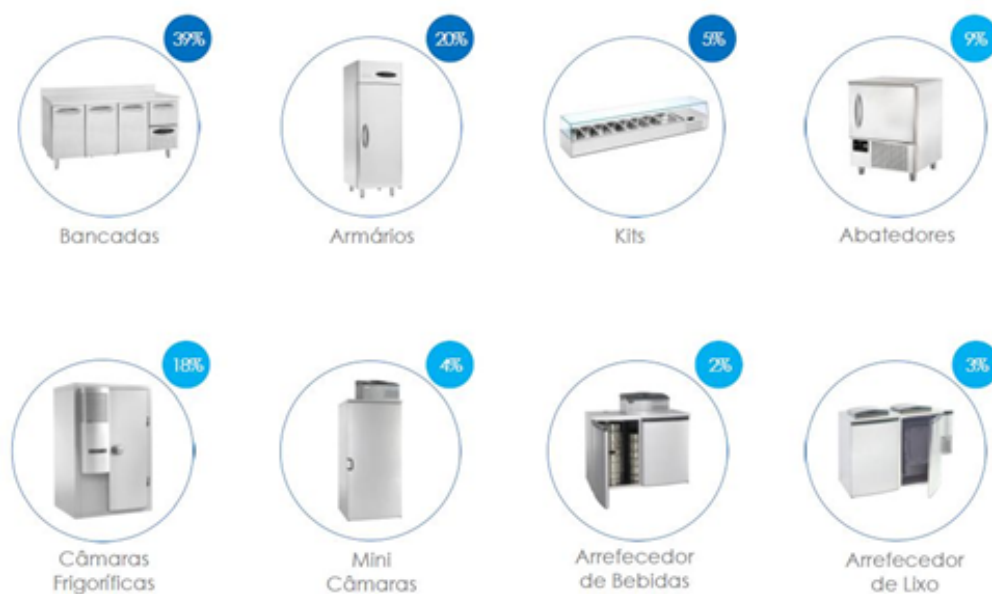


Figura 1.1: Volume de produtos lançados para o mercado por categoria.

No pólo I da Mercatus são produzidas as bancadas, armários e kits. Todos os outros produtos são produzidos no pólo II. Estes equipamentos têm como principal matéria prima os aços inoxidáveis S441 e AISI 304, que são materiais indicados para estar em contacto com alimentos, uma vez que são materiais estáveis com contagem com uma boa resistência à oxidação.

O material isolante utilizado em todos os equipamentos produzidos na empresa é uma espuma de poliuretano cuja expansão é feita em máquinas injetoras de alta precisão para este fim. Apesar dos produtos serem constituídos pelo mesmo material isolante, nem todos contam com a mesma espessura de isolamento. Em geral, a envolvente dos equipamentos que operam numa gama de temperaturas negativas tem uma espessura de 75 mm enquanto que os equipamentos que operam numa gama de temperaturas positivas têm apenas 45 mm.

A empresa opera com dois tipos de refrigerantes: o HFC R134a e o HFC R404A. O R134a é o tipo de refrigerante utilizado nos produtos que trabalham a temperaturas positivas, enquanto que o R404A, tendo maior capacidade de refrigeração, é utilizado nos equipamentos que operam a temperaturas negativas.

Cada equipamento produzido na Mercatus tem vários modelos com diferenças no design, no tipo de utilização ou mesmo no grupo frigorífico. O mesmo equipamento pode ter altera-

ções que lhe permitem ser mais indicado para conservação de fruta ou peixe, por exemplo, correspondendo por isso a um modelo diferente. O mesmo acontece o que diz respeito ao grupo frigorífico, podendo o cliente optar por um equipamento energeticamente mais eficiente. Assim, o cliente obterá um equipamento para o mesmo fim, mas com outras características como por exemplo um compressor mais eficiente, com um escoamento de ar mais eficiente ou mesmo com ventiladores com motores mais eficientes.

#### 1.2.4 Processo produtivo

A principal matéria-prima transformada ao longo do processo é o aço inoxidável; trabalha-se o S441, que será utilizado maioritariamente na parte exterior dos equipamentos e também o AISI 304 que é será mais utilizado na parte interna dos produtos.

O processo produtivo pode ser dividido em 5 secções: transformação, calafetagem, injeção, linhas de montagem, controlo final e expedição.

Antes disto, é realizado um planeamento de produção através do *software Jetcam*. Este planeamento é depois enviado para zona da transformação, mais especificamente para as máquinas puncionadoras, que procederão à transformação da chapa. Após esta ação, as peças serão conformadas nas quinadoras.

Estas peças seguem então para a calafetagem e posterior injeção de poliuretano, se necessário, ou então diretamente para a linha de montagem, como é o caso das gavetas. Na calafetagem preparam-se os painéis para serem posteriormente injetados com poliuretano numa prensa a alta pressão. Na injeção, o tempo de cura varia consoante a peça em causa, podendo chegar aos 20 minutos, dependendo da espessura do isolamento.

As peças provenientes da injeção, das quinadoras e do armazém são entregues nas linhas, consoante o produto a que pertencerão. No pólo 1 existem 4 linhas de montagem. Nas linhas 1 e 2 são montadas as bancadas, na linha 3 são montados os armários e na linha 4 os *kits*.

Por fim, os microprocessadores serão programados e todos os produtos serão sujeitos a testes de funcionamento, nomeadamente testes de rigidez dielétrica e de funcionamento. É também feito um teste à fuga de gases com um equipamento designado de *snifer*, sendo a cota de fuga de um grama por ano.

## Capítulo 2

# Enquadramento

### 2.1 Refrigeração

A refrigeração pode ser definida como sendo o processo em que se transfere energia sob a forma de calor de um local a temperaturas mais baixas para o outro local a temperaturas mais elevadas, permitindo portanto o arrefecimento de corpos sólidos ou fluídos num determinado espaço e tempo.

Hoje em dia, a refrigeração tem um papel fundamental na sociedade moderna. Destaque-se o armazenamento de alimentos, sendo o tempo de vida da maioria dos alimentos incrementado através de um armazenamento a baixas temperaturas. O frio desempenha ainda um papel importante no processamento de alimentos como queijo, cerveja, entre outros. É também fundamental em termos de climatização de espaços, aplicações médicas, entre outros.

Como os corpos em contacto entre si e com o ambiente tendem ao equilíbrio térmico, será necessário fornecer energia ao sistema para que o calor passe da zona mais fria para a mais quente. Os equipamentos que promovem essas trocas designam-se de máquinas frigoríficas. Na Figura 2.1 encontra-se um esquema representativo do funcionamento de uma máquina frigorífica.

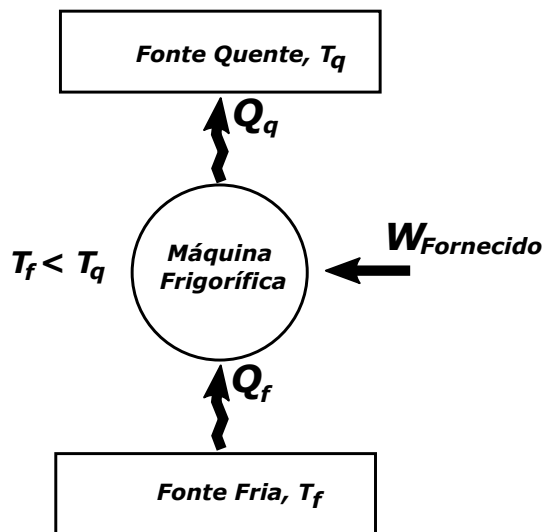


Figura 2.1: Representação esquemática da máquina frigorífica.

### 2.1.1 História da refrigeração

O ser humano tem vindo a dedicar-se à preservação de alimentos desde o império romano, mas a refrigeração como método de conservação de alimentos começou a ser desenvolvida apenas no último século. Antes disto era somente utilizada refrigeração natural, que consistia na utilização de gelo natural para conservar os alimentos a baixas temperaturas. Este gelo natural era obtido nas regiões mais frias e posteriormente enviado para outras regiões onde este não se encontrava disponível. Outro método utilizado também nesta altura, passava pelo armazenamento de gelo disponível nos meses mais frios para virem a ser posteriormente utilizado no verão.

Pela primeira vez, em 1805, Oliver Evans propõe que se realize refrigeração através da compressão de gases, mas apenas em 1835 Jacob Perkins constrói o primeiro sistema baseado nesta ideia, tendo utilizado éter como fluido frigorígeno. O produto não foi um grande sucesso de vendas pois, para além do fluido frigorígeno utilizado ser tóxico, também implicava que este trabalhasse a pressões muito baixas uma vez que este tem uma temperatura de evaporação relativamente elevada, comparativamente com outros fluidos frigorígenos.

A partir deste ponto, várias foram as propostas com diferentes fluidos com as suas vantagens e desvantagens. É de destacar que em 1877 foi construído o primeiro sistema com amoníaco como fluido operativo, que voltou a ser utilizado nos últimos anos. Foi em 1920 que o isobutano foi utilizado pela primeira vez em refrigeração doméstica.

Nos primeiros dias de produção de refrigeração mecânica, o equipamento disponível, para além de ser bastante dispendioso e volumoso, também contava com uma eficiência reduzida. Tendo por isso começado por ser utilizado em refrigeração de grandes dimensões. Na realidade, é a partir do final da primeira guerra mundial que se regista crescimento da produção deste tipo de sistema de refrigeração. Hoje em dia qualquer estabelecimento ou lar conta com um sistema destes para preservação de alimentos.

Não se pode deixar de destacar a importância da refrigeração na sociedade moderna, nomeadamente no que diz respeito à preservação dos alimentos que de outra forma seriam insuficientes para uma sociedade em crescimento, especialmente nas grandes cidades. [3].

### 2.1.2 Ciclo de compressão de vapor

Assume-se que o ciclo ideal de compressão a vapor é constituído por dois processos isotérmicos, que ocorrem no condensador e no evaporador, e dois processos adiabáticos, que se dão na compressão e na expansão. Note-se que isto é uma aproximação teórica, na realidade as máquinas frigoríficas não se comportam tão linearmente.

O ciclo teórico é constituído por quatro dispositivos que são: o compressor, o evaporador, o condensador e o dispositivo de expansão, que pode ser um tubo capilar (que é o sistema mais utilizado na indústria da refrigeração), ou uma válvula termoestática ou eletrónica. Na Figura 4.1 apresenta-se o esquema referente ao ciclo ideal de compressão de vapor.

Estes dispositivos, ao atuarem, vão promover as transformações físicas no fluido frigorígeno que, por sua vez permitirá o deslocamento do calor da fonte fria para a fonte quente.

Na Figura 2.3, encontra-se o diagrama Pressão-Entalpia teórico de um sistema frigorífico genérico. Os efeitos de perdas de pressão nas tubagens não são considerados tanto no diagrama T-s como P-h. O ponto 1 é o ponto representativo das condições do refrigerante na entrada do compressor. Observa-se o aumento significativo, tanto da pressão como da temperatura (diagrama T-S) do fluido quando este percorre o compressor.

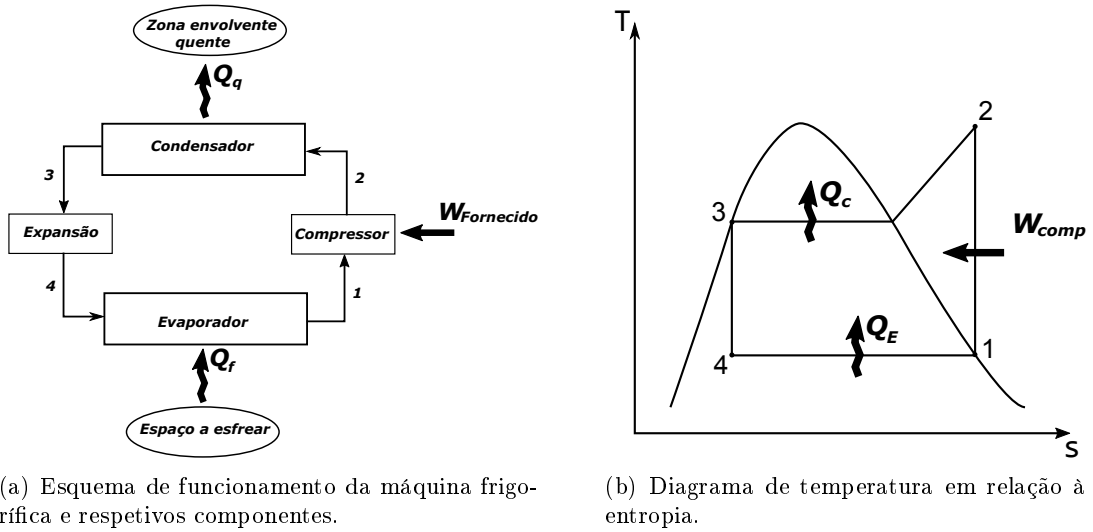


Figura 2.2: Ciclo de compressão de vapor.

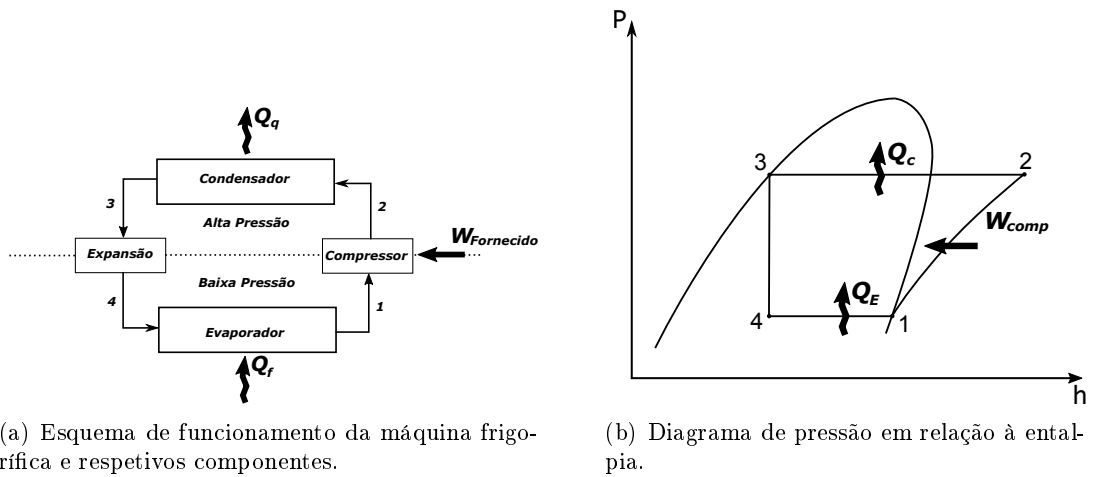


Figura 2.3: Ciclo de compressão de vapor.

O refrigerante segue então para o condensador, fase 2-3, onde se nota uma diminuição de temperatura, devido à perda de carga térmica, que está a ser rejeitada para o meio envolvente, uma vez que se encontra a uma temperatura inferior à do fluido.

O fluido refrigerante passa então à fase de expansão, fenómeno que pode ser proporcionado por uma válvula de expansão termostática ou uma válvula de expansão eletrónica ou mesmo por um tubo capilar. No tubo capilar, após uma queda de pressão proporcionada pelo diâmetro do tubo, a expansão do fluido é proporcionada pelo rápido aumento de diâmetro do tubo na saída do tubo capilar, o que provoca uma diminuição repentina da pressão e temperatura do fluido. No caso das válvulas, o fluido é também expandido na passagem de uma secção de menor diâmetro para o tubo de saída da válvula, com maior diâmetro. No capítulo 5 pode encontrar-se mais detalhes acerca do funcionamento destes dispositivos.

É nesta condição de baixa pressão e temperatura que o refrigerante se encontra preparado para entrar no evaporador pois, deste modo tem potencial para absorver o calor da fonte fria,

que por sua vez se encontra a uma temperatura mais elevada que o refrigerante que passa nos tubos do evaporador.

O refrigerante é o fluido que, através dos fenômenos de evaporação e condensação, irá absorver e libertar calor do circuito. Existe uma série de características que define um bom refrigerante. Um bom refrigerante terá que ter, em primeiro lugar, um elevado calor latente de evaporação, não deve ser prejudicial para os alimentos, e deve ser quimicamente estável e não corrosivo. De modo a evitar equipamentos demasiado robustos, o fluido deverá condensar a pressões moderadas, e a evaporação deverá ser realizada com pressões superiores à pressão atmosférica, evitando assim possíveis infiltrações em caso de fuga. Existem ainda outras características a ter em conta, tais como o fator ambiental.

## 2.2 Problema ecológico e energético

Nas últimas décadas, as preocupações com os consumos energéticos e os aspetos climáticos têm vindo a aumentar cada vez mais um pouco por todo o mundo. Tanto a comunidade científica como os agentes governamentais tentam contrariar a tendência mundial de aumento de consumo energético numa sociedade ainda muito dependente da queima de combustíveis fósseis.[4].

Não se pode deixar de destacar a gravidade do problema energético pelo qual o mundo inteiro está a passar. Existe uma procura crescente de energia, especialmente por parte dos países em desenvolvimento. Esta procura provoca não só um aumento considerável na subida dos preços da energia primária, mas também um decaimento da qualidade do ambiente a nível global, provocado, em parte pela queima de combustíveis fósseis.

Nos últimos anos tem-se recorrido à utilização de energias renováveis, que são consideradas energias limpas. Mas isto não é suficiente, é necessário investir cada vez mais numa consciencialização global de proteção do ambiente e poupança de energia. Assim sendo, é importante que se mantenha o crescente desenvolvimento de equipamentos cada vez mais eficientes nos vários setores, inclusive na indústria do frio.

O frio é uma fatia significativa no consumo de energia a nível mundial, considere-se o exemplo dos Estados Unidos, onde o arrefecimento de espaços refrigerados representam 24,8 % do total da energia elétrica consumida [5].

Na união europeia têm vindo a ser introduzidas fortes medidas com vista a reduzir os gases com efeito de estufa a curto, médio e longo prazo, nomeadamente relativas aos gases frigorigénos.

O PAG (em inglês GWP), é uma medida que classifica a capacidade que um gás tem de ficar armazenado na atmosfera e conseqüentemente contribuir para o efeito de estufa. Para calcular este fator, é tida, como referência a massa equivalente de dióxido de carbono contida na atmosfera. O cálculo do PAG tem em conta os seguintes fatores: a absorção de radiação infravermelha, o tempo de vida das substâncias em estudo e o intervalo de absorção de radiação no espetro.

O regulamento relativo aos gases fluorados com efeito de estufa emitido pela União Europeia contém as tabelas com valores de PAG para diversas substâncias num horizonte de 100 anos. Nas tabelas referidas, facilmente se observa a discrepância de valores de PAG entre os gases hidrofluorcarbonetos e os hidrocarbonetos em geral [6].

Os hidrofluorcarbonetos, também conhecidos como HFCs, são fluidos frigorigénos criados laboratorialmente em alternativa aos clorofluorcarbonetos, que terão sido banidos pelo



protocolo de Montreal nos anos 90, por serem prejudiciais à camada de ozono. Os gases fluorados são maioritariamente utilizados em sistemas de refrigeração. Ao contrário dos CFC's, os HFC's não contêm cloro na sua constituição, não sendo por isso prejudiciais para a camada de ozono, mas contribuem consideravelmente para o aumento do efeito de estufa [7].

O HFC R134a, é um dos gases fluorado mais utilizado em sistemas de refrigeração industrial e, tendo um PAG de 1430, é 1430 vezes mais ativo do que o dióxido de carbono. É portanto necessário considerar alternativas com menor PAG, daí a necessidade de dedicar esforços na substituição dos fluídos frigorígenos utilizados atualmente por outros mais amigos do ambiente em sistemas de refrigeração.

## 2.3 Legislação para a União Europeia

O Protocolo de Montreal é um tratado internacional que data de 1986, no qual os países participantes se comprometem a monitorizar e dez anos depois substituir por completo as substâncias que reagem com a camada de ozono presente na estratosfera. Os clorofluorcarbonetos, foram proibidos em 2011 na grande maioria dos países inclusive na União Europeia. Desde então, várias alternativas aos CFCs têm vindo a ser consideradas[7].

Uma das alternativas com maior impacto na refrigeração, foram os hidrofluorcarbonetos que, não contendo cloro, não são prejudiciais à camada de ozono, no entanto tem um elevado potencial de aquecimento global, como já foi referido. A Comissão Europeia está ciente desta realidade, sendo portanto um exemplo para o resto do mundo pois tem aprovado uma série de normativas, legislações e regulamentos que restringem e até proíbem a produção e utilização de substâncias prejudiciais para o meio ambiente.

Recentemente foram aprovados três documentos legislativos que interferem diretamente com a indústria da refrigeração. Estes documentos são: *F-Gas Regulation*, *Eco-Design* e o *Energy Labelling*.

O *F-Gas Regulation*, é um regulamento aprovado em Abril de 2014, que diz respeito aos gases fluorados com efeito de estufa. Este documento foi aprovado com vista a cumprir o objetivo definido para os países desenvolvidos durante a CQNUAC. Este objetivo consiste na redução entre 80% e 95% das emissões de gases com efeito de estufa entre até 2050, tendo como referência valores de 1990. Dados os elevados índices de PAG dos gases fluorados, torna-se fundamental adotar uma política de redução destas substâncias. Com a aprovação deste regulamento, a União prevê uma redução de 72% a 73% até 2030 e até 78% até 2050 de emissão destes gases (estas previsões excluem os gases provenientes de origem agrícola) [2] .

O regulamento defende que seja proibida a venda de novos equipamentos de refrigeração que contenham determinados gases fluorados com efeito de estufa, uma vez que existem alternativas viáveis. A proibição de colocação de novos equipamentos em mercado europeu vai ser feita faseadamente. Os frigoríficos e congeladores domésticos desde Janeiro do presente ano não podem conter gases fluorados com um PAG igual ou superior a 150. Relativamente a equipamentos para uso comercial, a partir de Janeiro de 2020 não poderão ser vendidos produtos que contenham refrigerantes com um PAG igual ou superior a 2500, valor que descerá para os 150 em Janeiro de 2022.

Na diretiva *Eco-Design* foram definidos, índices de eficiência energética, designados de IEE para equipamentos utilizados no frio profissional. A fórmula de cálculo do IEE encontra-se na

equação 2.1.

$$IEE = \frac{AEC}{SAEC} \times 100 \quad (2.1)$$

O índice AEC representa consumo energético anual do equipamento, e é dado pela equação 2.2, onde  $E_{24h}$  representa o consumo energético em 24h e  $af$  representa o fator de ajustamento, que é apenas aplicável em equipamentos de baixa potência:

$$AEC = E_{24h} \times af \times 365 \quad (2.2)$$

O índice SAEC é o consumo normalizado de energia do equipamento e é dado pela equação 2.3, onde o  $V_n$  é o volume líquido do equipamento e o M e N são valores normalizados relativos a cada tipo de equipamento.

$$SAEC = M \times V_n + N \quad (2.3)$$

Os valores M e N para cada tipo de equipamento podem ser consultados na Tabela 2.1.

Tabela 2.1: Valor do coeficiente de M e N.

Categoria	Valor do M	Valor do N
Armário de refrigeração vertical	1,643	609
Armário de congelação vertical	4,928	1572
Balcão de refrigeração	2,555	1790
Balcão de congelação	5,840	2380

Esta diretiva define ainda a proibição de venda de equipamentos com IEE superior a 115 a partir de 1 de Julho de 2016, este valor máximo permitido desce para 95 a partir de 1 de Janeiro de 2018 e 85 a partir de 1 de Julho de 2019, dentro da União Europeia. Na Tabela 2.2 encontram-se as classes energéticas definidas para este tipo de equipamento de acordo com o respetivo IEE.

Tabela 2.2: Classes de eficiência energética dos armários refrigerados de armazenagem profissionais [1].

Classe	IEE
$A+++$	$IEE < 5$
$A++$	$5 \leq IEE < 10$
$A+$	$10 \leq IEE < 15$
$A$	$15 \leq IEE < 25$
$B$	$25 \leq IEE < 35$
$C$	$35 \leq IEE < 50$
$D$	$50 \leq IEE < 75$
$E$	$75 \leq IEE < 85$
$F$	$85 \leq IEE < 95$
$G$	$95 \leq IEE < 115$

Esta informação terá que constar na folha do produto a partir de Janeiro de 2016, além de outras informações também referenciada no regulamento.

## 2.4 Princípios de otimização energética

No diagrama pressão entalpia de uma máquina frigorífica ideal, o trabalho é dado pela área interna do ciclo 1-2-3-4. Assim sendo, com vista a melhorar o desempenho do equipamento, tem-se como objetivo diminuir esta área.

Uma das formas mais diretas de o fazer é aumentando a temperatura de evaporação, o que levaria a uma subida da linha 4-1 da figura 2.3, reduzindo-se a área entre os pontos 1-2-3-4. Considerando que a pressão de condensação se mantém na mesma linha, ao aumentar a temperatura de evaporação e conseqüentemente a pressão de evaporação, será requerido menos esforço por parte do compressor, desde que o refrigerante se mantenha no estado de vapor saturado na entrada do compressor. No entanto é importante ter em consideração que a temperatura de evaporação tem que ser suficientemente baixa para que haja remoção de calor do espaço a refrigerar. É também importante ter em consideração a aplicabilidade de cada equipamento no que diz respeito à diminuição da temperatura de evaporação.

Pode optar-se também pelo caminho contrário, diminuindo a pressão de condensação, fazendo com que a linha 2-3 se desloque para baixo, reduzindo mais uma vez a área 1-2-3-4 do gráfico da figura 2.3. Isto pode ser conseguindo com um compressor menor, que também consumirá menos energia. Por outro lado, este compressor poderá estar mais tempo ligado até a temperatura do local a refrigerar ser atingida.

O COP ou coeficiente de desempenho, representa a relação entre a energia útil e a energia que é fornecida ao equipamento com vista à obtenção desta energia útil. Neste equipamento frigorífico será designado por COP termodinâmico e é dado por:

$$COP_t = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp}} [8] \quad (2.4)$$

O COP termodinâmico tem apenas em consideração o trabalho fornecido ao compressor, o que não traduz o comportamento real do equipamento, uma vez que não considera a importância de outros componentes consumidores de energia que têm um papel determinante no desempenho do equipamento, nomeadamente os motoventiladores, que promovem a movimentação de ar através do evaporador e do condensador, melhorando o desempenho da máquina. Seria portanto pertinente englobar estes fatores na equação do coeficiente de desempenho da máquina, este será designado de COP real, por sua vez será dado pela seguinte expressão:

$$COP_r = \frac{Q_{evap}}{W_{total}} \quad (2.5)$$

A otimização da bancada está diretamente ligada com a obtenção de um COP elevado. Para que isto seja possível, é necessário reduzir a energia sob a forma de trabalho fornecido à máquina frigorífica completa. Neste sentido, os componentes adicionais a considerar para efeitos de aumento de eficiência energética serão o compressor e os ventiladores. Deste ponto de vista, seria interessante reduzir a potência fornecida aos ventiladores sem que isto afetasse o escoamento e a distribuição de ar no interior da bancada.

## 2.5 Desenvolvimentos recentes

Dado a crescente preocupação com o meio ambiente no seio da comunidade científica, têm-se vindo a desenvolver uma série de trabalhos com vista a estudar os efeitos que determinadas

alterações possam ter na performance dos equipamentos refrigerados. Estes estudos assentam normalmente numa base teórica, uma vez que recorrem a simulação numérica para comparar as situações, mas não deixam de ser importantes para fundamentarem tomadas de decisões que impliquem alterações que visem melhorar a performance dos equipamentos, ainda que se tratem de equipamentos distintos.

No documento [5], resumem-se desenvolvimentos recente em termos de tecnologias alternativas de refrigeração relativamente ao convencional ciclo de compressão de vapor operado por HFCs. Entre as tecnologias abordadas no documento, destacam-se a refrigeração por absorção que, apesar de ter um COP reduzido, conseguido através do reaproveitamento de uma fonte térmica proveniente de um outro sistema como por exemplo um coletor solar, não deixa de ser opção interessante do ponto de vista energético. Dado a aplicabilidade dos equipamentos produzidos na empresa, esta opção não se justifica uma vez que implica o aproveitamento de energia térmica proveniente de outra fonte.

Pode-se manter o tradicional ciclo de compressão a vapor e alterar o fluido frigorígeno, o que também vai ao encontro do que a União europeia estipulou para os próximos anos. Tendo em conta os valores de PAG relativos a cada fluido, seria interessante utilizar o R744, visto este ter um PAG de 1. O ciclo com  $CO_2$  como fluido operante é tipicamente um ciclo transcrito, ou seja, opera acima do ponto crítico do refrigerante, daí a sua designação. Neste caso, o fluido é comprimido até atingir uma pressão 5 a 10 vezes maior que que nos refrigerantes convencionais. Isto obriga a que a envolvente do circuito tenha paredes com maior espessura, o que torna este tipo de sistema mais adequado para grandes instalações. Não existem certezas se a utilização deste tipo de gás terá menor impacto no meio ambiente, pelo que não compensará para já fazer alterações deste tipo [5].

Na indústria do frio, existe, neste momento, uma tendência geral para substituir os gases fluorados por hidrocarbonetos. Estes não têm um PAG tão baixo quanto o  $CO_2$ , mas são mais eficientes. A Mecatus decidiu substituir os hidrofluorcarboneto R134a e R404A pelo hidrocarboneto R290. O propano, conta com um PAG de 3 e com um ODP de zero, o que faz deste uma opção bastante ecológica. O principal obtáculo está na segurança: sendo este um gás explosivo, existem limites legislativos em termos de carga de gás, a qual não deverá exceder os 150 g.

O documento [9] descreve o efeito da alteração de uma série de componentes num frigorífico doméstico para uma temperatura ambiente de  $32^\circ C$  e uma humidade relativa de 50%. Concluiu que uma das características que mais pode influenciar a eficiência do equipamento é a quantidade de calor que o condensador consegue remover, ou seja, quanto mais calor for possível retirar no condensador, menor será a energia consumida pelo produto em análise.

Na bancada em análise a remoção de calor do condensador já é feita através de ventilação forçada, mas uma opção a analisar poderá ser o aumento da área perfurada na chapa em volta do habitáculo do grupo, de modo a que haja uma ventilação mais eficiente sem aumentar os consumos associados ao motor do ventilador acoplado ao condensador, que aumenta com o aumento do caudal debitado por este.

Procuram-se alternativas que permitam melhorar a eficiência energética sem comprometer muito o preço final do produto, o que coloca alternativas como o compressor de velocidade variável ou a válvula de expansão eletrónica de parte, devido ao seu elevado custo atual. Mas o dispositivo de expansão pode ser alterado: no trabalho [10] é defendido que a utilização de uma válvula de expansão termostática está associada a uma maior eficiência, comparativamente com os tubos capilares, para além de que estas permitem um maior controlo do sobreaquecimento do refrigerante, impedindo danos no compressor. Este tema encontra-se

mais desenvolvido no capítulo 4.

Em termos de isolamento, algumas entidades têm vindo a considerar outras hipóteses mais recentes, como é o caso da utilização de painéis de vácuo, que são tradicionalmente utilizados na construção civil, mas também já existem alguns frigoríficos domésticos que os contêm. Os painéis de vácuo consistem numa estrutura isolante rodeada por uma camada externa rígida que impede a passagem de ar. É um material poroso aberto em vácuo, coberto por camadas múltiplas de folha de alumínio. À primeira vista, o alumínio não parece ser uma boa opção em termos de isolamento, dada a sua elevada condutividade térmica, mas será o material escolhido dado que este não se deteriora tanto quando se aumenta a pressão interna dos painéis. Além disto, a utilização deste material implica reduzidos custos monetários.

Relativamente ao núcleo dos painéis, este pode ser constituído por diferentes tipos de materiais. Na Tabela 2.3 encontram-se os tipos de painéis disponibilizados pelo fornecedor e respetivas características.

