



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR
Engenharia

Influência das condições de operação na formação de gelo em permutadores compactos de refrigeração

Daniel Alexandre dos Santos Fernandes

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Eletromecânica
(2º ciclo de estudos)

Orientador: Prof. Doutor Pedro Dinho da Silva
Co-orientador: Prof. Doutor Luís Pires

Covilhã, Setembro de 2019

Agradecimentos

Com a persistência em ultrapassar obstáculos e vencer dificuldades ao longo de todo o meu percurso acadêmico, foi possível desenvolver e realizar a presente dissertação. A todos os que estiveram nestes momentos de maior aperto, como nos momentos de maior descontração. Cabe-me dar o mais profundo agradecimento.

Aos meus pais e irmão, que sempre acreditaram nas minhas capacidades, transmitindo valores, força e confiança, tornando-me na pessoa que hoje sou.

Ao meu orientador, Professor Doutor Pedro Dinho da Silva, pela disponibilidade, prestabilidade, e conhecimentos partilhados durante todo o período de orientação, permitindo o desenvolvimento desta dissertação. Ao meu coorientador, Professor Doutor Luís Pires, pelo acompanhamento e pelo aconselhamento durante o período de orientação.

Ao meu grupo de amigos, que sempre me incentivaram a continuar a trabalhar e a lutar por aquilo que quero alcançar, e pelos momentos vividos ao longo destes últimos anos.

Ao Sr. João Correia, pela disponibilidade e pelo aconselhamento transmitido na adaptação do protótipo experimental.

Por fim, não menos importante, um agradecimento aos docentes do Departamento de Engenharia Eletromecânica, pelos conhecimentos transmitidos.

Resumo

No presente, os sistemas de refrigeração assumem um papel importante, tanto a nível industrial como a nível doméstico. Retardar o desenvolvimento de bactérias que sejam prejudiciais para os alimentos, conservar os produtos alimentares bem como arrefecer espaços fechados, são os principais objetivos destes sistemas de frio, que requerem um grande consumo de energia elétrica, o que torna essencial a minimização do consumo de energia dos mesmos.

O permutador compacto de refrigeração é o componente que opera a temperaturas inferiores às do ponto de congelação da água, o que indicia a formação de gelo nas suas superfícies, o que a nível energético e térmico é prejudicial para o seu correto funcionamento. Assim, a atenuação ou a formação de gelo é imprescindível para que as condições de funcionamento sejam as desejadas. Para saber qual o melhor método de atenuação/descongelação do gelo, deve-se saber quais são os fatores que influenciam a sua formação.

Na presente dissertação, surge o desenvolvimento da otimização do sistema de refrigeração, onde condições de operação foram estudadas no âmbito de melhorar a potência térmica da bateria dos permutadores compactos de refrigeração em estudo. Tendo em conta as condições que influenciam a formação de gelo, como a humidade relativa, a temperatura do fluido refrigerante e a velocidade do ar, foram determinadas condições que permitem saber qual o permutador estratégico a ser desligado durante um certo tempo, com a finalidade de atenuar a formação de gelo.

Os resultados do estudo experimental desenvolvido revelam que as condições de operação com a desativação estratégica de um permutador de refrigeração por um tempo controlado, revelou ser uma condição de operação viável, uma vez que permitiu um prolongamento do processo de arrefecimento, mantendo a potência térmica de refrigeração e a temperatura de saída dos permutadores estáveis.

Palavras-chave

Refrigeração, Formação de gelo, Potência Térmica de Refrigeração, Evaporador, Atenuação, Descongelação, Permutador Compacto de Refrigeração

Abstract

At present, refrigeration systems play an important role, both industrially and domestically in world society. Delaying the development of food-damaging bacteria, conserving food products and cooling enclosed spaces are the main goals of these cooling systems, which require a large consumption of electricity, making it essential to minimize their energy consumption.

The compact cooling exchanger is the component that operates at temperatures below the freezing point of water, which indicates the formation of ice on its surfaces, which in energy and thermal level is detrimental to its correct operation. Thus, attenuation or ice formation is essential for the desired operating conditions. In order to know the best ice attenuation / thawing method, one must know which factors influence its formation.

In the present dissertation, the development of the optimization of the cooling system emerges, where operating conditions were studied in order to improve the battery thermal power of the compact cooling exchangers under study. Given the conditions that influence ice formation, such as relative humidity, coolant temperature and air velocity, conditions have been determined to see which strategic heat exchanger is to be switched off for a period for the purpose of mitigate ice formation.

The results of the experimental study developed reveal that the operating conditions with the strategic deactivation of a cooling exchanger for a controlled time, proved to be a viable operating condition, since it allowed an extension of the cooling process, maintaining the refrigeration thermal power and the outlet temperature of the stable exchangers.

Keywords

Cooling, Ice Forming, Refrigeration Thermal Power, Evaporator, Attenuation, Defrosting,
Compact Cooling Heat Exchanger

Índice

Agradecimentos	i
Resumo	iii
Abstract	v
Lista de Figuras.....	xi
Lista de Tabelas	xv
Nomenclatura.....	xvii
1. Introdução	19
1.1. Perspectiva geral	19
1.2. O problema em estudo e a sua relevância	19
1.3. Revisão bibliográfica	20
1.3.1. Influência das condições na formação de gelo.....	20
1.3.2. Métodos de descongelação	22
1.4. Objetivos e contribuição da dissertação	28
1.5. Visão geral e organização da dissertação	28
2. Fundamentos teóricos	31
2.1. Introdução	31
2.1.1. Refrigeração	31
2.2. Sistemas de Refrigeração	32
2.2.1. Ciclo de compressão de vapor	33
2.2.2. Componentes do sistema de refrigeração por compressão de vapor	35
2.2.3. Aplicações do sistema de Refrigeração por compressão de vapor	39
2.3. Psicrometria	40
2.3.1. Propriedades do ar seco	40
2.3.2. Propriedades do vapor de água.....	41
2.3.3. Propriedades do ar húmido.....	42
2.3.4. Variáveis psicrométricas	43
2.4. A formação de gelo na superfície dos permutadores.....	46
2.4.1. Mecanismos de Formação de gelo.....	47
2.4.2. Processo de formação de gelo	48
2.4.3. Impacto da formação de gelo.....	49
2.5. Métodos de descongelação.....	50
2.5.1. Descongelação por interrupção de ciclo	50
2.5.2. Descongelação por resistência elétrica	50

2.5.3.	Descongelação por gás quente	51
2.5.4.	Descongelação por pulverização de água	51
2.5.5.	Descongelação por ciclo reverso	51
2.6.	Método de descongelação proposto	51
2.7.	Formulação	52
2.7.1.	Cálculo da pressão de saturação de vapor	52
2.7.2.	Cálculo da pressão parcial do vapor de água	53
2.7.3.	Cálculo da humidade absoluta	53
2.7.4.	Entalpia do ar húmido	54
2.7.5.	Cálculo do volume específico do ar húmido	54
2.7.6.	Cálculo do caudal volúmico	54
2.7.7.	Cálculo caudal mássico	55
2.7.8.	Potência de refrigeração	55
2.8.	Nota conclusiva	55
3.	Instalação experimental	57
3.1.	Introdução	57
3.1.	Esquema de Conjunto	57
3.2.	Bateria de Permutadores de refrigeração	59
3.3.	Equipamento Experimental	60
3.3.1.	Unidade de ar-condicionado	60
3.3.2.	Chiller de Refrigeração	62
3.3.3.	Câmara de Humidificação de ar	64
3.3.4.	Bomba de Circulação	68
3.3.5.	Distribuidor de 4 vias e coletor de recolha	69
3.4.	Instrumentação	70
3.4.1.	Anemómetro de fio quente	70
3.4.2.	Higrómetro digital	71
3.4.3.	Termopares	74
3.4.4.	Datalogger de temperatura	75
3.4.5.	Controlador de Temperatura	76
3.4.6.	Câmara digital	77
3.5.	Nota conclusiva	78
4.	Análise e discussão de resultados	79
4.1.	Procedimento experimental	79
4.2.	Ensaios realizados	80
4.2.1.	Condição de Referência	81
4.2.2.	Condições do tipo A	82

4.2.3. Condições do Tipo B	92
4.2.4. Condições do Tipo C	101
4.2.5. Comparação da potência térmica de refrigeração entre as condições	109
4.2.6. Determinação da espessura de gelo formado no permutador 3	111
4.3. Nota conclusiva	120
5. Conclusão	123
5.1. Recapitulação	123
5.2. Sugestão para trabalho futuro	124
Referências Bibliográficas	125

Lista de Figuras

Figura 2.1: Funcionamento da máquina de refrigeração	32
Figura 2.2: Esquema representativo de um sistema básico de refrigeração por compressão de vapor	34
Figura 2.3: Diagrama T-s (esquerda) e Diagrama p-h (direita) (Adaptado ASHRAE, 2013)	34
Figura 2.4: Tipos de compressores: (a) Compressor Alternativo; (b) Compressor Centrífugo; (c) Compressor Axial; (d) Compressor de Parafuso (Koelet, 1997)	36
Figura 2.5: Tipos de condensadores: (I) Refrigerado a ar; (II) Refrigerado a água; (III) Evaporativo (Jabardo et al., 2002)	37
Figura 2.6: Evaporador de sistema de alimentação do tipo seco (Silva, 2005)	38
Figura 2.7: Evaporador de sistema de alimentação do tipo inundado (Silva, 2005)	39
Figura 2.8: Representação do diagrama psicrométrico (ASHRAE, 2005)	44
Figura 2.9: Representação da molécula de água (Adaptado de Silva, 2012)	46
Figura 2.10: Diagrama de fases da água (Adaptado de Silva, 2012)	47
Figura 2.11: Características dos cristais de gelo em função da temperatura e da sobressaturação do ar para a pressão de 1 atm (Adaptado de Libbretch e Yu, 2010)	48
Figura 2.12: Evolução da formação de gelo ao longo do tempo sobre uma superfície plana (Adaptado Tao et al., 1993)	49
Figura 2.13: Processo de formação de gelo (Adaptado Wang et al., 2015)	49
Figura 3.1: Diagrama de ligações dos componentes	58
Figura 3.2: Vista da unidade experimental	59
Figura 3.3: Bateria dos permutadores compactos de refrigeração	60
Figura 3.4: Unidade de ar-condicionado PA HILTON A573	61
Figura 3.5: Chiller de refrigeração MTA TAE EVO 301	63
Figura 3.6: Vista geral (esquerda) e vista interior com os nebulizadores em funcionamento (direita) da câmara de humidificação de ar	65
Figura 3.7: Esquema simplificado do funcionamento da CHA (1-Vista exterior, 2-Sentido do ar escoado na CHA, 3- Funcionamento dos nebulizadores	65
Figura 3.8: Desempenho da câmara com o ventilador em circuito fechado	67
Figura 3.9: Desempenho da câmara com o ventilador em circuito aberto	67
Figura 3.10: Bomba de circulação ERRELE RLS 25-40	68
Figura 3.11: Distribuidor de 4 vias	69
Figura 3.12: Coletor de recolha	70
Figura 3.13: Anemómetro de fio quente Testo 425	71
Figura 3.14: Higrómetro digital ROTRONIC Hygrolog NL-NT2	72
Figura 3.15: Sonda higrotérmica do tipo S1 e S4	73
Figura 3.16: Sonda higrométrica do tipo S2 e S3	73
Figura 3.17: Datalogger de temperatura PICO TC-08, com os termopares inseridos nos canais. 75	
Figura 3.18: Controlador de temperatura COLE-PARMER	77
Figura 3.19: Câmara digital GoPro Hero 7	78
Figura 4.1: Variação do caudal mássico das condições ao longo dos ensaios	81
Figura 4.2: Evolução da temperatura do ar refrigerado, ao longo do tempo, na entrada da bateria dos permutadores	82
Figura 4.3: Evolução da temperatura do ar refrigerado à saída da bateria dos permutadores, ao longo do tempo	83
Figura 4.4: Evolução ao longo do tempo, da temperatura do ar refrigerado à saída do permutador 1	84
Figura 4.5: Evolução ao longo do tempo, da temperatura do ar refrigerado à saída do permutador 2	84
Figura 4.6: Evolução da potência térmica de refrigeração global das condições do tipo A, ao longo do tempo	85

Figura 4.7: Evolução ao longo do tempo, da potência térmica de refrigeração do permutador 1 das condições do tipo A.....	86
Figura 4.8: Evolução ao longo do tempo, da potência térmica de refrigeração do permutador 2 das condições do tipo A.....	87
Figura 4.9: Evolução ao longo do tempo, da potência térmica de refrigeração do permutador 3 das condições do tipo A.....	88
Figura 4.10: Evolução ao longo do tempo, das temperaturas de superfície à entrada (esquerda) e à saída (direita) do permutador 1 das condições do tipo A	89
Figura 4.11: Evolução ao longo do tempo, das temperaturas de superfície à entrada (esquerda) e à saída (direita) do permutador 3 das condições do tipo A	90
Figura 4.12: Evolução das temperaturas do ar refrigerado na entrada da bateria dos permutadores, ao longo do tempo	92
Figura 4.13: Evolução das temperaturas do ar refrigerado na saída da bateria dos permutadores, ao longo do tempo	93
Figura 4.14: Evolução das temperaturas do ar refrigerado à saída do permutador 1, ao longo do tempo, das condições do tipo B	93
Figura 4.15: Evolução das temperaturas do ar refrigerado à saída do permutador 2, ao longo do tempo, das condições do tipo B	94
Figura 4.16: Evolução da potência térmica de refrigeração global das condições do tipo B, ao longo do tempo.....	95
Figura 4.17: Evolução ao longo do tempo, da potência térmica de refrigeração do permutador 1 das condições do tipo B.....	96
Figura 4.18: Evolução ao longo do tempo, da potência térmica de refrigeração do permutador 2 das condições do tipo B.....	97
Figura 4.19: Evolução ao longo do tempo, da potência térmica de refrigeração do permutador 3 das condições do tipo B.....	97
Figura 4.20: Evolução ao longo do tempo, das temperaturas de superfície à entrada (esquerda) e à saída (direita) do permutador 1 das condições do tipo B.....	98
Figura 4.21: Evolução ao longo do tempo, das temperaturas de superfície à entrada (esquerda) e à saída (direita) do permutador 2 das condições do tipo B.....	99
Figura 4.22: Evolução ao longo do tempo, das temperaturas de superfície à entrada (esquerda) e à saída (direita) do permutador 3 das condições do tipo B.....	100
Figura 4.23: Evolução das temperaturas do ar refrigerado à entrada da bateria dos permutadores, ao longo do tempo, das condições do tipo C.....	101
Figura 4.24: Evolução das temperaturas do ar refrigerado à saída da bateria dos permutadores, ao longo do tempo, das condições do tipo C.....	102
Figura 4.25: Evolução das temperaturas do ar refrigerado à saída do permutador 1, ao longo do tempo, das condições do tipo C	102
Figura 4.26: Evolução das temperaturas do ar refrigerado à saída do permutador 2, ao longo do tempo, das condições do tipo C	103
Figura 4.27: Evolução da potência térmica de refrigeração global das condições do tipo C, ao longo do tempo.....	104
Figura 4.28: Evolução da potência térmica de refrigeração do permutador 1 das condições do tipo C, ao longo do tempo	105
Figura 4.29: Evolução da potência térmica de refrigeração do permutador 2 das condições do tipo C, ao longo do tempo	106
Figura 4.30: Evolução da potência térmica de refrigeração do permutador 3 das condições do tipo C, ao longo do tempo	106
Figura 4.31: Evolução ao longo do tempo, das temperaturas de superfície à entrada (esquerda) e à saída (direita) do permutador 2 das condições do tipo C	107
Figura 4.32: Evolução ao longo do tempo, das temperaturas de superfície à entrada (esquerda) e à saída (direita) do permutador 3 das condições do tipo C	108
Figura 4.33: Evolução, ao longo do tempo, das potências térmicas de refrigeração das condições A2, B2 e C1	110
Figura 4.34: Evolução, ao longo do tempo, das potências térmicas de refrigeração das condições A1, B1e C2.....	110

Figura 4.35: Evolução da espessura de gelo no permutador 3, ao longo do tempo	112
Figura 4.36: Crescimento de gelo dos 45 minutos aos 75 minutos	114
Figura 4.37: Crescimento do gelo dos 90 minutos aos 120 minutos	115
Figura 4.38: Evolução da espessura de gelo no permutador 3 ao longo do ensaio com as condições do tipo C	116
Figura 4.39: Primeira e segunda interrupção impostas na condição C1 (zoom)	118
Figura 4.40: Primeira e segunda interrupção impostas na condição C2 (zoom)	119

Lista de Tabelas

Tabela 1.1- Síntese dos trabalhos apresentados	25
Tabela 2.1: Parâmetros das constantes da pressão de saturação de vapor	53
Tabela 3.1: Características de UAC PA HILTON A573.....	61
Tabela 3.2: Características do fluido térmico (REPSOL, 2017).	63
Tabela 3.3: Parâmetros configuráveis do chiller de refrigeração (MTA Water Refrigerators,2002)	64
Tabela 3.4:Características da câmara de humidificação de ar.	67
Tabela 3.5: Características da bomba de circulação (ERRELE, 1999)	69
Tabela 3.6: Características do anemômetro de fio quente	71
Tabela 3.7: Características do Higrômetro digital.....	72
Tabela 3.8: Características das sondas higrótérmicas	74
Tabela 3.9: Características do datalogger de temperatura	76
Tabela 3.10: Características do controlador de temperatura	77
Tabela 3.11: Características da câmara GoPro Hero 7.....	78
Tabela 4.1: Condições impostas e objetivos de cada ensaio.....	80
Tabela 4.2: Evolução ao longo do tempo das temperaturas do fluido térmico de refrigeração para as condições do tipo A.....	91
Tabela 4.3: Evolução ao longo do tempo das temperaturas do fluido térmico de refrigeração para as condições do tipo B.....	100
Tabela 4.4: Evolução ao longo do tempo das temperaturas do fluido térmico de refrigeração para as condições do tipo C.....	109
Tabela 4.5: Análise Percentual da Potência Térmica de refrigeração	109
Tabela 4.6: Parâmetros utilizados para o cálculo da espessura de gelo para a condição sem interrupções.....	115
Tabela 4.7: Parâmetros utilizados para o cálculo da espessura de gelo para as condições do tipo C.....	117
Tabela 4.8: Análise percentual da espessura de gelo ocupada no espaçamento da alheta do permutador entre a condição de referência e a condição C1	120

Nomenclatura

Simbologia:

c_p	Calor específico a pressão constante	[kJ/kgK]
$c_{p_{ar}}$	Calor específico do ar seco	[kJ/kgK]
h_{da}	Entalpia do ar seco	[kJ/kg]
h_g	Entalpia do vapor de água saturado	[kJ/kg]
h	Entalpia específica	[kJ/kg]
\dot{m}	Caudal mássico do ar	[kg/s]
p	Pressão total da mistura	[kPa]
p_{ar}	Pressão parcial do ar seco	[kPa]
p_w	Pressão parcial do vapor de água	[kPa]
\dot{Q}_H	Potência térmica do condensador	[W]
\dot{Q}_L	Potência térmica de refrigeração	[kW]
T	Temperatura	[°C]
TA1	Temperatura da condição A1	[°C]
TA2	Temperatura da condição A2	[°C]
TB1	Temperatura da condição B1	[°C]
TB2	Temperatura da condição B2	[°C]
TC1	Temperatura da condição C1	[°C]
TC2	Temperatura da condição C2	[°C]
TREF	Temperatura da condição de referência	[°C]
T_v	Temperatura do vapor de água	[°C]
T_H	Temperatura da fonte quente	[°C]
T_L	Temperatura da fonte fria	[°C]
\dot{v}	Caudal volúmico	[m ³ /s]
w	Humidade absoluta	[kgv/(kga)]
\dot{W}_{comp}	Potência mecânica do compressor	[W]
\dot{W}_{in}	Taxa de trabalho fornecido à máquina	[W]

Acrónimos:

<i>CHA</i>	Câmara de Humidificação de ar;
<i>COP</i>	Coeficiente de Desempenho;
<i>DC</i>	Corrente Contínua;
<i>EEV</i>	Válvula de Expansão Elétrica;
<i>HR</i>	Humidade Relativa;
<i>PCM</i>	Material de Mudança de Fase;
<i>RCD</i>	Descongelação por Ciclo Reverso;
<i>USB</i>	Universal Serial Bus;
<i>UBI</i>	Universidade da Beira Interior.