Tabela 2.3: Tipos de painéis de vácuo disponibilizados pelo fornecedor.

Propriedades	va-Q-vip	va-Q-vip plus	va-Q-pur	va-Q-mic
Material	Silica	Silica	Poliuretano	Fibra vidro
Condutividade				
Térmica [ $mWm^{-1}K^{-1}$ ]	5	3,5	8	2,5
Densidade [ $kgm^{-3}$ ]	200	180	65	220
Geometria	Retangular	Flexível	Retangular	Retangular
Dimensões máximas	1200x1000	1750x1000	1300x1000	1300x1000

Os painéis do tipo vip plus são aqueles que têm melhores propriedades isolantes. Assim sendo, serão estes os painéis considerados. Os painéis de vácuo seriam aplicados na parte exterior do núcleo da envolvente, como se pode ver na Figura 2.4. Todo o espaço restante no núcleo seria preenchido com espuma de poliuretano, que faz parte do processo atual. No capítulo 4 são feitos cálculos teóricos que permitem comparar esta opção de isolamento com aquela que é utilizada atualmente.

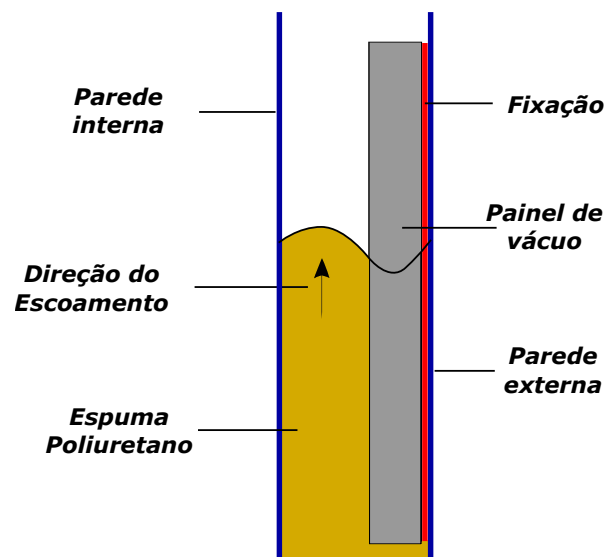


Figura 2.4: Representação do processo de enchimento da envolvente em painéis híbridos vácuo-poliuretano.

## Capítulo 3

# Caraterização do produto

### 3.1 Caraterísticas construtivas do produto

Neste capítulo pretende-se caraterizar o equipamento em estudo, em termos construtivos e também de consumos energéticos.

O equipamento em estudo é uma bancada refrigerada com medidas interiores Gastronorm, Figura 3.1 em conformidade com a norma europeia EN 631-1:1993. Dentro desta gama de produtos, designada internamente de L2, existem variadas opções que podem diferir em dimensões e outras caraterísticas construtivas referidas no catálogo do produto, que se encontram em anexo.



Figura 3.1: Bancada refrigerada L2.

O produto cuja eficiência energética se pretende melhorar é uma bancada L2 HEG com uma largura de 1320mm. As restantes medidas do produto encontram-se na Figura3.2.

Na Figura 3.1 encontra-se uma representação do equipamento em estudo, embora o da imagem tenha 3 portas e o equipamento estudado é constituído por duas portas e uma gaveta não refrigerada que é colocada sobre a cavidade onde se incorporam o compressor e o condensador. A bancada tem um volume útil interior de 196,4 L, e a sua gama de temperaturas situa-se entre os 0°C e os 8°C, intervalo que poderá ser reprogramada pelo utilizador de acordo com a função do equipamento. O fluido operante deste circuito é o R134a, que é um dos refrigerantes mais utilizados neste tipo de equipamento.

Para que se consiga arrefecer o habitáculo a 0°C, o refrigerante terá que percorrer o evapo-

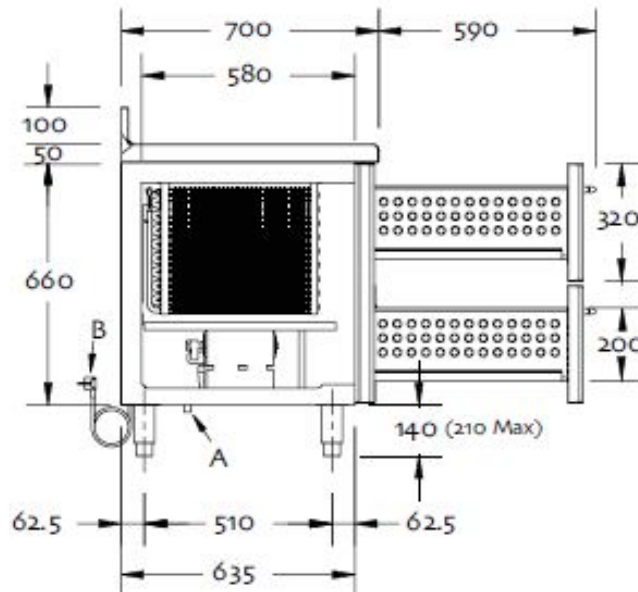


Figura 3.2: Bancada refrigerada com medidas *Gastronorm*.

radar a uma temperatura inferior a  $0^{\circ}\text{C}$ , o que provoca a formação de condensados em torno do mesmo. Estes condensados podem estar em estado líquido ou podem solidificar, mas geralmente encontram-se em estado sólido, o que dificulta as trocas de calor através das paredes dos tubos e alhetas do evaporador. Assim sendo, será necessário proceder a descongelações regulares do gelo presente no evaporador. Existem várias formas de se proceder à descongelação do evaporador como por exemplo através de resistência elétrica ou de inversão do ciclo, onde o refrigerante, a alta temperatura, proveniente do compressor, é desviado para o evaporador. Dado a gama de temperaturas da bancada, a paragem do compressor é suficiente para que se liquidifique a água em torno do evaporador, sem adicionar mais consumo energético e calor ao sistema. Esta água, em estado líquido, cai sobre uma aparadeira situada no fundo do evaporador e segue para o fundo do habitáculo onde se encontra o grupo frigorífico. Aqui procede-se à evaporação da água proveniente do evaporador, fazendo passar um tubo com refrigerante proveniente da descarga do compressor, a alta temperatura, por esta água.

O funcionamento da bancada é controlado através de um microprocessador parametrizável. O utilizador pode também alterar alguns parâmetros, nomeadamente o *set point* ou o intervalo de temperatura. Apesar disto, a maioria das funções não estarão disponíveis para o utilizador final, pois a sua alteração poderia vir a prejudicar o bom funcionamento do equipamento.

## 3.2 Componentes constituintes do grupo frigorífico

### 3.2.1 Compressor

O compressor utilizado no produto comercializado atualmente é um compressor hermético, que é um dos mais comuns em sistemas de refrigeração. O compressor hermético é um compressor alternativo, tal como o compressor semi-hermético e aberto. Nos compressores alternativos, o refrigerante é direcionado para o circuito de forma alternativa, em vez de con-



tinuamente. Tal como se pode observar na Figura 3.3 [11], a compressão é feita por um pistão no interior de uma câmara cujos tubos de entrada e saídas abrem e fecham alternadamente [12].

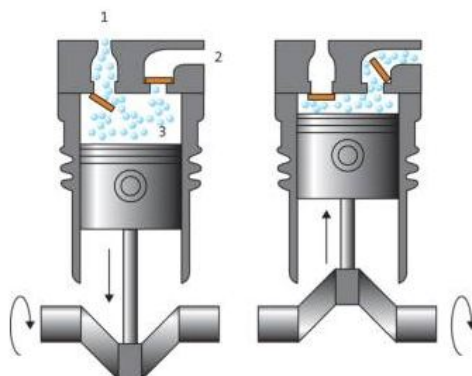


Figura 3.3: Compressão do fluido.

A diferença entre o compressor hermético e os outros alternativos é o facto da carcaça só possibilitar acesso à entrada e saída do refrigerante. Tal facto faz com que, em caso de avaria, o compressor tenha que ser trocado visto que não poder ser aberto para fazer reparações.

O compressor utilizado na bancada tem uma potência nominal de 149 W e trabalha a 2698 rpm. Para comprimir o gás proveniente do evaporador, o pistão desloca-se reduzindo 5,98 cm<sup>3</sup> ao volume ocupado pelo gás, isto provoca um aumento drástico da pressão e temperatura do gás.



Figura 3.4: Compressor utilizado na bancada.

### 3.2.2 Condensador

O condensador utilizado nesta bancada encontra-se situado na parte de trás do habitáculo onde se encontra o grupo frigorífico, com exceção do evaporador. O condensador, tal como se pode observar na Figura 3.5, tem alhetas com pouco espaçamento entre si, de modo a aumentar a área de transferência de calor.

Tendo em conta a elevada gama de temperaturas a que o condensador opera, é necessário

que esteja sujeito à aplicação de ventilação forçada através deste. Assim sendo, é colocado um motoventilador axial que provoca movimentação do ar perpendicularmente ao condensador, fazendo também com que grande parte deste ar quente seja empurrado para o meio ambiente através da chapa perfurada posterior que separa o habitáculo do meio ambiente. O motor deste motoventilador conta com uma potência de 16 W e opera apenas quando o compressor opera. Através do motoventilador, o ar é ventilado na direção do compressor, promovendo também a rejeição do calor libertada pelo compressor

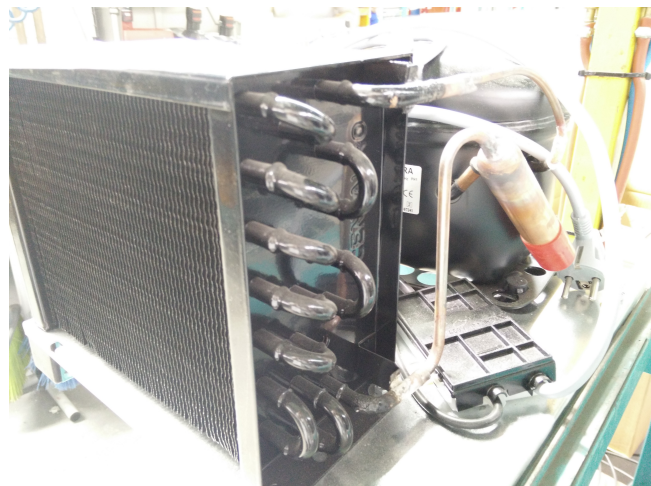


Figura 3.5: Condensador utilizado na bancada.

### 3.2.3 Dispositivo expansivo

A bancada fabricada atualmente na empresa tem como elemento expansivo um tubo capilar. O tubo capilar é um tubo de cobre com um diâmetro de dimensões reduzidas relativamente ao resto das tubagens presentes no circuito. Este tubo é responsável pelo transporte do fluido refrigerante até ao evaporador. O capilar utilizado neste equipamento tem um diâmetro interno de 0,9 mm.

Imediatamente antes do tubo capilar, é soldado um filtro. O exterior do filtro é um tubo de cobre com maior diâmetro do que o restante circuito, e no interior deste tubo de cobre são colocados filtros com partículas de sílica entre eles. Esta configuração vai reter a humidade e outras impurezas contidas no fluido refrigerante, o que fará com que o circuito se mantenha limpo, promovendo o bom funcionamento do equipamento.

O tubo capilar termina na entrada do evaporador, cujo diâmetro do tubo é consideravelmente maior que o diâmetro do tubo capilar. É esta mudança repentina no diâmetro do tubo que provoca a expansão do fluido e o conseqüente arrefecimento do mesmo, o que irá fazer com que este consiga absorver calor do meio.

### 3.2.4 Evaporador

O evaporador encontra-se entre as duas portas da cabine refrigerada. Tal como o condensador, também este é constituído por alhetas ligeiramente espaçadas entre si, aumentando também desta forma a área de transferência.

Com objetivo de otimizar a transferência de calor no evaporador, encontra-se instalado um motoventilador tangencial sobre o mesmo. O motoventilador provoca ventilação forçada de cima para baixo, forçando o ar a atravessar todo o evaporador, tomando assim máximo partido da sua área de transferência. O motor do motoventilador absorve uma potência de 16 W e encontra-se continuamente ligado.



Figura 3.6: Evaporador utilizado na bancada.

### 3.3 Controlo

O microprocessador utilizado atualmente no produto é programado na linha de montagem das bancadas. Alguns parâmetros ficarão acessíveis para o cliente final poder fazer alterações, nomeadamente o parâmetro do *set-point* ou do intervalo de temperaturas de funcionamento do equipamento. Inicialmente a bancada é programada com um set-point de  $2^{\circ}C$  e um intervalo de temperaturas de funcionamento do compressor de  $3^{\circ}C$ .

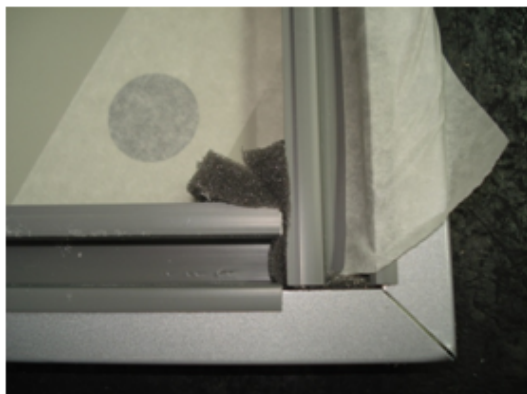
A temperatura interna da bancada é recolhida por uma sonda de temperatura que se encontra junto à parede do fundo no centro da bancada. Dado a sua proximidade ao evaporador, a temperatura lida pela sonda deverá ser inferior à temperatura a que realmente se encontram os géneros alimentícios. Por este motivo, é feita uma calibração de sonda no microprocessador. Esta calibração faz com que o microprocessador considere uma temperatura  $2^{\circ}C$  superior à temperatura que realmente está a ser lida pela sonda. A temperatura recolhida pela sonda

comanda constantemente o ciclo de funcionamento do compressor, exceto nas descongelações. Este equipamento está programado para fazer descongelações com duração de 30 minutos, em intervalos de 6 horas. Depois da descongelação existe um período de 2 minutos durante o qual se faz uma drenagem da água resultante da descongelação presente no evaporador, denominado de tempo de goteio.

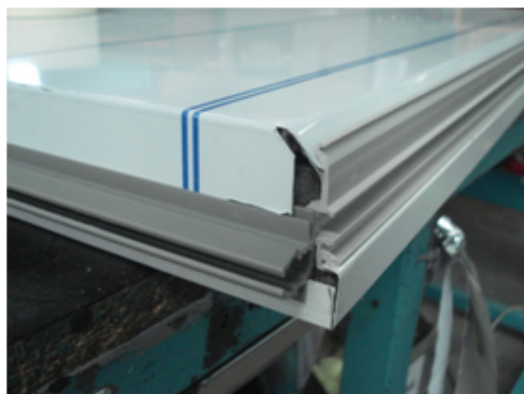
### 3.4 Envolvente e ganhos térmicos

O núcleo da envolvente da bancada é constituído por espuma de poliuretano com uma massa volúmica de 38 kg/m<sup>3</sup>. Tendo este material uma condutividade térmica de 0,03 W/mK, é um excelente isolante. Tal como já foi referido anteriormente, a espuma de poliuretano é produzida na empresa, a partir da injeção de uma mistura de polioli e isocianato, onde a água é o agente expensor.

As paredes tem uma espessura total de 45 mm, dos quais 43,8 mm são espuma de poliuretano. O material que reveste o exterior da bancada é de chapa de aço inoxidável 441 de 0,7 mm de espessura, enquanto a parte interna da envolvente é constituída por chapa de 0,5 mm de aço inoxidável 304. As portas da bancada têm, por sua vez, 55 mm de espessura, e encontram-se isoladas com perfis magnéticos. Toda a estrutura da bancada é composta por painéis individuais que são calafetados e posteriormente injetados com poliuretano individualmente. Na Figura 3.7 pode observar-se alguns detalhes da calafetagem feita nos painéis da bancada, em que são utilizados perfis de PVC com reentrâncias que permitem não só um bom acoplamento entre painéis, mas também um melhor isolamento do interior da bancada.



(a) Detalhe da calafetagem



(b) Detalhe no canto

Figura 3.7: Detalhes do processo de calafetagem.

Através de uma câmara de infravermelhos, é possível observar os pontos críticos da bancada, em termos de perdas energéticas. Estas imagens foram obtidas com a bancada em funcionamento no interior de uma câmara climatizada segundo a classe climática 4, com uma temperatura de 30°C e uma humidade relativa de 55%.

Tal como seria de esperar, toda a envolvente encontra-se a uma temperatura inferior à temperatura ambiente, mas existem pontos críticos cuja temperatura superficial chega a ser tão reduzida quanto 22°C, tal como se pode ver nas Figuras 3.8 e 3.9. Os pontos críticos desta bancada são as vedações das portas.

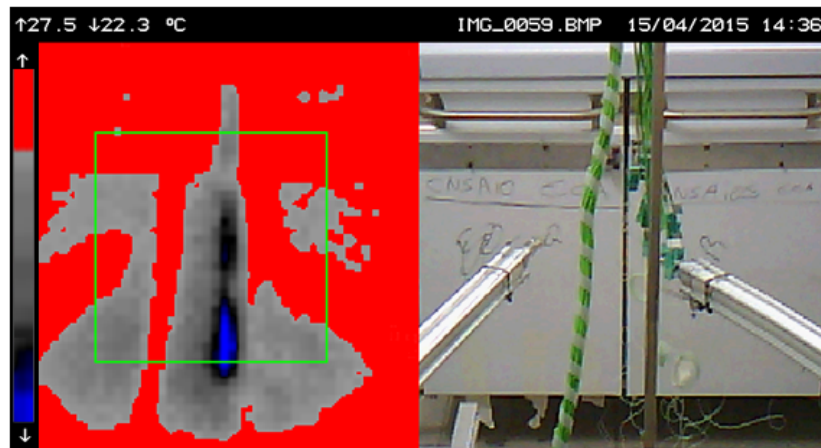


Figura 3.8: Termograma das vedações das portas da bancada, vista de frente.

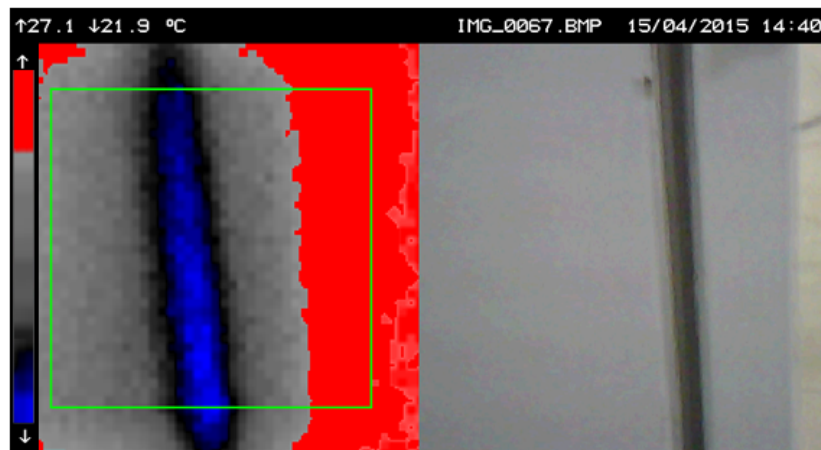


Figura 3.9: Termograma das vedações das portas da bancada em detalhe, vista lateral.

Foram também analisadas as junções entre os painéis constituintes da envolvente da bancada. Tal como se pode observar na Figura 3.10, não existem diferenças significativas entre a temperatura das junções e o restante exterior da bancada.

Para além dos ganhos térmicos provenientes do ambiente exterior, através da envolvente, também o próprio funcionamento do equipamento fornece calor ao sistema. O funcionamento do circuito frigorífico implica o funcionamento do compressor, que aquece o fluido a uma temperatura superior à temperatura ambiente, para que haja transferência de calor no condensador. O condensador vai ser responsável pela libertação de grandes quantidades de calor para arrefecer o refrigerante. Apesar deste calor estar a ser ventilado para o exterior através de uma chapa perfurada, grande parte deste calor permanece no interior do habitáculo do grupo frigorífico. Por este motivo, a ventilação interna é direcionada para o lado direito, dando prioridade à refrigeração do lado em contacto com o grupo frigorífico.

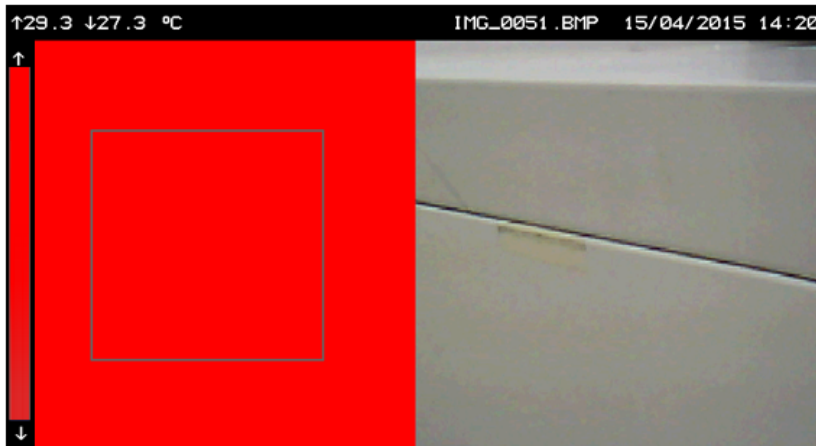


Figura 3.10: Termograma das junções entre painéis da envolvente da bancada.

### 3.5 Distribuição de consumos no equipamento

Na Tabela 3.1 encontra-se a potência global nominal da bancada bem como os consumos nominais de cada dispositivo consumidor de energia pertencente ao produto.

Tabela 3.1: Consumos nominais de cada dispositivo consumidor .

Descrição do componente	Potência em W
Bancada completa	190,00
Compressor	149,14
Ventilador tangencial	016,00
Ventilador axial	022,00
Microprocessador	002,86

A potência da bancada é medida quando todos os componentes constituintes do produto se encontram ligados. Assim sendo, a potência foi distribuída por cada componente e considerou-se que a potência restante corresponde ao microprocessador.

É importante referir que as potências registadas na Tabela provem de catálogos. No capítulo 7 encontram-se valores reais, medidos com instrumentação de medida adequada.

Na folha comercial do produto pode consultar-se o consumo da bancada em 24 horas, que toma o valor de 1,296 kWh (em anexo). Tendo em conta os consumos nominais fornecidos para cada componente, foi feita uma estimativa da distribuição dos consumos por cada componente durante 24 horas, cujo resultado se pode observar na Figura 3.11.

O motoventilador tangencial tem uma potência nominal de 16 W e encontra-se continuamente ligado, o que dará um consumo total de 0,38 kWh em 24 horas. Os restantes 0,912 kWh dirão respeito ao funcionamento conjunto do compressor, do motoventilador axial referente ao condensador, e do microprocessador. Assim sendo, e considerando as potências nominais enunciadas na Tabela anterior, foi possível fazer a estimativa teórica da distribuição de consumos na bancada, que se encontra na Figura 3.11.

### Consumos de cada componente em 24h

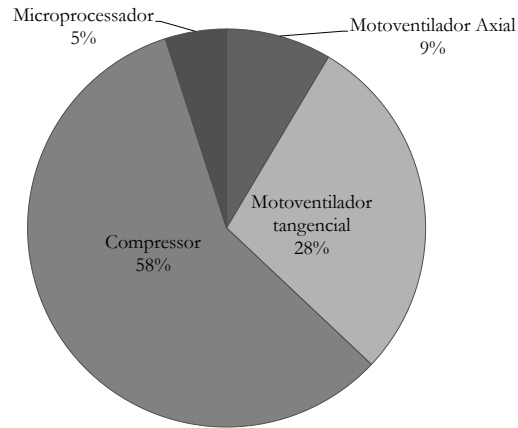


Figura 3.11: Distribuição teórica dos consumos da bancada.

## 3.6 Produtos concorrentes

A marca X, concorrente da empresa Mercatus, reclama possuir um equipamento com características semelhantes ao equipamento em estudo, que se encontra na classe energética A+, possuindo um IEE de 11,3. Considerando o volume útil de 300 L do equipamento, é necessário que este consuma apenas 0,79 kWh em 24 horas, o que corresponde a um consumo médio inferior a 33W a cada hora.

Existem algumas semelhanças relativamente à bancada em estudo, nomeadamente o tipo de isolamento. No entanto também existem algumas diferenças, tais como o facto de a ventilação ter um escoamento distinto, pois é feita com recurso a uma conduta que passa no lado superior da bancada (esquema da ventilação encontra-se representado na Figura 3.12), ou a descongelação ser feita por gás quente, ao passo que a nossa é feita apenas com paragem do compressor. Outras diferenças não enunciadas pela marca existirão certamente.

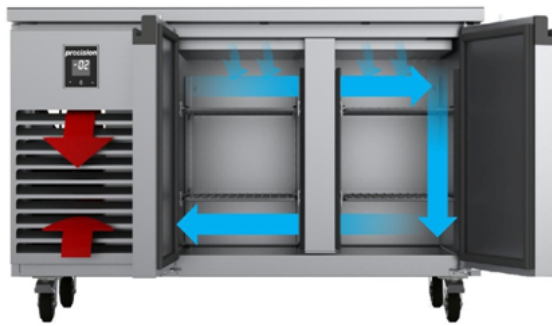


Figura 3.12: Esquema da ventilação na bancada concorrente.



## Capítulo 4

# Melhorias propostas inicialmente

Neste capítulo estão descritas medidas consideradas com o objetivo de promover a melhoria do desempenho energético do produto. Estas medidas propostas foram divididas em 4 grupos: o primeiro referente à ventilação, o segundo ao controlo, o terceiro ao grupo frigorífico e por último envolvente. Nem todas as medidas propostas acabaram por ser testadas, pois algumas destas tinham um tempo de amortização do investimento superior ao tempo de vida do produto.

### 4.1 Ventilação

#### 4.1.1 Ventilação externa

Tem-se como objetivo proceder a alterações que permitam melhoria da eficiência energética da bancada sem que isto implique consideráveis aumentos no custo final do produto. Como já foi referido no capítulo 2, a primeira alteração será na grelha de ventilação do grupo frigorífico. Na Figura 4.1 pode ver-se a diferença entre a grelha utilizada na bancada e a grelha que será ensaiada. Facilmente se observa que a nova grelha tem maior área aberta, permitindo que maior quantidade de calor seja expelida através da mesma. Espera-se portanto uma ligeira diminuição de consumo energético relativamente à situação inicial. A grelha original tem uma área de ventilação de  $19 \text{ cm}^2$ , e a nova grelha tem uma área de ventilação de  $89 \text{ cm}^2$ , o que corresponde a um aumento de 374 % de área de ventilação.

#### 4.1.2 Ventilação interna

Atualmente, a ventilação forçada no interior da bancada, é proporcionada por um motoventilador tangencial colocado sobre o evaporador (como se vê na Figura 3.6). Os dois são contidos entre duas chapas metálicas perfuradas distanciadas 95 mm entre si. O motoventilador tangencial recolhe o ar proveniente do lado direito da bancada e fá-lo passar através do evaporador, na direção vertical de cima para baixo. O motoventilador é colocado nesta posição porque o lado direito da bancada encontra-se em contacto com o habitáculo que contém o grupo frigorífico, sendo por isso o lado que absorve mais calor através da envolvente, pois a temperatura no habitáculo é superior à temperatura interna da bancada.

Dado que a aspiração é feita apenas do lado direito, como se vê na Figura 4.2, este lado terá temperaturas inferiores às do lado esquerdo. Com vista se obter uma maior homegeneidade de temperaturas no interior da bancada, considera-se a substituição deste ventilador por dois



(a) Grelha de ventilação atual.



(b) Nova grelha de ventilação.

Figura 4.1: Grelhas de ventilação utilizadas.

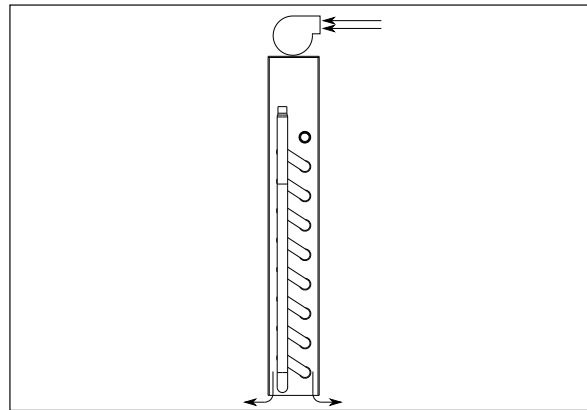


Figura 4.2: Esquema da ventilação interna utilizada inicialmente.

ventiladores mais pequenos, colocados em linha, em que cada um deles se encontra orientado para cada um dos lados da bancada. Irão ser testadas duas alternativas em que a ventilação interna é assegurada por dois motoventiladores.

Na primeira alteração à ventilação, vão ser utilizados dois ventiladores tangenciais, em que cada um tem uma potência nominal de 16 W, mas as pás do ventilador têm um comprimento de 187 mm e cada um destes debita um caudal de ar de  $105 \text{ m}^3/h$  de ar. A direção do escoamento também será alterada. Tal como se pode observar na Figura 4.3 o ar que passa a ser aspirado pelos ventiladores é o ar refrigerado proveniente do evaporador. Este ensaio permitir-nos-à perceber qual a influência da alteração do escoamento do ar no consumo global do equipamento.

No ensaio seguinte pretende-se estudar a influência da alteração do caudal do ar no consumo global da bancada. Neste caso, os ventiladores serão montados na direção original, tal como se pode observar na Figura 4.4. Cada motoventilador utilizado neste ensaio debita um caudal de  $32 \text{ m}^3/h$ , o que dá um total de  $64 \text{ m}^3/h$ , bastante inferior ao caudal debitado na proposta anterior. Esta redução de caudal será compensada pela diminuição da potência absorvida pelos motoventiladores, pois cada um deles tem uma potência nominal de 11 W, o que

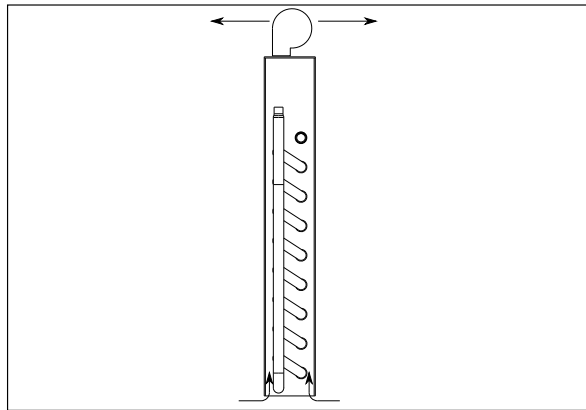


Figura 4.3: Esquema da primeira alteração na ventilação interna.

dá uma potência total de 22 W. Apesar desta opção implicar uma redução de 15 W relativamente à proposta anterior, implica também um aumento de 5 W relativamente à ventilação inicial. Pensa-se que o fato de as temperaturas estarem distribuídas mais homoganeamente e os ventiladores ocuparem maior área sobre a parte superior do evaporador compense este consumo que está a ser acrescentado ao equipamento, uma vez que forçará o fluxo de ar ao longo de maior área de evaporador. Pretende-se ainda reprogramar o equipamento de modo a que a ventilação interna só ocorra quando o compressor estiver ligado, o que também levará a uma diminuição significativa no consumo da bancada. Este assunto encontra-se mais detalhado no subcapítulo seguinte.

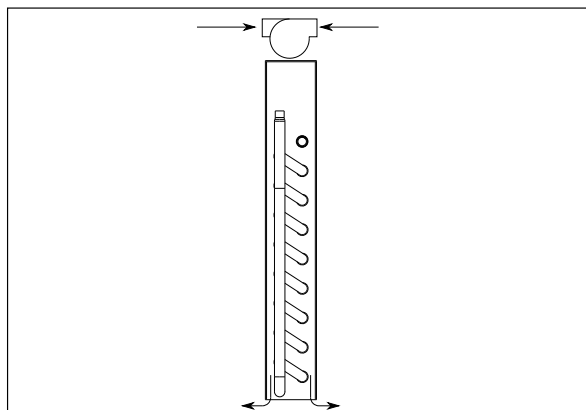


Figura 4.4: Esquema da segunda alteração na ventilação interna.

Na Figura 4.5 pode ver-se as 3 opções de ventilação testadas na bancada. Também é possível ver as peças metálicas que foram desenvolvidas para cada uma das opções de ventilação para que a fixação dos ventiladores na posição pretendida fosse possível.



Figura 4.5: Fotografia das 3 opções de ventilação testadas.

## 4.2 Controlo

### 4.2.1 Programação das descongelações

A bancada comercializada atualmente contém um microprocessador programável que comanda o funcionamento dos constituintes elétricos do equipamento. Este microprocessador será substituído por um outro de outra marca, com outras funções.

Tal como já foi referido anteriormente, as descongelações são, atualmente, temporizadas com durações de 30 minutos com intervalos de 6 em 6 horas. A presença de gelo no evaporador é uma situação condicionada por diversos fatores como por exemplo a temperatura ou a humidade relativa no interior da bancada. Estas condições podem ser proporcionadas devido a diversos fatores tais como as condições ambientais no espaço ocupado pela bancada ou o tipo de produtos contidos no interior desta. Assim sendo, é pertinente considerar uma opção de controlo das descongelações que se possa adaptar melhor a cada situação. Com este fim, colocar-se-à uma sonda de temperatura, equivalente à sonda ambiente, entre as alhetas do evaporador, como se pode ver na Figura 4.6. Esta sonda vai comandar o fim da descongelação, que será processado pelo micro quando a sonda ler uma temperatura igual ou superior a  $3^{\circ}C$ . A sonda não vai comandar a ativação da descongelação, pois a presença de gelo em torno do evaporador pode levar a que a sonda esteja a ler temperaturas superiores relativamente a situações em que não haja gelo. Isto deve-se ao fato de a presença de gelo reduzir as trocas de calor entre o fluido no interior dos tubos do evaporador e a envolvente, onde se encontra a sonda.

Ainda relativamente ao processo de descongelação do evaporador, outras opções deverão ser testadas, tais como o intervalo entre descongelações ou o tempo máximo de descongelação, que é condição necessária caso o funcionamento da sonda esteja a ser condicionado por algum motivo.

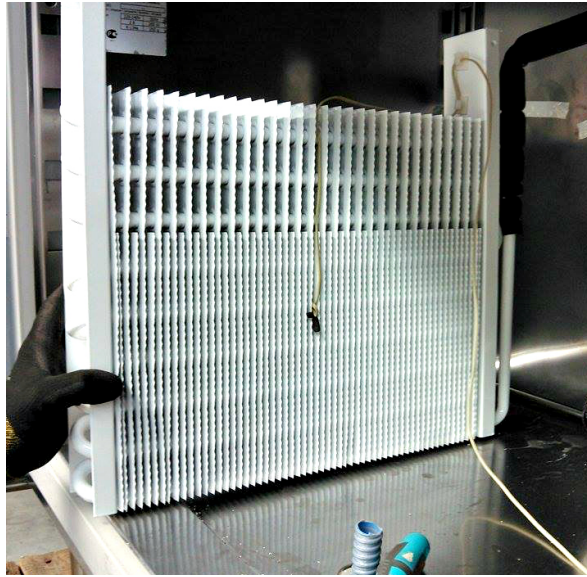


Figura 4.6: Colocação da sonda de controlo de descongelação no evaporador.

#### 4.2.2 Algoritmos utilizados

O microprocessador utilizado permite testar dois algoritmos de poupança de energia e optar por aquele que implicar menor consumo energético, respeitando as condições regulamentares. Ambos algoritmos funcionam de acordo com um princípio semelhante apesar de na implementação diferirem um pouco. Este princípio passa por intercalar o funcionamento da bancada entre dois modos de funcionamento, o modo normal e o modo de poupança de energia. Estes dois modos de funcionamento diferem apenas no *set-point*, sendo o *set-point* do modo de poupança de energia será  $2^{\circ}\text{C}$  superior relativamente ao do modo de funcionamento normal.

O algoritmo básico de poupança de energia é cíclico, ou seja, intercala os dois modos de funcionamento de acordo com os intervalos estipulados para o funcionamento de cada um deles. A representação esquemática do funcionamento deste algoritmo encontra-se na Figura 4.7. Também se pode ver na figura 4.7 que o modo normal pode ser ativado sem que o tempo suficiente tenha decorrido em modo de poupança de energia. Isto acontece quando são detetadas aberturas de alguma das portas da bancada. Para fazer a deteção de abertura de portas será utilizado um sensor REED. Os sensores REEDs são sensores magnéticos compostos por duas peças, em que uma delas tem dois fios ligeiramente distanciados entre si. A segunda peça é um íman e será colocada em cada uma das portas da bancada, fechando e abrindo o circuito no momento das aberturas.

No caso do algoritmo automático de poupança de energia, ao ligar a bancada, o microprocessador começa imediatamente a armazenar, na memória, informação acerca do comportamento da temperatura registada pela sonda ambiente no interior da bancada. Esta leitura é feita numa base de 24 horas, neste caso. Este algoritmo permite ao microprocessador usar o comportamento da temperatura no período anterior para prever o comportamento no período atual e assim adaptar o funcionamento da bancada. Na Figura 4.8 pode ver-se como o comportamento da bancada depende apenas da variação de temperatura no seu interior, não tendo em conta as aberturas de portas como o algoritmo anterior.

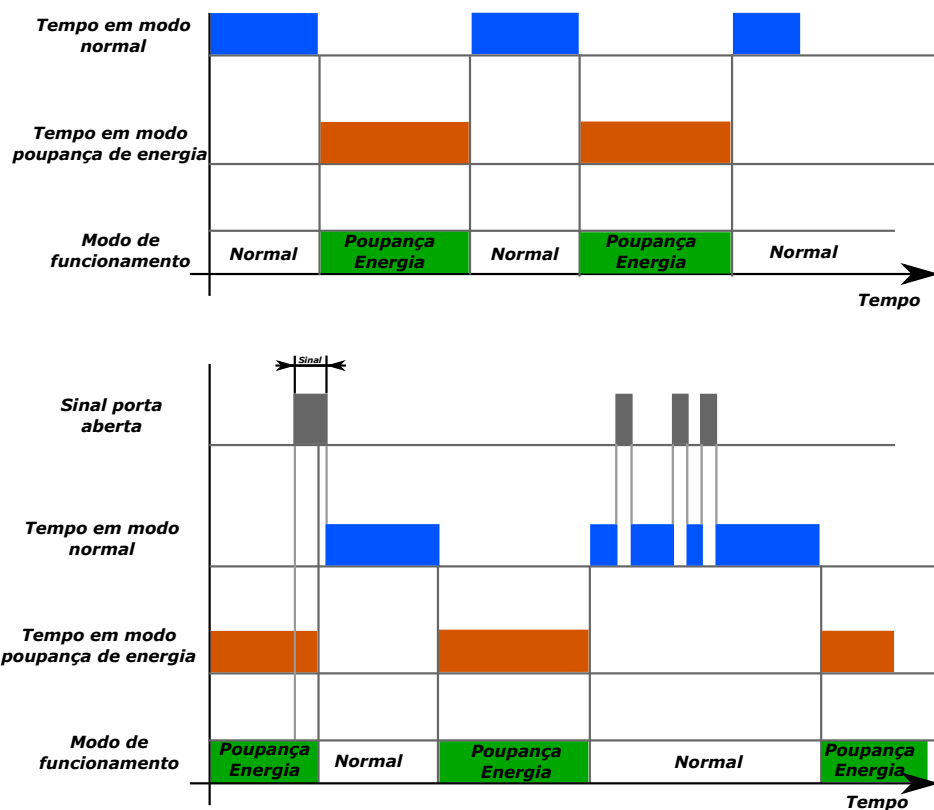


Figura 4.7: Esquema de funcionamento do algoritmo básico de poupança de energia.

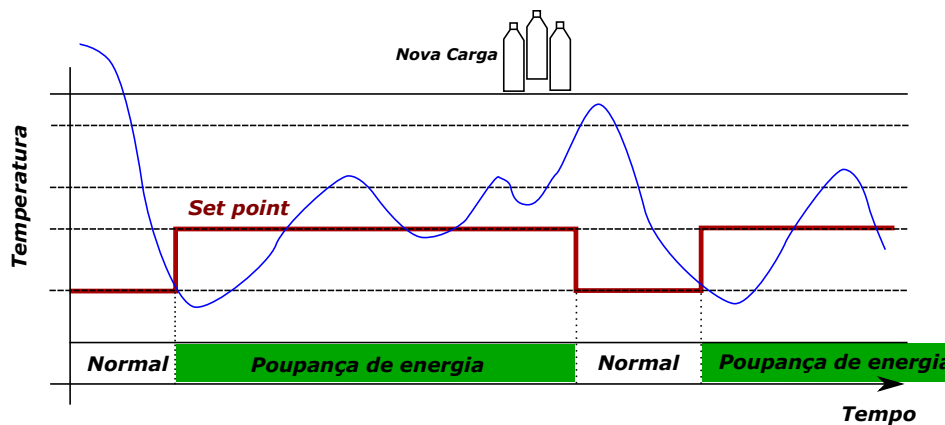


Figura 4.8: Esquema de funcionamento do algoritmo automático de poupança de energia.

### 4.3 Grupo frigorífico

Como já foi referido no capítulo 2, existem estudos que defendem o uso de válvulas de expansão termostática como elemento expensor. Tendo isto em conta, este componente substituiu o tubo capilar para que se possa testar o seu desempenho comparativamente ao

tubo capilar.

Em primeiro lugar é necessário selecionar o tipo de válvula a utilizar. Por motivos de natureza económica, não se utilizarão válvulas de expansão eletrónicas. Serão utilizadas válvulas de expansão termostáticas que, tal como o próprio nome indica, têm como principal função a expansão do fluido que chega a esta em estado líquido. Assim sendo, a válvula será colocada na entrada do evaporador, soldada ao circuito.

O funcionamento da válvula é controlado pela medição do sobreaquecimento na saída do evaporador. Este sobreaquecimento é medido pela expansão de um outro fluido existente num circuito independente do circuito frigorífico, que se situa entre a válvula e um bulbo que, por sua vez, é colocado no final do evaporador. Quando a temperatura no final do evaporador aumenta, o bulbo transmite este calor ao gás inerte, que por sua vez se expande e faz o diafragma movimentar-se, fazendo aumentar o caudal de refrigerante que atravessa a válvula. Desta forma o caudal de refrigerante para o evaporador aumenta. Do mesmo modo a válvula volta a fechar assim que a temperatura no evaporador baixa e o fluido inerte arrefece. Estes mecanismos podem todos ser observados na Figura 4.9.

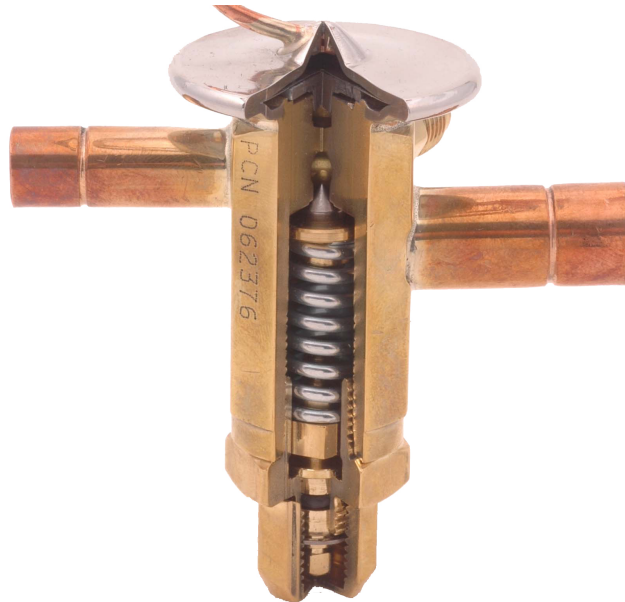


Figura 4.9: Válvula de expansão termostática em corte.

As válvulas de expansão termostática podem possuir ou não a função *MOP*. *MOP* significa *Maximum operating temperature*, e tem como função a proteção do compressor em casos de pressões de evaporação demasiadamente elevadas. Tendo isto em consideração, a seleção do *MOP* da válvula deve ter em conta a gama de pressões a que o compressor consegue operar. E também necessário estimar uma potência frigorífica teórica.

Para se estimar a potência frigorífica do equipamento, como ainda não se têm dados de temperatura ou caudal de refrigerante, será feita uma estimativa tendo em conta as perdas energéticas do sistema. Estas perdas energéticas estão associadas a ganhos térmicos provenientes da envolvente, aos géneros alimentícios inseridos no interior da câmara e ainda as perdas por serviço, que consiste nas perdas registadas por abertura de portas.

## 4.4 Envolvente

Como já foi referido no capítulo 2, uma opção considerada foi a utilização de painéis de vácuo como alternativa à envolvente atual. Para poder comparar diferentes cenários, foi feito um cálculo teórico em que se obtém o calor transferido por unidade de área para cada uma das opções consideradas. Considera-se então existir condução unidimensional através da envolvente.

Considerando as equações 4.1 e 4.2, foi calculada a taxa de transferência de calor para cada uma das situações propostas

$$\dot{q} = UA\Delta T = \frac{\Delta T}{R} = \frac{T_o - T_i}{\sum_{i=1}^n R_i} \quad (4.1)$$

$$\frac{\dot{q}}{A} = \frac{\Delta T}{R} = \frac{T_o - T_i}{\sum_{i=1}^n R_i} \quad (4.2)$$

Em que  $q$  representa a taxa de transferência de calor  $A$  é a área superficial da envolvente e  $R_i$  representa a resistência térmica de cada um dos componentes constituintes da parede composta para cada um dos casos estudados. Todos os cálculos foram realizados assumindo que a temperatura no interior da bancada é de  $0^\circ C$  e no exterior  $30^\circ C$ . As condutividades térmicas consideradas para cada um dos componentes das envolventes encontram-se descritas na Tabela 4.1.

Tabela 4.1: Condutividades térmicas para cada material.

Material	k [W/mK]
Aço inox 441	26.1
Aço inox 304	16.2
Espuma de P.U.	0.024
Painel de vácuo	0.004

Tendo isto em conta, foram obtidos os valores descritos na Tabela 4.2 para cada um dos casos analisados.

Tabela 4.2: Tipos de painéis de vácuo disponibilizados pelo fornecedor.

	Espessura [mm]	Ganhos térmicos [W/m <sup>2</sup> ]	Poupança [%]
Envolvente atual	45	16,44	
Com painéis de 5 mm	45	10,46	36,34
Com painéis de 10 mm	45	7,68	53,30
Com 75 mm de poliuretano	75	9,76	40,65
Com 100 mm de poliuretano	100	7,29	55,67

Com vista a escolher a melhor opção, é feito um cálculo estimativo de forma a calcular tempo necessário para a amortização do investimento nos painéis de vácuo como sistema de isolamento da bancada. O fabricante dos painéis de vácuo forneceu um orçamento de painéis com os quais será possível revestir toda a envolvente da bancada, que corresponde a 580 €, aos quais serão somados 150 € de transporte, o que dá um total de 730 € de valor acrescentado à bancada.



Considera-se a área superficial arrefecida da bancada desprezando os efeitos das pontes térmicas. Considerando o setor destinatário do produto em questão, considera-se uma potência contratada superior a 6,9 kVA, cujo preço por kWh será de 0,1602 kWh [13]. Considera-se este preço fixo nos anos adjacentes à compra do produto. Tendo isto em conta, ter-se-á uma poupança anual de 39,33 €.

O isolamento utilizado atualmente é a espuma de poliuretano, que é formada por uma mistura de poliol e isocianato. O cliente amortizaria o investimento da envolvente com painéis de vácuo de 10 mm de espessura em 18 anos e 4 meses e se os painéis fossem de 5 mm de espessura, esta amortização seria feita ao final de 26 anos e 10 meses. Por outro lado, o investimento numa envolvente com maior espessura, de 75 mm ou 100 mm é amortizado em menos de um ano.



# Capítulo 5

## Metodologia

### 5.1 Condições de ensaio

#### 5.1.1 Condições ambiente

Para que se possa analisar o funcionamento da bancada, é necessário que esta esteja sob condições estáveis, pois estas influenciam significativamente o desempenho dos equipamentos. Só garantindo as mesmas condições em cada ensaio é que se podem comparar as alterações efetuadas na bancada.

Assim sendo, foram seguidas as indicações da norma *FprEN 16825:2015* relativa aos testes em equipamentos frigoríficos. A norma define as classes climáticas presentes na Tabela 5.1. Os ensaios devem ser realizados respeitando pelo menos uma destas classes climáticas.

Tabela 5.1: Classes climáticas.

Classe climática da câmara de testes	Temperatura de bolbo seco °C	Humidade relativa %	Temperatura de orvalho °C	Humidade absoluta g/kg
3	25	60	16.7	12.0
4	30	55	20.0	14.8
5	40	40	23.9	18.8
7	35	75	30.0	27.3

Ficou definido que todos os testes seriam realizados na classe climática 4, que corresponde a uma temperatura de 30°C e uma humidade relativa de 55%, que corresponde à classe climática utilizada na norma do *labelling* para o cálculo do IEE e do consumo.

De modo a garantir as condições acima referidas, os ensaios serão realizados na câmara de ensaios do laboratório da empresa. A câmara de ensaios é um compartimento isolado constituinte do laboratório, com controlo de humidade e temperatura.

#### 5.1.2 Provetes de teste

A norma referencia ainda as características dos provetes que devem ser utilizados nos ensaios. A utilização destes provetes pretende simular a presença de géneros alimentícios no interior da câmara a refrigerar, especificamente um bife cru.. Os provetes têm a forma de paralelepípedo, com 1 kg ou cubo com 0,5 kg. O material contido no interior dos pacotes rígidos é também especificado na norma para que se possa assegurar o seu ponto de solidificação

aos  $-1^{\circ}\text{C}$ , temperatura para a qual a entalpia será de 285 kJ/kg. A norma descreve ainda como deve ser feito o carregamento de cada tipo de equipamento a testar, no entanto, dado as condições dimensionais dos provetes, todos os carregamentos da bancada foram feitos como se mostra na Figura 5.1. Este carregamento é feito em cada uma das duas grelhas colocadas em cada um dos lados da bancada, uma a meia altura e a outra no fundo da bancada.



Figura 5.1: Disposição dos provetes no interior da bancada.

Alguns dos provetes de 0,5 kg têm um orifício, no qual se insere um termopar de modo a monitorizar a temperatura interna destes. Estes provetes são designados de *M-packages*. Para minimizar entrada de ar no local onde o termopar é colocado, a entrada é isolada.

### 5.1.3 Instrumentação de medida

Para se poder caracterizar melhor cada alteração realizada na bancada não basta apenas comparar consumos energéticos em cada ensaio, existindo outros fatores que podem ser determinantes em tomadas de decisões, como por exemplo as temperaturas ou as pressões em certos pontos do circuito frigorífico.

Para medir a temperatura tanto nestes pontos como nos provetes, serão utilizados termopares do tipo K. Estes são sensores de baixo custo, no entanto são robustos e operam numa elevada gama de temperaturas, o que os tornam ideais para este tipo de equipamentos, onde podem ser medidas temperaturas de  $-30^{\circ}\text{C}$  a  $80^{\circ}\text{C}$ , dependendo do tipo de equipamento. O princípio de funcionamento destes sensores é bem simples. Sendo o termopar constituído por dois fios de materiais diferentes, com diferentes condutividades térmicas, gera-se uma força eletromotriz entre eles, que é medida e 'traduzida' para valores de temperatura.

Relativamente ao registo de pressões, são instalados dois sensores de pressão no circuito frigorífico, um na entrada do compressor, e o outro na saída do compressor. A Figura 5.2 mostra o aspeto do sensor de pressão e a forma como foi instalado num circuito em particular.

Os dados relativos à corrente elétrica consumida instantaneamente são transmitidos ao computador através de um equipamento designado de nanovip. O consumo de energia acumulado começou por ser medido com um microvip que acabou por ser substituído por um outro equipamento dado estar com erro associado às suas medições, não coincidindo com os restantes dados recolhidos.



Figura 5.2: Sensor de pressão montado num circuito.

Os dados provenientes dos sensores são recolhidos numa placa de aquisição de dados que por sua vez se encontra ligada ao computador do laboratório. Estes dados são processados e transmitidos através de um programa criado no software *Labview*. Este programa permite a visualização de toda a informação transmitida pelos sensores em tempo real.

Para além dos provetes, foi também registada a temperatura ao longo de vários pontos dos circuito frigorífico. Foram colocados termopares na entrada e saída do evaporador, na entrada e saída do compressor e na entrada e saída do condensador. Foi também colocado um termopar no motor do motoventilador tangencial, já que este proporciona uma fonte de calor no interior do volume a refrigerar. Todos os termopares foram fixados e isolados com fita adesiva isoladora nos locais referidos.

## 5.2 Plano de Ensaios

Todos os ensaios realizados tiveram uma duração de 24 horas, exceto aqueles onde o microprocessador estava programado com o algoritmo automático de poupança de energia. Isto deve-se ao fato de o algoritmo automático de poupança de energia só agir após ter estado pelo menos 24 horas a receber informação acerca do comportamento da temperatura no interior da bancada. Assim sendo, os ensaios realizados com este algoritmo têm uma duração de 48 horas, mas apenas as segundas 24 horas serão utilizadas como comparação relativamente aos outros ensaios.

Na Tabela 5.2, estão organizados e descritos cada um dos ensaios realizados na bancada.

Tabela 5.2: Lista de ensaios realizados com portas fechadas.

Número do ensaio	Descrição
1	Ensaio do produto comercializado atualmente.
2	Ensaio do produto com alteração da grelha de ventilação do habitáculo do grupo frigorífico.
3	Ensaio do produto com alterações na ventilação interna, passando esta a ser constituída por 2 motoventiladores com potência de 16W e caudal de 105 m <sup>3</sup> /h.
4	Ensaio do produto com alterações na ventilação interna, passando esta a ser constituída por 2 motoventiladores com potência de 11W e caudal de 36 m <sup>3</sup> /h.
5	Ensaio do produto com alteração nas descongelações, o fim da descongelação passa a ser comandado por uma sonda de temperatura quando esta registar uma temperatura igual ou superior a 3°C.
6	Ensaio do produto com a ventilação interna ligada em paralelo com o compressor e desliga 2 minutos após a paragem do compressor e quando é detetada abertura de porta.
7	Ensaio do produto com paragem da ventilação, tal como no ensaio 6, mas com a ventilação interna ligada durante a descongelação
8	Ensaio do produto com alteração do intervalo entre descongelações, passando a ser de 8 em 8 horas em vez de 6 em 6 horas
9	Ensaio do produto com alteração do intervalo entre descongelações, passando a ser de 4 em 4 horas em vez de 6 em 6 horas
10	Ensaio do produto com alteração da duração de descongelação, passando a demorar 20 minutos
11	Ensaio do produto com alteração do grupo frigorífico. Substitui-se o compressor e o tubo capilar por uma válvula de expansão termoestática
12	Ensaio do produto com paragem da descongelação através de sonda de temperatura a 3°C. Neste ensaio tem-se paragem da ventilação durante as descongelações.
13	Alteração da correção de sonda, passando de -2°C para -3°C
14	Alteração do microprocessador e programação. Utilização do algoritmo automático de poupança de energia
15	Alteração do microprocessador e programação. Utilização do algoritmo básico de poupança de energia

## Capítulo 6

# Resultados obtidos

### 6.1 Desempenho energético

Tendo em conta a descrição de cada um dos ensaios (tabela 5.2 do capítulo anterior) pode consultar-se agora o consumo energético resultante de cada ensaio na Figura 6.1. Estes são resultados para um período de 24 horas de funcionamento do equipamento, após o *pull down* e com a temperatura interna e dos provetes estabilizadas. O *pull down* é o período de tempo até ser atingida a temperatura set-point da bancada, ou seja, até à primeira paragem do compressor.

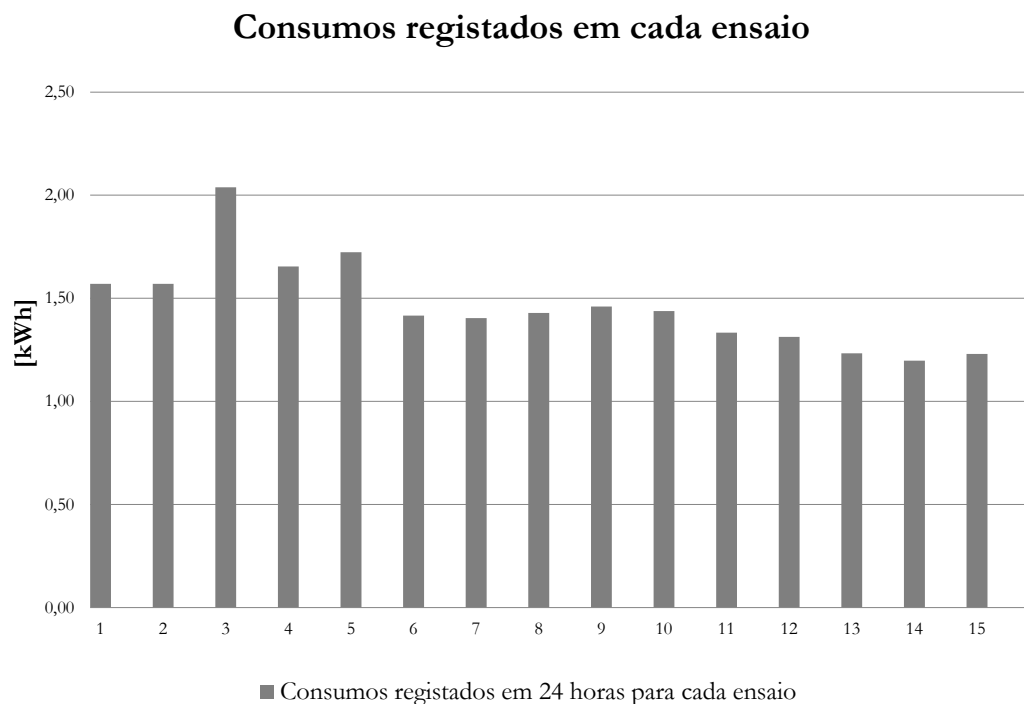


Figura 6.1: Consumos energéticos registados em cada ensaio, ao longo de 24 horas.

Na Figura 6.2, são apresentados os resultados de comparações entre cada ensaio realizado

e o ensaio do produto inicial. Esta comparação é interessante uma vez que o primeiro ensaio corresponde ao ensaio do produto comercializado atualmente e o objetivo do trabalho é melhorar o seu desempenho. Assim sendo, para cada ensaio realizado, é calculada a poupança energética relativamente ao produto inicial. Do ensaio inicial para o segundo ensaio não se verificaram alterações significativas ao nível do consumo, este terá aumentado 0,005kWh em 24 horas, no entanto optou-se pela segunda opção devido aos resultados obtidos nos ensaios realizados com abertura de portas nestas duas opções. Nestes ensaios, a alteração da grelha proporcionou uma poupança de 0,08 kWh em 24 horas, daí a segunda grelha ter sido a escolhida.

Nos ensaios seguintes nota-se novamente um aumento do consumo de energia, devido ao facto de se ter acrescentado outro motoventilador à ventilação interna. No ensaio 6, este consumo extra provocado pelo motoventilador foi compensado fazendo-se parar a ventilação interna quando o compressor não se encontrava em funcionamento. A ventilação também foi programada para parar quando for detetada abertura de porta, de modo a evitar um maior fluxo de ar quente para o interior da bancada. Outras quedas mais acentuadas de consumo verificaram-se quando se alterou o grupo frigorífico e quando se alterou a calibração da sonda de controlo e se implementaram os algoritmos de poupança de energia.

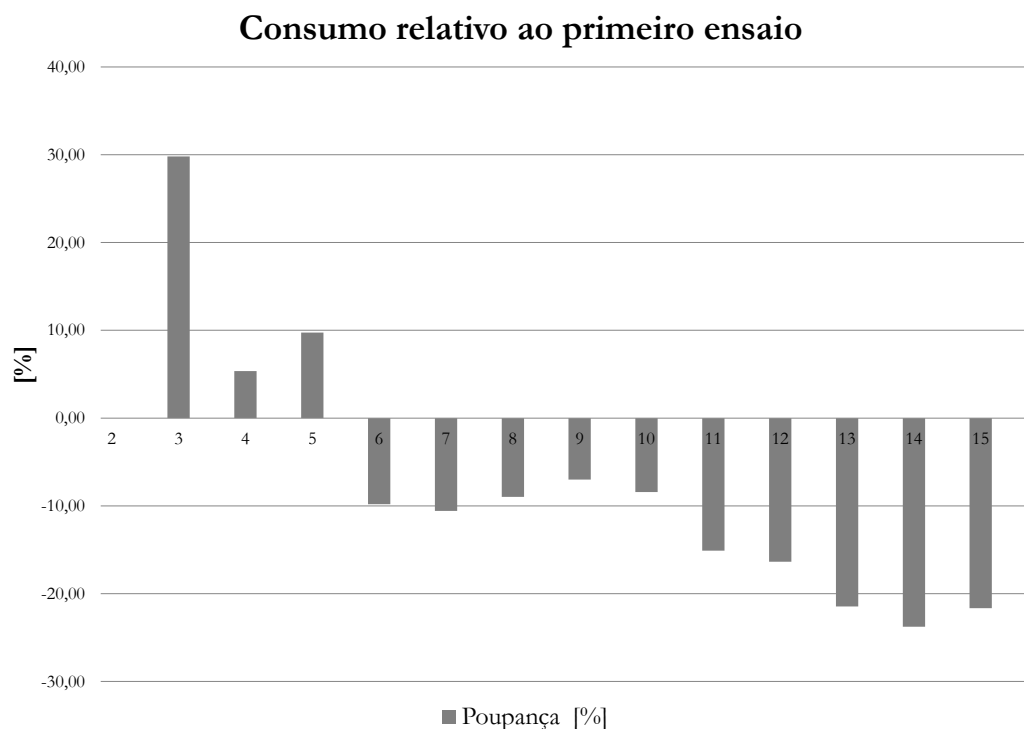


Figura 6.2: Poupança energética relativamente ao ensaio realizado no produto inicial.

Um outro parâmetro a ter em conta é o tempo durante o qual o compressor se encontra em funcionamento, que deve ser inferior ao tempo durante o qual este se encontra desligado. Estes dados estão presentes na Figura 6.3.

Podemos observar-se que o ensaio em que o compressor esteve mais tempo ligado foi o ensaio 3, que foi também o ensaio em que se consumiu mais energia. No entanto este comportamento não se verifica em todos os ensaios. No ensaio 6, por exemplo, a ventilação interna, que antes



estava sempre ligada, passa a estar ligada em paralelo com o compressor. Aqui nota-se redução no consumo da bancada em consequência desta alteração, no entanto o tempo que o compressor esteve em funcionamento aumentou. No ensaio 11 o consumo caiu apesar de o tempo durante o qual o compressor esteve ligado ter aumentado ligeiramente. Isto deve-se às alterações feitas no grupo frigorífico, uma vez que se substituiu o compressor utilizado inicialmente por um outro mais pequeno, que apesar de estar mais tempo ligado, tem menos potência, o que leva a um menor consumo por parte deste.