1. Introdução

1.1. Perspectiva geral

A refrigeração é vista como um fator bastante importante em termos de poupança de energia. Aplicada nos sistemas de conservação de produtos alimentares e nos sistemas de conforto térmico, que são implementados nas habitações domésticas e nos edifícios de serviços. No entanto, estes sistemas ainda apresentam elevados custos de energia associados, em que 15% da energia produzida a nível global é utilizada para este fim. (Zheng et al.,2016) Para a produção desta energia, ainda são consumidos combustíveis fósseis que contribuem para o aumento dos gases de efeito de estufa (CO₂), que tem por consequência, o aquecimento global.

Estes problemas têm sido debatidos nos últimos anos pelas principais economias globais. Através da criação de medidas, a produção de energia deve ser utilizada de uma forma mais eficiente, de modo, a adoptar a produção de energias renováveis e de combater os desperdícios de energia. Para diminuir o consumo de energia proveniente de combustíveis fósseis, a União Europeia assegura que até 2030, 32% da energia consumida no seu território terá de ser gerada por fontes renováveis, tendo como objetivo uma poupança energética de 32,5% no espaço europeu. (Parlamento Europeu, 2018).

O aumento da densidade populacional a nível mundial, leva a uma diminuição de produtos alimentares disponíveis para toda a população. A conservação dos alimentos nos sistemas de frio, prolonga a duração dos alimentos, de modo, a cumprir o seu prazo de validade. Com a ausência destes sistemas de frio, os alimentos acabam por se deteriorar mais rapidamente, o que leva a desperdícios alimentares. Com o passar dos anos, os sistemas de refrigeração têm melhorado a sua eficiência energética. No entanto, ainda não existe nenhum sistema de refrigeração com as condições perfeitas. O desenvolvimento deste trabalho, passa pelo melhoramento da eficiência energética dos sistemas de refrigeração, sendo a principal motivação.

Nos últimos anos tem sido investigado o melhoramento destes sistemas. Devido à formação de gelo é criada uma resistência térmica adicional interferindo com o escoamento do ar, diminuindo a potência térmica e a eficiência energética, levando a um maior consumo de energia. Para além desta problemática, ainda existe o facto de determinar qual o melhor método de descongelação a ser aplicado, bem como a sua duração. Um elevado período de descongelação tem como consequência o aumento da temperatura da área refrigerada e um maior consumo de energia. Assim, esta temática ainda precisa de mais estudos para que seja melhorada no futuro.

1.2. O problema em estudo e a sua relevância

A nível Industrial, tem-se tentado encontrar soluções de modo a perceber quais os melhores métodos de congelação e descongelação dos permutadores nos sistemas de refrigeração. O gelo formado nos permutadores compactos é a principal desvantagem deste sistema no seu desempenho térmico. No setor alimentar, se o funcionamento do sistema não for o mais correto,

pode acelerar o prazo de validade nos produtos alimentares devido ao aumento da temperatura e da alteração do teor de humidade relativa. (Lawrence e Evans, 2007)

Para melhorar estes sistemas o seu rendimento deve ser maximizado. Para além de serem utilizados no setor alimentar, estes sistemas também são usados para o conforto térmico em que as bombas de calor de ar e outros sistemas, são afetados pela formação de gelo. (Zhang et al., 2012)

O permutador compacto de refrigeração é o componente responsável pela remoção de calor da área pretendida. Quando o ar escoado que passa no seu interior entra em contacto com o fluido térmico, com temperatura mais baixa, forma gotículas de orvalho. Atingindo a temperatura abaixo do ponto de solidificação da água, as gotículas de orvalho vão solidificar-se nas alhetas do permutador. Com a formação de gelo e sua consequente acumulação, o rendimento do permutador fica comprometido, podendo mesmo chegar a um ponto que irá impedir o escoamento do ar. O processo de formação de gelo é explicado com pormenor no subcapítulo “2.4- Processo de formação de gelo”.

Numa vitrina de refrigeração que sirva para conservar bens alimentares, se o permutador de calor possuir uma camada de gelo de 5 mm, o seu consumo de energia irá aumentar em 20%, e se tiver 10 mm o aumento passa a ser de 30%. (Zhang et al., 2012) Se os dispositivos não tiverem um ciclo de descongelação correto, o consumo de energia vai subir para ter o mesmo efeito de refrigeração e consequentemente, a sua eficiência energética vai diminuir muito.

Em suma, deve-se encontrar condições que permitem otimizar o desempenho térmico dos permutadores compactos de refrigeração tendo em conta a formação de gelo na sua superfície.

1.3. Revisão bibliográfica

Como foi referido nos pontos anteriores, a formação de gelo nos permutadores tem sido um assunto abordado em diversos estudos ao longo dos últimos anos. Neste subcapítulo é feita a revisão dos principais trabalhos, experimentais e numéricos, relativos as condições que influenciam a formação de gelo nos permutadores de calor bem como dos principais métodos de descongelação. Segundo Hyashi et al. (1977) a formação de gelo pode ser dividida em três etapas, o período da nucleação do gelo (cristal), o crescimento da camada de gelo e o período do crescimento total da camada de gelo.

1.3.1. Influência das condições na formação de gelo

A influência da temperatura, da humidade relativa e da velocidade do ar nas condições de formação de gelo, foi estudada por vários investigadores nos últimos anos. Através de estudos experimentais em diversos sistemas que contenham permutadores de calor, foi possível determinar as influências das condições na formação de gelo. Ostin e Anderson (1990) investigaram diferentes tipos de crescimento de gelo num permutador de calor de placas. A investigação passou por determinar os efeitos de temperatura, humidade relativa (HR) e

velocidade do ar. A espessura do gelo aumentou 86% quando a HR passou de 30% para 75%. Com a HR do ar superior a 50% e a temperatura de superfície superior a -10°C , a camada de gelo tornou-se mais espessa. Com a aplicação de alhetas no permutador de calor a eficiência melhorou, devido às partículas de gelo tornarem-se mais suaves e crescerem mais redondas. Yang et al. (2006) verificaram que, com a humidade relativa do ar constante a espessura da camada de gelo na superfície fria aumenta com a diminuição da temperatura do ar, enquanto a espessura do gelo diminui com o aumento da temperatura do ar. M. Kandula (2012) experimentou o aumento da velocidade de escoamento de ar para uma superfície plana fria, com o objetivo de atrasar a primeira ocorrência da formação de gelo. Os resultados mostraram o oposto, quanto maior for a velocidade do ar a escoar na superfície plana fria, maior é o crescimento da espessura de gelo. Xu et al. (2015) investigaram o desempenho de um permutador de calor constituído por microcanais sob as condições de mistura e de congelação. A humidade relativa teve um efeito significativo na formação de gelo, enquanto a velocidade do ar interferiu pouco no processo de formação de gelo.

A transferência de calor também é um fator que influencia a formação de gelo. Se houver uma diminuição de transferência de calor no sistema, irá ocorrer um aumento de temperatura que faz com que a espessura da camada de gelo aumente e comprometa o sistema. Kondepudi e O'Neal (1993) apresentaram um modelo da camada de gelo quase constante, que levou a dois mecanismos de aumento da espessura de gelo, tendo em conta o modelo de difusão para descrever a transmissão de calor e de massa na camada de gelo. A redução da área de fluxo livre como o crescimento de gelo ao longo da serpentina, resulta numa queda de pressão. Lee e Kim (1999) estudaram a espessura de gelo, em que foi medida a energia transferida como indicador para a formação de gelo para diferentes condições de ar. Com o aumento de temperatura do ar e com humidade relativa constante, tanto a espessura de gelo como a transmissão de calor diminuíram, formando camadas de gelo mais finas. Com o aumento da HR a camada de gelo tornou-se mais espessa.

Outro fator que contribui para a formação de gelo é a água condensada nos permutadores. Osada (2011) reportou que, no evaporador, a água condensada adere à superfície das alhetas o que faz com que haja um aumento da queda de pressão no evaporador e degrade o desempenho de transferência de calor nas alhetas, devido ao bloqueio das grelhas.

O dimensionamento dos permutadores também tem influência na formação de gelo. Para melhorar a eficiência de qualquer sistema de refrigeração, deve-se analisar qual a melhor geometria para o permutador de calor, de modo a evitar perdas desnecessárias de energia. Zhang et al. (2019) realizaram um estudo experimental de formação de gelo em dois permutadores de calor alhetados distintos (passo de alheta de 2 mm para o primeiro permutador e 3,2 mm para o segundo permutador), sujeitos a testes experimentais, com intervalos de tempo distintos, ou seja, 60 minutos para o primeiro permutador e 120 minutos para o segundo permutador. Verificaram que, a espessura de gelo diminui com o aumento da velocidade do ar para os dois permutadores sujeitos às condições experimentais de congelação. No entanto, a formação de gelo no primeiro permutador foi superior em relação ao segundo, devido ao maior número de alhetas.

Estudos numéricos também contribuíram para entender melhor a formação de gelo em permutadores de calor usados, por exemplo, em bombas de calor. Tso et al. (2006) desenvolveram um modelo distribuído para o permutador de calor com microcanais usado nos sistemas de bombas de calor comerciais. Os resultados numéricos mostraram que a variação de temperatura ao longo das alhetas varia, o que causa crescimento não uniforme de gelo ao longo

da serpentina. O tubo que contém o fluido refrigerante no seu interior apresenta temperatura mais baixa que a temperatura de superfície do permutador de calor, que faz com que, uma camada de gelo seja formada. Shao et al. (2010) desenvolveram um modelo distribuído para o permutador de calor com microcanais usado nos sistemas de bombas de calor comerciais. O processamento da formação de gelo em evaporadores de tubos alhetados também foi analisado. Os autores verificaram que a distribuição do fluido refrigerante nos permutadores de calor com microcanais é o fator chave para melhorar o desempenho da bomba de calor com microcanais durante o período de congelação.

A prevenção ou a retardação da formação de gelo também foi estudada de forma numérica por diversos investigadores. Yao et al. (2004) desenvolveram um modelo matemático para implicar o crescimento de gelo em permutadores de calor alhetados com quatro filas de tubos. Os resultados numéricos mostraram que a taxa de congelação diminuiu desde a primeira fila, situada no lado onde entra o escoamento do ar, para a última fila. A massa de gelo contida na última fila era inferior a 3,5%, enquanto, na primeira fila a massa de gelo fixava-se nos 39,5%. Xia e Jacobi (2010) desenvolveram um modelo numérico de parâmetro fixo no crescimento de gelo em permutadores de calor com alhetas dobradas. O caudal mássico do vapor de água que congela e forma a camada de gelo é explicado por um factor de absorção. Na camada de gelo, apenas é considerada a condução de calor para calcular a temperatura de superfície da camada de gelo, que tem por base, uma solução exata para a condução de calor num estado estacionário para o gelo formado nas alhetas entre dois tubos do permutador. Com este modelo, os autores concluíram que a espessura de gelo é calculada com base na temperatura de superfície da camada de gelo. Padhmanabhau et al. (2011) desenvolveram um modelo matemático para prever a formação de gelo irregular, no lado de entrada do escoamento de ar no permutador de calor alhetado, com base na redistribuição do ar causada pela formação de gelo irregular. Os resultados numéricos mostraram que o uso do modelo com a redistribuição do ar pode aumentar a precisão da previsão da formação de gelo em 20%-50%, como a entrada do ar no permutador de calor em 42%, comparado com um modelo que não use a redistribuição do ar.

1.3.2. Métodos de descongelação

Para além das condições de formação de gelo, os métodos de descongelação são processos que facilitam a eliminação total ou parcial do gelo formado nos permutadores de calor. Diversos estudos experimentais e numéricos relacionados com os métodos de descongelação também foram realizados. A descongelação pode ser realizada por diversos métodos como ligar/desligar o sistema de refrigeração, aquecimento elétrico, ciclo reverso, desvio de gás quente entre outros. (Jang et al., 2013)

A redução de gelo também pode ser realizada por ação de um campo elétrico ou por ações de vibrações ultrassónicas, inseridos no permutador auxiliando deste modo, a remoção do gelo. Blandford et al. (1995) investigaram experimentalmente a formação de gelo na superfície do tubo e na placa do permutador de calor sobre a ação de um campo elétrico DC. Os resultados indicaram que a massa de gelo reduziu 20% com uma intensidade de corrente menor que 5 μA e um aumento de 100% de massa de gelo para uma intensidade de corrente de 120 μA . Yan et al. (2003) desenvolveram um novo método para descongelação ultrassónica. Os resultados do modelo mostraram que é possível usar a tecnologia de descongelação ultrassónica. Li e Chen (2014) estudaram experimentalmente o escoamento das gotículas de água que congelavam e aderiam à

superfície fria do permutador. As gotículas congeladas, através da ação de vibrações ultrassônicas com a frequência de 20 kHz e 60 W de potência, quebravam diminuindo a sua espessura, e escoavam-se sobre a superfície. Este método depende do tamanho dos permutadores de calor. Se estes aumentarem o equipamento ultrassônico também irá ser maior, o que leva a grandes investimentos em equipamentos e energia.

O tratamento de superfície aplicada no permutador de calor modifica as características como a forma, a geometria, a estrutura ou o revestimento da superfície do permutador. Com o objetivo de alcançar a supressão da formação de gelo, o tratamento de superfície pode ser classificado de três maneiras de acordo com o ângulo de contato entre a superfície e as gotículas de água; Hidrofílica com o ângulo de contato inferior a 90°; Hidrofóbica quando o ângulo de contato situa-se entre 90° e 150°; Super Hidrofóbica quando apresenta um ângulo de contato superior a 150° (Sheng et al., 2017). Liu et al. (2004) determinaram que a condição da velocidade do ar, com convecção forçada de 7,7 m/s, a espessura da camada de gelo foi reduzida com uma superfície revestida hidrofóbica. Com a força externa do fluxo de ar foi mais fácil remover o gelo depositado no permutador de calor. Ghaudhary e Li (2014) estudaram o congelamento de gotículas de água em superfícies hidrofílicas e hidrofóbicas sob arrefecimento rápido. Determinaram que o tempo necessário para o congelamento das gotículas depende da temperatura da gotícula e da superfície molhada. Além disso o tempo requerido de congelação para as pequenas gotículas na superfície hidrofóbica é muito maior quando comparado com as gotículas da superfície hidrofílica. No entanto, este método apresenta algumas desvantagens. A água retida no permutador de calor se não for completamente evaporada, a mesma irá congelar no próximo período de congelação. O seu processo de preparação é complicado e o tempo de preparação da superfície é demorado.

O método do ciclo reverso (RCD) é dos mais utilizados na remoção de gelo (Jang et al., 2013). Qu (2011) investigou o método RCD através de duas estratégias de controlo. Uma passa pela abertura total da válvula de expansão elétrica (EEV), e a outra passa pela válvula de expansão elétrica regulada por um controlador no permutador de calor. Os resultados mostraram que a EEV regulada por controlador mostrou elevada eficiência na descongelação. No entanto este método é utilizado apenas para aquecimento intermitente durante a descongelação. Para resolver este problema do aquecimento intermitente durante a descongelação, um estudo numérico já tinha sido apresentado, Hu (2008) propôs um novo material de mudança de fase (PCM). Com base no método de ciclo reverso para bombas de calor de ar, o material de mudança de fase é o meio utilizado para a baixa temperatura durante o período de descongelação, o que leva à redução do impacto do aquecimento intermitente, no conforto térmico.