### Tempo durante o qual o compressor esteve ligado

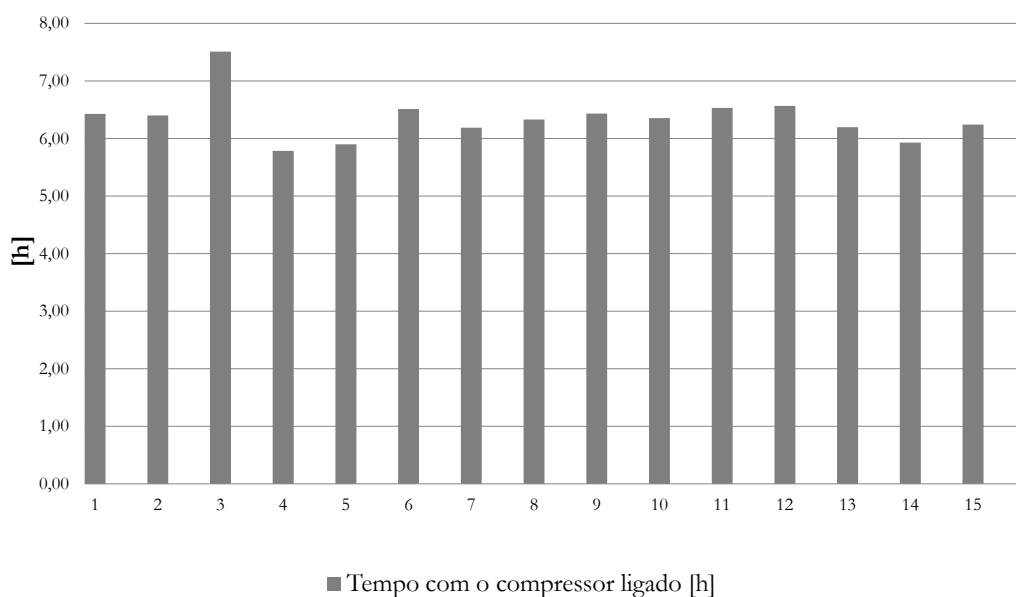


Figura 6.3: Gráfico com os tempos de funcionamento do compressor em cada ensaio realizado.

Facilmente se observa que do ponto de vista energético, o melhor resultado diz respeito ao ensaio 14. Neste ensaio, o equipamento tem todas as alterações efetuadas ao nível da ventilação e grupo frigorífico, e o microprocessador está programado com o algoritmo automático de poupança de energia. No entanto, é necessário verificar se esta redução de consumo não prejudica o desempenho da máquina, sendo muito importante verificar se o equipamento está dentro das condições de temperatura normativas.

## 6.2 Temperaturas internas

Tal como foi referido no subcapítulo anterior, é importante que o protótipo escolhido contenha as melhores características do ponto de vista de consumos, mas é também necessário que este cumpra os requisitos normativos. A norma estipula que as temperaturas dos provetes devem estar contidas no intervalo entre  $-1^{\circ}C$  e  $5^{\circ}C$ . Na Tabela 6.1 encontram-se os valores das temperaturas máximas, médias e mínimas relativas a cada ensaio realizado.

O provete 1 diz respeito ao provete colocado ao fundo da grelha superior direita, o provete 2 é o provete colocado à frente na grelha inferior direita. Do lado esquerdo da bancada

Tabela 6.1: Valores mínimos médios e máximos registadas nos provetes e na temperatura interna da bancada.

Número do ensaio		Temperatura interna [°C]	Temperatura no provete 1 [°C]	Temperatura no provete 2 [°C]	Temperatura no provete 3 [°C]	Temperatura no provete 4 [°C]
1	Mín.	2,08	1,30	1,93	1,19	2,66
	Máx.	8,39	2,49	2,66	2,17	4,05
	Méd.	4,60	1,79	2,25	1,62	3,49
2	Mín.	1,98	1,31	1,96	1,10	2,82
	Máx.	8,74	2,47	2,83	2,18	4,08
	Méd.	4,52	1,82	2,32	1,65	3,52
3	Mín.	2,49	2,80	4,97	3,10	5,21
	Máx.	8,97	4,21	6,05	4,26	5,84
	Méd.	4,72	3,45	5,54	3,65	5,52
4	Mín.	2,18	1,80	-0,51	0,51	0,77
	Máx.	7,84	2,88	1,94	1,75	2,24
	Méd.	4,65	2,31	1,16	1,11	1,57
5	Mín.	2,19	1,96	1,40	0,71	1,25
	Máx.	6,50	3,29	2,35	1,92	2,54
	Méd.	4,60	2,44	1,70	1,16	1,70
6	Mín.	2,00	0,58	-1,07	-0,57	-1,16
	Máx.	8,73	2,57	1,63	1,24	1,82
	Méd.	4,71	1,30	-0,50	-0,01	-0,41
7	Mín.	1,94	0,59	-1,08	-0,60	-1,17
	Máx.	6,46	1,60	-0,18	0,41	0,18
	Méd.	4,57	1,03	-0,70	-0,17	-0,55
8	Mín.	2,13	0,58	-1,00	-0,60	-1,09
	Máx.	6,34	1,37	-0,22	0,29	-0,06
	Méd.	4,53	0,96	-0,70	-0,22	-0,65
9	Mín.	2,05	0,63	-0,90	-0,66	-1,06
	Máx.	6,47	1,52	-0,16	0,43	0,16
	Méd.	4,55	1,09	-0,57	-0,11	-0,46
10	Mín.	2,22	0,64	-1,06	-0,67	-1,16
	Máx.	6,52	1,47	-0,20	0,19	-0,14
	Méd.	4,58	1,00	-0,56	-0,25	-0,68

Tabela 6.2: Valores mínimos médios e máximos registadas nos provetes e na temperatura interna da bancada.

Número do ensaio		Temperatura ambiente [°C]	Temperatura no provete 1 [°C]	Temperatura no provete 2 [°C]	Temperatura no provete 3 [°C]	Temperatura no provete 4 [°C]
11	Mín.	0,50	3,04	1,14	0,49	-0,29
	Máx.	6,48	3,76	2,33	1,51	1,07
	Méd.	3,53	3,39	1,77	1,00	0,49
12	Mín.	2,95	1,05	0,43	-0,36	-
	Máx.	3,65	2,09	1,38	0,84	-
	Méd.	3,31	1,63	0,89	0,34	-
13	Mín.	3,37	1,53	0,89	0,28	-
	Máx.	4,40	2,87	2,26	1,69	-
	Méd.	4,00	2,36	1,71	1,18	-
14	Mín.	4,23	2,33	1,90	1,12	-
	Máx.	4,88	4,41	2,81	2,09	-
	Méd.	4,55	2,85	2,32	1,68	-
15	Mín.	3,71	1,55	1,12	0,30	-
	Máx.	4,66	2,98	2,51	1,85	-
	Méd.	4,16	2,40	1,85	1,21	-

encontram-se os provetes 3 e 4. O provete 3 está colocado ao fundo da grelha superior esquerda e o provete 4 está colocado na frente da grelha inferior esquerda. O termopar que recolhe os dados do provete 4 danificou-se no ensaio 12. Os valores que se encontram fora dos requisitos normativos encontram-se estacados a cor vermelha. Na Figura 6.4 é apresentado um esquema exemplificativo da localização dos termopares nos respetivos provetes. Os provetes a cor vermelha são aqueles que contem os termopares.

Todos os ensaios cujas temperaturas se encontram na Tabela 6.1, foram realizados com as portas da bancada sempre fechadas. Tendo em conta que a norma descreve um procedimento que envolve aberturas de portas periódicas, foi realizado um ensaio ao produto final para certificação de que o produto cumpre realmente os requisitos ao nível das temperaturas dos provetes. A temperatura mais reduzida dos provetes foi de 1,12°C e corresponde ao provete 3, enquanto que a temperatura mais elevada foi de 4,41°C, correspondente ao provete 1.

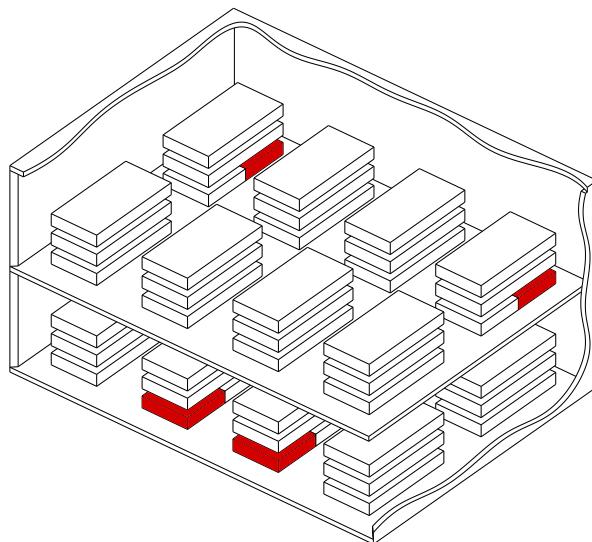


Figura 6.4: Esquema exemplificativo da localização dos provetes do tipo M.

## Capítulo 7

# Análise dos resultados obtidos

### 7.1 Análise das alterações na ventilação (ensaios 2, 3 e 4)

De modo a promover a rejeição do calor do habitáculo onde se encontra o grupo frigorífico, aumentou-se em 374% a área da grelha de ventilação da bancada, no entanto não se registaram alterações significativas a este nível. O motor deste ventilador já é de alta eficiência e representa um baixo consumo relativamente a outros componentes consumidores de energia constituintes da bancada, daí este não ter sido foco das alterações ao nível da ventilação.

Para poder comparar o desempenho de cada solução proposta para a ventilação interna da bancada, é necessário comparar as temperaturas registadas nos provetes nos ensaios 2, 3 e 4. Esta comparação é apresentada nas Figuras 7.1, 7.2, 7.3 e 7.4.

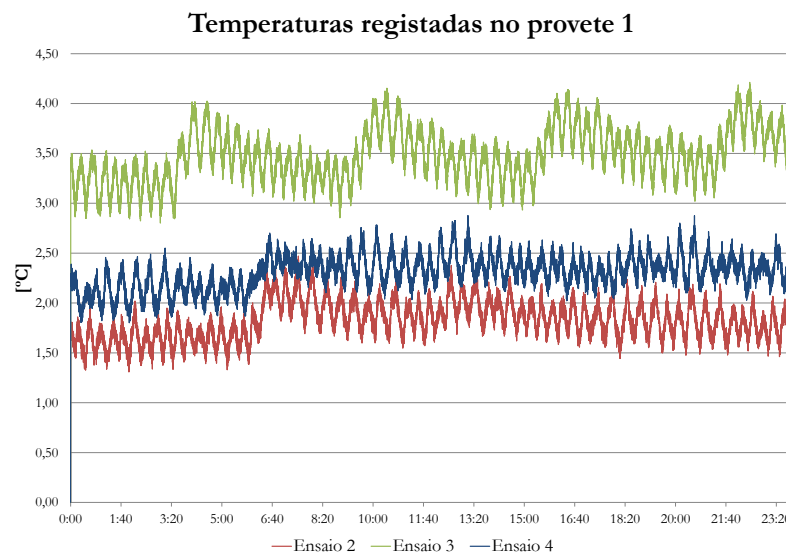


Figura 7.1: Temperaturas registadas no provete 1 ao longo de 24 horas

A solução testada no ensaio 3, apesar de ser aquela em que foi consumida mais energia elétrica (figura 6.1), não foi aquela em que obteve as temperaturas mais baixas. Nos gráficos apresentados, observa-se que as temperaturas dos provetes são mais elevadas no ensaio 3 relativamente aos restantes ensaios. Observa-se ainda que os provetes colocados na parte inferior

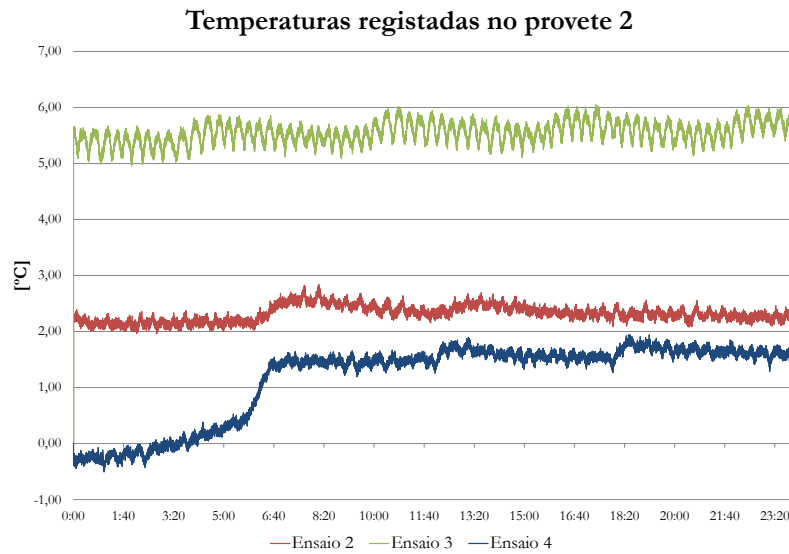


Figura 7.2: Temperaturas registadas no provete 2 ao longo de 24 horas

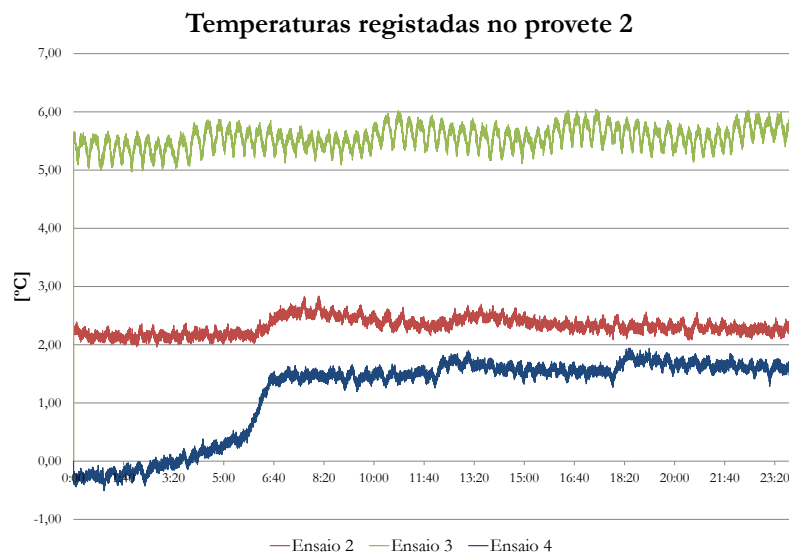


Figura 7.3: Temperaturas registadas no provete 3 ao longo de 24 horas

da bancada encontram-se a temperaturas mais elevadas que os provetes das grelhas superiores. Apesar desta diferença de temperatura nos provetes, a Figura 7.5 mostra que a temperatura interna da bancada no ensaio 3 encontra-se no mesmo intervalo das que ocorrem nos ensaios 2 e 4.

Pode concluir-se portanto que a discrepância de temperatura é provocada por uma ventilação ineficiente. Dado que estes ventiladores são aqueles que debitam maior caudal de ar, este efeito foi provocado pela alteração da direção do escoamento do ar no interior da bancada.

Nota-se uma maior homogeneidade de temperaturas entre os provetes no interior da bancada no ensaio 4 (Figura 7.4). No entanto, são acrescentados 16W de potência através da

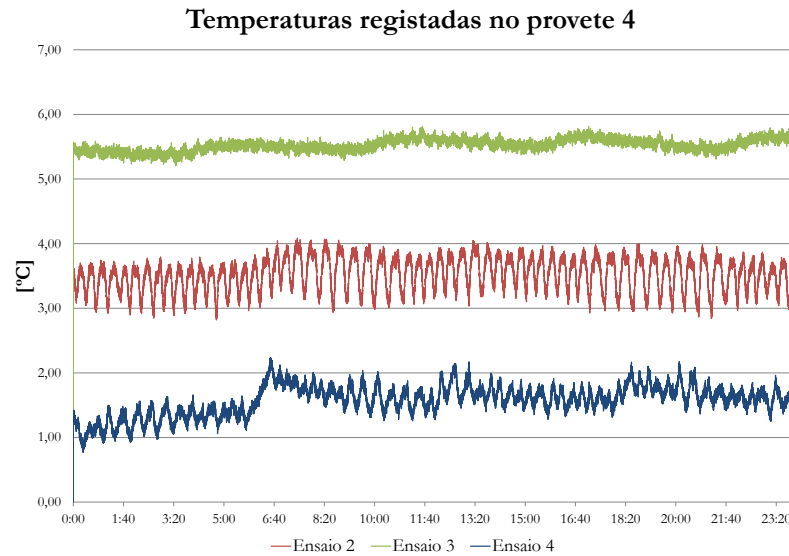


Figura 7.4: Temperaturas registadas no provete 4 ao longo de 24 horas

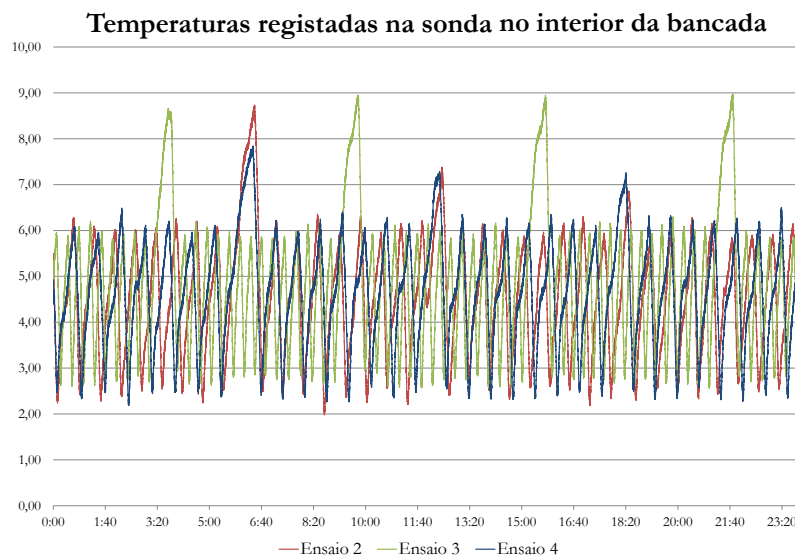


Figura 7.5: Temperaturas registadas na temperatura ambiente ao longo de 24 horas

adição de outro motoventilador, o que resulta num aumento de 5,35% de consumo de energia em 24 horas .

Este aumento de potência é compensado, no ensaio 6, com a redução do tempo de funcionamento dos motoventiladores tangenciais.

Nota-se ainda, em todos os ensaios picos regulares de temperatura, que estão relacionados com o funcionamento do compressor. É também possível observar as 4 descongelações que foram realizadas ao evaporador, com especial destaque no ensaio 3, devido à ventilação.

## 7.2 Análise das descongelações (ensaio 5 a 10)

### 7.2.1 Ventilação na descongelção

Na Figura 6.1 verifica-se um ligeiro aumento do consumo energético ensaio 5 relativamente ao ensaio 4. Neste caso, a duração da descongelção é comandada por uma sonda de temperatura colocada entre as alhetas do evaporador. É necessário drenar esta água para que ela não volte a solidificar novamente. A drenagem é acelerada através da ventilação, que provoca movimentação do ar através do evaporador, de cima para baixo, em direção à aparadeira.

O consumo terá aumentado devido ao fato da ventilação estar acionada durante o processo de descongelção, pois no ensaio 12 a ventilação é desligada durante a descongelção e nota-se um decréscimo do consumo. Os motoventiladores, no ensaio 12 são acionados apenas durante 2 minutos após acabar a descongelção para drenar eventuais condensados que tenham ficado no evaporador.

No ensaio 6 registou-se uma redução significativa relativamente ao ensaio 4. Aqui os motoventiladores tangenciais passam a estar em funcionamento em paralelo com o compressor, altura em que se toma maior partido da ventilação interna para fazer a distribuição do ar refrigerado que está em contacto com o evaporador. Com vista a aproveitar a potência frigorífica ainda presente no circuito, a ventilação interna permanece 2 minutos ligada após a paragem do compressor.

A descongelção do evaporador é, nesta bancada refrigerada, feita através da paragem do compressor, não implicando, por isso um consumo adicional de energia. O período de descongelção do evaporador pode ser portanto, vantajoso para a redução do consumo energético da bancada, desde que as temperaturas se mantenham dentro dos valores aceitáveis pela norma.

A única alteração feita na bancada, no ensaio 7 relativamente ao ensaio 6, foi o facto de a ventilação passar a estar ligada durante o período de descongelção. Isto permitiu uma poupança de 20 Wh em 24 horas de funcionamento, em relação ao ensaio 6, apesar de, com os motoventiladores ligados, se adicionarem 64 Wh em 24 horas de funcionamento do equipamento, considerando descongelações de meia hora.

### 7.2.2 Temporização entre descongelações

Inicialmente, as descongelações foram programadas para serem ativadas em períodos de 6 horas e terem a duração de 30 minutos. Outras opções foram testadas mas esta solução acabou por ser realmente a que permitiu um menor consumo energético.

No ensaio 8, as descongelações passam a decorrer de 8 em 8 horas, o que fez com que o evaporador tivesse mais gelo à sua volta por um maior período de tempo. Este fato provocou um aumento do tempo durante o qual o compressor se encontra ligado e, conseqüentemente, um aumento do consumo energético em 30 Wh num período de 24 horas.

No ensaio 9, as descongelações foram programadas para ocorrer de 4 em 4 horas. Esta alteração fez com que o tempo durante o qual o compressor se encontra ligado tenha aumentado, ainda que este aumento tenha sido de apenas de 7 minutos, o que, juntamente com a ventilação ligada nas descongelações, provocou um conseqüente um aumento de 60 Wh em 24 horas no consumo da bancada.

No ensaio 10 verificou-se também a possibilidade das descongelações terem 20 minutos de duração em vez dos 30 minutos programados até então. Verificou-se um aumento do tempo durante o qual o compressor se encontra ligado, o que leva a um aumento de 40 Wh em 24 horas no consumo energético.



### 7.3 Substituição do grupo frigorífico (Ensaio 11)

Neste caso deve comparar-se os resultados obtidos no ensaio 7 com os resultados obtidos no ensaio 11, uma vez que o ensaio 7 tem a mesma programação que o ensaio 11, apenas diferindo no grupo frigorífico utilizado. No ensaio 11 a compressão do refrigerante é assegurada por um compressor mais pequeno, com menor potência nominal, e o tubo capilar é substituído por uma válvula de expansão termostática.

A alteração destes constituintes do grupo frigorífico permitiu uma poupança de 70 Wh em 24 horas, apesar de o compressor se manter ligado durante mais 12 minutos. Isto acontece porque o novo compressor tem uma potência nominal 25 W inferior à potência do compressor utilizado anteriormente, mas também devido à válvula de expansão termostática.

Pode observar-se, na Figura 7.6, um pequeno aumento do número dos ciclos de funcionamento do compressor, passando de 5 ciclos para 6 num período de duas horas que não inclui períodos de descongelação. Para as 24 horas, no teste 7 o compressor tem 52 ciclos de funcionamento, enquanto que no ensaio 11 são 54 os ciclos de funcionamento do compressor. Dado que o novo compressor tem um caudal nominal 28,7% inferior ao compressor utilizado inicialmente, era expectável os ciclos serem maiores para as mesmas condições de temperatura à entrada do compressor. No entanto, a quantidade de refrigerante que dá entrada no evaporador é controlada pela válvula de expansão.

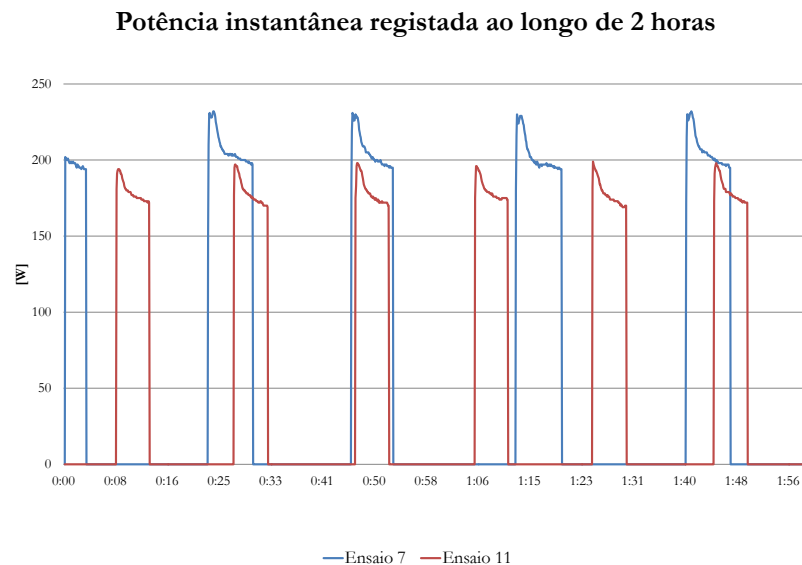


Figura 7.6: Potência instantânea registada durante duas horas, no ensaio 7 e no ensaio 11

### 7.4 Temperaturas internas (Ensaio 12 a 15)

Tal como já foi referido no subcapítulo 7.2.1, é rentável que a ventilação interna se mantenha desligada durante a descongelação do evaporador, sendo acionada apenas após a descongelação ser desativada, para ajudar a drenar alguma água ainda presente no evaporador.

Relativamente ao ensaio 13, uma vez que as temperaturas estão de acordo com os limites estabelecido pela norma, este será o grupo frigorífico escolhido (tabela 6.1). Estas temperatu-

ras permitem ainda diminuir  $1^{\circ}\text{C}$  no *offset* da sonda de controlo de temperatura, passando de  $-2^{\circ}\text{C}$  para  $-3^{\circ}\text{C}$ . Com esta medida apenas, consegue-se uma poupança de 6% no consumo energético, relativamente ao ensaio anterior e as temperaturas permanecem dentro dos requisitos normativos.

Nos ensaio 14 e 15, são aplicados os algoritmos de poupança de energia. Conseguiu-se uma maior poupança, correspondente a 23,76%, com o algoritmo automático de poupança de energia. Com a aplicação deste algoritmo, se não houver alterações acentuadas na temperatura no interior da bancada, o modo *Energy saving* está sempre ativo, o que acontece neste ensaio, pois as portas estão sempre fechadas.

Assim sendo, foi realizado um ensaio final, com aberturas de portas de modo a assegurar que a opção escolhida cumpre os requisitos normativos de temperatura, o que acabou por se verificar. Este fato foi verificado. As temperaturas dos provetes situam-se entre os  $1,12^{\circ}\text{C}$ , registada no provete 3, e  $4,41^{\circ}\text{C}$  registado no provete 1. A bancada consumiu  $1,65\text{ kWh}$  num período de 24 horas. Tem IEE de 26,31 o que significa a atribuição da classe energética B.

## 7.5 Comparações entre o produto inicial e o protótipo final

No quadro 7.1 encontram-se resumidas as principais diferenças entre o produto inicial e o protótipo final escolhido.

Tabela 7.1: Comparações entre o produto inicial e o protótipo final.

	Produto inicial	Protótipo final
Ventilação externa	Grelha de ventilação com uma área aberta de $19\text{ cm}^2$	Grelha de ventilação com uma área aberta de $89\text{ cm}^2$
Ventilação interna	1 motoventilador de 16 W e caudal de $105\text{ m}^3/\text{h}$	2 motoventiladores de 11W e caudal de $36\text{ m}^3/\text{h}$
Offset da temperatura ambiente	$-2^{\circ}\text{C}$	$-3^{\circ}\text{C}$
Temporização das descongelações	As descongelações são ativadas 6 em 6 horas	As descongelações são ativadas 6 em 6 horas
Duração das descongelações	As descongelações estão temporizadas para durar 30 minutos	A duração das descongelações é comandada pela sonda de temperatura colocada no evaporador
Dispositivo de expansão	Tubo capilar	Válvula de expansão termoestática
Compressor	Compressor hermético com uma cilindrada de $5,98\text{ cm}^3$ e uma potência nominal de $149,14\text{ W}$	Compressor hermético com uma cilindrada de $4,56\text{ cm}^3$ e uma potência nominal de $124,28\text{ W}$
Algoritmo de poupança de energia		Algoritmo automático de poupança de energia

Em seguida serão apresentados, em detalhe, os resultados obtidos no ensaio realizado ao produto inicial bem como os resultados obtidos no ensaio ao protótipo escolhido. Tal como já foi referido, estes são ambos ensaios com uma duração de 24 horas em condições ambientais

semelhantes, realizados após estabilização das temperaturas internas. Em anexo podem ser consultados os resultados obtidos em todos os ensaios realizados.

### 7.5.1 Potência

Nas Figuras 7.7, 7.8, 7.9 e 7.10, se observam-se picos que se encontram diretamente relacionados com o funcionamento do compressor. Tal como já foi referido anteriormente, o compressor utilizado é um compressor hermético, que funciona com ciclos *on* e *off* a uma velocidade de rotação constante.

No momento inicial do funcionamento do compressor verifica-se um pico de potência bem acima da potência nominal desde. Este pico inicial tem uma duração inferior a 1 segundo e é registada apenas no arranque do compressor. Nas Figuras 7.8 e 7.10, detalha-se o comportamento da bancada num período de 2 horas, sendo possível observar-se mais pormenorizadamente o seu comportamento.

Não é possível observar, nos gráficos, o funcionamento da ventilação interna, facultada pelos motoventiladores tangenciais nos gráficos. Isto deve-se ao fato dos motoventiladores debitem uma potência inferior a 50 W, que é a resolução do equipamento de recolha de dados de corrente elétrica.

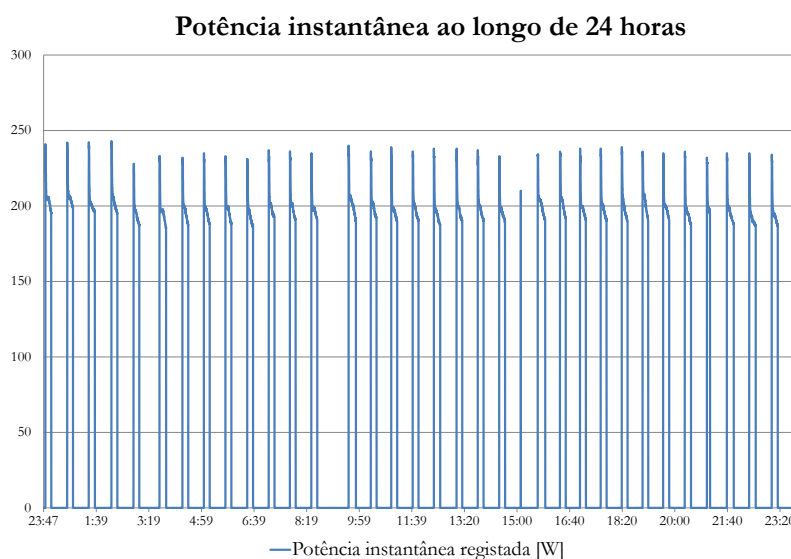


Figura 7.7: Potência instantânea registada durante 24 horas no ensaio 1

Nas Figuras 7.9 e 7.10, observa-se que a potência instantânea registada quando o compressor se encontra em funcionamento é mais baixa no ensaio 14 relativamente ao primeiro ensaio, o que faz sentido pois passa-se de um compressor de 149 W para um compressor de 124W. No entanto, o número de ciclos para o mesmo período de tempo aumenta. Para um período de duas horas, inicialmente tem-se 3 ciclos de funcionamento do compressor enquanto que no ensaio 14 têm-se 7 ciclos de funcionamento.

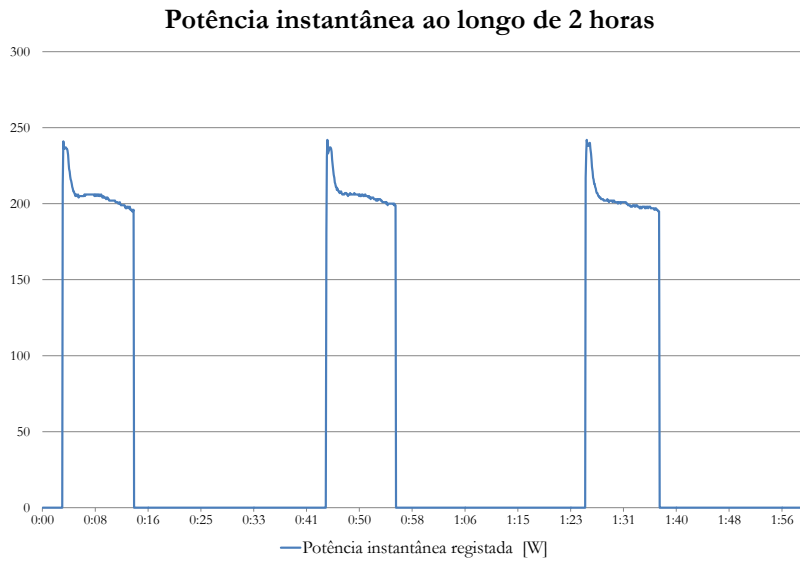


Figura 7.8: Potência instantânea registrada durante 2 horas no ensaio 1

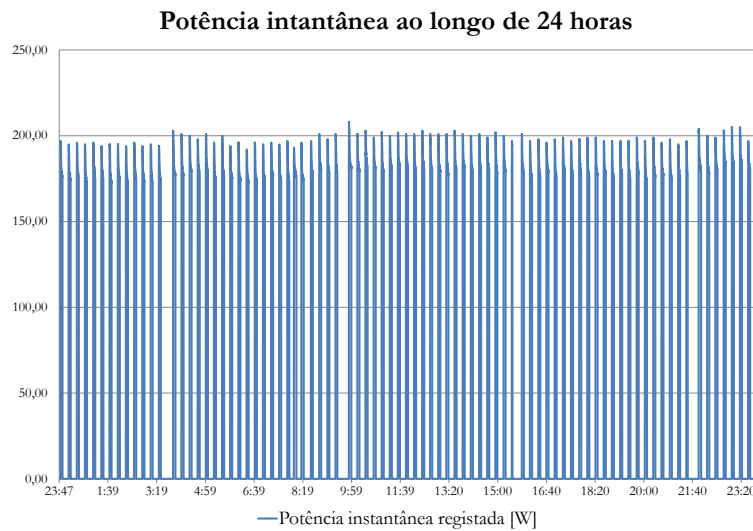


Figura 7.9: Potência instantânea registrada durante 24 horas no ensaio 14

### 7.5.2 Evaporador

Nas Figuras 7.11 e 7.13 pode observar-se o comportamento das temperaturas na entrada e saída do evaporador ao longo de 24 horas para o primeiro ensaio e para o ensaio 14. Os picos correspondentes a temperaturas mais elevadas dizem respeito a alturas em que estavam a decorrer as descongelações do evaporador.

Pode observar-se que, no primeiro ensaio, as descongelações são mais demoradas. Neste caso as descongelações foram programadas para uma duração de 30 minutos. No ensaio 14, o fim do período de descongelação é comandado por uma sonda colocada entre as alhetas do

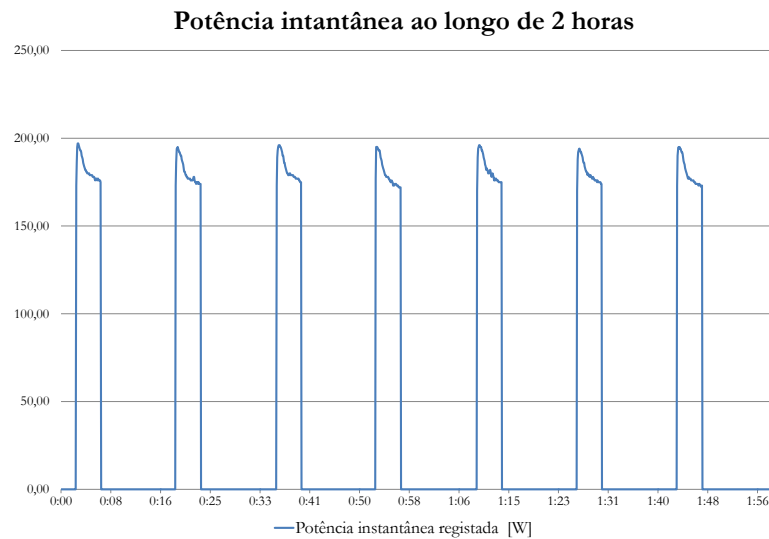


Figura 7.10: Potência instantânea registada durante 2 horas no ensaio 14

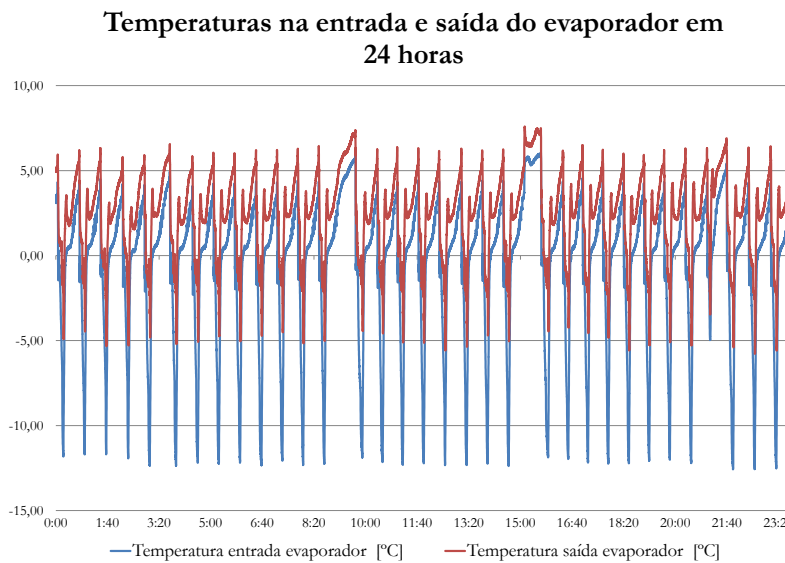


Figura 7.11: Temperaturas registadas na entrada e saída do evaporador durante 24 horas no ensaio 1

evaporador. Aqui nota-se uma redução do tempo de duração da descongelação para períodos de 24 ou 25 minutos.

Esta opção torna-se mais versátil para o utilizador final, uma vez que este método permite adaptação a diferentes ambientes e modos de utilização da bancada. Se a bancada estiver exposta a um ambiente com maior humidade ou se as portas estiverem abertas muito tempo, haverá maior tendência para formação de gelo em torno do evaporador.

Comparando as Figuras 7.12 e 7.14, observa-se o efeito que a válvula de expansão termostática exerce no rendimento do evaporador. Este dispositivo controla o caudal mássico de

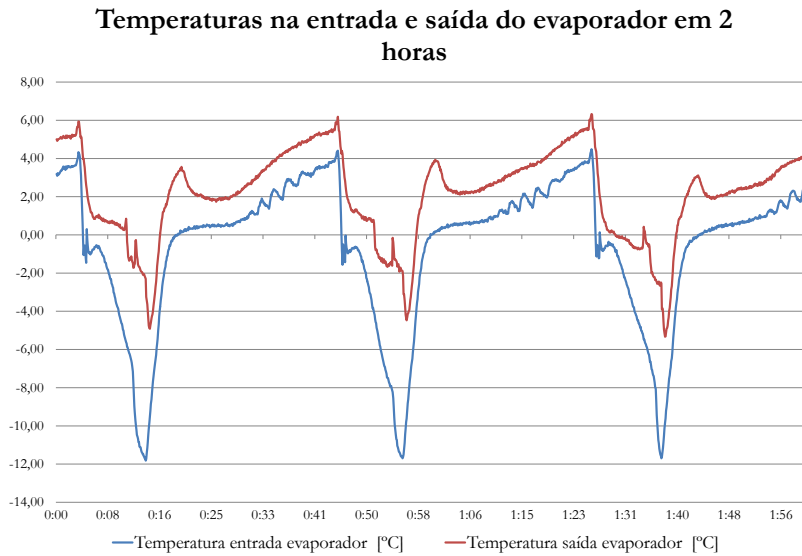


Figura 7.12: Temperaturas registadas na entrada e saída do evaporador durante 2 horas no ensaio 1

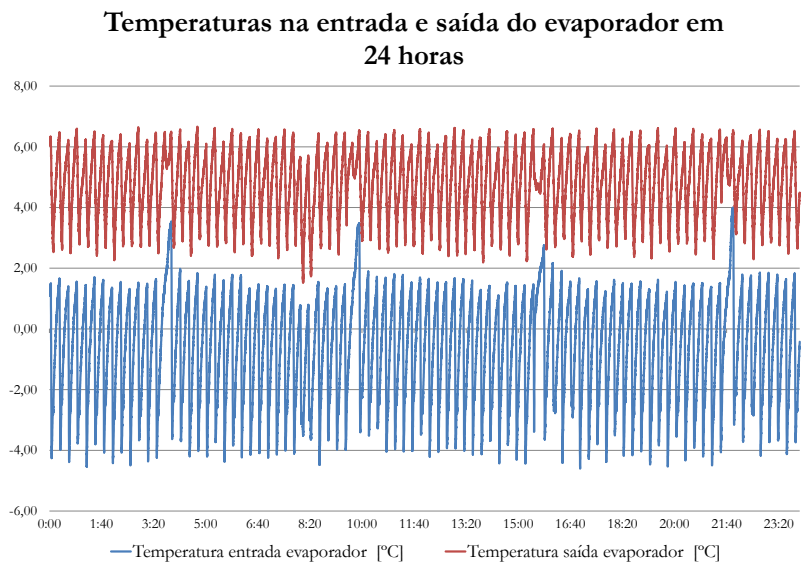


Figura 7.13: Temperaturas registadas na entrada e saída do evaporador durante 24 horas no ensaio 14

refrigerante que entra no evaporador, a partir da temperatura medida na saída do evaporador. Isto provoca o comportamento uniforme que se verifica, em maior detalhe, na Figura 7.14, onde a diferença de temperaturas entre a entrada e a saída do evaporador varia pouco ao longo do tempo.

Para 24 horas foi calculada a diferença de temperatura, ponto a ponto, entre a saída e a entrada do evaporador para o ensaio 1 e para o ensaio 14. No ensaio 1, esta diferença varia entre 0 °C e 11,86°C. Já para o ensaio 14, este valor varia entre 4,69 °C e 9,37 °C com exceção

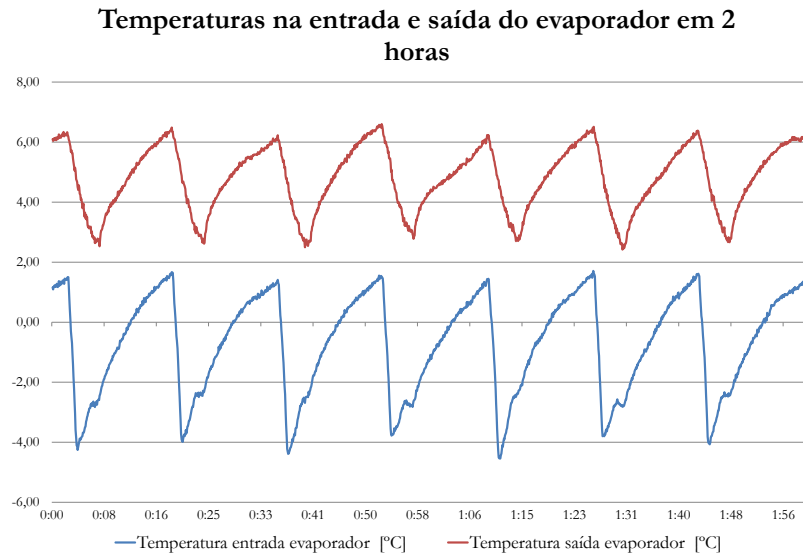


Figura 7.14: Temperaturas registadas na entrada e saída do evaporador durante 2 horas no ensaio 14

dos períodos de descongelação do evaporador, onde esta diferença chega a tomar o valor mínimo de 1,94 °C.

A média desta diferença de temperatura é de 2,88 °C para o ensaio inicial e 5,41°C para o ensaio 14. Este aumento da eficiência média do evaporador explica a diminuição do tempo de ciclo no ensaio 14, pois, desta forma, a temperatura de *set point* é atingida mais rapidamente. Nas Figuras 7.15 e 7.16 podem observar-se a diferença de temperatura no evaporador e a potência absorvida para ciclos típicos de funcionamento num período de duas horas.

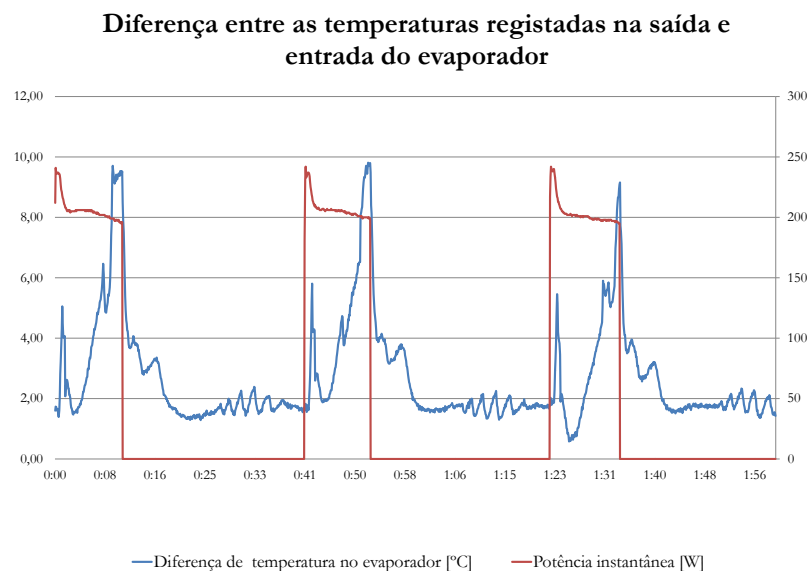


Figura 7.15: Potência absorvida e Diferença de temperatura entre a entrada e a saída do evaporador para 2 horas no ensaio 1

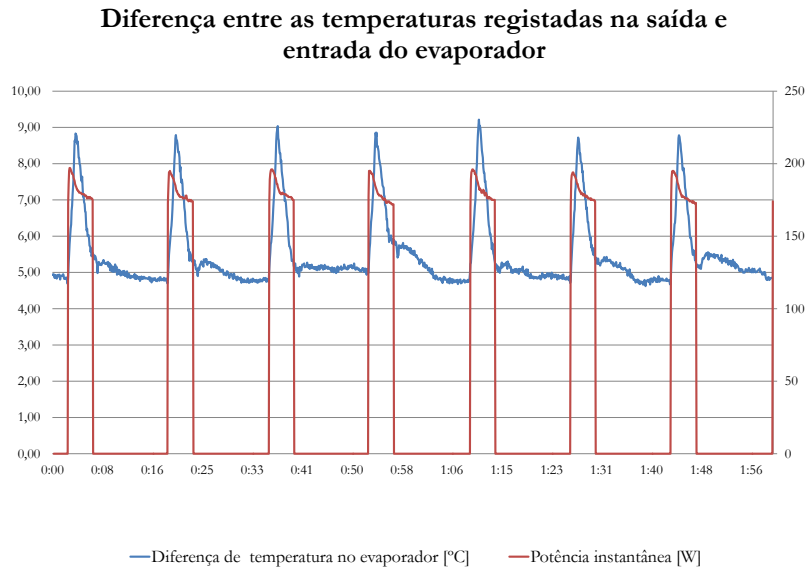


Figura 7.16: Potência absorvida e Diferença de temperatura entre a entrada e a saída do evaporador para 2 horas no ensaio 14

### 7.5.3 Compressor

As temperaturas registadas na entrada e saída do compressor, podem observar-se nas Figuras 7.17 e 7.18, para o produto inicial e nas Figuras 7.19 e 7.20 para o protótipo escolhido.

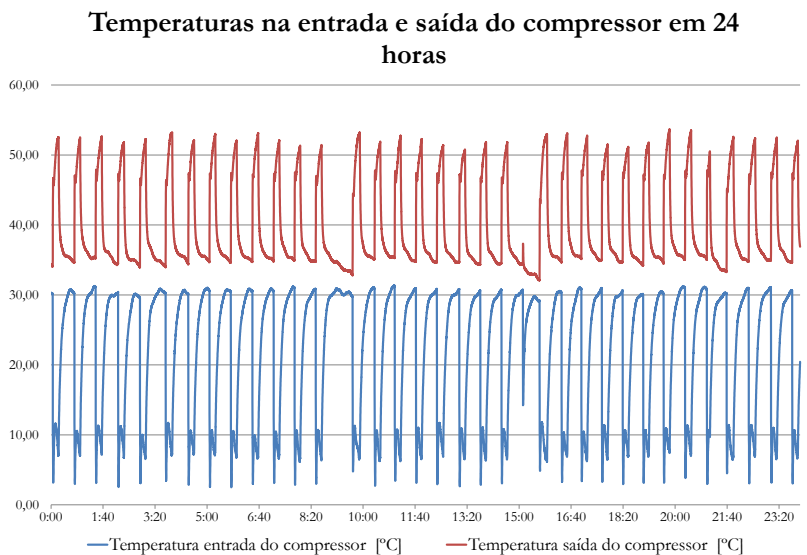


Figura 7.17: Temperaturas registadas na entrada e saída do compressor durante 24 horas no ensaio 1

O compressor utilizado no produto inicialmente tinha uma cilindrada de  $5,98 \text{ cm}^3$  enquanto que o compressor novo tem uma cilindrada de  $4,56 \text{ cm}^3$ . Como o compressor novo comprime



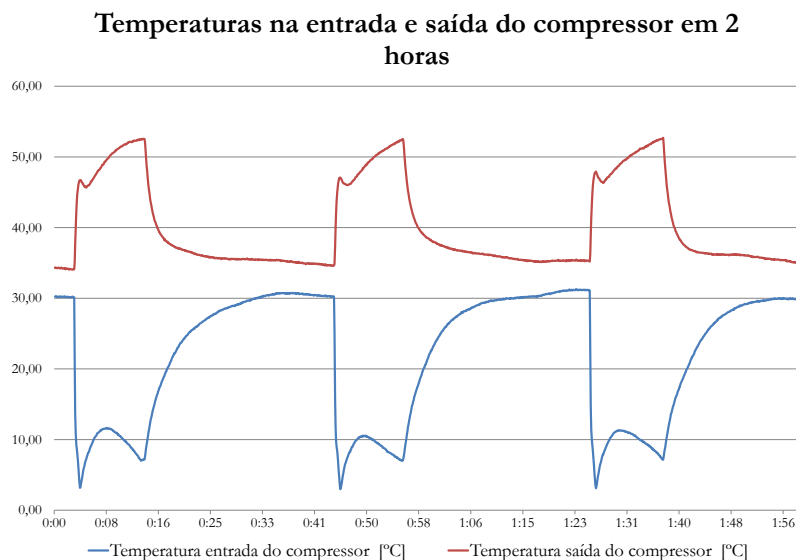


Figura 7.18: Temperaturas registadas na entrada e saída do compressor durante 2 horas no ensaio 1

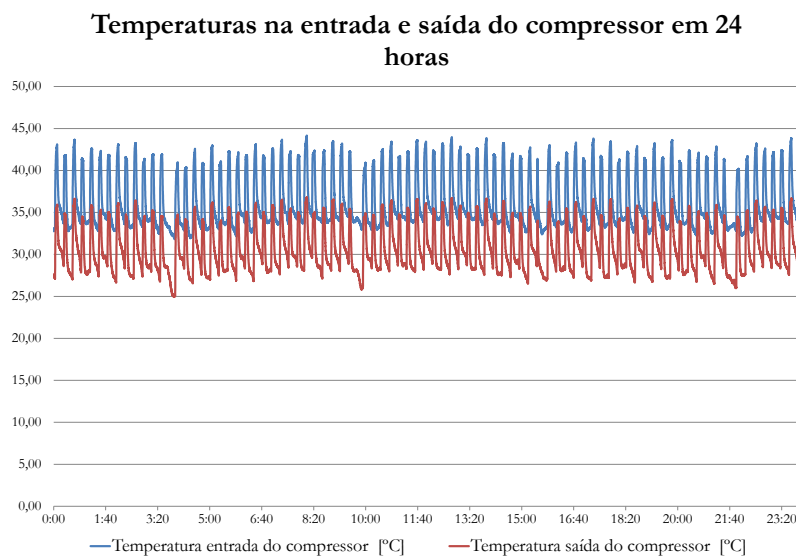


Figura 7.19: Temperaturas registadas na entrada e saída do compressor durante 24 horas no ensaio 14

menor volume de fluido que o compressor utilizado anteriormente, este efeito reflete-se na redução da temperatura à saída do compressor. Este efeito também se vai refletir na entrada do condensador, onde as temperaturas máximas rondam os 30°C tal como se pode ver nas Figuras 7.23 e 7.24.

Também no compressor se nota o efeito da utilização da válvula de expansão termostática. No produto inicial, a temperatura à entrada do compressor tem variações superiores a 27°C dentro do mesmo ciclo. Observa-se, em pormenor, na Figura 7.18, onde se registam

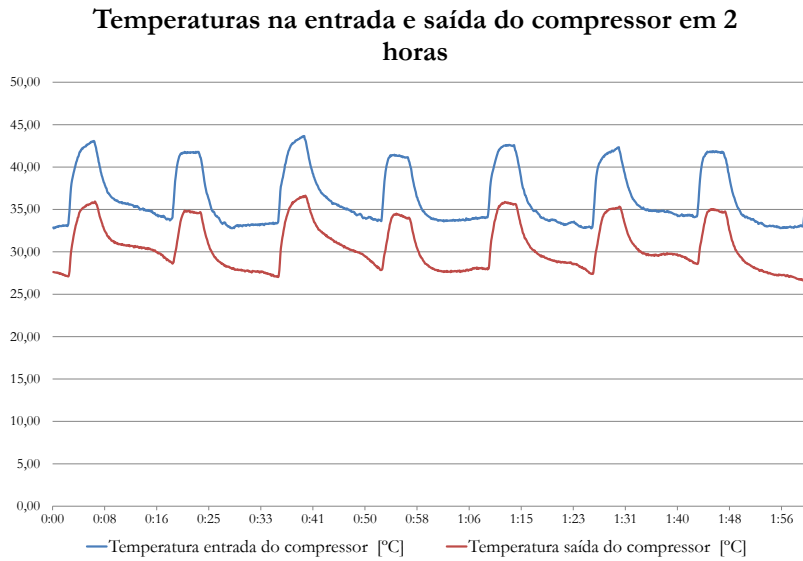


Figura 7.20: Temperaturas registadas na entrada e saída do compressor durante 2 horas no ensaio 14

30°C durante o período em que o compressor se encontra desligado, temperatura que decresce em menos de 2 minutos para os 25,5°C no arranque do compressor. Já no protótipo final a temperatura à entrada do compressor nunca é inferior a 25°C. A válvula de expansão termostática controla o fluxo de refrigerante para o compressor, proporcionando um sobreaquecimento controlado independentemente das condições do sistema, de modo a impedir a entrada de refrigerante em estado líquido no compressor, prolongando assim o seu tempo de vida.

#### 7.5.4 Condensador

Na Figura 7.24 observa-se que, quando o compressor arranca, a diferença de temperatura entre a entrada e a saída do condensador aumenta, promovendo assim uma maior taxa de transferência de calor. Quando o compressor desliga, o caudal de refrigerante diminui gradualmente até parar por completo.

Isto leva a que haja uma aproximação gradual entre as temperaturas registadas na entrada e na saída do condensador. A temperatura na entrada do condensador diminui gradualmente, tornando-se inferior à temperatura da saída do condensador imediatamente antes do compressor ligar. Esta diminuição de temperatura deve-se à água proveniente da aparadeira do evaporador, que está em contacto com o tubo antes do condensador.

Seria interessante comparar os dois cenários do ponto de vista do COP, no entanto os sensores de pressão ficaram inutilizados a partir do ensaio 14.

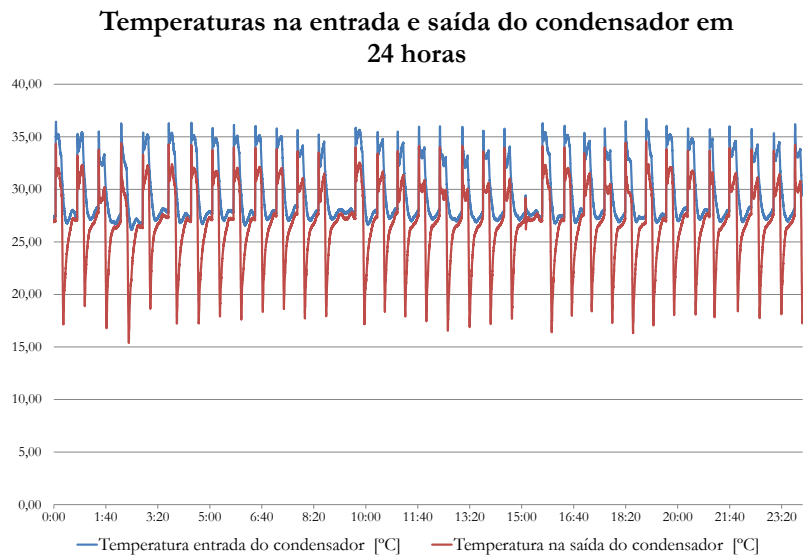


Figura 7.21: Temperaturas registadas na entrada e saída do condensador durante 24 horas no ensaio 1

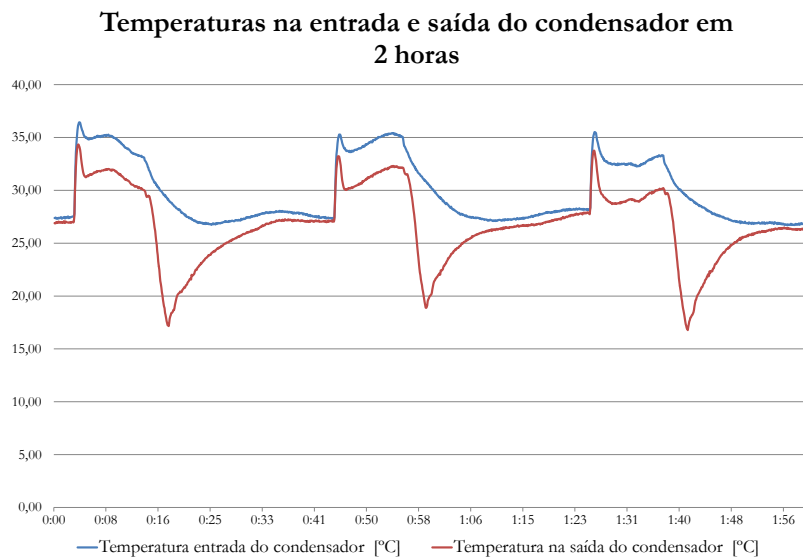


Figura 7.22: Temperaturas registadas na entrada e saída do codensador durante 2 horas no ensaio 1

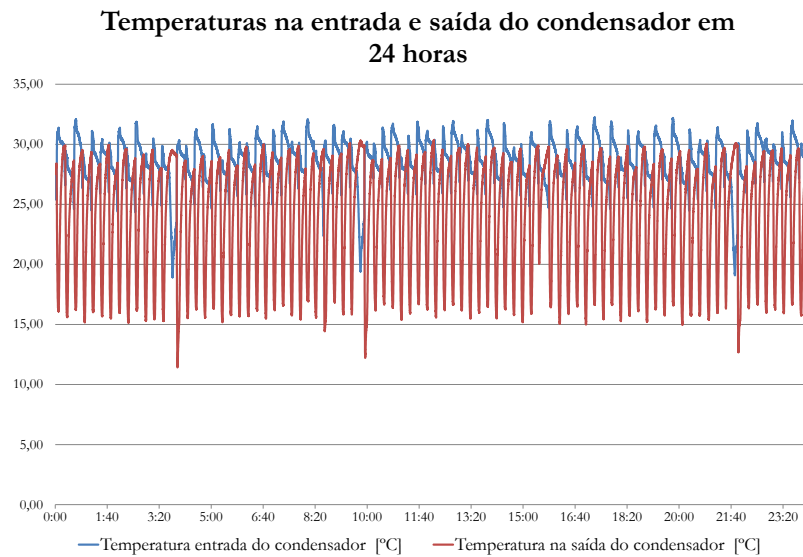


Figura 7.23: Temperaturas registadas na entrada e saída do condensador durante 24 horas no ensaio 14

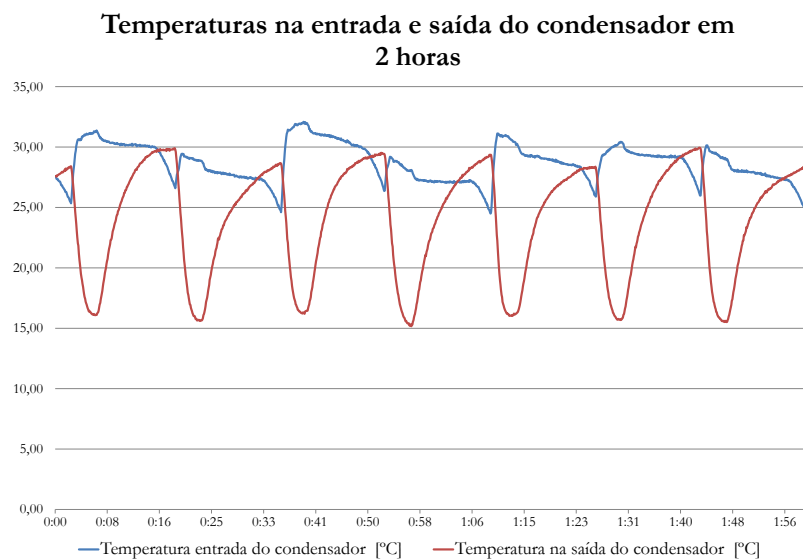


Figura 7.24: Temperaturas registadas na entrada e saída do codensador durante 2 horas no ensaio 14

## Capítulo 8

# Conclusões e trabalhos futuros

### 8.1 Principais conclusões

As alterações que tiveram maior impacto na redução dos consumos relativamente ao ensaio anterior foram a alteração do grupo frigorífico e a paragem da ventilação em paralelo com a paragem do compressor e quando fosse detetada abertura de porta. A aplicação da válvula de expansão trouxe várias vantagens, não só ao nível do desempenho da bancada mas também ao nível do funcionamento do equipamento. Para além de aumentar a eficiência média do evaporador, também protege o compressor de eventuais incorporações de refrigerante em estado líquido, aumentando assim o seu tempo de vida.

Apesar de o compressor utilizado inicialmente ter sido trocado por um compressor menor, o tempo durante o qual o compressor se encontra em funcionamento reduziu 30 minutos em 24 horas. Isto deve-se a todas as alterações que se realizaram com o objetivo de melhorar a performance do equipamento. As alterações que tiveram maior impacto a este nível foram as alterações ao nível da ventilação interna e a aplicação dos algoritmos de poupança de energia.

Como já foi referido, o objetivo do trabalho residiu na melhoria do desempenho energético da bancada refrigerada sem que isto tivesse um elevado efeito no preço final do produto. Para perceber se o objetivo foi cumprido, calculou-se o peso das alterações realizadas ao produto no preço final deste. As alterações realizadas permitiram uma poupança anual de 136,15 kWh. Isto corresponde a 14,9 kg de emissões evitadas de  $CO_2$ , atendendo ao mix energético nacional tendo como referência o ano de 2014 [14].