O ciclo de gás-quente é um método que também é utilizado nos sistemas de refrigeração industriais. Hoffenbecker et al. (2005) obtiveram um modelo matemático para prever os efeitos da transmissão de calor e de massa, associados com um evaporador de ar quente industrial durante um ciclo de gás-quente. O modelo pode ser usado para otimizar a temperatura do gás para minimizar o tempo de descongelação. Padhmanashau et al. (2008) determinaram que se pode remover a água residual nos permutadores através de uma descarga de azoto pressurizado nas serpentinas de microcanais no fim do ciclo de descongelação o que melhora em 4% o tempo do próximo período de congelação. Os dois métodos (Ciclo reverso e gás-quente) são mais complexos e mais caros na instalação, em comparação com o método de ligar/desligar.

Alguns investigadores realizaram comparações entre alguns métodos de descongelação mais comuns, para estudar qual apresentava melhor rendimento em termos de descongelação. Cho et al. (2005) mediram o desempenho de um ciclo de ligar/desligar o sistema e o sistema de descongelação de gás-quente. Este estudo, constituído por três permutadores, mostrou que o

sistema de descongelamento de gás-quente alcançou uma melhor capacidade de refrigeração. Adicionalmente, para manter a temperatura constante em comparação com o ciclo de ligar/desligar, foi reportado que 75% da abertura da válvula de expansão elétrica pode ser considerada como uma ótima operação durante a descongelamento de gás quente. Este desempenho elevado tem origem na temperatura alta do refrigerante proveniente do compressor. Yang et al. (2013) investigaram um método de descongelamento a partir de um spray duplo com gás. Foi comparado o desempenho de descongelamento com os métodos de descongelamento de ciclo reverso e com o sistema de aquecimento por resistências. A eficiência energética apresentou melhorias de 8% comparado com o ciclo reverso e 27 % em comparação com o sistema de aquecimento elétrico por resistências.

Os investigadores também pesquisaram novos métodos que testaram em sistemas de refrigeração. Kwak (2009) usou um aquecedor elétrico à saída de uma bomba de calor, em vez de ser usado no interior da mesma, para melhorar a capacidade de aquecimento sobre a condição de congelamento. A capacidade de aquecimento e o COP foram aumentados em 9,1% e 71,1 % respectivamente. No entanto, a eficiência do aquecimento elétrico para descongelamento é muito baixa, o que resulta num elevado consumo de energia. Steiner e Rieberer (2015) investigaram numericamente o tempo de início de descongelamento para um sistema de bomba de calor. Concluíram que nas condições de operação escolhidas há um ótimo tempo de início de descongelamento de acordo com o coeficiente de desempenho médio. Song et al. (2018) testaram um método de descongelamento para uma bomba de calor de ar. Foi aplicada a operação de um tempo pré-controlado no modo de descongelamento, quando havia acumulação de gelo. Foi concluído que, a acumulação de gelo é o parâmetro de referência mais fundamental para iniciar o tempo de descongelamento em uma bomba de calor com o gelo uniformemente distribuído.

A aplicação de um permutador extra no sistema de compressão de vapor como método de descongelamento através da desumidificação de ar também foram investigados. Carrilho et al. (2017) aplicaram experimentalmente a adição de um permutador de calor extra ao circuito de compressão de vapor. Percorrido por um fluido alimentado a partir da fonte de refrigerante, que alimenta o evaporador do ciclo de refrigeração, ou por outra fonte externa, de modo a garantir que a sua temperatura de superfície externa crie condições para o processo de condensação de vapor de água presente no ar escoado. Foi concluído que com a aplicação deste método, existe uma redução significativa da resistência térmica e do valor do volume de água recolhido após a descongelamento. Dias (2017) investigou experimentalmente a adição de um evaporador, no ciclo de compressão de vapor, sendo este alimentado por um fluido de temperatura constante com recurso a um banho termostático com o objetivo de desumidificar o ar. Foi concluído que a desumidificação de ar apresenta um aumento da potência de refrigeração, no entanto, é necessário fazer um investimento maior, visto não ter um aumento significativo da potência térmica. Para além da aplicação do permutador de calor extra, os métodos de descongelamento por interrupção de ciclo também foram investigados experimentalmente. Dias (2017) investigou experimentalmente a interrupção de ciclo num sistema de compressão de vapor, através de diversos testes para analisar e otimizar o processo de descongelamento de forma a existirem variações pouco significativas na temperatura da área refrigerada. Concluiu que, apesar de apresentar valores de potência mais baixos, a operação do ciclo de refrigeração dura mais tempo, sem quebras na velocidade do ar. Panoias et al. (2019) aplicou um permutador adicional no ciclo de compressão de vapor com o intuito de aumentar a capacidade de refrigeração e investigou experimentalmente um método de descongelamento por interrupção de ciclo no segundo permutador, com intervalos de funcionamento e de paragem definidos. Foi concluído, que o método de descongelamento se mostrou vantajoso pois permitiu que o sistema funcionasse continuamente, uma vez que o gelo acumulado derrete durante a pausa.

Com esta revisão bibliográfica é possível ter um enquadramento no trabalho que se vai realizar, visto que é uma temática que está em desenvolvimento constante. A tabela 1.1 apresenta uma síntese dos trabalhos que foram apresentados.

Tabela 1.1- Síntese dos trabalhos apresentados

Autores (Ano)	Influência/Método	Estudo	Descrição	Resultados
Ostin e Anderson (1990)	Influência das condições de operação de gelo	Experimental	Determinação dos efeitos de temperatura, HR e velocidade do ar	Aumento da espessura do gelo, com o aumento de HR a temperatura constante.
Kondepudi e O'Neal (1993)	Influência das condições de operação de gelo	Numérico	Aumento da espessura e da densidade do gelo	Cálculo da queda de pressão ao longo da serpentina do permutador.
Blandford et al. (1995)	Método de descongelação	Experimental	Ação de um campo elétrico DC	Redução da massa de gelo.
Lee e Kim (1999)	Influência das condições de operação de gelo	Experimental	Influência das condições de ar	Diminuição da espessura de gelo como a transmissão de energia.
Yan et al. (2003)	Método de descongelação	Numérico	Modelo para descongelação ultrassônica	É possível usar o modelo experimentalmente
Yao et al. (2004)	Influência das condições de operação de gelo	Numérico	Previsão do crescimento de gelo em permutadores de calor alhetados	Diminuição da taxa de crescimento de gelo, a partir da primeira fila para a última fila
Liu et al. (2004)	Método de descongelação	Experimental	Influência da velocidade do ar sob superfícies tratadas	A espessura de gelo diminuiu com uma superfície revestida hidrofóbica
Hoffenbecker et al. (2005)	Método de descongelação	Numérico	Previsão dos efeitos da transmissão de calor e de massa durante um ciclo de gás-quente	O modelo pode ser usado para otimizar a temperatura do gás.
Cho et al. (2005)	Método de descongelação	Experimental	Comparação entre o ciclo de ligar/desligar e desvio de gás-quente	Abertura de 75% da válvula elétrica de expansão é uma ótima solução no gás-quente

Yang et al. (2006)	Influência das condições de operação de gelo	Experimental	Influência das condições de ar	Alteração da espessura do gelo com a temperatura e a HR
Tso et al. (2006)	Influência das condições de operação de gelo	Numérico	Distribuição da temperatura do ar no interior da serpentina	Variação da temperatura ao longo das alhetas apresenta mais acumulação e crescimento de gelo.
Padhmanashu et al. (2008)	Método de descongelamento	Experimental	Descarga de azoto pressurizado nas serpentinas	Remoção da água residual no fim do ciclo de descongelamento
Hu (2008)	Método de descongelamento	Numérico	Novo PCM com base no método de descongelamento RCD	Redução do impacto do aquecimento intermitente durante o tempo de descongelamento
Kwak (2009)	Método de descongelamento	Experimental	Aplicação de um aquecedor elétrico na unidade exterior	Melhoria da capacidade de aquecimento e COP. Eficiência baixa para descongelamento
Xia e Jacobi (2010)	Influência das condições de operação de gelo	Numérico	Desenvolvimento de um modelo numérico de parâmetro fixo no crescimento de gelo em permutadores de calor de alhetas dobradas	A espessura de gelo é calculada com base na temperatura de superfície da camada de gelo
Shao et al. (2010)	Influência das condições de operação de gelo	Numérico	Desenvolvimento de um modelo distribuído numa bomba de calor	Distribuição do fluido refrigerante nos permutadores de calor é o fator-chave para melhorar o desempenho na bomba de calor
Padhmanabhu et al. (2011)	Influência das condições de operação de gelo	Numérico	Previsão do crescimento desigual da formação de gelo com base na redistribuição do ar	Melhoria da precisão da previsão da espessura do gelo e melhor desempenho do ar
Qu (2011)	Método de descongelamento	Experimental	Método RCD com duas estratégias de controlo	A EEV regulada por um controlador apresenta melhor eficiência na descongelamento
Osada (2011)	Influência das condições de operação de gelo	Experimental	Adesão de água condensada na superfície das alhetas	Aumento da queda de pressão e degradação do desempenho da transferência de calor
M.Kandula (2012)	Influência das condições de operação de gelo	Experimental	Aumento da velocidade do ar para atrasar a primeira ocorrência da formação de gelo	Quanto maior for a velocidade do ar, maior é o crescimento da espessura de gelo
Jang et al. (2013)	Método de descongelamento	Experimental	Investigação de método de descongelamento a partir de um spray duplo com gás	A eficiência energética apresentou melhorias comparado com o ciclo reverso e o sistema de aquecimento elétrico
Li e Chen (2014)	Método de descongelamento	Experimental	Escoamento das gotículas que congelavam e aderiam ao permutador	Através de ação de vibrações ultrassónicas as gotículas rachavam instantaneamente

Chaudhary e Li (2014)	Método de descongelamento	Numérico	Congelamento das gotículas de água em superfícies hidrofílicas e hidrofóbicas sob arrefecimento rápido	O tempo necessário para o congelamento das gotículas depende da temperatura da gotícula e da superfície molhada
Xu et al. (2015)	Influência das condições de operação de gelo	Experimental	Desempenho, sob as condições de mistura e de congelamento	A HR do ar teve um efeito significativo na formação de gelo.
Steiner e Rieberer (2015)	Método de descongelamento	Numérico	Início do tempo de descongelamento para um sistema de bomba de calor	Existe um tempo de início de descongelamento ótima de acordo com o COP médio
Carrilho et al. (2017)	Método de descongelamento	Experimental	Aplicação de um permutador de calor extra. Alimentado por um fluido proveniente da fonte refrigerante ou de uma fonte externa, num sistema de compressão de vapor, com a finalidade de desumidificar o ar	Redução da resistência térmica e do valor do volume de água recolhido após a descongelamento
Dias (2017)	Método de descongelamento	Experimental	Aplicação de um permutador de calor extra alimentado por um fluido refrigerante proveniente do banho termostático com a finalidade de desumidificar o ar	Aumento da potência térmica, no entanto, é necessário fazer um investimento maior, visto não ter um aumento significativo da potência térmica.
Dias (2017)	Método de descongelamento	Experimental	Interrupção de ciclo num sistema de compressão de vapor	Apesar de apresentar valores de potência mais baixos, a operação do ciclo de refrigeração dura mais tempo, sem quebras na velocidade do ar
Song et al. (2018)	Método de descongelamento	Experimental	Aplicação de um tempo pré-controlado no modo de descongelamento, quando há acumulação de gelo	A acumulação de gelo é o parâmetro de referência mais fundamental para iniciar o tempo de descongelamento
Panoias et al. (2019)	Método de descongelamento	Experimental	Aplicação da Interrupção de ciclo no segundo permutador	O sistema pode funcionar continuamente, uma vez que o gelo derrete durante a pausa
Zhang et al. (2019)	Influência das condições de operação de gelo	Experimental	Mitigação da formação de gelo em dois permutadores de calor distintos	Formação de gelo superior no primeiro permutador, devido ao número maior de alhetas.

1.4. Objetivos e contribuição da dissertação

Como foi visto na revisão bibliográfica, os sistemas de refrigeração ainda continuam com problemas por solucionar, apesar dos avanços verificados ao longo dos últimos anos. (Tang et al.,2016) Os objetivos desta dissertação é investigar a influência das condições de operação da formação de gelo nos permutadores compactos de refrigeração, onde ocorre a acumulação de gelo. Os ensaios realizados serão submetidos a diversas condições com a finalidade de melhorar a eficiência energética da bateria dos permutadores.

Antes de se realizar qualquer condição, é necessário definir a velocidade de escoamento de ar de ventilação forçada, a temperatura e a umidade relativa do ar, e a temperatura do fluido térmico. Irá ser obtido um ensaio de referência, em que o sistema irá trabalhar com os três permutadores de refrigeração em simultâneo. Este ensaio servirá para comparar com os outros ensaios divididos em três condições (tipo A, tipo B e tipo C), em que será desativada a passagem do fluido térmico nos permutadores individualmente, monitorizadas com tempos de interrupção e intervalos entre as interrupções definidos, com o objetivo de estudar o comportamento do permutador desativado e a sua influência nos restantes permutadores. Com estes ensaios obtidos, irá ser registada a evolução no tempo da temperatura do ar ao percorrer a bateria dos permutadores, como a evolução no tempo da temperatura de superfície de cada um dos permutadores que constituem a bateria dos permutadores. Para além das temperaturas, irá ser calculada a potência de refrigeração global da bateria dos permutadores e a potência de refrigeração em cada permutador. Com a condição de referência e as condições do tipo C, irão ser registadas, em tempo real, imagens da formação de gelo sobre a superfície de permuta, nomeadamente o permutador 3. Posteriormente, irá ser avaliada a evolução da taxa de crescimento da espessura de gelo sobre a superfície de permuta.

1.5. Visão geral e organização da dissertação

Para a formação da presente dissertação, é necessário ter conhecimentos teóricos de modo a entender os resultados experimentais obtidos nas experiências laboratoriais, com o intuito de procurar estudos teóricos e experimentais sobre a formação de gelo nos permutadores de refrigeração compactos.

Esta dissertação é composta por cinco capítulos e são organizados da seguinte maneira.

O capítulo 1 refere-se à introdução ao trabalho desenvolvido, como são apresentados trabalhos realizados por outros investigadores nos últimos anos acerca de métodos de descongelção, previsão da formação de gelo e atenuação. De um modo introdutório, é referido o problema estudado bem como o contributo e a importância do seu estudo.

O capítulo 2 engloba os fundamentos teóricos para um melhor entendimento da dissertação e dos resultados obtidos. É abordado o tema da refrigeração onde é apresentado nomeadamente o ciclo de compressão de vapor. Também são descritos os mecanismos de formação de gelo, o seu impacto e os principais métodos de descongelção existentes. Em suma, é apresentada a formulação necessária para a realização dos cálculos necessários para a obtenção de resultados.

O capítulo 3 apresenta a informação relativa acerca dos equipamentos experimentais bem como os equipamentos de instrumentação para a obtenção de resultados do trabalho experimental. Para uma melhor compreensão da experiência laboratorial, é referido o esquema de ligações entre os componentes que constituem a unidade experimental.

O capítulo 4 descreve o procedimento experimental implementado, onde são mostrados os parâmetros individuais dos ensaios. Com a análise dos resultados obtidos em forma de gráficos e imagens, são feitas comparações entre as condições de operação bem como os métodos utilizados.

O capítulo 5 emprega todos os resultados obtidos, para que se possa descrever as considerações finais acerca do estudo feito, nomeadamente as condições de operação, se estas apresentam vantagens ou desvantagens com fundamento nos métodos estudados através da bibliografia. No fim, são descritas sugestões para trabalhos futuros com o objetivo de aprimorar os processos de atenuação da formação de gelo.

2. Fundamentos teóricos

2.1. Introdução

O presente capítulo, tem como principal objetivo apresentar diversos tópicos relacionados com o estudo, nomeadamente o sistema de refrigeração por compressão de vapor, a formação de gelo na superfície dos permutadores, as aplicações do sistema de refrigeração de compressão de vapor, a psicrometria, os métodos de atenuação da formação de gelo incluindo o método de descongelação proposto.

A refrigeração é definida como um processo de remoção de calor, de um meio que seja sólido, líquido, ou gasoso, com o objetivo de reduzir a temperatura do mesmo. (Dinçer e Kanoglu, 2010) Para uma melhor compreensão do trabalho desenvolvido e a sua importância, são apresentados os próximos subcapítulos com os princípios essenciais.

2.1.1. Refrigeração

A nível histórico, a refrigeração foi marcada por dois períodos, o período da refrigeração natural, que se iniciou na pré-história e acabou na segunda metade do séc. XIX. A partir deste momento iniciou-se o segundo período da refrigeração que permanece até aos dias de hoje, denominada de refrigeração artificial.

Durante muitos anos, o frio foi concebido a partir de gelo recolhido a partir de lagos e rios congelados naturalmente. O gelo era removido e guardado em câmaras subterrâneas coberto com isolamentos disponíveis na época, da maneira que fosse possível a redução de perdas e que permitisse a sua utilização posterior. (Gosney, 1982) Outro método usado para a obtenção de gelo era através do arrefecimento noturno, em que uma fina camada de água era exposta no exterior. Através de trocas de calor por convecção e radiação com a atmosfera e pela evaporação do líquido, a água solidificava.