Alguns elementos constituintes da bancada acrescentaram investimento ao produto inicial, mas este facto não se verificou em todos os casos. Um exemplo de uma medida que permitiu poupança não só energética mas também monetária, foi a alteração do compressor. O compressor utilizado no protótipo final tem um preço 5% inferior ao compressor utilizado inicialmente. Por outro lado, a válvula de expansão representa um investimento 40 vezes superior ao tubo capilar utilizado inicialmente. No entanto, contabilizando todas as alterações realizadas, é acrescentado menos de 10% ao preço inicial do produto.

Tendo em consideração que o cliente final terá uma potência contratada superior a 6,9 kVA, cujo preço por kWh será de 0,1602 kWh e considerando este preço fixo nos anos adjacentes à compra do produto, o consumidor amortizará o investimento inicial produto em 3 anos e 10 meses. Este é um valor aceitável uma vez que o tempo de vida do produto excede, normalmente os 8 anos [13].

## 8.2 Trabalhos futuros

A bancada obteve um consumo de 1,65 kWh, num período de 24 horas, num ensaio com abertura de portas na classe climática 4. Tendo um IEE de 26,31 encontra-se na classe energética B. Se o IEE for reduzido para os 25 a bancada passa a estar inserida na classe energética A. Para que isto seja possível é necessário reduzir apenas 90 Wh no consumo da bancada em 24 horas. Existe uma série de hipóteses que ainda podem ser testadas, com vista a reduzir o consumo energético para se poder atingir a classe energética A.

O método atual de paragem de descongelação é mais versátil que o anterior. No entanto, seria interessante aplicar alguma versatilidade ao início da descongelação. A melhor forma seria através da aplicação de um detetor de gelo no evaporador. Este detetor de gelo, quando ativado iria acionar a descongelação através do microprocessador.

No subcapítulo 3.4 foram apresentados termogramas onde era possível observar o diferencial de temperatura entre a vedação da porta e a restante envolvente. Tem-se elevadas as perdas energéticas através das vedações. Para minimizar esta situação, seria interessante aumentar a espessura da almofada das portas, de modo a entrarem dentro do perfil da bancada e assim reduzir as perdas energéticas através destes pontos críticos.

Também ao nível da envolvente poderiam considerar-se algumas alterações adicionais. Um aumento da espessura da envolvente para 75 mm iria proporcionar uma poupança anual de 29,99 €.

Outra forma de melhorar o isolamento da envolvente e assim diminuir os ganhos térmicos através desta seria a utilização de um sistema de monobloco em vez da envolvente ser constituída por painéis. Este sistema já existe na empresa para alguns produtos como por exemplo os armários. Aplicá-lo às bancadas iria permitir uma diminuição das pontes térmicas da envolvente da bancada.

Também com o objetivo de cumprir as metas impostas pela união europeia para 2022, é importante que se substitua o R134a por um refrigerante com PAG inferior a 150, como é o exemplo do R290. A utilização deste refrigerante trás ainda outras vantagens, nomeadamente a melhoria do desempenho dos equipamentos [15].

# Bibliografia

- [1] União Europeia. Regulamento Delegado (UE) 2015/1094 DA Comissão de 5 de maio de 2015 que complementa a Diretiva 2010/30/UE do Parlamento Europeu e do Conselho no que respeita à rotulagem energética dos armários refrigerados de armazenagem profissionais, 2015.
- [2] União Europeia. 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, 2014.
- [3] Arora Ramesh Chandra. *Refrigeration and Air Conditioning*. PHI Learning Private Limited, New Delhi, 2010.
- [4] The EU in the world - energy - Statistics Explained, August 2015.
- [5] J. Steven Brown and Piotr A. Domanski. Review of alternative cooling technologies. October 2013.
- [6] União Europeia. 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. *Jornal Oficial da União Europeia*, 2014.
- [7] A Summary of the Kyoto Protocol, October 2015.
- [8] Roy J. Dossat and Thomas J. Horan. *Principles of Refrigeration*. Prentice Hall, 2001.
- [9] Ghadiri Fatemeh and Rasti Mehdi. The effect of selecting proper refrigeration cycle components on optimizing energy consumption of the household refrigerators. September 2013.
- [10] Jie Jia and W. L. Lee. Experimental investigations on the use of capillary tube and thermostatic expansion valve in storage-enhanced heat recovery room air-conditioner. *Energy and Buildings*, 101:76–83, August 2015.
- [11] Reciprocating compressor :: energy efficient pumps for commercial buildings, September 2015.
- [12] W.F. Stoecker and J. M. Saiz Jabardo. *Refrigeração Industrial*. Edgard Blucher LTDA., 1998.
- [13] Portal ERSE - Tarifas transitórias de Venda a Clientes Finais em Portugal continental em 2015, November 2015.

- [14] EDP. Simulador de  $CO_2$ , EDP, <https://energia.edp.pt/particulares/apoio-cliente/simulador-co2/>, December 2015.
- [15] Abdullah A.A.A. Al-Rashed. Effect of evaporator temperature on vapor compression refrigeration system. February 2010.



## Capítulo 9

# Anexos

### 9.1 Folha comercial do produto

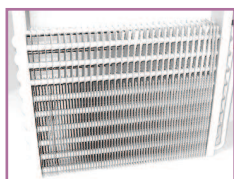
Segue, em anexo, a folha comercial do produto em estudo.

# L2

Bancada Gastronorm  
Banco Gastronorm  
Mesa Fría Gastronorm



Profi



Evaporador lacado



Juntas magnéticas de fácil substituição



Interior preparado para grelhas e contentores GN 1/1



Disponível com 2 e 3 gavetas



Cantos interiores arredondados

A bancada Gastronorm foi especialmente concebida para a conservação de produtos facilmente perecíveis, nomeadamente carne, peixe e outros alimentos frescos. Com um elevado desempenho frigorífico, é o móvel indicado para a cozinha profissional.

**Elevada humidade relativa:** evaporadores colocados entre portas, grande área de permuta, e a possibilidade de comutação entre regime estático e ventilado, proporcionam condições óptimas de conservação mesmo nos ambientes mais adversos.

**High-Efficiency-Gene:** ao escolher a opção HEG® obtém uma redução superior a 40% no consumo de energia deste equipamento. HEG® é o resultado de um ano de intensa investigação, monitorização e testes de engenharia Cooling Lab®; esta inovação integra os mais avançados e eficientes componentes electro-mecânicos disponíveis no mercado.

Il banco Gastronorm è stato specialmente concepito per conservare soprattutto prodotti facilmente deperibili come la carne, il pesce ed altri alimenti freschi. Con una grande performance frigorifera, questo mobile è indicato per la cucina professionale.

**Umidità relativa elevata:** degli evaporatori collocati fra le porte, una grande area di ventilazione nonché la possibilità di commutazione tra il regime statico e il regime ventilato assicurano condizioni ottimali di conservazioni anche negli ambienti più difficili.

**High-Efficiency-Gene:** l'opzione HEG® consente di risparmiare il 40% di di energia di questa unità di raffreddamento. La novità HEG® è il risultato di un anno di lavoro del Cooling Lab®; il nostro nuovo e moderno laboratorio di ricerca, che si avvale della più avanzata tecnologia presente sul mercato, per controllare e testare la migliore componentistica rivolta al risparmio energetico .

La mesa fría Gastronorm ha sido especialmente concebida para la conservación de productos fácilmente perecederos, principalmente carne, pescado y otros alimentos frescos. Con un elevado rendimiento frigorífico, es el mueble indicado para la cocina profesional.

**Elevada humedad relativa:** evaporadores colocados entre puertas, gran área de permuta y la posibilidad de conmutación entre régimen estático y ventilado, proporcionan excelentes condiciones de conservación incluso en los ambientes más adversos.

**High-Efficiency-Gene:** Seleccionando la opción HEG®, el consumo energético de esta unidad refrigeradora se reduce en por lo menos un 40%. La tecnología HEG® es el resultado de un año de ardua investigación y desarrollo en diversos campos de la ingeniería, monitoreando y ensayando en nuestro Laboratorio (Cooling Lab® engineering) los componentes electrónicos y electro-mecánicos mas avanzados, en lo que a alta eficiencia se refiere, disponibles en el mercado.

the future  
is surprising

No. de portas	No. di porte	No. de puertas	2	3	4	5
Largura	Larghezza	Largo (mm)	1320	1755	2190	2625
Profundidade	Profondità	Fondo (mm)	700	700	700	700
Altura	Altezza	Alto (mm)	850	850	850	850
Temp. funcionamento	Temp. di funzionamento	Temp. de funcionamiento (°C)	-2+8	-2+8	-2+8	-2+8

**Características:**

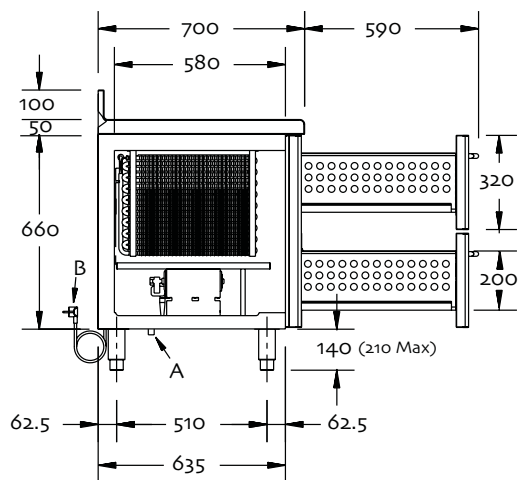
Interior e exterior em aço inox de qualidade alimentar com acabamentos de fácil limpeza | Isolamento em poliuretano à base de água com zero PDO (Potencial de Destruição do Ozono) e zero PAG (Potencial de Aquecimento Global), injectado a alta pressão, densidade de 40kg/m<sup>3</sup> | Dois modos de funcionamento, estático e ventilado | Portas com dispositivo automático de fecho e juntas magnéticas de fácil substituição | Evaporadores entre portas | Painel de controlo com dispositivo electrónico | Gaveta neutra sobre a unidade do condensador | Sistema de refrigeração tropicalizado, Classe climática 5 segundo a norma ISO 23953 (testado à temperatura ambiente de 40°C)

**Caratteristiche:**

Interno ed esterno in acciaio inox alimentare con rifiniture di facile pulizia | Isolamento con poliuretano a base d'acqua con zero OPD (Potenziale di Distruzione Ozono) e zero GWP (Potenziale Riscaldamento Globale), inietato ad alta pressione, densità 40kg/m<sup>3</sup> | Due modi di funzionamento, statico e ventilato | Porte dotate di dispositivo di chiusura automatico e giunti magnetici di facile sostituzione | Evaporatori fra le porte | Pannello di controllo con dispositivo elettronico | Cassetto non refrigerato sopra l'unità del condensatore | Sistema di refrigerazione tropicalizzato, Classe climatica 5, secondo le procedure ISO 23953 per la classificazione climatica (misurata a 40°C temperatura ambiente)

**Características:**

Interior y exterior en acero inoxidable con acabamientos de fácil limpieza | Aislamiento en poliuretano a base de agua con cero PAO (Potencial de Agotamiento del Ozono) y cero PCG (Potencial de Calentamiento Global), inyectado a alta presión, densidad 40kg/m<sup>3</sup> | Dos modos de funcionamiento, estático y ventilado | Puertas con dispositivo automático de cierre y juntas magnéticas de fácil sustitución | Evaporadores entre puertas | Panel de control con dispositivo electrónico | Cajón no refrigerado sobre la unidad del condensador | Sistema frigorífico tropicalizado, clase climática 5, de acuerdo con la norma ISO 23953 para clases climáticas (ensayado a 40°C de temperatura ambiente)



A: Tubo de esgoto Scarico di condensa Tubo de desagüe  
B: Cabo de alimentação Uscita cavo alimentazione Cable de alimentación

**Opções | Opzioni | Opciones :**

- Kit de rodas Kit di ruote Kit de ruedas
- Sem tampo Senza piano Sin encimera
- Tampo granito Piano granito Encimera granito
- Tampo mármore Piano marmo Encimera mármol
- Tampo sem alçado Piano senza alzatina Encimera sin peto
- Lava louças com escurridor Lavello con scolatore Fregadero con escurridor
- Lava louças sem escurridor Lavello senza scolatore Fregadero sin escurridor HACCP
- Grupo à distância 10M Gruppo a distanza 10M Grupo a distancia 10M
- Grupo à esquerda Gruppo a sinistra Grupo a la izquierda
- HEG
- Kit de 2 gavetas Kit di 2 cassetti Kit de 2 cajones
- Kit de 3 gavetas Kit di 3 cassetti Kit de 3 cajones
- Costas inox Retro inox Espalda inox
- Portas de vidro Porte a vetro Puertas de vidrio
- Fecho Serratura Cerrojo

Largura Larghezza Largo (mm)	1320	1755	2190	2625
Grelhas por Porta Griglie per Porta Rejillas por Puerta	1	1	1	1
Peso embalado Peso imballato Peso embalado (kg)	189	226	263	300
Volume embalado Volume imballato Volumen de envio (m <sup>3</sup> )	1,12	1,48	1,84	2,20
Capacidade Capacità Capacidad (ISO 23953-1) (L)	172,3	258,4	344,5	430,6
Voltagem/Frequência Tensione/Frekuensi Voltaje/Frecuencia (V/Hz)	220-230/50	220-230/50	220-230/50	220-230/50
Potência Absorvida Potenza Assorbita Potencia Absorbida (W)	227	280	351	450
Potência do Compressor Potenza del Compressore Potencia del Compresor (HP)	1/5	1/4	3/8	3/8
Potência Frigorífica Potenza Frigorifera Potencia Frigorifera (-10+43°C Kcal/h-W)	238-277	287-334	382-444	422-491
Humidade Relativa Média Umidità Relativa Media Humedad Relativa Media (%)	81	85	88	87
Descongelação Sbrinamento Desescarche	A	A	A	A
Condensação Condensation Condensación	F	F	F	F
Evaporação Evaporazione Evaporación	S/F	S/F	S/F	S/F
Refrigerante/Quantidade Refrigerante/Quantità Refrigerante/Cantidad (gr)	R134a/300	R134a/350	R134a/425	R134a/525
Consumo Energético Consumo di Energie Consumo Energético (kWh/24h)	3,408	4,68	5,832	6,984

A- Automático Automatico Automático / F- Ventilado Ventilato Ventilato / S- Estático Statico Estático

**High Efficiency Gene**

Potência Absorvida Potenza Assorbita Potencia Absorbida (W)	190	230	280	360
Potência do Compressor Potenza del Compressore Potencia del Compresor (HP)	1/5	1/5	1/4	3/8
Potência Frigorífica Potenza Frigorifera Potencia Frigorifera (-10+43°C Kcal/h-W)	213-248	304-354	332-386	445-518
Refrigerante/Quantidade Refrigerante/Quantità Refrigerante/Cantidad (gr)	R134a/250	R134a/300	R134a/350	R134a/425
Consumo Energético Consumo di Energie Consumo Energético (kWh/24h)	1,296	1,848	2,904	3,480



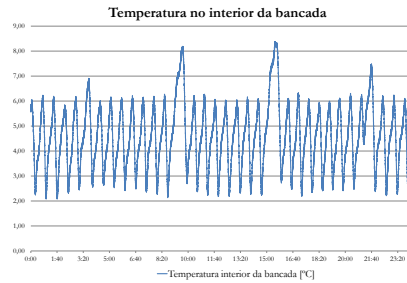
Mercatus reserva-se o direito de fazer alterações no produto sem prévia notificação



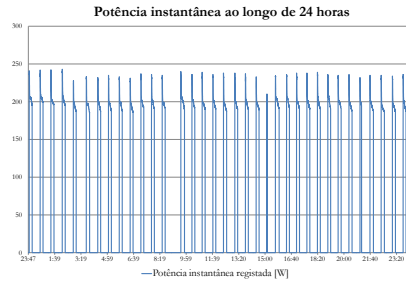
Refrigeração e Estruturas Metálicas d'Alagôa, S.A.  
Apartado 404 Z.I. Norte 3754-909 Águeda Portugal  
Tel: +351 234 630 850 | Fax: +351 234 646 669  
geral@mercatus.pt | www.mercatus.pt



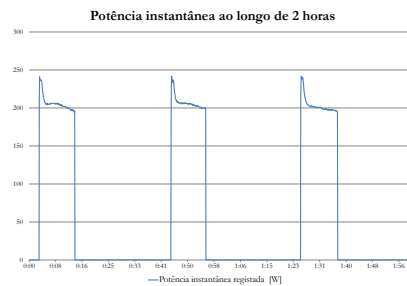
## 9.2 Resultados obtidos no ensaio 1



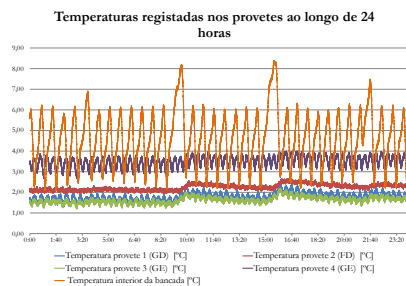
(a) Temperatura interna da bancada registrada ao longo de 24 horas.



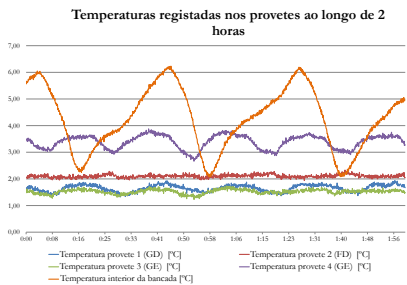
(b) Potência instantânea ao longo de 24 horas.



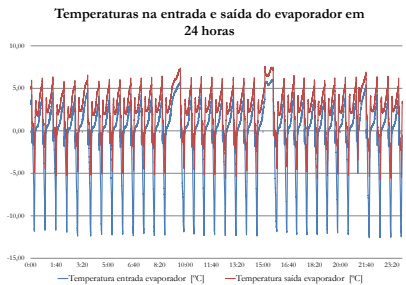
(c) Potência instantânea ao longo de 2 horas.



(d) Temperaturas registradas nos provetes ao longo de 24 horas.

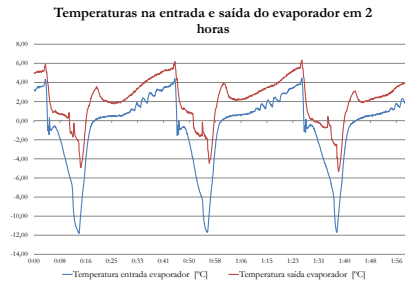


(e) Temperaturas registradas nos provetes ao longo de 2 horas.

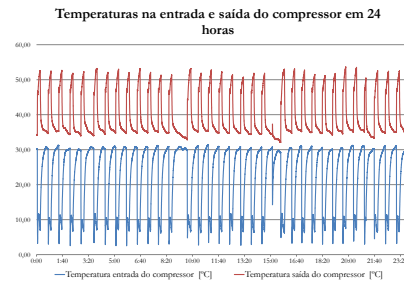


(f) Temperatura na entrada e na saída do evaporador ao longo de 24 horas.

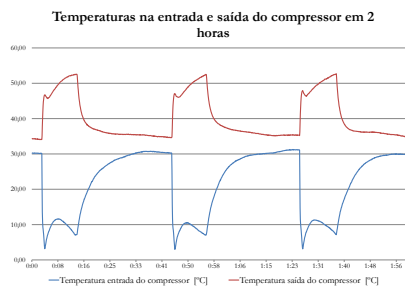
Figura 9.1: Resultados obtidos para o ensaio 1.



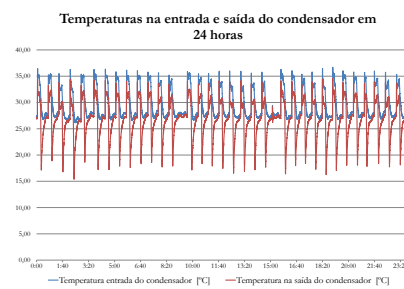
(a) Temperatura na entrada e na saída do evaporador ao longo de 2 horas.



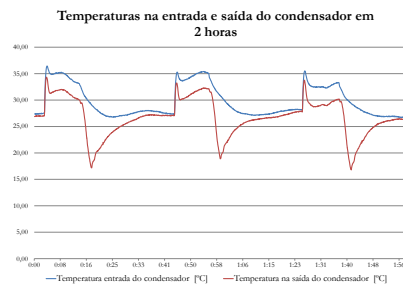
(b) Temperatura na entrada e na saída do compressor em 24 horas.



(c) Temperatura na entrada e na saída do compressor em 2 horas.



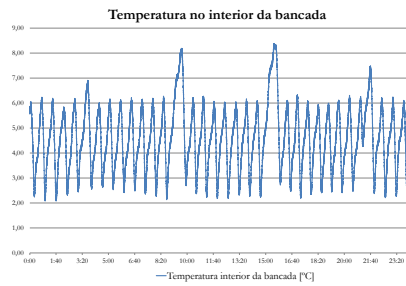
(d) Temperatura na entrada e na saída do condensador em 24 horas.



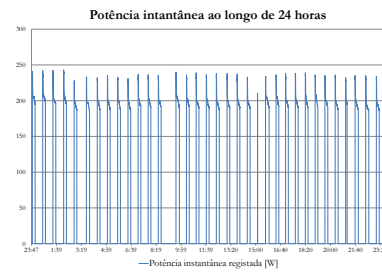
(e) Temperatura na entrada e na saída do condensador em 2 horas.

Figura 9.2: Resultados obtidos para o ensaio 1.

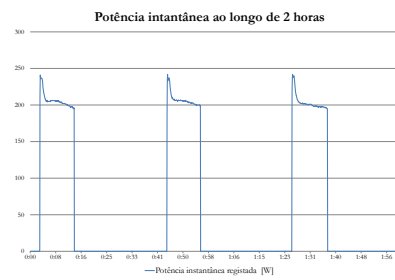
### 9.3 Resultados obtidos no ensaio 2



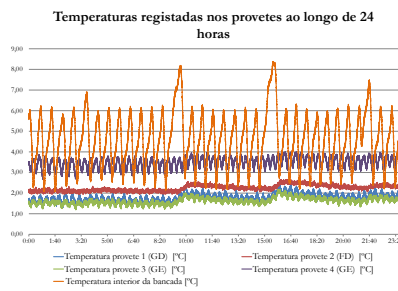
(a) Temperatura interna da bancada registrada ao longo de 24 horas.



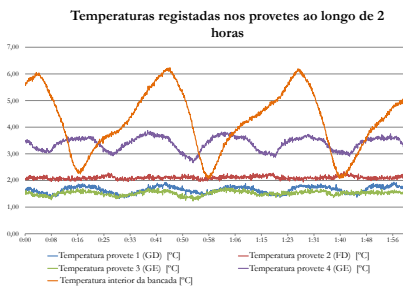
(b) Potência instantânea ao longo de 24 horas.



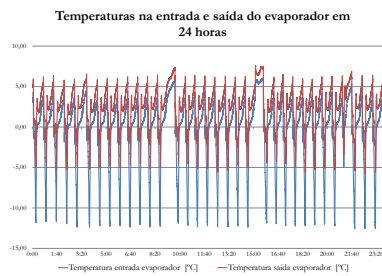
(c) Potência instantânea ao longo de 2 horas.



(d) Temperaturas registradas nos provedores ao longo de 24 horas.

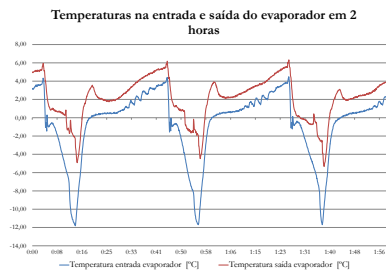


(e) Temperaturas registradas nos provedores ao longo de 2 horas.

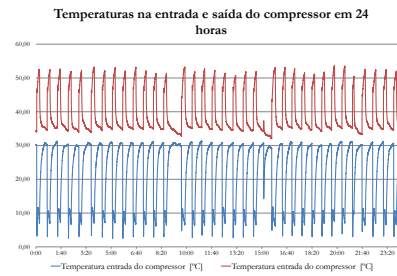


(f) Temperatura na entrada e na saída do evaporador ao longo de 24 horas.

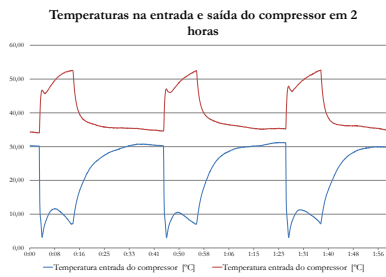
Figura 9.3: Resultados obtidos para o ensaio 2.



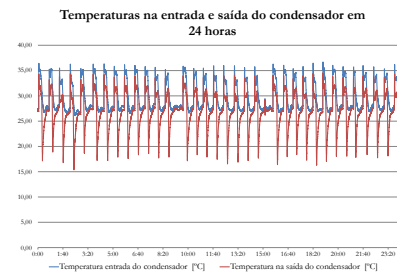
(a) Temperatura na entrada e na saída do evaporador ao longo de 2 horas.



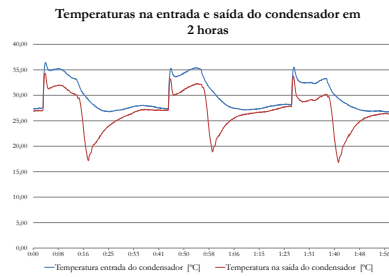
(b) Temperatura na entrada e na saída do compressor em 24 horas.



(c) Temperatura na entrada e na saída do compressor em 2 horas.



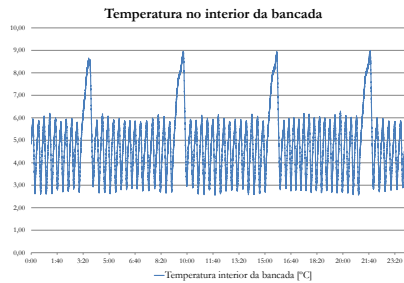
(d) Temperatura na entrada e na saída do condensador em 24 horas.



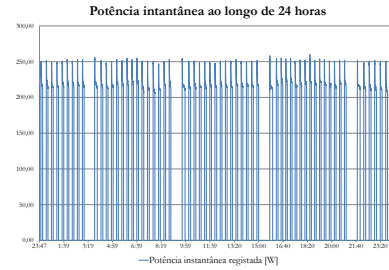
(e) Temperatura na entrada e na saída do condensador em 2 horas.

Figura 9.4: Resultados obtidos para o ensaio 2.

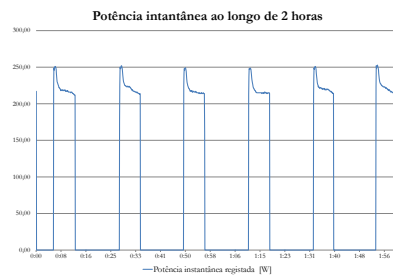
## 9.4 Resultados obtidos no ensaio 3



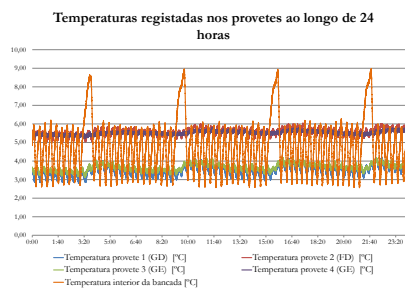
(a) Temperatura interna da bancada registrada ao longo de 24 horas.



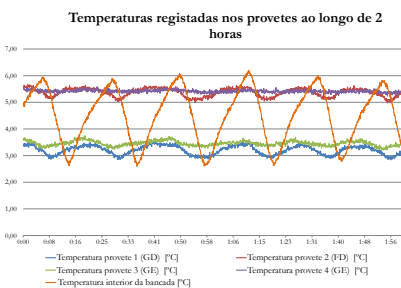
(b) Potência instantânea ao longo de 24 horas.



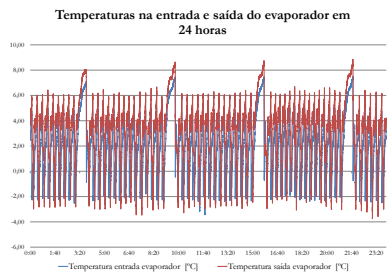
(c) Potência instantânea ao longo de 2 horas.



(d) Temperaturas registradas nos provetes ao longo de 24 horas.



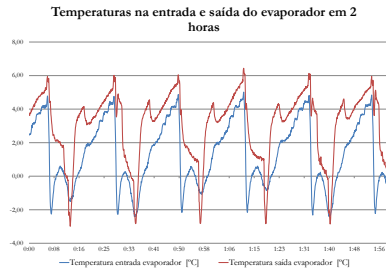
(e) Temperaturas registradas nos provetes ao longo de 2 horas.



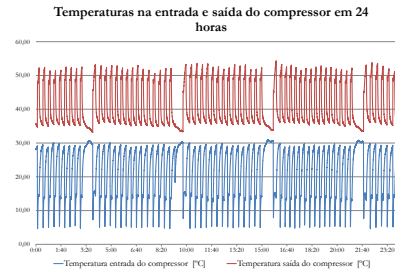
(f) Temperatura na entrada e na saída do evaporador ao longo de 24 horas.

Figura 9.5: Resultados obtidos para o ensaio 3.

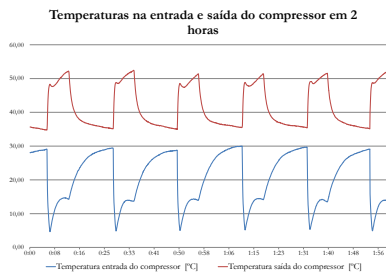




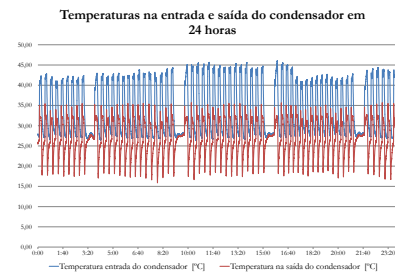
(a) Temperatura na entrada e na saída do evaporador ao longo de 2 horas.



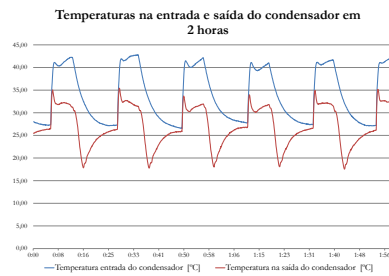
(b) Temperatura na entrada e na saída do compressor em 24 horas.



(c) Temperatura na entrada e na saída do compressor em 2 horas.



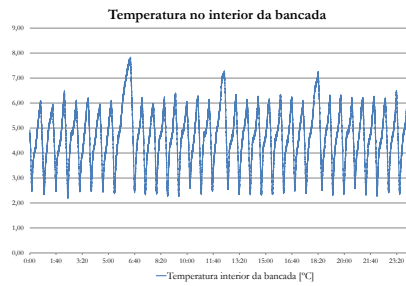
(d) Temperatura na entrada e na saída do condensador em 24 horas.



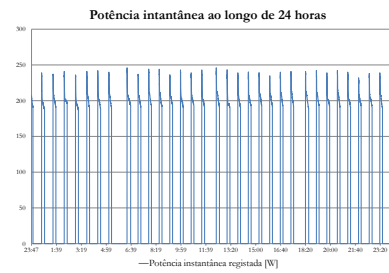
(e) Temperatura na entrada e na saída do condensador em 2 horas.

Figura 9.6: Resultados obtidos para o ensaio 3.

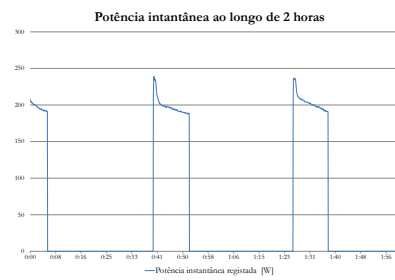
## 9.5 Resultados obtidos no ensaio 4



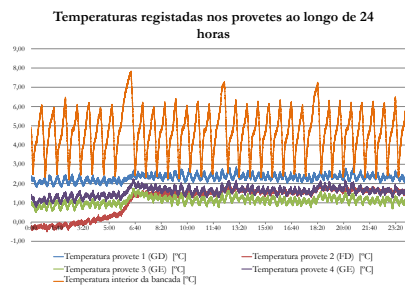
(a) Temperatura interna da bancada registrada ao longo de 24 horas.



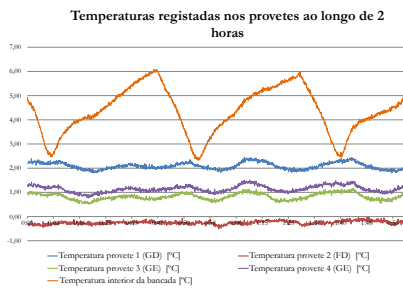
(b) Potência instantânea ao longo de 24 horas.



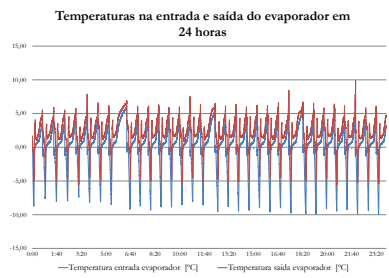
(c) Potência instantânea ao longo de 2 horas.



(d) Temperaturas registradas nos provedes ao longo de 24 horas.

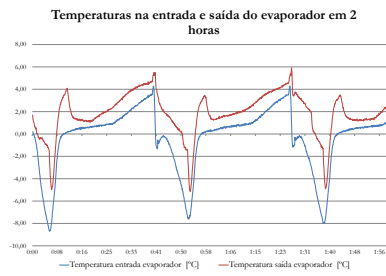


(e) Temperaturas registradas nos provedes ao longo de 2 horas.

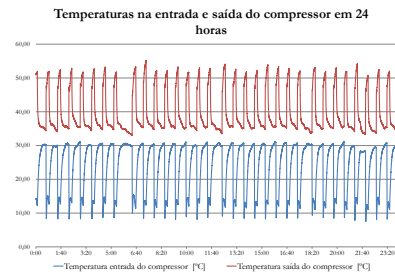


(f) Temperatura na entrada e na saída do evaporador ao longo de 24 horas.

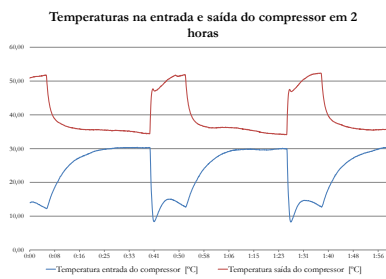
Figura 9.7: Resultados obtidos para o ensaio 4.



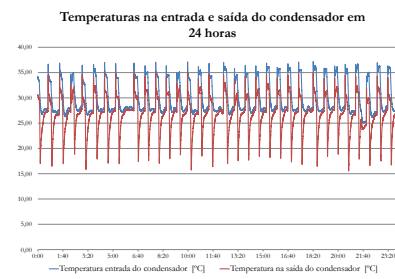
(a) Temperatura na entrada e na saída do evaporador ao longo de 2 horas.



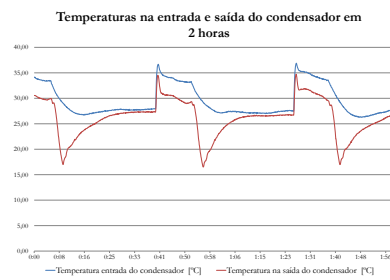
(b) Temperatura na entrada e na saída do compressor em 24 horas.



(c) Temperatura na entrada e na saída do compressor em 2 horas.



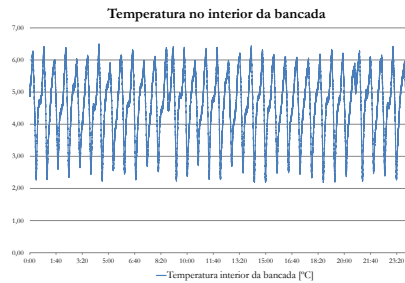
(d) Temperatura na entrada e na saída do condensador em 24 horas.



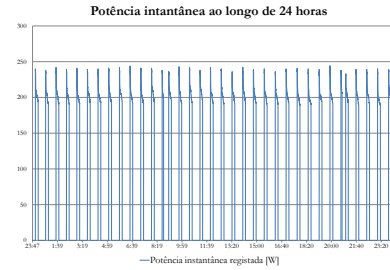
(e) Temperatura na entrada e na saída do condensador em 2 horas.

Figura 9.8: Resultados obtidos para o ensaio 4.

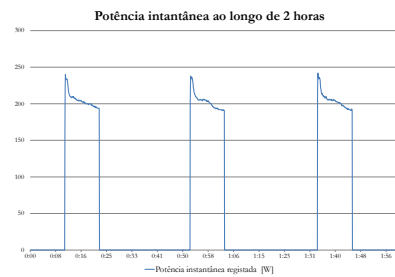
## 9.6 Resultados obtidos no ensaio 5



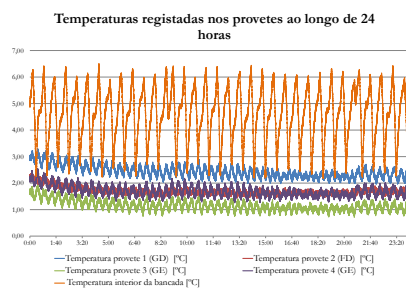
(a) Temperatura interna da bancada registrada ao longo de 24 horas.



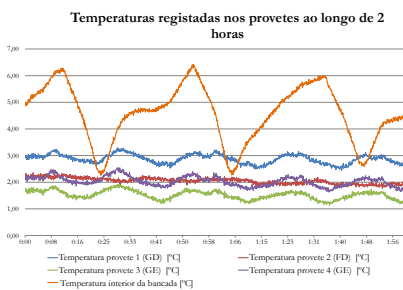
(b) Potência instantânea ao longo de 24 horas.



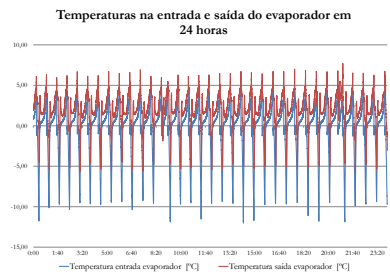
(c) Potência instantânea ao longo de 2 horas.



(d) Temperaturas registradas nos provetes ao longo de 24 horas.

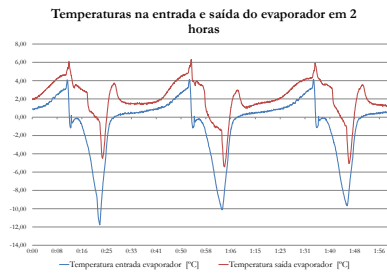


(e) Temperaturas registradas nos provetes ao longo de 2 horas.

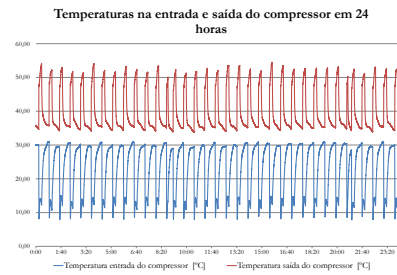


(f) Temperatura na entrada e na saída do evaporador ao longo de 24 horas.

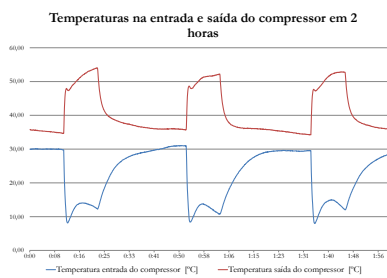
Figura 9.9: Resultados obtidos para o ensaio 5.



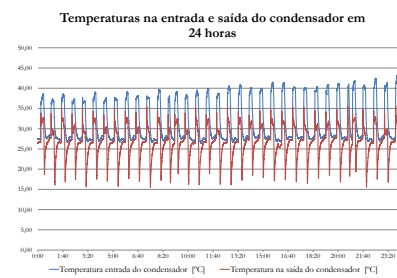
(a) Temperatura na entrada e na saída do evaporador ao longo de 2 horas.



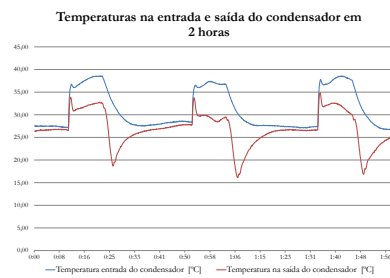
(b) Temperatura na entrada e na saída do compressor em 24 horas.



(c) Temperatura na entrada e na saída do compressor em 2 horas.



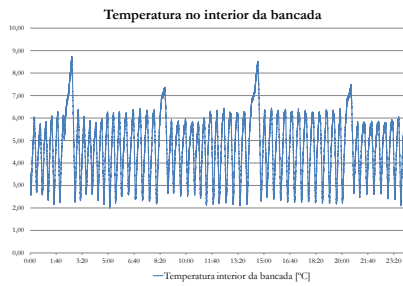
(d) Temperatura na entrada e na saída do condensador em 24 horas.



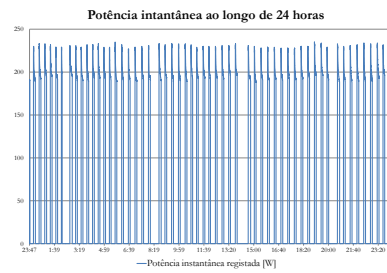
(e) Temperatura na entrada e na saída do condensador em 2 horas.

Figura 9.10: Resultados obtidos para o ensaio 5.

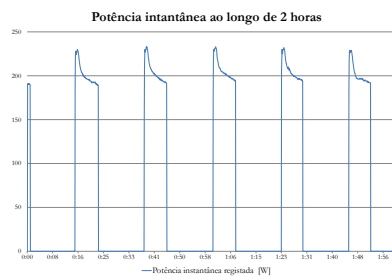
## 9.7 Resultados obtidos no ensaio 6



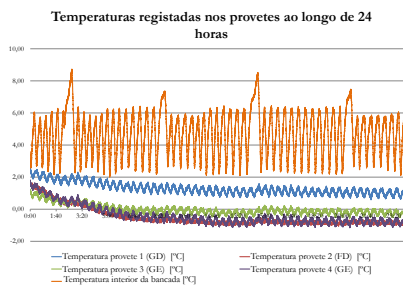
(a) Temperatura interna da bancada registrada ao longo de 24 horas.



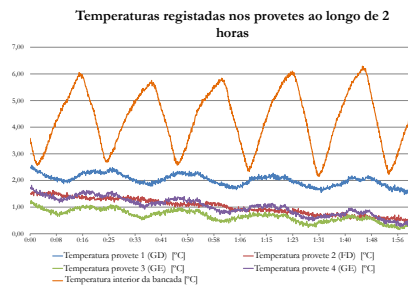
(b) Potência instantânea ao longo de 24 horas.



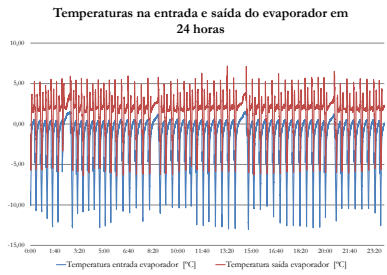
(c) Potência instantânea ao longo de 2 horas.



(d) Temperaturas registradas nos provetes ao longo de 24 horas.

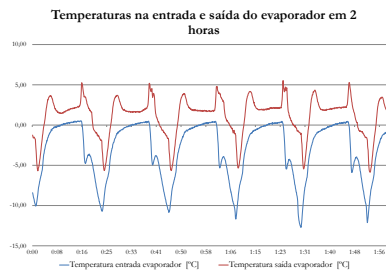


(e) Temperaturas registradas nos provetes ao longo de 2 horas.

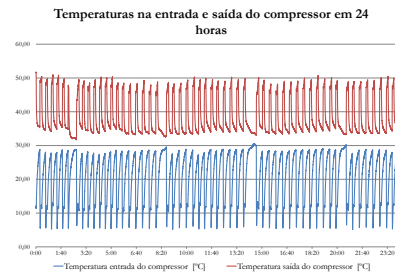


(f) Temperatura na entrada e na saída do evaporador ao longo de 24 horas.

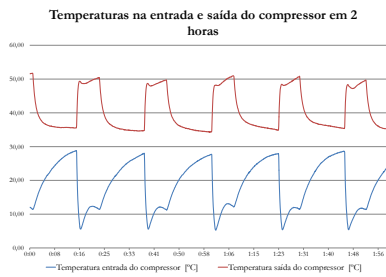
Figura 9.11: Resultados obtidos para o ensaio 6.



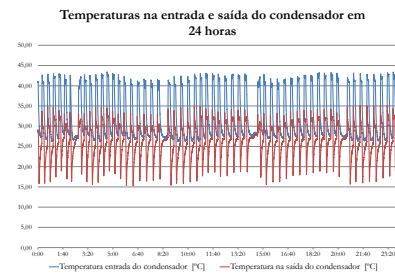
(a) Temperatura na entrada e na saída do evaporador ao longo de 2 horas.



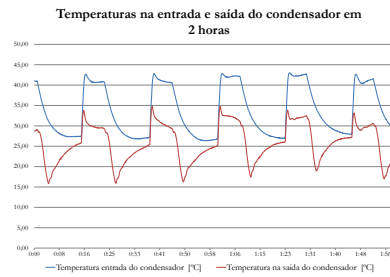
(b) Temperatura na entrada e na saída do compressor em 24 horas.



(c) Temperatura na entrada e na saída do compressor em 2 horas.



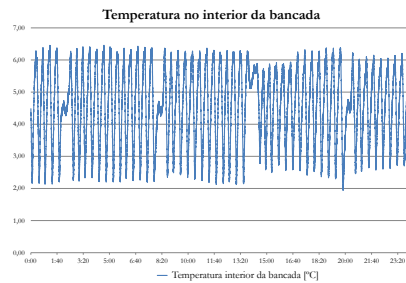
(d) Temperatura na entrada e na saída do condensador em 24 horas.



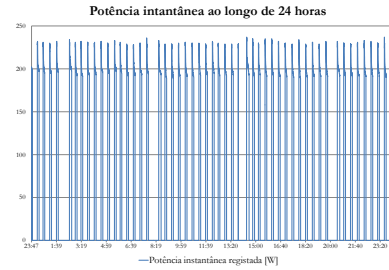
(e) Temperatura na entrada e na saída do condensador em 2 horas.

Figura 9.12: Resultados obtidos para o ensaio 6.

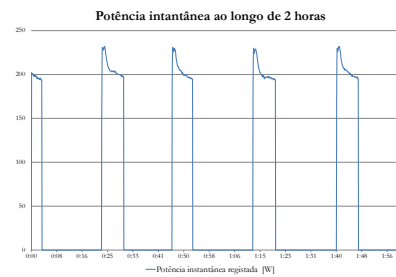
## 9.8 Resultados obtidos no ensaio 7



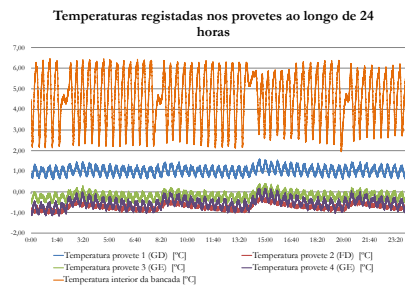
(a) Temperatura interna da bancada registrada ao longo de 24 horas.



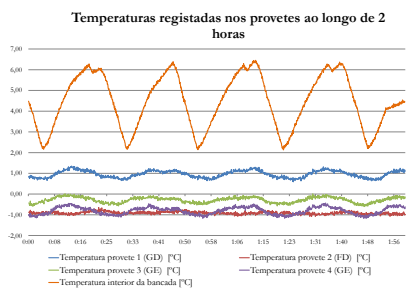
(b) Potência instantânea ao longo de 24 horas.



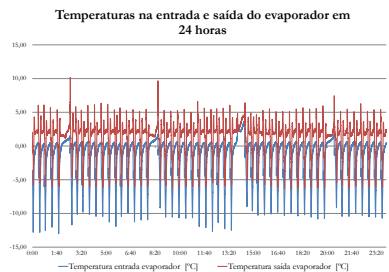
(c) Potência instantânea ao longo de 2 horas.



(d) Temperaturas registradas nos provetes ao longo de 24 horas.



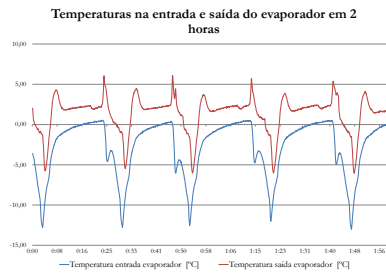
(e) Temperaturas registradas nos provetes ao longo de 2 horas.



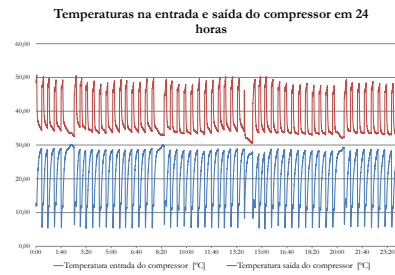
(f) Temperatura na entrada e na saída do evaporador ao longo de 24 horas.

Figura 9.13: Resultados obtidos para o ensaio 7.

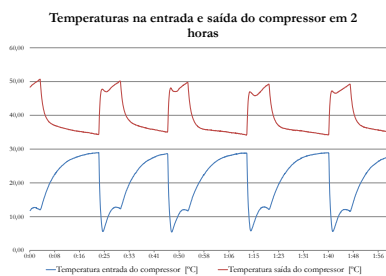




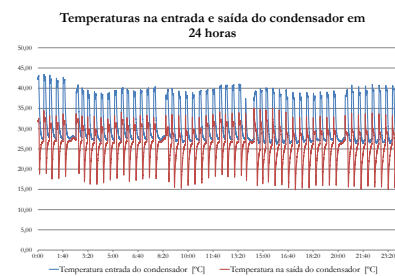
(a) Temperatura na entrada e na saída do evaporador ao longo de 2 horas.



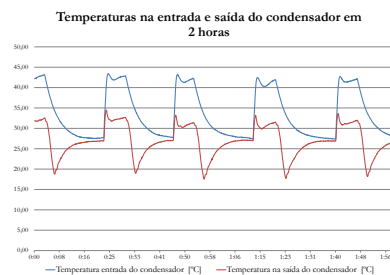
(b) Temperatura na entrada e na saída do compressor em 24 horas.



(c) Temperatura na entrada e na saída do compressor em 2 horas.



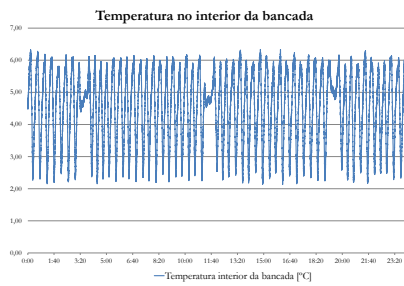
(d) Temperatura na entrada e na saída do condensador em 24 horas.



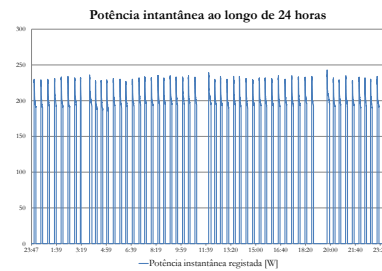
(e) Temperatura na entrada e na saída do condensador em 2 horas.

Figura 9.14: Resultados obtidos para o ensaio 7.

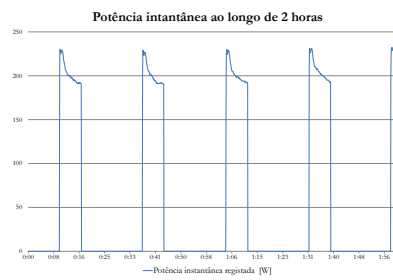
## 9.9 Resultados obtidos no ensaio 8



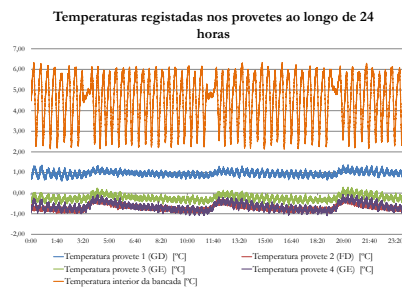
(a) Temperatura interna da bancada registrada ao longo de 24 horas.



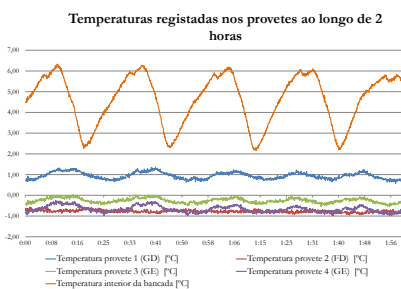
(b) Potência instantânea ao longo de 24 horas.



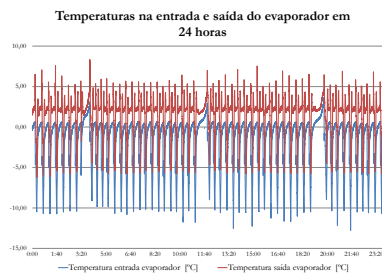
(c) Potência instantânea ao longo de 2 horas.



(d) Temperaturas registradas nos provedes ao longo de 24 horas.

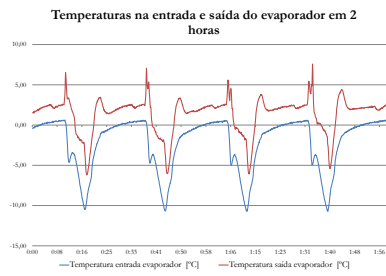


(e) Temperaturas registradas nos provedes ao longo de 2 horas.

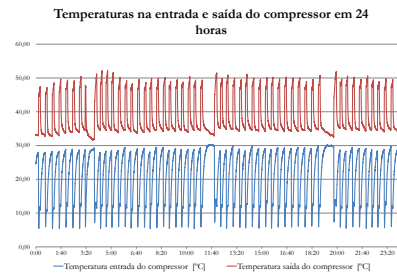


(f) Temperatura na entrada e na saída do evaporador ao longo de 24 horas.

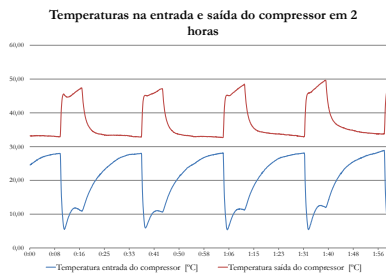
Figura 9.15: Resultados obtidos para o ensaio 8.



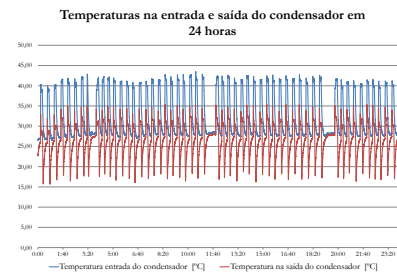
(a) Temperatura na entrada e na saída do evaporador ao longo de 2 horas.



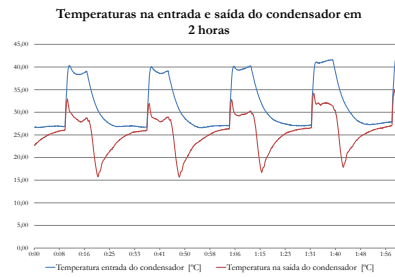
(b) Temperatura na entrada e na saída do compressor em 24 horas.



(c) Temperatura na entrada e na saída do compressor em 2 horas.



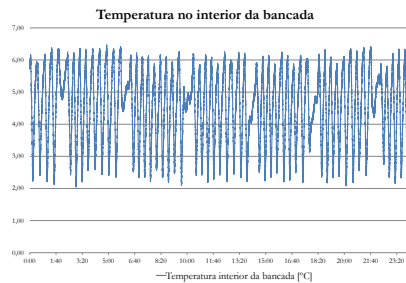
(d) Temperatura na entrada e na saída do condensador em 24 horas.



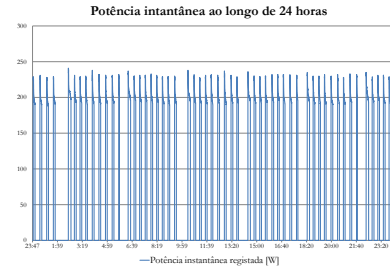
(e) Temperatura na entrada e na saída do condensador em 2 horas.

Figura 9.16: Resultados obtidos para o ensaio 8.

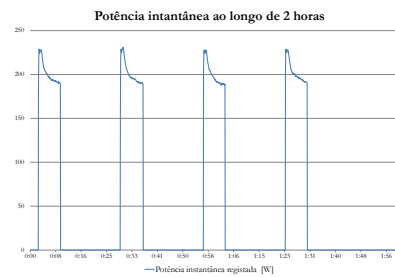
## 9.10 Resultados obtidos no ensaio 9



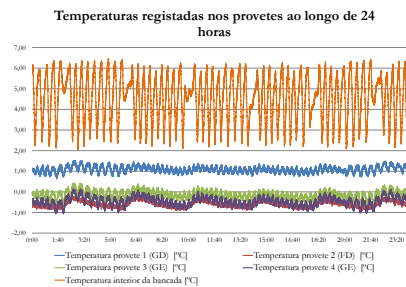
(a) Temperatura interna da bancada registrada ao longo de 24 horas.



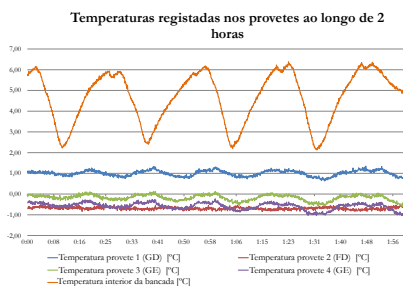
(b) Potência instantânea ao longo de 24 horas.



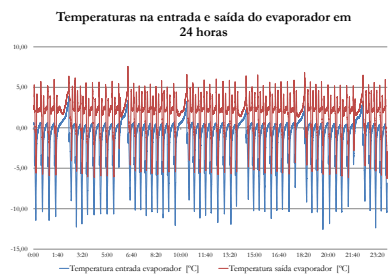
(c) Potência instantânea ao longo de 2 horas.



(d) Temperaturas registradas nos provetes ao longo de 24 horas.

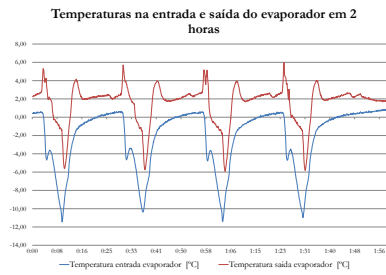


(e) Temperaturas registradas nos provetes ao longo de 2 horas.

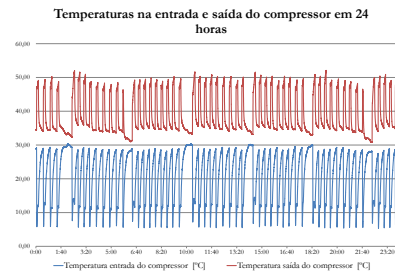


(f) Temperatura na entrada e na saída do evaporador ao longo de 24 horas.

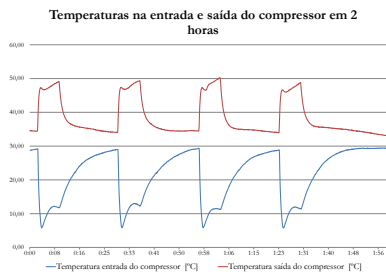
Figura 9.17: Resultados obtidos para o ensaio 9.



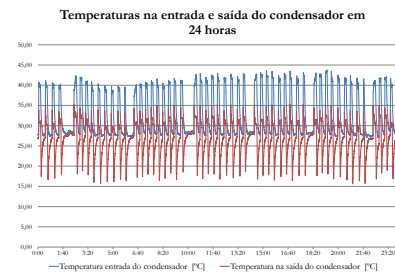
(a) Temperatura na entrada e na saída do evaporador ao longo de 2 horas.



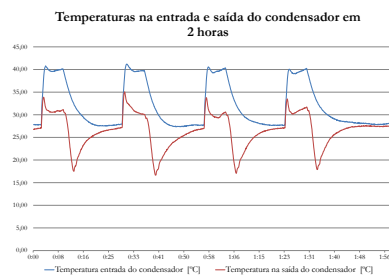
(b) Temperatura na entrada e na saída do compressor em 24 horas.



(c) Temperatura na entrada e na saída do compressor em 2 horas.



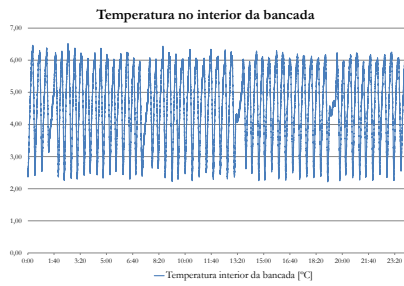
(d) Temperatura na entrada e na saída do condensador em 24 horas.



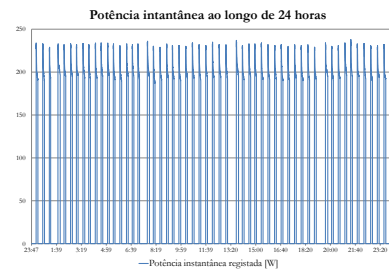
(e) Temperatura na entrada e na saída do condensador em 2 horas.

Figura 9.18: Resultados obtidos para o ensaio 9.

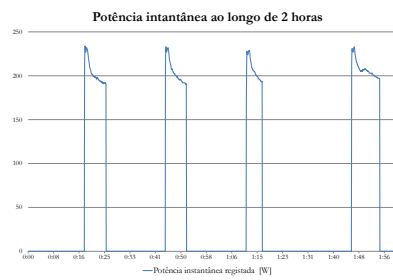
## 9.11 Resultados obtidos no ensaio 10



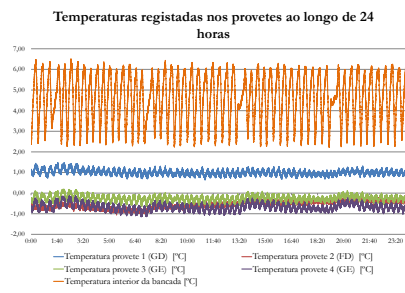
(a) Temperatura interna da bancada registrada ao longo de 24 horas.



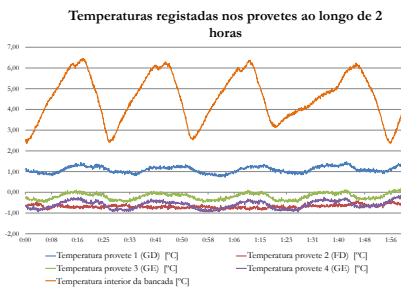
(b) Potência instantânea ao longo de 24 horas.



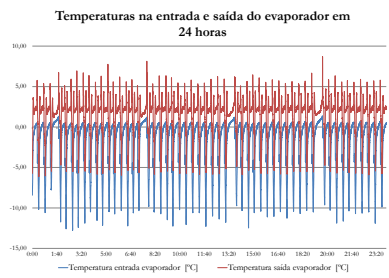
(c) Potência instantânea ao longo de 2 horas.



(d) Temperaturas registradas nos provedores ao longo de 24 horas.

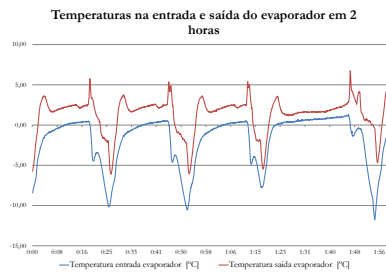


(e) Temperaturas registradas nos provedores ao longo de 2 horas.