A refrigeração natural foi aplicada muitos anos, mas era condicionada pelas condições atmosféricas, o que impedia a produção de grandes quantidades de frio. A qualidade da água dos rios e dos lagos de onde o gelo era removido, também começou a ser questionada pelos consumidores. (Smith, 2004) Estes motivos levaram ao desenvolvimento de métodos artificiais de produção de frio. A primeira tentativa foi realizada pelo professor William Cullen, na Universidade de Glasgow, em 1755. Esta experiência, consistiu na formação de gelo através da remoção de calor de uma pequena quantidade de água, que estava em contacto térmico com um recipiente que continha éter, que evaporava a temperaturas baixas, devido à ação de uma bomba de vácuo manual. Como o circuito era aberto, esta ideia não foi implementada em grande escala,

pois apesar de absorver grandes quantidades de calor quando mudava de fase após a evaporação, o éter era libertado para a atmosfera. (Gosney, 1982)

Por volta do ano de 1805, Oliver Evans propôs a ideia de um sistema de refrigeração fechado, em que o fluido refrigerante seria evaporado e condensado sucessivamente. Mais tarde, em 1834 este sistema veio a ser patenteado por Jacob Perkins, considerado o primeiro de todos os sistemas de refrigeração de vapor, o que originou mudanças na refrigeração, que passou a ser obtida artificialmente.

Com os avanços de diversas áreas de conhecimento, das quais se destacam as áreas de compressores, motores elétricos e controladores, como o desenvolvimento dos fluidos refrigerantes sintéticos, que foram inseridos no mercado por volta de 1930, os frigoríficos domésticos expandiram-se mundialmente, sendo comercializados em grande escala.

2.2. Sistemas de Refrigeração

Segundo o físico Rudolf Clausius, a transferência de energia é feita sob a forma de calor, o que implica que o calor não pode transitar da fonte fria para a fonte quente. (Oliveira, 2012) No sistema de refrigeração acontece o oposto e para que funcione é necessário fornecer energia na forma de trabalho.

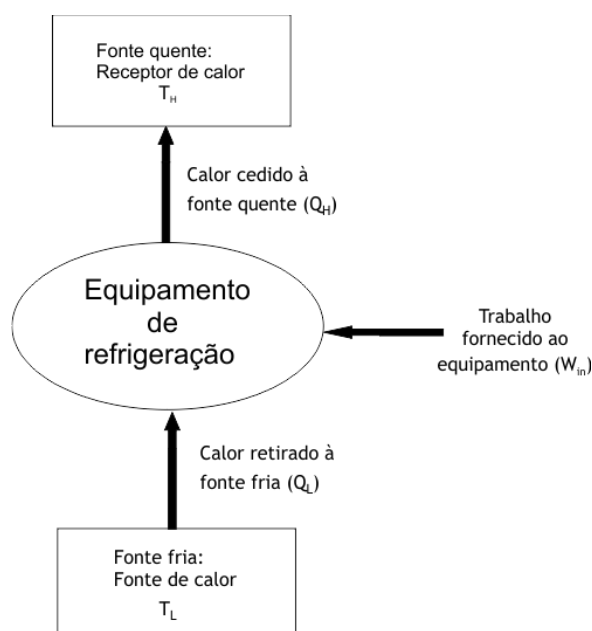


Figura 2.1: Funcionamento da máquina de refrigeração

A figura 2.1 ilustra o funcionamento da máquina de refrigeração. As máquinas de refrigeração têm o objetivo de remover o calor da fonte fria, que tem o valor de temperatura (T_L). Com a

remoção de uma carga térmica (Q_L) é obtida a potência térmica de refrigeração. O processo só fica completo com a existência da rejeição de carga térmica para a fonte quente (Q_H) que se encontra a uma temperatura (T_H). Para que estes processos funcionem é necessário o fornecimento de potência mecânica, sob a forma de trabalho W , para que a máquina funcione corretamente.

Na atualidade, os sistemas de refrigeração utilizados produzem frio continuamente e utilizam fluidos frigorigêneos em circuito fechado. Estes tipos de sistemas podem ser divididos em sistema de compressão de vapor, sistema de absorção e sistema de expansão de ar ou gás. O sistema mais utilizado, na maioria das aplicações de produção de frio a nível mundial, é o sistema de compressão de vapor. (Koelet, 1997) Devido à sua capacidade, baixo custo e uma ótima eficiência energética, é capaz de cumprir as temperaturas ideais na indústria, comparado com os outros tipos de sistemas.

2.2.1. Ciclo de compressão de vapor

Como foi referido no ponto anterior, o sistema de refrigeração por compressão de vapor é o sistema mais utilizado nas diversas máquinas no nosso quotidiano (frigoríficos, congeladores, sistemas de ar-condicionado, sistemas de refrigeração, entre outros).

As máquinas de refrigeração que se caracterizam pela utilização de ciclos de compressão de vapor exigem quantidades de energia significativas para poderem refrigerar como é pretendido. (Jani et al., 2015)

O ciclo de compressão de vapor, é um sistema que tem o principal objetivo de refrigerar o ar escoado, retirando o calor proveniente do mesmo por um fluido refrigerante. O seu funcionamento consiste num ciclo de fluido refrigerante, que é sujeito a quatro processos termodinâmicos (compressão, condensação, expansão e evaporação).

Nos equipamentos que apliquem esta tipologia de ciclo, como é o caso das vitrinas de refrigeração, o permutador compacto de refrigeração constitui o elemento direto de refrigeração, assumindo-se como elo de ligação entre o ciclo e o espaço a refrigerar. (Sette, 2015).

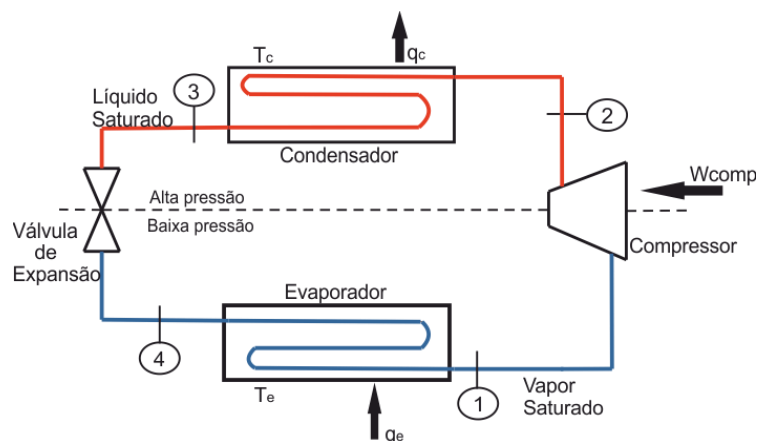


Figura 2.2: Esquema representativo de um sistema básico de refrigeração por compressão de vapor

Na figura 2.2 é apresentado o esquema de um ciclo de compressão de vapor. Quando o compressor é ativado, através do trabalho empregue no fluido este irá comprimir o fluido refrigerante num processo isentrópico, que deixa de ser vapor saturado a baixa pressão e passa a ser vapor de alta pressão, devido à diminuição do volume e do aumento da temperatura do fluido refrigerante (Processo 1-2). De seguida, o fluido refrigerante é conduzido até ao condensador que, através da superfície externa irá retirar calor ao fluido, o que resulta na condensação do fluido refrigerante, através de um arrefecimento isobárico, passando de vapor saturado a líquido saturado (Processo 2-3). Este é direcionado para uma válvula de expansão, onde acontece uma queda de pressão (alta pressão passa para baixa pressão) através de uma expansão isentálpica (Processo 3-4), seguindo para o evaporador onde este recebe o calor resultante do ambiente em que este encontra inserido, que através de um processo de aquecimento isobárico, transformando o líquido saturado do refrigerante em vapor saturado (processo 4-1), e este segue para o compressor e o ciclo volta-se a repetir.

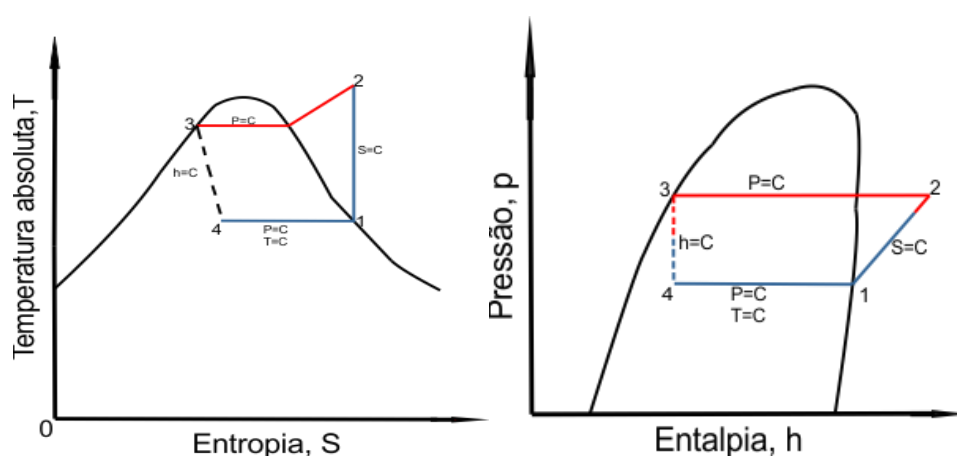


Figura 2.3: Diagrama T-s (esquerda) e Diagrama p-h (direita) (Adaptado ASHRAE, 2013)

Para uma melhor compreensão do ciclo de compressão de vapor, na figura 2.3 é dada a sua representação nos diagramas T-S e p-h.

Para além dos diagramas apresentados, há ainda outros fatores que são importantes no ciclo de compressão de vapor, que devem ser considerados, como a potência térmica transferida pelo condensador (\dot{Q}_H), a potência térmica de refrigeração (\dot{Q}_L) e a potência do compressor (\dot{W}_{comp}).

A equação para fazer o cálculo da energia, com base nestes parâmetros, é dada pela expressão 2.1.

$$\dot{W}_{comp} + \dot{Q}_L = \dot{Q}_H \quad (2.1)$$

A equação para determinar o valor da eficiência do ciclo de compressão de vapor é determinado a partir do cálculo da divisão entre a potência térmica e a potência do compressor, através da expressão 2.2.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{comp}} \quad (2.2)$$

2.2.2. Componentes do sistema de refrigeração por compressão de vapor

2.2.2.1. Compressor

Um dos elementos mais importantes do sistema de refrigeração por compressão de vapor é o compressor, que exige um maior conhecimento em relação aos outros elementos. É o maior consumidor de energia e por isso, apresenta custos superiores em termos de operação no sistema. Para que a evaporação do fluido frigorífero seja obtida a uma temperatura inferior à temperatura de condensação, a função do compressor é realizar um diferencial de pressão que faz com que o fluido se desloque no circuito de refrigeração. (Jabardo et al., 2002)

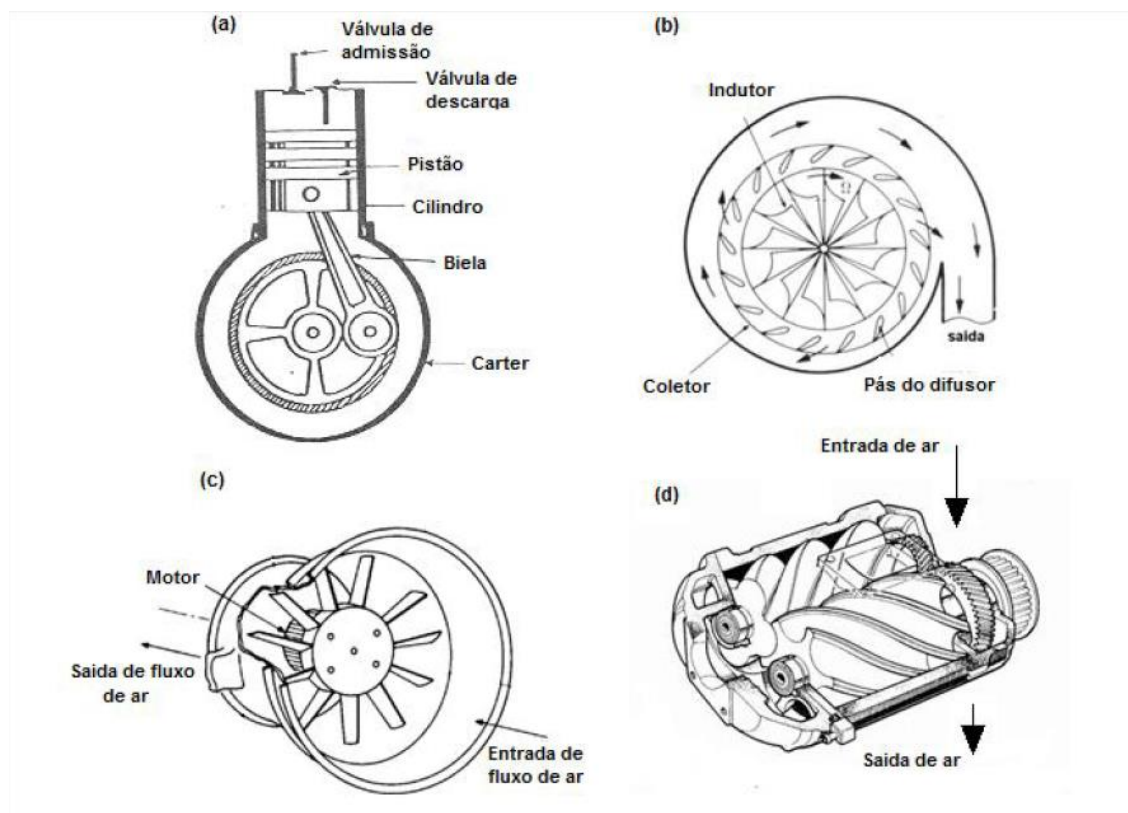


Figura 2.4: Tipos de compressores: (a) Compressor Alternativo; (b) Compressor Centrífugo; (c) Compressor Axial; (d) Compressor de Parafuso (Koelet, 1997)

Na figura 2.4 são apresentados os diferentes tipos de compressores. A potência de refrigeração ou de aquecimento que o sistema precisa são os elementos-chave para a escolha do compressor, onde estes são diferenciados como máquinas de deslocamento vertical ou máquinas positivas. (Dinçer e Kanoglu, 2010)

Os compressores alternativos, os compressores de parafuso, os compressores rotativos de palhetas e os compressores de Wankel, são considerados máquinas de deslocamento positivo. A função destes compressores é aumentar a pressão de vapor do fluido frigorífero, apelando à redução do volume interno da câmara de compressão. Os compressores de turbina, centrífugos e os compressores dinâmicos têm a função de aumentar a pressão do fluido frigorífero, através da conversão da pressão dinâmica em pressão estática.

2.2.2.2. Condensador

O elemento responsável pela transferência de calor entre o fluido frigorífero e o fluido absorvedor é o condensador, que rejeita todo o calor do sistema. O condensador é um permutador de calor que tem a finalidade de arrefecer, condensar e subarrefecer o fluido frigorífero proveniente do compressor.

Como o fluido está no estado de alta temperatura e pressão, este entra no condensador em vapor sobreaquecido e sai na forma de líquido saturado. A sua principal escolha para um sistema é a sua capacidade de transferência de calor. Com a entrada do fluido frigorígeno no condensador, a energia sob a forma de calor sensível é retirada ao fluido. Quando o fluido atinge a temperatura de condensação, acontece uma perda de calor latente, o que leva à passagem do estado gasoso para o estado líquido. Conseqüentemente, a condensação do fluido frigorígeno provoca a perda de calor sensível, o que origina uma redução significativa de temperatura. Na figura 2.5, é apresentada os diferentes tipos de condensadores.

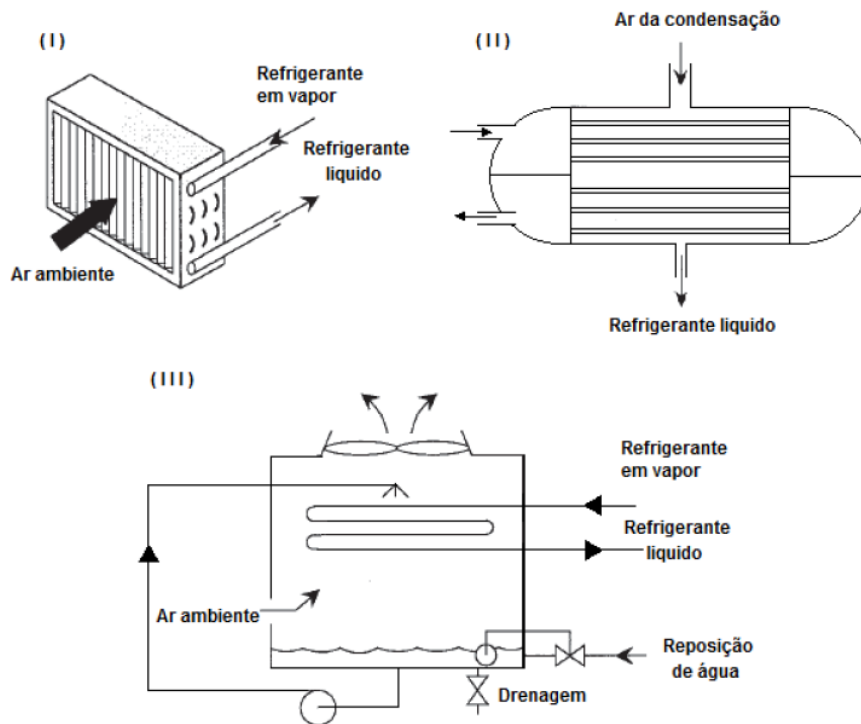


Figura 2.5: Tipos de condensadores: (I) Refrigerado a ar; (II) Refrigerado a água; (III) Evaporativo (Jabardo et al., 2002)

Os condensadores podem ser arrefecidos a ar, a água ou ser do tipo evaporativos. Devido à facilidade de operação e instalação, e aos baixos custos, os condensadores arrefecidos a ar são os mais usados nos sistemas de refrigeração. No entanto, os condensadores arrefecidos a água, operam de forma mais eficiente que os condensadores arrefecidos a ar, especialmente em períodos de elevada temperatura ambiente, conferindo pressões mais elevadas. (Silva, 2005) Os condensadores do tipo evaporativo, apesar de serem mais eficientes, apresentam limitações devido à complexidade do seu funcionamento.

2.2.2.3. Evaporador

O evaporador, tal como o condensador, é um permutador de calor, com a função de retirar a carga térmica de determinados ambientes. Usado na refrigeração, arrefecimento, congelação e condicionamento de ar, é o componente indispensável no sistema de refrigeração. O evaporador deve ser seleccionado para que absorva a carga térmica de forma eficaz. O seu dimensionamento deve evitar a queda de pressão entre a entrada e a saída, dependendo da eficiência que se quer implementar no sistema. (Ferraz, 2008)

Existem dois tipos de evaporadores, os secos e os inundados, que depende do meio que se pretende arrefecer. A função dos evaporadores secos passa pelo arrefecimento de ar em ambientes fechados, aplicados em sistemas de ar-condicionado. O fluido frigorigéneo passa pela válvula de expansão termostática e entra no evaporador, onde acontece a sua vaporização e o seu sobreaquecimento. Nas figuras 2.6 e 2.7, são apresentados os tipos de evaporadores.

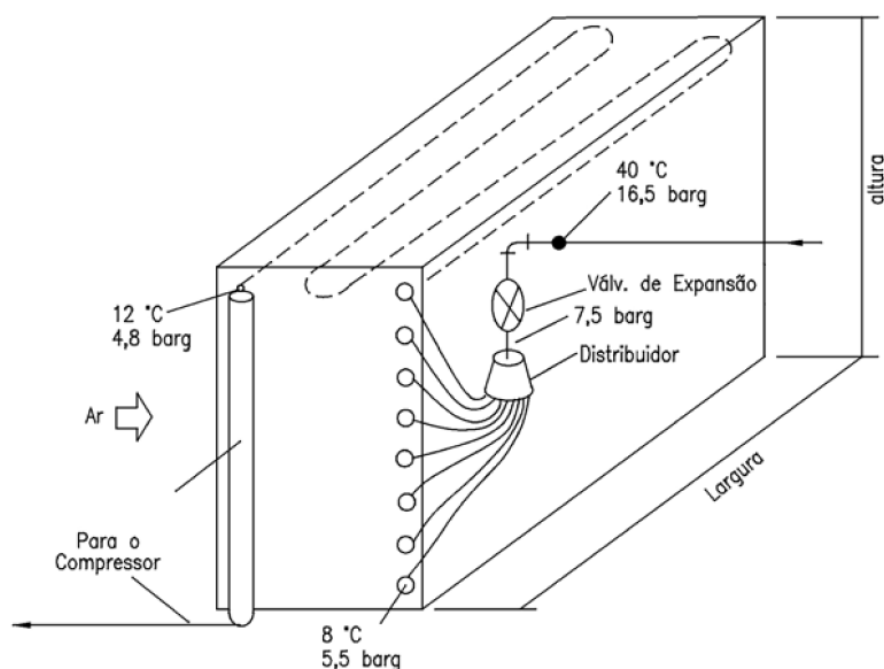


Figura 2.6: Evaporador de sistema de alimentação do tipo seco (Silva, 2005)

Para o arrefecimento de líquidos, como por exemplo, em processos industriais, o evaporador a utilizar é o do tipo inundado. (Silva, 2005) A admissão do fluido frigorigéneo passa pela válvula de expansão de boia e entra no evaporador, onde o fluido é escoado pelos tubos do evaporador, removendo o calor do meio a ser refrigerado. Após a remoção do calor, o fluido frigorigéneo transforma-se numa mistura de líquido e de vapor, no interior do evaporador há um separador em que a parte líquida retorna para o evaporador e o vapor saturado segue para o compressor. No entanto, este evaporador apresenta um custo elevado em termos de instalação e de operação.

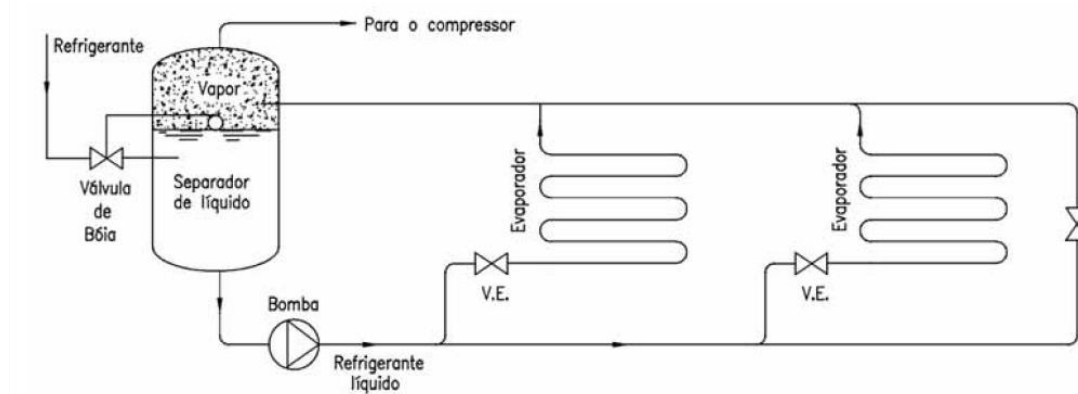


Figura 2.7: Evaporador de sistema de alimentação do tipo inundado (Silva, 2005)

2.2.2.4. Válvula de expansão

Para que ocorra a redução da pressão de condensação até à pressão de evaporação do fluido frigorigéneo, é necessário usar uma válvula de expansão. A válvula de expansão altera a pressão do líquido saturado, ou seja, ocorre a mudança de alta pressão para baixa pressão, e assim a entrada do caudal no evaporador é regularizada.

Existem diversos tipos de válvulas de expansão. O princípio de funcionamento das válvulas termostáticas, passa pela variação da temperatura à saída do evaporador, onde as válvulas abrem e fecham com o intuito de a temperatura se manter sempre constante. A função das válvulas de expansão a pressão constante e de tubo capilar, resulta de uma perda de carga proveniente do movimento no interior do tubo e/ou de boia.

Para além destas válvulas de expansão, também há a possibilidade de usar as válvulas eletrónicas, apesar de apresentarem um custo superior, estas são mais arrojadas em termos de eficiência, devido à regulação do caudal que passa a ser feita de forma autónoma e eficaz.

2.2.3. Aplicações do sistema de Refrigeração por compressão de vapor

A utilização da refrigeração é cada vez mais indispensável nos dias atuais em diversos setores. O sistema que utiliza a compressão de vapor é o sistema de refrigeração mais comum. Estes estão presentes em diversos setores, quer a nível dos transportes, a nível doméstico, a nível industrial, entre outros.

A nível doméstico, os sistemas de refrigeração que utilizam o ciclo de compressão de vapor são os frigoríficos, os congeladores e os sistemas de ar-condicionado. Para conservar e prolongar a

validade dos alimentos, são usados os frigoríficos e os congeladores. Os sistemas de ar-condicionado são equipamentos de climatização para proporcionar conforto térmico, ou seja, têm a função de regular a qualidade do ar no interior dos edifícios, e podem fornecer, por escolha do utilizador, aquecimento ou arrefecimento obtido a partir de um único sistema.

No setor industrial, os sistemas de refrigeração com base na compressão de vapor são utilizados na indústria química, petroquímica e alimentar. Na indústria química e petroquímica, permite a regulação das temperaturas, com o intuito de realizar diversos processos químicos a temperaturas ponderadas. Na indústria alimentar, a aplicação deste sistema passa pelo armazenamento de alimentos congelados e a conservação de alimentos a temperaturas baixas. Os produtos são conservados e transportados até aos pontos de venda sem que haja oscilação de temperatura desde o seu embalamento até ao ponto de venda, para que o produto não comprometa o seu prazo de validade e se mantenha em condições ideais para o seu consumo.

A liquefação de gases (oxigénio, azoto, propano, metano, etc.) e a purificação de ar comprimido são outros exemplos da utilização dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor em aplicações industriais. (ASHRAE, 2011)

No ramo comercial, os sistemas de refrigeração por compressão de vapor também estão presentes. As máquinas de venda automática e os expositores de produtos alimentares, em parte são constituídos por estes sistemas de refrigeração.

Em fase de crescimento no mercado, os sistemas de refrigeração por compressão de vapor estão a ser aplicados em grandes infraestruturas com o objetivo de arrefecer os sistemas computacionais, utilizados para alojamento e tratamento de dados.

2.3. Psicrometria

A psicrometria estuda as propriedades termodinâmicas, com a finalidade de analisar as propriedades dos processos e das condições que envolvem a mistura do ar. O ar atmosférico é constituído por muitos componentes gasosos, vapor de água e diversos contaminantes como fumo, poeiras e gases poluentes, normalmente presentes em locais afastados das fontes de poluição. (ASHRAE, 2013)

2.3.1. Propriedades do ar seco

O ar seco é ar atmosférico, que carece de vapor de água e dos contaminantes, no entanto, a sua composição pode ser variável devido à posição geográfica. O volume de ar seco é constituído por aproximadamente 78% de Azoto (N₂), 21% de Oxigénio (O₂) e 1% representa outros gases. (Harrison, 1965)

2.3.1.1. Volume específico do ar seco

O volume específico do ar seco é constituído pelo volume ocupado por unidade de massa de ar seco. (ASHRAE,2005) A sua unidade do sistema internacional é (m³/Kg). A equação 2.3 permite calcular o volume específico de ar seco, em que a constante específica do gás para o ar seco é representado pelo R_{ar} (287,058 J(Kg.K)).

$$V_{ar} = R_{ar} * \frac{T_{ar}}{p_{ar}} \quad (2.3)$$

2.3.1.2. Calor específico do ar seco

O calor específico do ar seco, é definido pela quantidade de calor que é necessário produzir para que uma unidade de massa aumente 1°C em termos de temperatura, a uma pressão constante. No intervalo de temperaturas de +40°C a +80°C, o valor do calor específico do ar seco é de 1,006 KJ/Kg.K. (ASHRAE, 2005).

2.3.1.3. Entalpia do ar seco

A entalpia do ar seco, é uma propriedade termodinâmica que resulta da soma da energia interna de um sistema, com a finalidade de calcular o produto da pressão com o volume do sistema. (ASHRAE, 2005) A equação 2.4, é responsável pela determinação do valor da entalpia do ar seco, com a multiplicação do calor específico do ar seco com a temperatura do ar seco.

$$H_{ar} = cp_{ar} \times T_{ar} \quad (2.4)$$

2.3.2. Propriedades do vapor de água

2.3.2.1. Volume específico do vapor de água

Considerando o vapor de água como um gás perfeito, o seu volume específico pode ser obtido a partir da equação 2.5, considerando a constante individual do vapor de água $R_v=461,5$ (J/Kg.K). (Frade e Severo, 2006).

$$V_v = R_v \times \frac{T_v}{p_v} \quad (2.5)$$

2.3.2.2. Calor específico do vapor de água

O calor específico do vapor de água apresenta uma variação mínima, para temperaturas entre os -70°C e os 125°C, o que foi visto anteriormente no caso do calor específico para o ar seco. Devido a esta baixa variação de valores, é assumido que o calor específico do vapor de água para situações regulares é de 1,84 KJ/Kg.K. (Frade e Severo, 2006)

2.3.2.3. Entalpia do vapor de água

O valor da entalpia para o vapor de água pode ser determinado a partir da equação 2.6, no entanto, o valor do calor específico da água referido no ponto 2.3.2.2. da dissertação, considerando os estudos psicrométricos desenvolvidos em condições normais, o valor de 1,84 KJ/Kg.K deve ser implementado, o que dá origem à equação 2.7.

A única variável na equação 2.7 passa a ser o valor de temperatura. Para além desse valor, existe ainda uma constante de 2501 KJ/Kg que corresponde ao calor latente de sublimação (Frade e Severo,2006).

$$H_v = 2501 + cp_v \times T_v \quad (2.6)$$

$$H_v = 2501 + 1,84 \times T_v \quad (2.7)$$

2.3.3. Propriedades do ar húmido

O ar na atmosfera, como foi referido no ponto 2.3, é uma mistura de gases constituído por dois componentes, o ar seco e o vapor de água. A quantidade de água no ar húmido pode variar de zero, e é considerado ar seco, até um máximo dependendo da temperatura e da pressão.

Como o ar húmido ou seco e o vapor de água são considerados gases perfeitos, ou seja, numa mistura gasosa, cada um dos elementos exerce a mesma pressão, tanto a mistura ou o elemento isolado, no mesmo espaço e à mesma temperatura, obedecem à lei de Dalton. (ASHRAE,2005; Frade e Severo, 2006)

No caso individual, em que o ar é constituído por ar seco e vapor de água, o cálculo da pressão total para a mistura pode ser obtido a partir da equação 2.8, que resulta da soma da pressão parcial do ar seco com a pressão parcial do vapor de água.

$$P = P_{ar} + P_v \quad (2.8)$$

2.3.4. Variáveis psicrométricas

Estas variáveis psicrométricas caracterizam o ar húmido, as temperaturas de bolbo seco e de bolbo húmido, as humidades absoluta e relativa, a temperatura do ponto de orvalho, os volumes específicos e a entalpia. (ASHRAE, 2005)

Todas estas variáveis estão representadas na figura 2.8. Nos seguintes pontos será feita uma breve descrição de cada uma destas variáveis.

2.3.4.1. *Temperatura de bolbo seco*

A temperatura de bolbo seco, corresponde vulgarmente à temperatura do ar. Com recurso a um termómetro comum sem estar exposto à radiação, a temperatura pode ser medida num espaço. A humidade relativa não afeta o valor obtido pelo termómetro. (ASHRAE,2005)

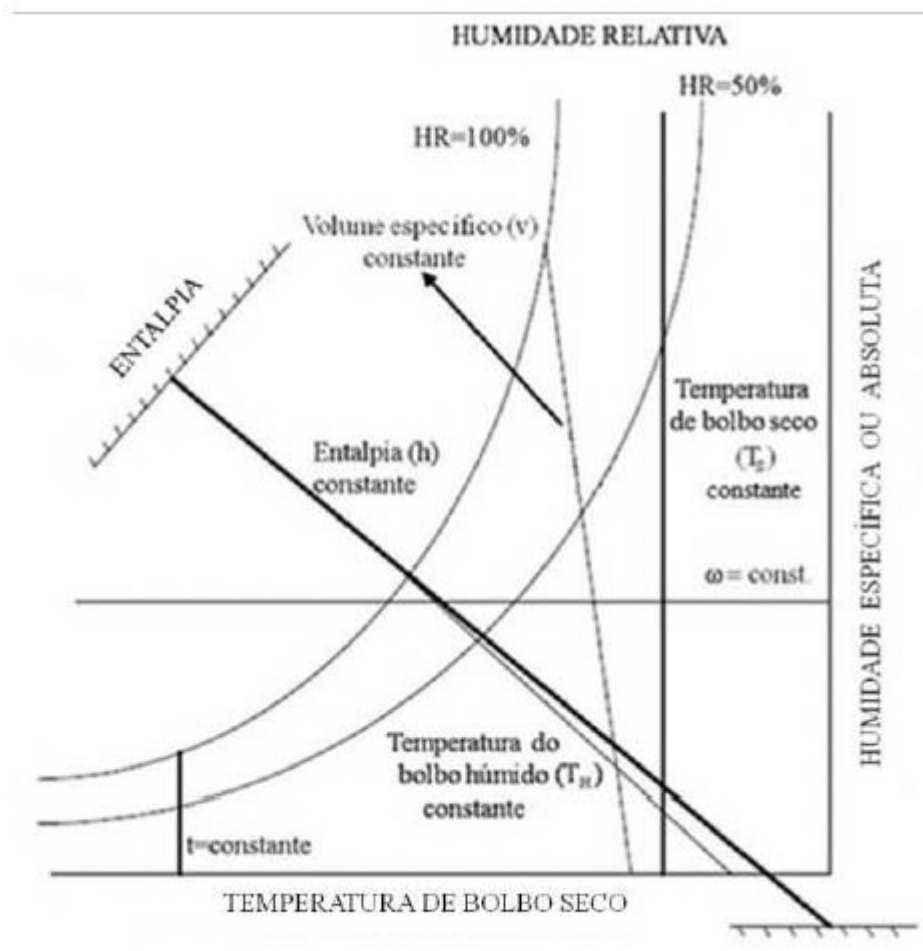


Figura 2.8: Representação do diagrama psicrométrico (ASHRAE, 2005)

2.3.4.2. Temperatura de bolbo húmido

É o valor mínimo de temperatura, que pode ser obtida apenas, através da evaporação da água, em que reflete as propriedades físicas no sistema constituído pela evaporação de água no ar.

Para que ocorra evaporação, é necessário o consumo de calor, o que provoca arrefecimento, devido às moléculas que têm maior energia cinética evaporam e as que têm menor energia ficam provocando a diminuição da temperatura do líquido, o que pode ser definido por arrefecimento evaporativo.

A temperatura de bolbo húmido indica a quantidade de humidade no ar, que quanto menor for a humidade relativa, maior será o arrefecimento. A sua medição é realizada por um termómetro de bolbo húmido, que tem o bolbo coberto por uma malha porosa (geralmente de algodão), que fica submersa num recipiente que contém água destilada, que tem que ficar constantemente húmida devido ao efeito da capilaridade.