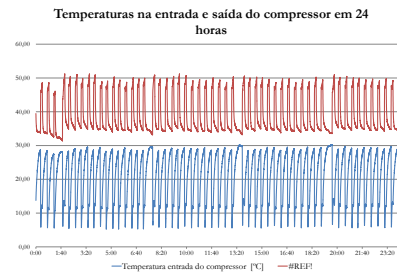


(f) Temperatura na entrada e na saída do evaporador ao longo de 24 horas.

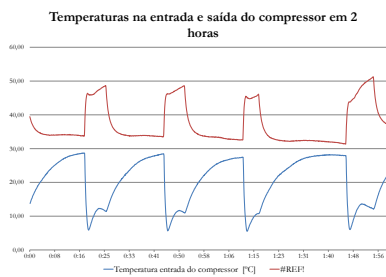
Figura 9.19: Resultados obtidos para o ensaio 10.



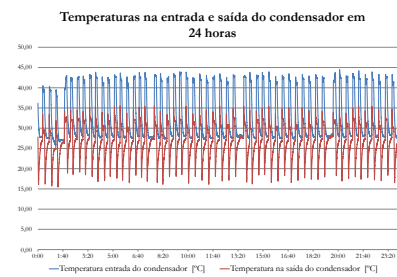
(a) Temperatura na entrada e na saída do evaporador ao longo de 2 horas.



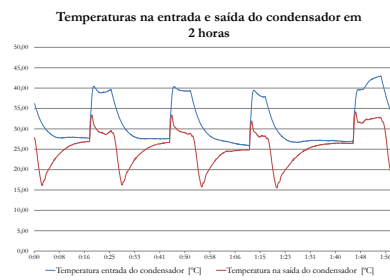
(b) Temperatura na entrada e na saída do compressor em 24 horas.



(c) Temperatura na entrada e na saída do compressor em 2 horas.



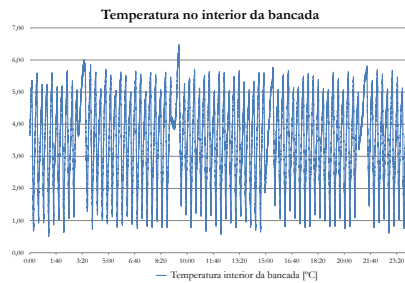
(d) Temperatura na entrada e na saída do condensador em 24 horas.



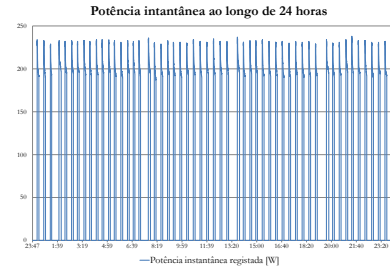
(e) Temperatura na entrada e na saída do condensador em 2 horas.

Figura 9.20: Resultados obtidos para o ensaio 10.

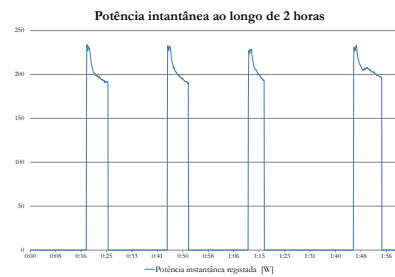
## 9.12 Resultados obtidos no ensaio 11



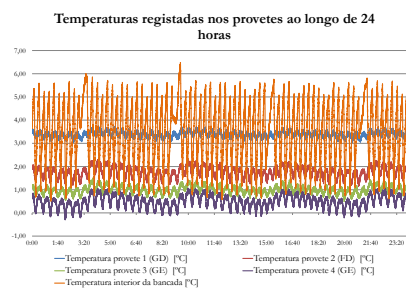
(a) Temperatura interna da bancada registrada ao longo de 24 horas.



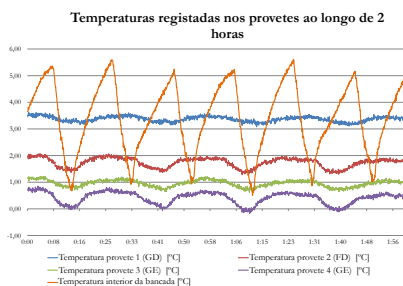
(b) Potência instantânea ao longo de 24 horas.



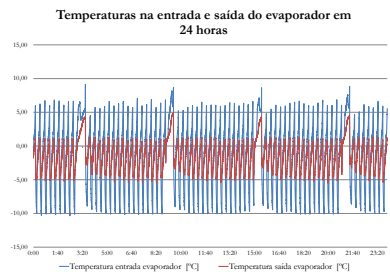
(c) Potência instantânea ao longo de 2 horas.



(d) Temperaturas registradas nos provetes ao longo de 24 horas.



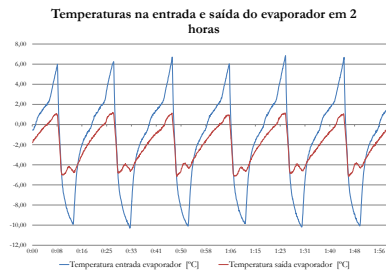
(e) Temperaturas registradas nos provetes ao longo de 2 horas.



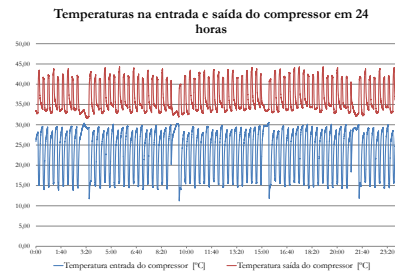
(f) Temperatura na entrada e na saída do evaporador ao longo de 24 horas.

Figura 9.21: Resultados obtidos para o ensaio 11.

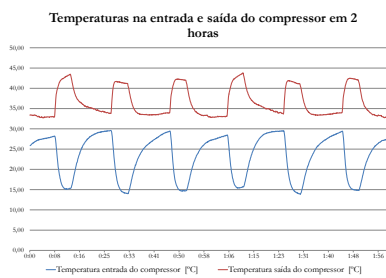




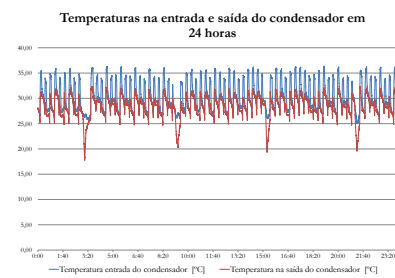
(a) Temperatura na entrada e na saída do evaporador ao longo de 2 horas.



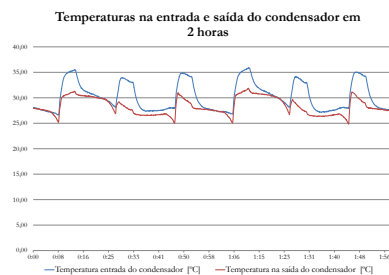
(b) Temperatura na entrada e na saída do compressor em 24 horas.



(c) Temperatura na entrada e na saída do compressor em 2 horas.



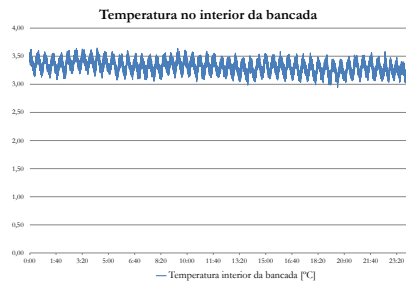
(d) Temperatura na entrada e na saída do condensador em 24 horas.



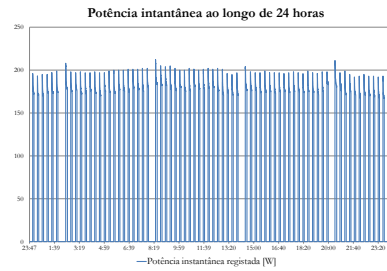
(e) Temperatura na entrada e na saída do condensador em 2 horas.

Figura 9.22: Resultados obtidos para o ensaio 11.

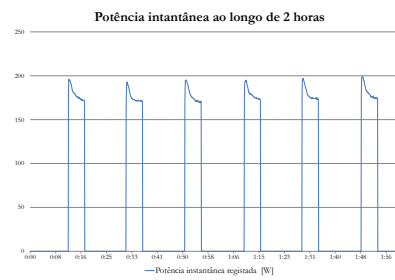
### 9.13 Resultados obtidos no ensaio 12



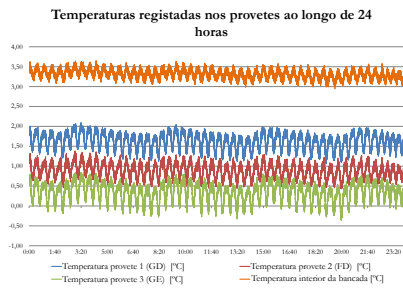
(a) Temperatura interna da bancada registrada ao longo de 24 horas.



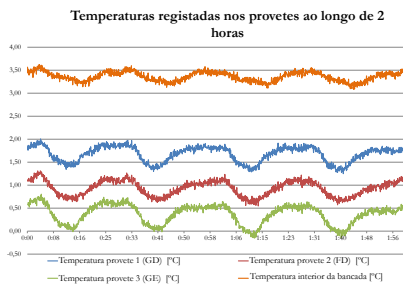
(b) Potência instantânea ao longo de 24 horas.



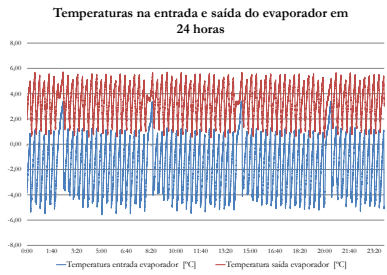
(c) Potência instantânea ao longo de 2 horas.



(d) Temperaturas registradas nos provetes ao longo de 24 horas.

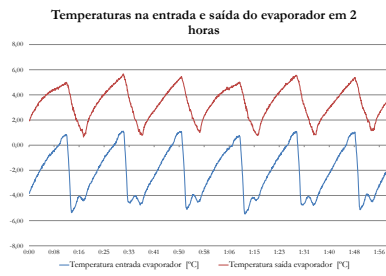


(e) Temperaturas registradas nos provetes ao longo de 2 horas.

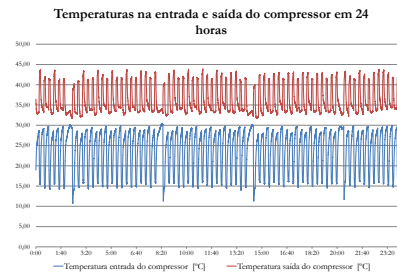


(f) Temperatura na entrada e na saída do evaporador ao longo de 24 horas.

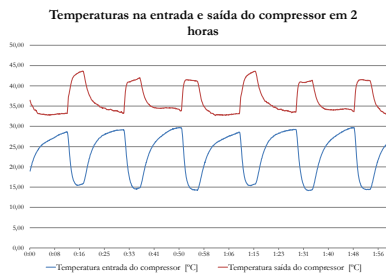
Figura 9.23: Resultados obtidos para o ensaio 12.



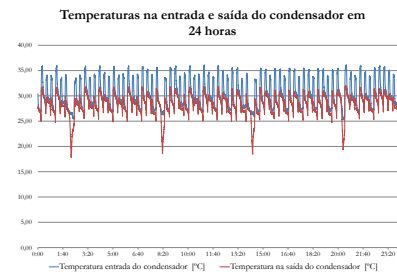
(a) Temperatura na entrada e na saída do evaporador ao longo de 2 horas.



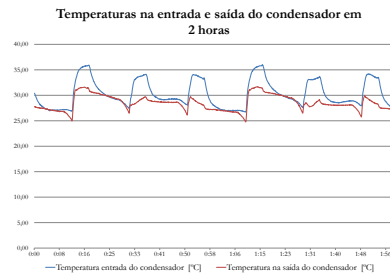
(b) Temperatura na entrada e na saída do compressor em 24 horas.



(c) Temperatura na entrada e na saída do compressor em 2 horas.



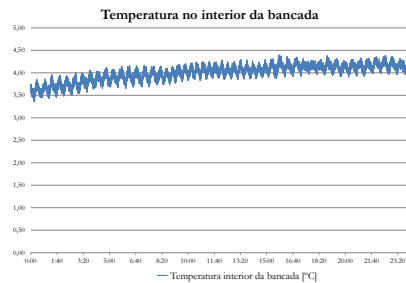
(d) Temperatura na entrada e na saída do condensador em 24 horas.



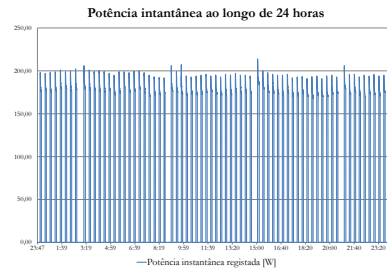
(e) Temperatura na entrada e na saída do condensador em 2 horas.

Figura 9.24: Resultados obtidos para o ensaio 12.

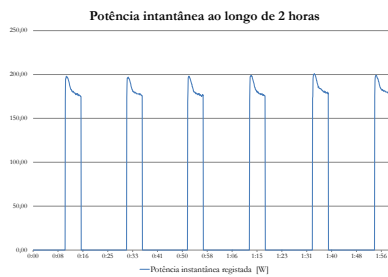
## 9.14 Resultados obtidos no ensaio 13



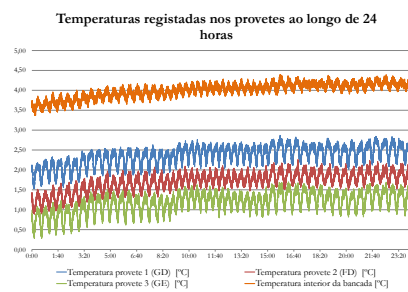
(a) Temperatura interna da bancada registrada ao longo de 24 horas.



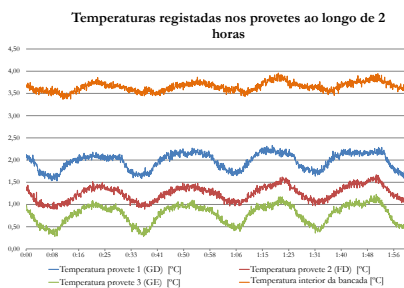
(b) Potência instantânea ao longo de 24 horas.



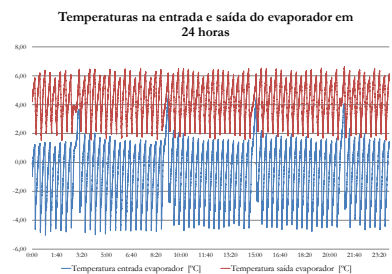
(c) Potência instantânea ao longo de 2 horas.



(d) Temperaturas registradas nos provedes ao longo de 24 horas.

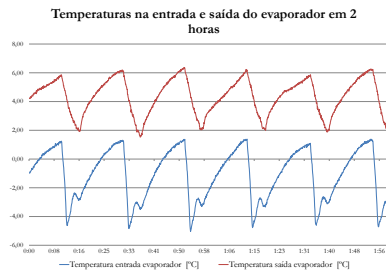


(e) Temperaturas registradas nos provedes ao longo de 2 horas.

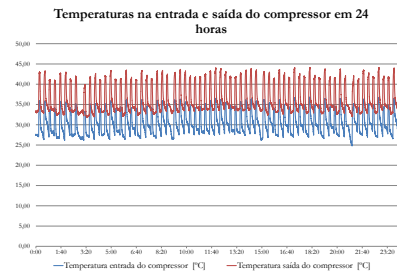


(f) Temperatura na entrada e na saída do evaporador ao longo de 24 horas.

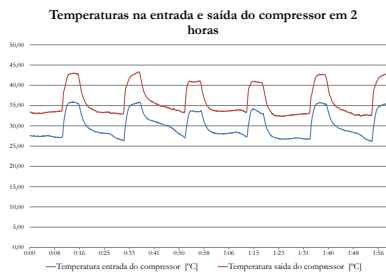
Figura 9.25: Resultados obtidos para o ensaio 13.



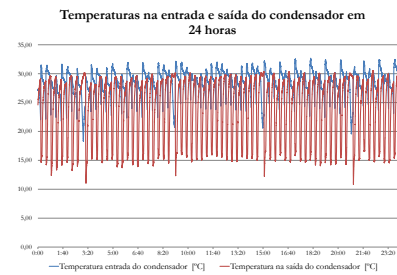
(a) Temperatura na entrada e na saída do evaporador ao longo de 2 horas.



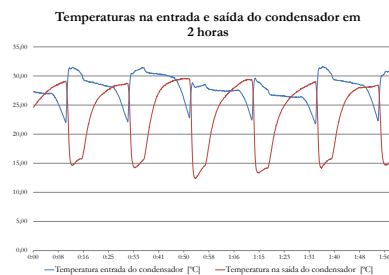
(b) Temperatura na entrada e na saída do compressor em 24 horas.



(c) Temperatura na entrada e na saída do compressor em 2 horas.



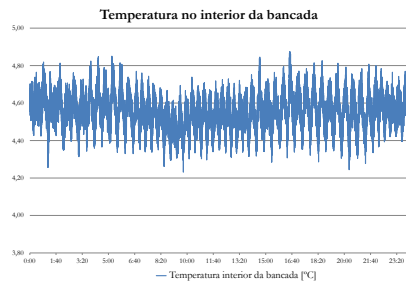
(d) Temperatura na entrada e na saída do condensador em 24 horas.



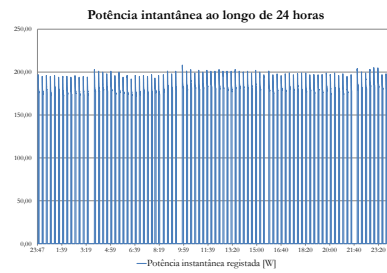
(e) Temperatura na entrada e na saída do condensador em 2 horas.

Figura 9.26: Resultados obtidos para o ensaio 13.

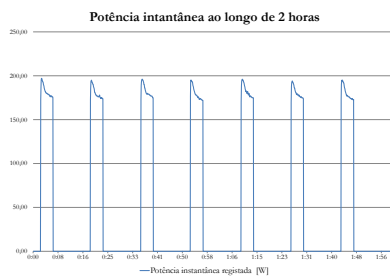
## 9.15 Resultados obtidos no ensaio 14



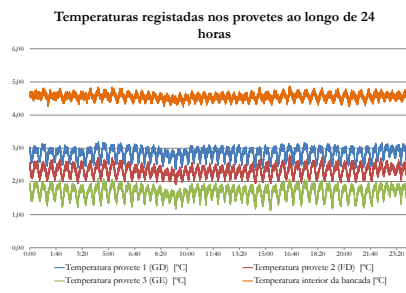
(a) Temperatura interna da bancada registrada ao longo de 24 horas.



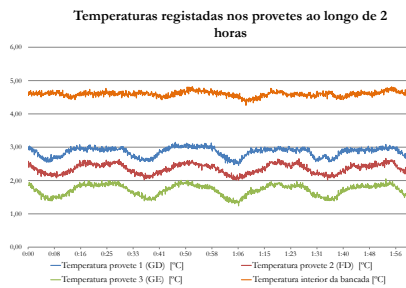
(b) Potência instantânea ao longo de 24 horas.



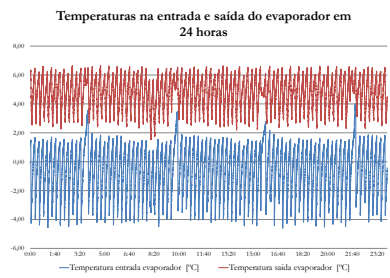
(c) Potência instantânea ao longo de 2 horas.



(d) Temperaturas registradas nos provetes ao longo de 24 horas.

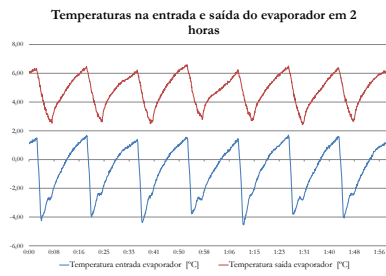


(e) Temperaturas registradas nos provetes ao longo de 2 horas.

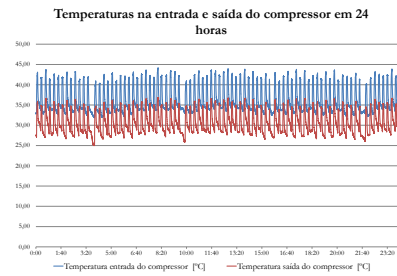


(f) Temperatura na entrada e na saída do evaporador ao longo de 24 horas.

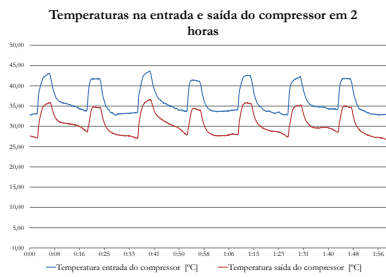
Figura 9.27: Resultados obtidos para o ensaio 14.



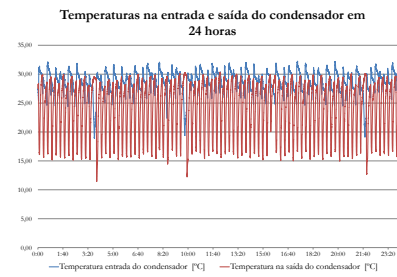
(a) Temperatura na entrada e na saída do evaporador ao longo de 2 horas.



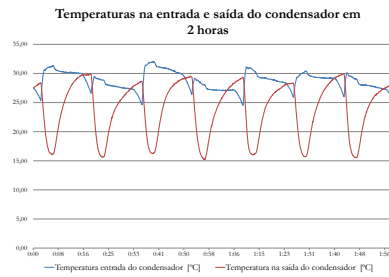
(b) Temperatura na entrada e na saída do compressor em 24 horas.



(c) Temperatura na entrada e na saída do compressor em 2 horas.



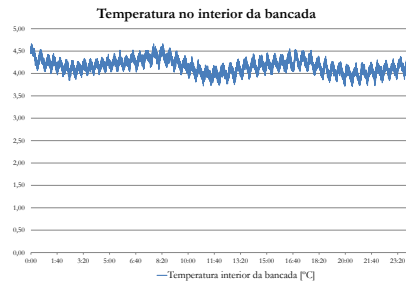
(d) Temperatura na entrada e na saída do condensador em 24 horas.



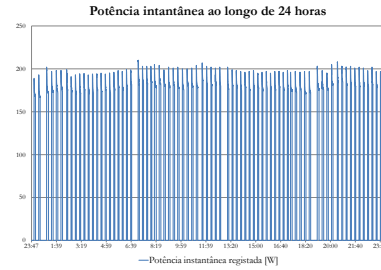
(e) Temperatura na entrada e na saída do condensador em 2 horas.

Figura 9.28: Resultados obtidos para o ensaio 14.

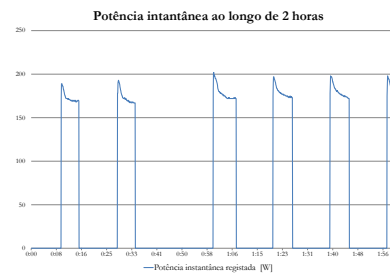
## 9.16 Resultados obtidos no ensaio 15



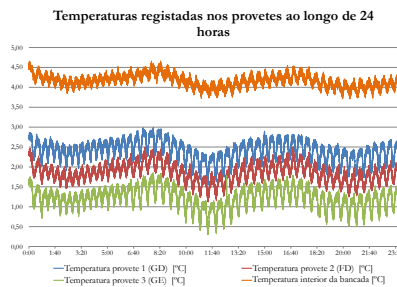
(a) Temperatura interna da bancada registrada ao longo de 24 horas.



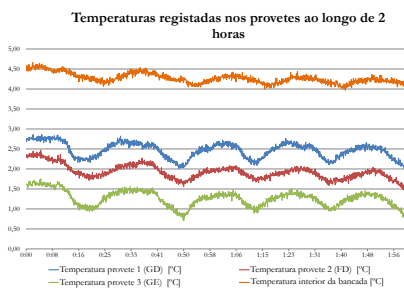
(b) Potência instantânea ao longo de 24 horas.



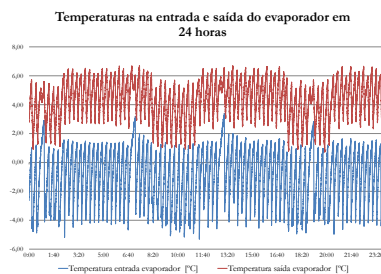
(c) Potência instantânea ao longo de 2 horas.



(d) Temperaturas registradas nos provetes ao longo de 24 horas.



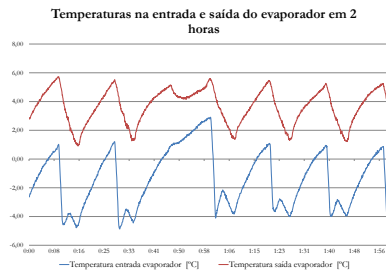
(e) Temperaturas registradas nos provetes ao longo de 2 horas.



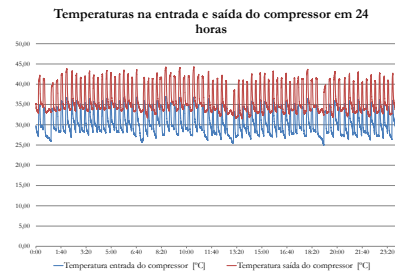
(f) Temperatura na entrada e na saída do evaporador ao longo de 24 horas.

Figura 9.29: Resultados obtidos para o ensaio 15.

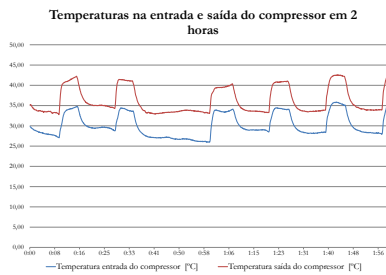




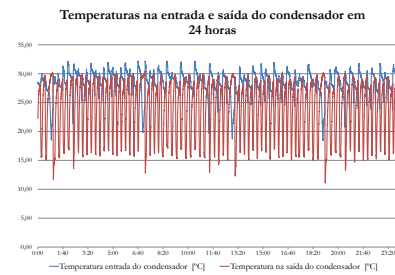
(a) Temperatura na entrada e na saída do evaporador ao longo de 2 horas.



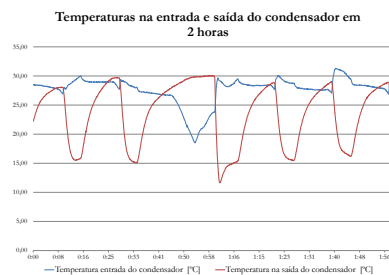
(b) Temperatura na entrada e na saída do compressor em 24 horas.



(c) Temperatura na entrada e na saída do compressor em 2 horas.



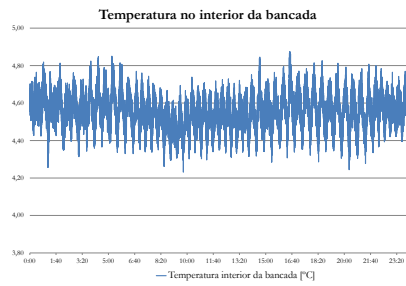
(d) Temperatura na entrada e na saída do condensador em 24 horas.



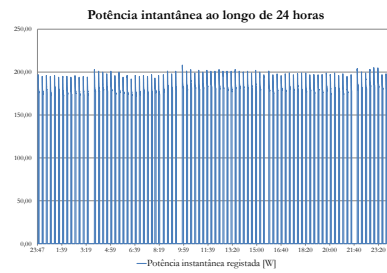
(e) Temperatura na entrada e na saída do condensador em 2 horas.

Figura 9.30: Resultados obtidos para o ensaio 15.

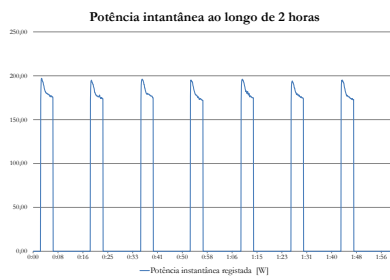
## 9.17 Resultados obtidos no ensaio com abertura de portas.



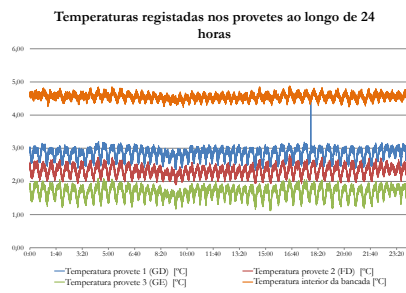
(a) Temperatura interna da bancada registrada ao longo de 24 horas.



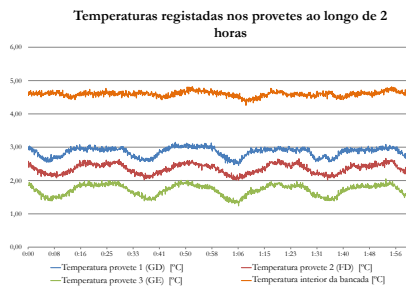
(b) Potência instantânea ao longo de 24 horas.



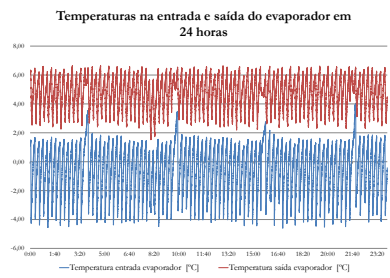
(c) Potência instantânea ao longo de 2 horas.



(d) Temperaturas registradas nos provetes ao longo de 24 horas.

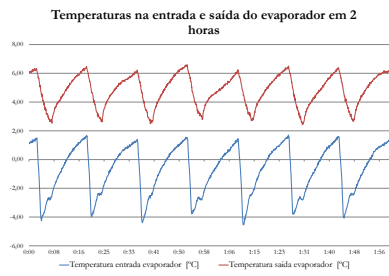


(e) Temperaturas registradas nos provetes ao longo de 2 horas.

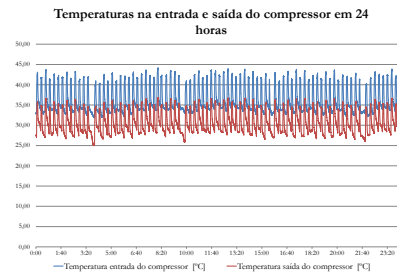


(f) Temperatura na entrada e na saída do evaporador ao longo de 24 horas.

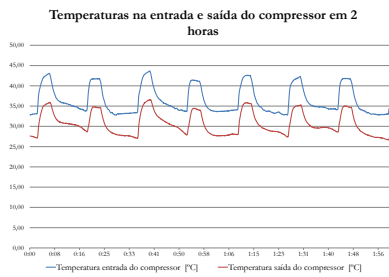
Figura 9.31: Resultados obtidos no ensaio com abertura de portas.



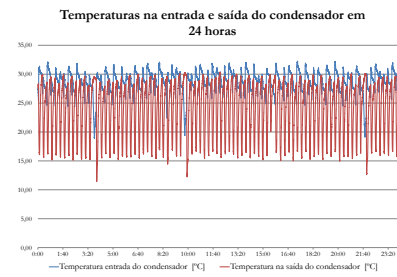
(a) Temperatura na entrada e na saída do evaporador ao longo de 2 horas.



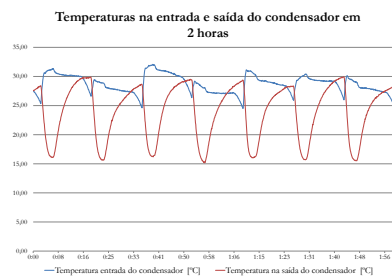
(b) Temperatura na entrada e na saída do compressor em 24 horas.



(c) Temperatura na entrada e na saída do compressor em 2 horas.



(d) Temperatura na entrada e na saída do condensador em 24 horas.



(e) Temperatura na entrada e na saída do condensador em 2 horas.

Figura 9.32: Resultados obtidos no ensaio com abertura de portas.