O termómetro de bolbo húmido indica uma temperatura mais baixa que a do ar ambiente, devido ao calor retirado do bolbo provocado pela evaporação da água contida na malha envolvente. A redução na temperatura de bolbo húmido, resultado da evaporação, é tanto maior quanto mais seco está o ar atmosférico e é nula quando a atmosfera está saturada de vapor de água, ou seja, quando a humidade relativa do ar apresenta o valor de 100%. (ASHRAE,2005)

2.3.4.3. Humidade absoluta

A humidade absoluta ou específica de uma amostra de ar húmido é a razão entre a massa de vapor de água e a massa de ar seco dessa amostra. (ASHRAE, 2005)

A humidade absoluta é medida através da condensação de toda a água contida numa determinada amostra de ar para um recipiente que será pesado e assim é possível quantificar a humidade absoluta nessa amostra. A unidade da humidade absoluta é expressa em (g/m³). (ASHRAE,2005)

2.3.4.4. Humidade relativa

A humidade relativa traduz-se pela quantidade de vapor de água presente na atmosfera. Em termos físicos, a humidade relativa é definida como a razão da quantidade de vapor de água presente numa amostra de ar atmosférico, com a quantidade máxima de vapor de água que pode suportar a uma determinada temperatura e pressão. A humidade relativa permite avaliar e prever a possibilidade de ocorrência de precipitação, orvalho ou nevoeiro. (ASHRAE, 2005)

2.3.4.5. Temperatura do ponto de orvalho

A temperatura do ponto de orvalho, é definida pela temperatura a que o ar húmido passa a estar saturado, devido a um processo de refrigeração, o vapor de água começa a condensar. É neste ponto que a quantidade de vapor de água atinge o seu máximo para uma determinada temperatura e pressão constante. (ASHRAE, 2005)

2.3.4.6. Calor latente

A energia necessária para que determinada substância mude de estado físico é definida por calor latente. Consequentemente, há um aumento da humidade absoluta sem interferir no valor da temperatura. O calor latente pode ter valores negativos ou positivos e deste modo, é possível saber se a substância está a receber ou a perder calor. (Stoecker e Jones, 1985 e Freitas, 2007) A troca de calor latente pode ser feita através de fusão, evaporação, condensação, solidificação e sublimação. (Stoecker e Jones, 1985)

2.3.4.7. Calor Sensível

O calor sensível é definido pela energia térmica que é recebida por transferência de calor entre dois meios com temperaturas diferentes. Esta transferência pode ocorrer por condução, convecção e radiação. (Stoecker e Jones, 1985)

2.4. A formação de gelo na superfície dos permutadores

Na presente dissertação, já foi visto que a formação de gelo é um obstáculo para a superfície dos permutadores devido à barreira que é criada impedindo o escoamento de ar corretamente. Antes de se formar gelo, moléculas de água se formam na superfície do permutador, devido à condensação formada pela diferença de temperatura do fluido e do ar que escoam no permutador. A molécula de água é constituída por um átomo de oxigénio e dois átomos de hidrogénio, que devido à ação de cargas elétricas estas repelam-se e formam um ângulo de $104,5^\circ$ (figura 2.9). As moléculas de água possuem receptores de pontes de hidrogénio, o que lhe dá a capacidade de se poder agrupar com outras moléculas de água. (Silva, 2012)

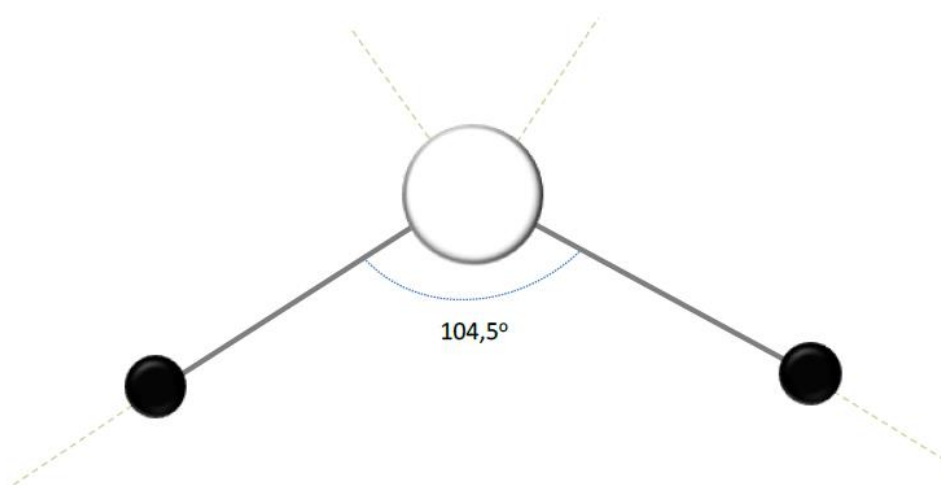


Figura 2.9: Representação da molécula de água (Adaptado de Silva, 2012)

2.4.1. Mecanismos de Formação de gelo

De certo modo, a formação de gelo pode passar por dois métodos distintos (gelo e geada). O método do gelo pode ter origem no processo vapor-líquido-sólido, o que resulta na solidificação da água pura, transformando-se em gelo, apresentando uma estrutura sólida maciça. (Sette, 2015) A geada resulta da sublimação inversa do vapor de água, quando esta, está com uma pressão de saturação da água inferior ao ponto triplo¹ da mesma, que apresenta uma estrutura porosa com cristais de gelo irregulares. Na figura 2.10 é possível visualizar estes dois métodos.

O gelo apresenta uma melhor resistência comparado com a geada, pois o gelo quando é formado torna-se sólido e maciço, enquanto a geada contém pequenas bolsas de ar. Como resultado, a distinção das propriedades termofísicas dos dois produtos (gelo e geada), é importante referir que estes possuem coeficientes de transferência de calor diferentes, derivado às disparidades entre as condições para a sua transformação. (Sette, 2015)

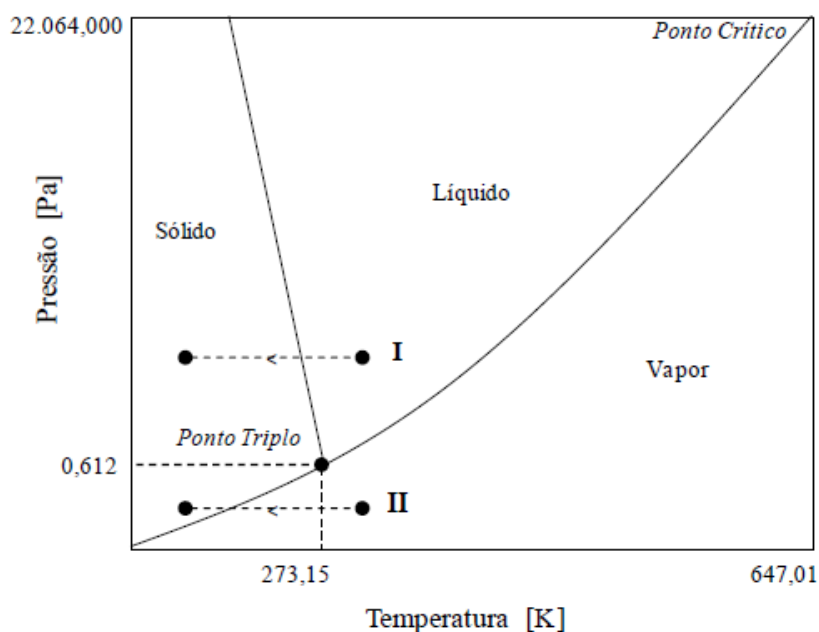


Figura 2.10: Diagrama de fases da água (Adaptado de Silva, 2012)

1- Estado particular da água, função da sua temperatura e pressão, no qual coexistem em equilíbrio as três fases de agregação de uma substância.

2.4.2. Processo de formação de gelo

As gotículas subarrefecidas congelam mais rapidamente quando sujeitas a temperaturas de superfície menores e HR maiores, apresentado um menor tamanho com temperaturas de superfície menores e HR menores. Quando a temperatura do fluido frigorífero se encontra abaixo dos 0°C, a água presente no ar escoado irá ficar retida nas alhetas dos permutadores, devido à temperatura que se encontra abaixo do ponto de orvalho e do ponto de solidificação da água, que irá originar a deposição de gelo. (Wu et al.,2007)

A formação de gelo pode ser subdividida em três estados distintos. O primeiro estado dá-se pelo nome de nucleação, onde são formados os cristais de gelo (embrião) através da condensação do vapor de água contido no ar, sendo classificado como um processo heterogéneo. O segundo estado, é o crescimento (fase intermédia), que quando o embrião formado atinge o seu raio crítico, é impedido de crescer mais, o que faz com que novos cristais de gelo se depositem na superfície do embrião. Com isto a camada de gelo irá tornar-se mais espessa e a partir deste ponto, a eficiência do sistema começa a ser prejudicada, é criada uma resistência térmica. O terceiro estado, é a saturação, onde ocorrem várias nucleações que ocupam os espaços livres, aumentando a camada e a densidade do gelo, e o ar tem dificuldade em passar nos permutadores. A figura 2.11 mostra as características dos cristais de gelo em função da temperatura e da sobressaturação do ar para a pressão de 1 atm.

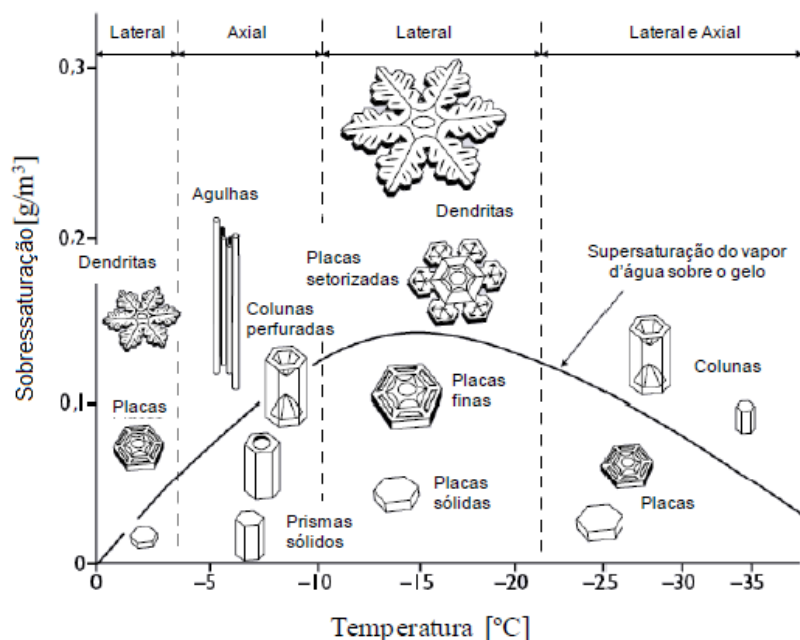


Figura 2.11: Características dos cristais de gelo em função da temperatura e da sobressaturação do ar para a pressão de 1 atm (Adaptado de Libbretch e Yu, 2010)

A figura 2.12 ilustra a evolução da formação de gelo ao longo do tempo sobre uma superfície plana. Na fase inicial de deposição dos cristais de gelo, estes funcionam como alhetas e ajudam inclusivamente a maximizar o processo de transferência de calor entre a superfície e o ar, devido ao aumento da turbulência do escoamento. Depois de se formar uma camada contínua de gelo, este torna-se num isolante, degenerando a transferência de calor. (Liu et al., 2005)

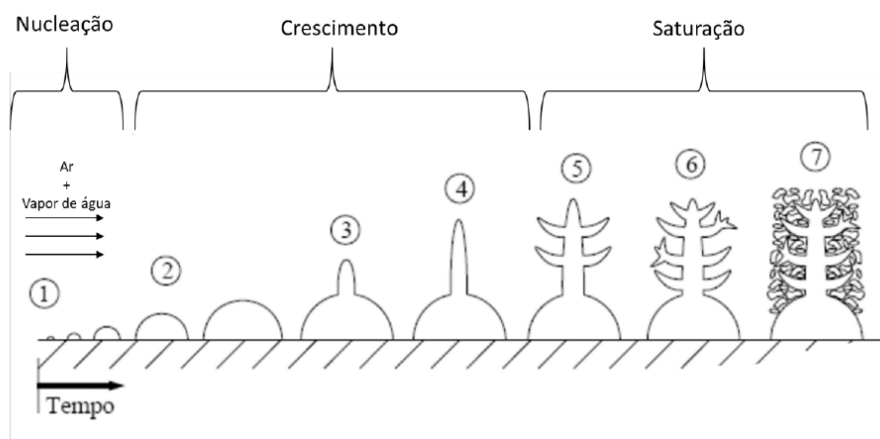


Figura 2.12: Evolução da formação de gelo ao longo do tempo sobre uma superfície plana (Adaptado Tao et al., 1993)

2.4.3. Impacto da formação de gelo

A diminuição da eficiência energética, deve-se ao facto da formação do gelo na superfície dos permutadores de serpentina alhetados, nomeadamente entre as alhetas, o que impede a passagem correta do ar, afetando o seu correto funcionamento. Em certos casos, este problema pode provocar efeitos irreversíveis como por exemplo, na refrigeração de produtos alimentares, estes podem deteriorar-se mais rapidamente devido à insuficiência do sistema (aumento da temperatura).

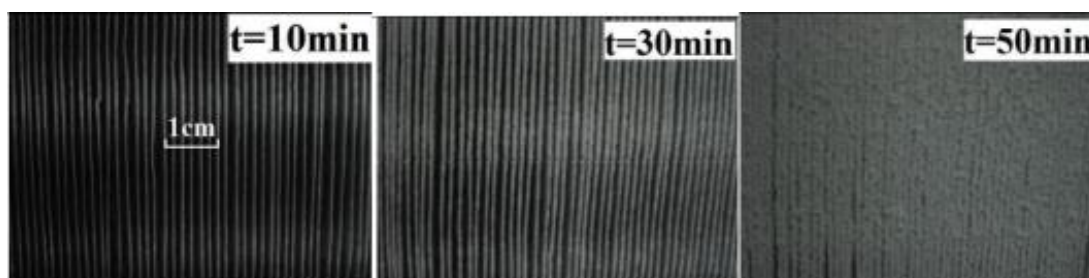


Figura 2.13: Processo de formação de gelo (Adaptado Wang et al., 2015)

Na figura 2.13 pode-se perceber o impacto da formação de gelo num permutador de calor. De acordo com o autor (Wang et al.,2015) apresentando as condições iniciais impostas de temperatura de 5°C, humidade relativa de 65 %, velocidade do ar no valor de 1,2 m/s e com a temperatura do fluido refrigerante na ordem dos -10°C, testou a formação de gelo. Após 10 minutos existem alguns cristais de gelo, depois de 30 minutos, as superfícies das alhetas ficaram cobertas por uma camada de gelo, no fim de 50 minutos, as alhetas ficaram quase preenchidas ao máximo pela camada de gelo. A espessura de gelo ao fim de 20 minutos foi de 0,82 mm. Com isto, o crescimento de gelo leva ao decréscimo da velocidade do ar.

Para diminuir o impacto, o sistema de refrigeração deve estar incluído com sistemas de descongelação adicionais. Apesar de ser uma solução correta para manter uma boa eficiência energética, estes sistemas de descongelação podem apresentar algumas desvantagens, como o aumento da temperatura do ambiente refrigerado e a diminuição da área de contacto do ar que passa na superfície do permutador.

2.5. Métodos de descongelação

Como foi visto no subcapítulo “1.3.2- Métodos de descongelação”, têm sido aplicados diversos métodos de descongelação para atenuar/eliminar o gelo formado no permutador compacto de refrigeração. Nos seguintes pontos são apresentados os principais métodos de descongelação aplicados

2.5.1. Descongelação por interrupção de ciclo

A descongelação com interrupção de ciclo, ou por convecção natural consiste na interrupção do período de refrigeração, que faz com que o gelo derreta através do aumento da temperatura, controlado através de um temporizador. A sua aplicação é comumente usada nos sistemas de refrigeração de bebidas, em que as temperaturas operacionais do equipamento são sempre positivas.

2.5.2. Descongelação por resistência elétrica

A descongelação por resistência elétrica, utiliza resistências elétricas acopladas à superfície do evaporador. (Morman e Fikkin, 2015) Trata-se de um método mais autónomo controlado com um temporizador e um termostato, o seu processo inicia-se com a interrupção do sistema (refrigeração e ventilação forçada) através de um temporizador regulado para os ciclos de congelação, as resistências elétricas são ativadas e o gelo derrete, posteriormente o termostato ativa apenas o sistema de refrigeração, fazendo com que a ventilação forçada volte a funcionar

pouco tempo depois, de modo a evitar que os produtos sejam influenciados pelo aumento de temperatura provocada pelo método.

2.5.3. Descongelação por gás quente

A descongelação por gás quente, é aplicado através de uma interrupção do sistema de refrigeração, em que o vapor proveniente do compressor é aplicado diretamente nas superfícies do evaporador e faz com que o gelo derreta rapidamente. As elevadas pressões de sucção atingidas exigem a aplicação de uma válvula de pressão no final da linha de sucção para que o motor do compressor esteja protegido. (Silva, 2013) Este método tem o mesmo funcionamento que o das resistências elétricas, primeiramente o sistema de refrigeração é ativado e algum tempo depois a ventilação forçada. É um tipo de descongelação mais económico a longo prazo devido à redução dos tempos e frequência dos ciclos de descongelação.

2.5.4. Descongelação por pulverização de água

A descongelação por pulverização de água, é um método que pulveriza água a uma determinada temperatura, aplicada na superfície do evaporador. Apesar de ser um método mais simples em comparação com os outros, e de ter a vantagem da rápida descongelação, apresenta a desvantagem de se a água resultante da descongelação do gelo não for retirada do evaporador, esta pode interferir com os produtos que estão a ser refrigerados.

2.5.5. Descongelação por ciclo reverso

A descongelação por ciclo reverso (RCD), é um método que emprega a reversão do ciclo do fluido frigorígeno através da inclusão de uma válvula de 4 vias, em que o evaporador assume o papel de condensador durante o período de descongelação.

Existem diversos métodos de descongelação para melhorar a eficiência dos sistemas de refrigeração, mas, no entanto, nenhum ainda consegue atingir a otimização perfeita, devido aos tempos certos necessários e a correta utilização na melhoria da eficiência energética.

2.6. Método de descongelação proposto

Para que se possa aplicar um método de descongelação num sistema de refrigeração, este deve ser bem analisado, estudado e verificado, de modo o sistema atingir a maior eficiência energética e evitar custos desnecessários que se possam detetar mais tarde. Para que isto seja possível, é

necessário encontrar as temperaturas de funcionamento bem como a finalidade dos equipamentos de refrigeração e o meio em que vai ser instalado. Assim, com estas condições todas determinadas é possível o dimensionamento e escolher qual o melhor método de descongelamento se adequa no sistema de refrigeração.

Quando o rendimento do sistema de refrigeração for afetado por via do evaporador, é que os sistemas de descongelamento devem ser ativados, para que o aumento da temperatura da área que se pretenda refrigerar seja atenuada.

Na presente dissertação, o método de descongelamento utilizado é o ciclo de ligar/desligar, em que é interrompido o ciclo durante um determinado tempo, com o intuito de aumentar a temperatura do permutador para que o gelo possa derreter. Este sistema não é desligado na totalidade durante o ciclo de interrupção pois é constituído por uma bateria de três permutadores compactos de refrigeração, é desligado apenas um permutador de cada vez, para que o aumento da temperatura proveniente do método não afete muito a área a ser refrigerada.

Este método é aplicado a cada permutador, para que se possa investigar, qual o melhor permutador a ser desligado, o melhor tempo de descongelamento e o melhor intervalo de tempo entre os ciclos de descongelamento, para tentar evitar o excesso de gelo formado nos permutadores de calor, de modo a não perturbar a potência térmica do sistema.

2.7. Formulação

Com a recolha dos dados, como a pressão, temperatura, humidade relativa, velocidade do ar e a hora a que os ensaios foram realizados, procedeu-se a uma análise destes valores com recurso a diversas equações, para ser possível visualizar a evolução dos parâmetros relevantes ao longo dos ensaios. As fórmulas usadas são descritas nos seguintes pontos.

2.7.1. Cálculo da pressão de saturação de vapor

Este parâmetro é essencial para determinar as características da humidade, como a razão de saturação. Para calcular a pressão de saturação de vapor, tanto na entrada como na saída do permutador, recorre-se à equação 2.9.

$$\ln(P_{ws}) = \frac{C8}{T} + C9 + C10T + C11T^2 + C12T^3 + C13 \ln(T) \quad (2.9)$$

Tabela 2.1: Parâmetros das constantes da pressão de saturação de vapor

Constante	Valor da Constante
C8	5800,22
C9	1,391449
C10	-0,04864
C11	4,18E-05
C12	-1,4E-08
C13	6,545967

Esta fórmula é utilizada especificamente com estas constantes (tabela 2.1), porque a pressão de saturação de vapor possui temperatura entre os 0°C e os 200°C. A unidade experimental desta fórmula expressa-se em Pascal. (ASHRAE,2011)

2.7.2. Cálculo da pressão parcial do vapor de água

Com o valor da pressão de saturação de vapor, obtido na equação anterior, é possível calcular o valor da pressão parcial do vapor de água, de acordo com a expressão 2.10. (ASHRAE,2011)

$$\phi = \frac{P_w}{P_{ws}} \Leftrightarrow P_w = \phi \times P_{ws} \quad (2.10)$$

2.7.3. Cálculo da humidade absoluta

Para calcular o valor da humidade absoluta, após determinar o valor da pressão parcial, é utilizada a equação 2.11. (ASHRAE, 2011)

$$w = 0,621945 \frac{P_w}{P - P_w} \quad (2.11)$$

2.7.4. Entalpia do ar húmido

A entalpia de uma mistura de gases perfeitos resulta da soma das entalpias parciais de cada componente, obtendo-se a partir da expressão 2.12. (ASHRAE,2011)

$$h = hda + whg \quad (2.12)$$

A entalpia do ar seco é representada por hda (equação 2.13), expressa em Kg/Kg_{da} , e a entalpia do vapor de água saturado é representada por hg (equação 2.14) e é expressa em Kg/Kg_w . Para a determinação de ambas é necessário recorrer à temperatura de bolbo seco expressa em $^{\circ}\text{C}$. (ASHRAE,2011)

$$hda \cong 1,006t \quad (2.13)$$

$$hg \cong 2501 + 1,86t \quad (2.14)$$

Substituindo as equações 2.13 e 2.14 na equação inicial da entalpia do ar húmido, resulta na expressão 2.15.

$$h \cong 1,006 + w(2501 + 1,86t) \quad (2.15)$$

2.7.5. Cálculo do volume específico do ar húmido

Para determinar o volume específico do ar-húmido, deve-se usar a expressão 2.16, expressa em $\text{m}^3/\text{Kg}_{da}$. (ASHRAE,2011)

$$V = \frac{0,287042(t + 273,15)(1,607858w)}{P} \quad (2.16)$$

2.7.6. Cálculo do caudal volúmico

Para determinar o respetivo caudal volúmico usa-se a expressão 2.17. (ASHRAE,2011)

$$\dot{V} = V \times \frac{\pi \times d}{4} \quad (2.17)$$

2.7.7. Cálculo caudal mássico

O caudal mássico resulta do cálculo da expressão 2.18. (ASHRAE,2011)

$$\dot{m} = \dot{V} \times \frac{1}{V} \quad (2.18)$$

2.7.8. Potência de refrigeração

O resultado da soma do calor sensível com o calor latente é a potência de refrigeração, que pode ser fornecido ou retirado numa massa de ar num determinado processo. O calor total pode ser determinado através da equação para a variação da entalpia, apresentada na equação 2.19. (Jabardo et al.,2002)

$$Q_T = \dot{m}_{ar} \times (h1 - h2) \quad (2.19)$$

2.8. Nota conclusiva

Neste capítulo foram detalhados conceitos teóricos em que é descrito o sistema de refrigeração que é fundamental para um melhor entendimento do estudo realizado. O funcionamento do ciclo de compressão de vapor foi apresentado detalhadamente, como os seus elementos que complementam o seu funcionamento. A formação de gelo nos permutadores de calor, a psicrometria e métodos de atenuação para a formação de gelo também foram descritos. Para concluir este capítulo, é referido o método escolhido para a realização do trabalho experimental, e ainda a formulação com todas as fórmulas que se irão implementar, para se proceder à análise dos resultados obtidos.

3. Instalação experimental

3.1. Introdução

O objetivo deste capítulo, passa pela apresentação do sistema a ser implementado, como os equipamentos de monitorização, os equipamentos de arrefecimento utilizados, a bateria dos permutadores de calor com as respetivas ligações, que são detalhadas em esquemas de conjunto.

Para que as realizações dos ensaios laboratoriais funcionassem da forma correta, foi necessário recorrer a valores de temperatura e HR constantes. Desta forma, para que o ar escoado fosse regulado na entrada da bateria dos permutadores de calor, foi usada a unidade de ar condicionado (UAC). Para aumentar os valores de HR foi implementada uma câmara de humedificação de ar que desta forma auxilia a UAC.

Os ensaios foram realizados com a temperatura ambiente do ar e com a temperatura do fluido frigorífero regulada através do Chiller de refrigeração. Os valores de temperatura e de HR foram recolhidos através de quatro sondas, duas colocadas no início e no fim da bateria dos permutadores, e as outras duas colocadas entre os permutadores, de modo a analisar o comportamento de cada permutador de calor.

A velocidade de escoamento de ar também foi medida através de um anemómetro de fio quente, colocada antes da bateria dos permutadores de calor. A bateria dos permutadores é composta por três permutadores compactos de refrigeração que são submetidas a diversas operações de modo a analisar o seu comportamento em termos de formação de gelo.

3.1. Esquema de Conjunto

Para uma melhor compreensão dos ensaios laboratoriais é necessário entender o esquema de conjunto das ligações e dos componentes que interagem com o banco de permutadores. Na figura 3.1 é apresentado um esquema simplificado dos componentes e das respetivas ligações.

A unidade de ar condicionado (UAC) é o sistema que extrai o ar de uma câmara de humedificação de ar com o objetivo de aumentar a HR, através de um ventilador que escoo o ar para a bateria dos permutadores. Como se trata de um circuito fechado o ar refrigerado pelos permutadores é devolvido à câmara de humedificação de ar.

O Chiller de refrigeração, é responsável pelo arrefecimento da temperatura do fluido refrigerante (solução de água com glicol), sendo possível com a circulação do fluido entre o depósito de armazenamento e o interior do Chiller. Exteriormente ao depósito foi colocada

uma bomba de circulação para retirar o fluido frigorífero e enviá-lo para um distribuidor de 4 vias (estando três ativas) dividindo para os três permutadores. Após passar nos permutadores o fluido refrigerante é recolhido por um coletor e devolvido ao depósito de armazenamento.

O higrómetro digital permite a medição da HR e da temperatura das 4 sondas higrótérmicas que se encontram na entrada da bateria, entre os permutadores e na saída da bateria.

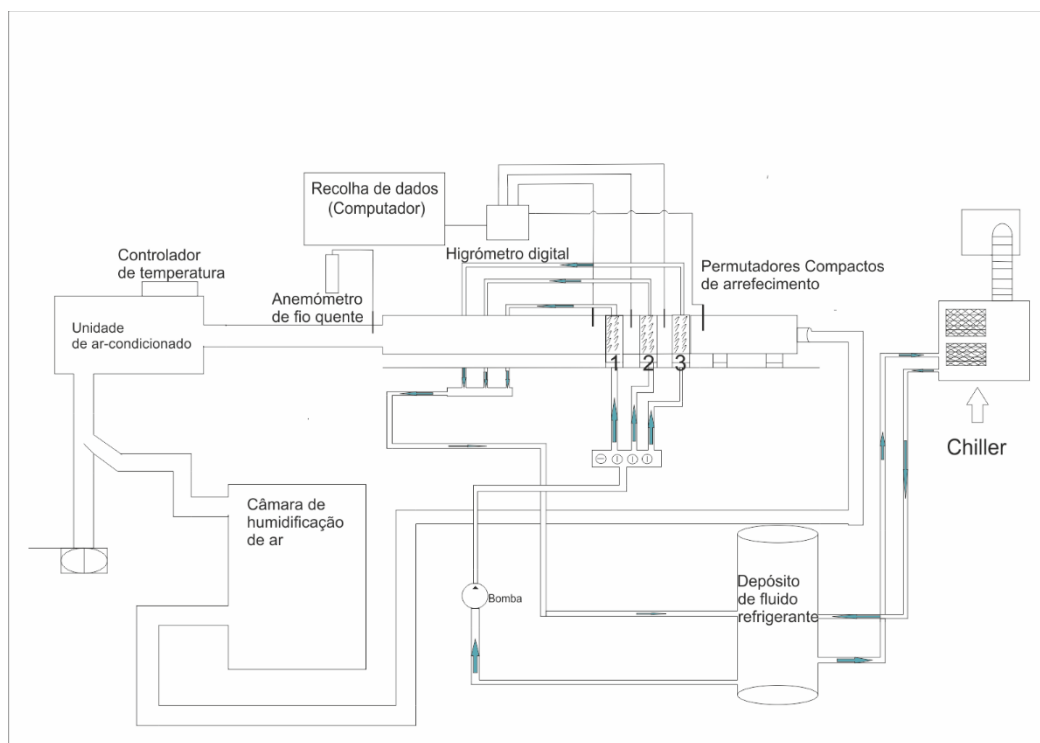


Figura 3.1: Diagrama de ligações dos componentes

O anemómetro de fio quente mede a velocidade do ar escoado na conduta antes da bateria dos permutadores. O Pico Datalogger de temperatura tem o objetivo de medir e registar os valores de temperatura, com o auxílio dos termopares do tipo T.



Figura 3.2: Vista da unidade experimental

3.2. Bateria de Permutadores de refrigeração

Para desenvolver o estudo experimental nesta dissertação, foi possível utilizar uma unidade experimental que já tinha sido aplicada num trabalho anterior, (Carrilho et al., 2017) que se encontra no laboratório de Termodinâmica Aplicada e Transmissão de Calor.

A unidade experimental foi concebida em material transparente, de modo a que se possa analisar o comportamento da formação de gelo com mais detalhe ao longo da duração dos ensaios experimentais, e pode ser aplicada com um ou mais permutadores. O objetivo da presente dissertação é estudar a formação de gelo com três permutadores (Permutador 1 encontra-se a montante da instalação) que funcionam em simultâneo. Posteriormente, irá ser desligado o fluido frigorigéneo que passa em cada permutador individualmente com tempos de interrupção definidos, com o intuito de reduzir a formação de gelo nos permutadores. A figura 3.3 mostra a bateria dos permutadores compactos de refrigeração.

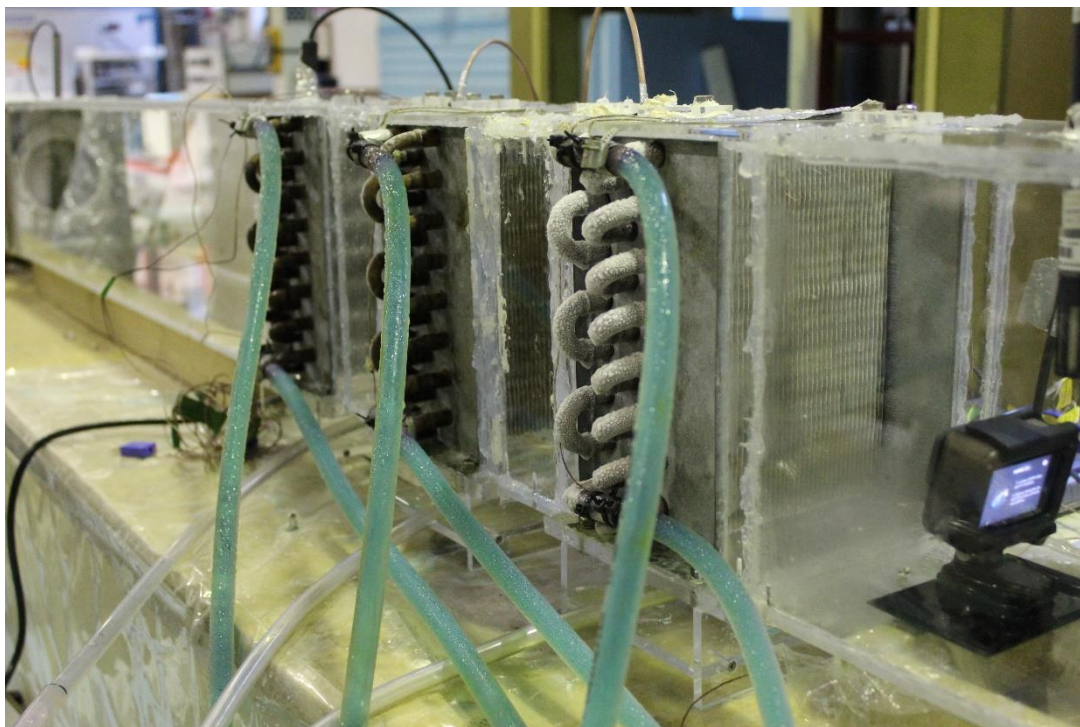


Figura 3.3: Bateria dos permutadores compactos de refrigeração

3.3. Equipamento Experimental

3.3.1. Unidade de ar-condicionado

O ar que é escoado na bateria dos permutadores tem origem a partir desta unidade utilizada para fim laboratorial (PA HILTON, modelo A573). A ventilação forçada de ar é realizada pelo ventilador de turbina centrífuga, em que a energia elétrica é convertida em energia mecânica para o movimento das pás, com um motor DC acoplado, e a velocidade de rotação pode ser alterada através de um regulador de tensão manual inserido no painel da UAC, e na saída existem as resistências de reaquecimento, que serve para aquecer o ar escoado se for detetada uma diminuição da temperatura. Na figura 3.4 é apresentada a unidade de ar condicionado utilizada.



Figura 3.4: Unidade de ar-condicionado PA HILTON A573

A Unidade de ar-condicionado inclui um ciclo de refrigeração de compressão mecânica de vapor, e uma caldeira com três resistências variáveis que têm a finalidade de aquecer e transportar o vapor de água para o circuito de ar para aumentar a HR do ar escoado. No presente trabalho a caldeira não foi utilizada.

Para além de alimentar o ar escoado para a bateria, também dispõe de dois termômetros para medir a temperatura de bolbo-seco e a temperatura de bolbo-húmido. As características desta unidade de ar condicionado são apresentadas na tabela 3.1.

Tabela 3.1: Características de UAC PA HILTON A573

Caudal de ar (m³/s)	0,13
Volume de ar varrido (m³/revolução)	25*10 ⁻⁶
Potência de entrada (W)	120
Velocidade angular do compressor (rpm)	Entre 2700-3000
Resistências de reaquecimento (W)	2*500
Resistências da Caldeira (W)	3 resistências (1*1000+2*2000)

3.3.2. Chiller de Refrigeração

Para que um sistema de refrigeração funcione nas melhores condições, há a necessidade de arrefecer o fluido térmico que passa no interior das serpentinas dos permutadores. A solução para o arrefecimento do fluido passa pela utilização de um Chiller de Refrigeração por compressão de vapor (figura 3.5).

Este equipamento é constituído por quatro componentes principais do ciclo de compressão de vapor como o condensador, o evaporador, a válvula de expansão e o compressor. Com o modelo TAE EVO 301, da marca MTA define-se como um sistema versátil de refrigeração indicado para utilização em situações onde é necessária a climatização do espaço, como a refrigeração de componentes. (MTA Water Refrigerators, 2012)

O condensador interno do equipamento é formado por um permutador de calor de dimensões maiores, constituído por alhetas em alumínio e tubos em cobre desoxidado. O compressor é do tipo hermético e tem uma potência de 746 W. Possui um depósito de acumulação com capacidade de 115 litros fabricado com aço carbono. Ainda possui duas turbinas (axial e centrífuga), com o objetivo de ventilação e arrefecimento.

O fluido térmico aplicado é formado por uma mistura de água-glicol (60% de água e 40% de glicol), de modo a evitar que o fluido refrigerante congele no interior dos tubos, podendo atingir temperaturas de -27°C (ver tabela 3.2).

Como o caudal de saída do Chiller é superior ao caudal de entrada permitido pelos permutadores compactos de refrigeração, a extração do fluido térmico foi feita para um depósito. Assim é feita uma subtiragem com recurso a uma bomba de circulação, para que o fluido possa circular nos permutadores.



Figura 3.5: Chiller de refrigeração MTA TAE EVO 301

Tabela 3.2: Características do fluido térmico (REPSOL, 2017).

Concentração de Glicol (%)	Ponto de Congelação (°C)
10	-4
20	-11
30	-18
40	-27
50	-40

Para efeitos de configuração, o Chiller possui um display eletrónico que permite configurar a temperatura do fluido térmico à saída do equipamento, e permite transmitir avisos se existirem anomalias no interior da máquina. Na tabela 3.3 são apresentados os parâmetros configuráveis do Chiller de refrigeração.

Tabela 3.3: Parâmetros configuráveis do chiller de refrigeração (MTA Water Refrigerators,2002)

Parâmetros	Função
Operação do compressor	Configuração dos tempos de ativação de atraso e de paragem
Operação turbinas	Controlo ON-OFF das turbinas de arrefecimento
Processo de descongelação	Ativação de descongelação do evaporador interno
Proteção anti congelamento	Ativação das resistências de descongelação e alarme de gelo
Parâmetros Gerais	Bloqueio do display e inversão do funcionamento para inverno e para verão
Operação de Sondas	Correção de valores das sondas de condensação e temperatura

3.3.3. Câmara de Humidificação de ar

Para auxiliar a unidade de ar-condicionado, foi implementado um sistema que permite o aumento/estabilização da HR no ar escoado que é direcionado para a bateria dos permutadores.

Constituída por um sistema de cinco nebulizadores de baixa pressão ligado diretamente a uma torneira da rede, sendo fechada por material transparente (acrílico e por uma cortina de plástico) para que se possa visualizar o comportamento no interior do sistema de humidificação. A figura 3.6 apresenta a vista geral e a vista interior da câmara de humidificação de ar (CHA).



Figura 3.6: Vista geral (esquerda) e vista interior com os nebulizadores em funcionamento (direita) da câmara de humificação de ar

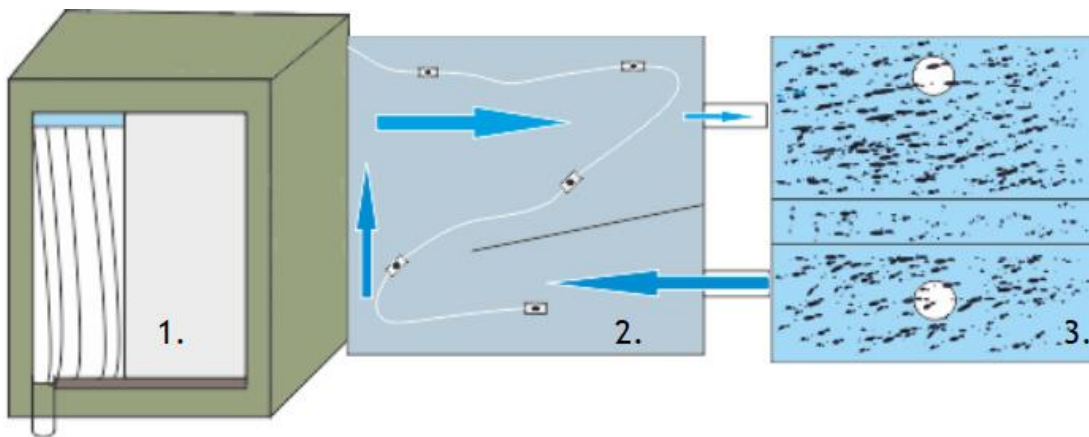


Figura 3.7: Esquema simplificado do funcionamento da CHA (1-Vista exterior, 2-Sentido do ar escoado na CHA, 3- Funcionamento dos nebulizadores)

A figura 3.7 apresenta um esquema do funcionamento da câmara de humificação de ar. O fluxo de ar entra na câmara, através de um tubo que se encontra na parte inferior da câmara. Com a ação dos nebulizadores de baixa pressão, que liberta água em forma de gotículas, o ar é humificado. Com ar humificado, este sai por um tubo que se encontra na parte superior da câmara. O ar humificado pode ser escoado em direção ao ventilador se o funcionamento do sistema for em circuito fechado, ou à bateria dos permutadores se o funcionamento do sistema for em circuito aberto.

3.3.3.1. Parâmetros de funcionamento da Câmara de humidificação de ar

A câmara de humidificação de ar foi testada experimentalmente sob a forma de dois circuitos, o circuito fechado em que o ventilador é accionado e o ar é extraído da câmara e posteriormente enviado para o banco de permutadores, e volta para a câmara de humidificação de ar.

Câmara → Ventilador → Banco de permutadores → Câmara

O circuito aberto passa pelo acionamento do ventilador e este envia o ar para a Câmara de humidificação de ar e posteriormente o ar é enviado a partir da câmara para o banco de permutadores.

Ventilador → Câmara → Banco de permutadores

3.3.3.2. Circuito fechado vs Circuito aberto

A figura 3.8 representa o desempenho da câmara de humidificação de ar com o ventilador em circuito fechado. O circuito fechado apresenta valores em termos de humidade relativa máximos na ordem dos 41 % com a temperatura de 21,6°C sem a ação dos nebulizadores. Com os nebulizadores ativos o valor de humidade relativa máximo atingido foi na ordem dos 63% com a temperatura de 19,48 °C. Com os nebulizadores ativos a câmara de humidificação de ar apresentou um aumento da humidade relativa em 22% e a temperatura diminuiu 2°C aproximadamente. A vantagem deste sistema passa pela redução mínima de velocidade do ar que entra no banco dos permutadores e a desvantagem passa pelo fraco desempenho da humidade relativa que vai para o banco de permutadores, devido à mistura de ar que ocorre no ventilador em que o ventilador extrai o ar da câmara e também o ar exterior.

A figura 3.9 mostra o desempenho da câmara de humidificação de ar com o ventilador em circuito aberto. O circuito aberto apresenta melhorias substanciais em termos de humidade relativa apresentando valores iniciais sem a atuação dos nebulizadores na ordem dos 46% com a temperatura de 19,6 °C, e com os nebulizadores ativos apresenta valores de humidade relativa de 94% com a temperatura de 17,5°C. A vantagem deste sistema é o aumento da humidade relativa em 50% com a diminuição de temperatura em apenas 2°C e a desvantagem é a redução da velocidade do ar que sai da câmara para os permutadores devido às perdas resultantes no interior da mesma. Devido a esta desvantagem este sistema comprometia a formação de gelo nos permutadores devido ao baixo escoamento que passava nos mesmos, por isso, só foi usado o circuito fechado nos testes laboratoriais.

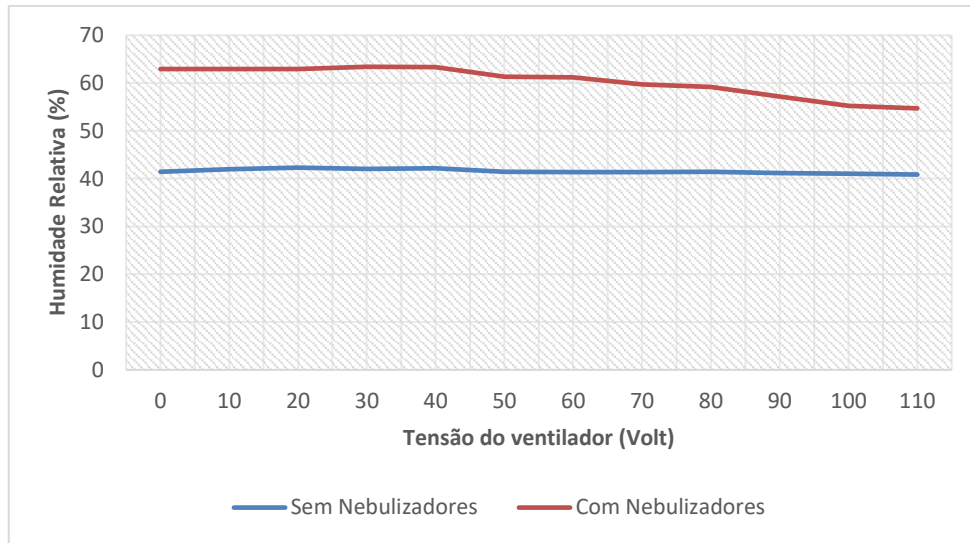


Figura 3.8: Desempenho da câmara com o ventilador em circuito fechado

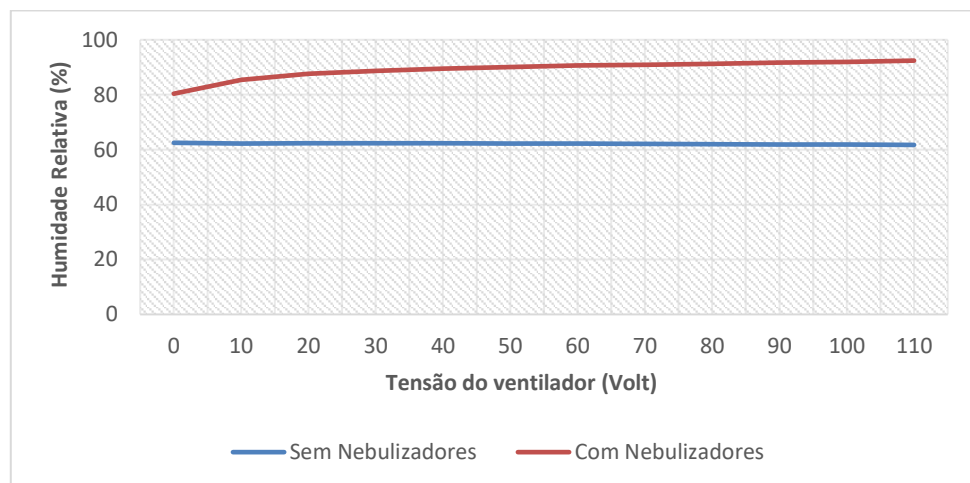


Figura 3.9: Desempenho da câmara com o ventilador em circuito aberto

As características da câmara de humificação de ar são apresentadas na tabela 3.4.

Tabela 3.4: Características da câmara de humificação de ar.

Dimensões (C*L*A)	(1,20 *1,02 *1,50) m
Volume	1,87 m³
Tipo de Nebulizadores	Baixa Pressão
Alimentação	Água da rede

Número de Nebulizadores	5
Posição dos Nebulizadores	Parede lateral esquerda em forma de Z
Número de entradas e Saídas	2
Escoamento do ar	Baixo para cima

3.3.4. Bomba de Circulação

Para que o fluido refrigerante saia do depósito de armazenamento em direção aos permutadores, foi necessário implementar uma bomba exterior de circulação, com sentido único de fluxo e caudal variável.

Para que o fluido frigorífero seja bombeado em regime permanente, a bomba deve estar abaixo do ponto de saída do fluido do depósito, evitando a reversão do fluxo, e garantido que não existem infiltrações de ar nos tubos.



Figura 3.10: Bomba de circulação ERRELE RLS 25-40

A bomba recebe o fluido do depósito e envia para o distribuidor de 4 vias, através de um tubo de 15 mm, que posteriormente envia para os permutadores de refrigeração. O modelo da bomba de circulação é o RLS 25-40, da marca ERRELE (figura 3.10), conseguindo bombear o fluido até a uma altura manométrica de 4 metros. (ERRELE,1999) Na tabela 3.5 são apresentadas as principais características da bomba de circulação, que pode escoar o fluido com caudal variável, apresentando três velocidades diferentes, sendo utilizada a segunda velocidade. Na tabela de baixo são mostradas a potência elétrica, a corrente nominal e a velocidade de rotação. Na tabela de cima são apresentadas as características hidráulicas e elétricas fixas.

Tabela 3.5: Características da bomba de circulação (ERRELE, 1999)

Pressão nominal (bar)	10		
Alimentação	230 V 50HZ, Classe F		
Capacidade (µF)	2.7		
Velocidade	III	II	I
P(W)	75	47	33
In(A)	0,33	0,23	0,16
n (rpm)	2500	2200	1600

3.3.5. Distribuidor de 4 vias e coletor de recolha

A função do distribuidor de 4 vias (figura 3.11) é derivar o fluido proveniente do depósito de armazenamento arrefecido pelo Chiller de refrigeração, para os permutadores. A bomba de circulação puxa o fluido para o distribuidor e este é controlado por válvulas que podem estar abertas ou fechadas, limitando assim a passagem do fluxo do fluido frigorígeno para os permutadores.



Figura 3.11: Distribuidor de 4 vias

Com a capacidade de quatro saídas, mas como só estão aplicados três permutadores, a quarta válvula encontra-se sempre fechada. O tubo proveniente da bomba tem um diâmetro de 15 mm e os três tubos que ligam aos permutadores correspondem a um diâmetro de 10 mm cada.

O coletor de recolha (figura 3.12), tem a função de recolher o fluido refrigerante dos três permutadores e enviar de novo para o depósito de armazenamento. Os tubos de cada saída apresentam um diâmetro de 10 mm e o tubo que liga o coletor ao depósito apresenta um diâmetro de 15 mm.



Figura 3.12: Coletor de recolha

3.4. Instrumentação

3.4.1. Anemómetro de fio quente

Para medir o escoamento de ar que sai da unidade de ar-condicionado, foi utilizado um anemómetro de fio quente à entrada da conduta do túnel de acrílico. Da marca Testo com o modelo 425 (figura 3.13), este equipamento está traçado para realizar medições de caudais volúmicos em condutas, constituído por uma sonda telescópica e um sensor NTC (permite a relação entre uma resistência elétrica e a temperatura) conectados permanentemente.

Com o cuidado de manter um caudal constante, até que seja afetado pela formação de gelo nos permutadores, a conduta entre a UAC e a bateria dos permutadores é ligada por um tubo com 2 metros de comprimento sem curvas para evitar perturbações que pudessem interferir no caudal de ar que é escoado. O anemómetro utilizado é mais recomendado para

medições nestes ambientes, uma vez que para realizar a medição do caudal volúmico, é pouco intrusivo devido às suas pequenas dimensões. (Testo, 2009)



Figura 3.13: Anemómetro de fio quente Testo 425

O princípio de funcionamento tem por base a transferência de calor por convecção forçada entre um filamento aquecido de forma elétrica e o fluido escoado pela conduta. A velocidade é obtida através da variação taxa de transferência de calor entre o escoamento e a sonda. A estabilização entre a variação da resistência elétrica do filamento e o escoamento é da responsabilidade do circuito interno do anemómetro, onde é possível obter os valores da velocidade e de temperatura do fluido a escoar. (Moraes,2003) Na tabela 3.6 são apresentadas as principais características do anemómetro de fio quente.

Tabela 3.6: Características do anemómetro de fio quente

Gama de medição	Velocidade (m/s)	0 a 20
	Temperatura(°C)	-20 a +70
Resolução	Velocidade (m/s)	0,01
	Temperatura (°C)	0,1
Exatidão (±1 dígito)	Velocidade (m/s)	±0,3 (+5 % do valor medido)

3.4.2. Higrómetro digital

Para recolher os dados relativos de temperatura e de HR, recorreu-se a um higrómetro digital com o auxílio de 4 sondas na bateria dos permutadores. Dado que ocorrem variações no sistema, a utilização do higrómetro é indispensável para a recolha dos dados que serão

guardados no computador, com recurso a um programa de aquisição de dados HW4. Este programa regista todos os valores provenientes das sondas, em intervalos de 30 segundos.

Este higrómetro é da marca ROTRONIC, modelo Hygrolog NL-NT2 (figura 3.14), com a disponibilidade de 6 canais de entrada para sondas higrótérmicas, em que foram usadas 4 entradas para a execução dos ensaios laboratoriais.

O princípio de funcionamento do higrómetro pode ser realizado por resistência ou capacitância de uma amostra de ar. O princípio de funcionamento utilizado foi realizado por resistência. A entrada de um fluxo de ar que entra em contacto com a peça de cerâmica exposta, faz com que o valor da resistência varie. A quantidade de água presente no ar, faz condensar o interior da cerâmica, determinando os valores de HR. (Grass et al.,2012) A tabela 3.7 mostra as características do higrómetro digital.



Figura 3.14: Higrómetro digital ROTRONIC Hygrolog NL-NT2

Tabela 3.7: Características do Higrómetro digital

Precisão-Temperatura	$\pm 0,1$ °C para temperaturas entre 18°C e 28°C
Precisão-Humidade Relativa	$\pm 0,8\%$ HR para temperaturas entre 18°C e 28°C
Intervalo de operação-Temperatura	Entre -50°C e 100°C
Intervalo de operação- HR	Entre 0% e 100%
Memória de medição	5 a 24h
Software utilizado	HW4

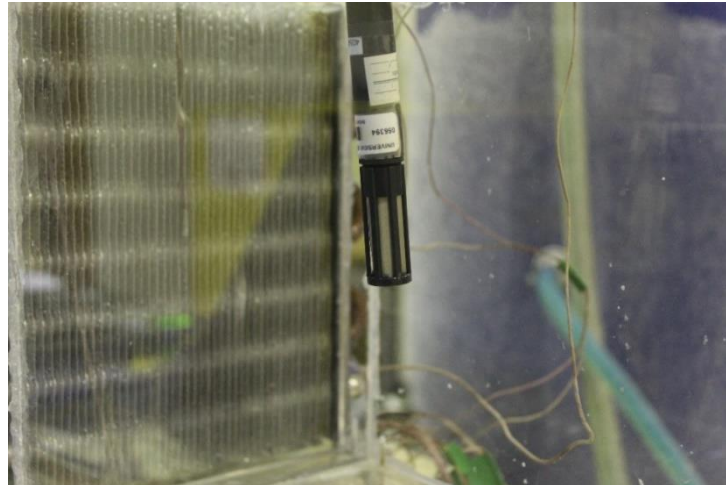


Figura 3.15: Sonda higrotérmica do tipo S1 e S4

Como foi referido, para além do uso do higrómetro também se recorreram a quatro sondas higrotérmicas, em que duas (figura 3.15) medem na entrada e saída da bateria dos permutadores (S1 e S4) e as outras duas (figura 3.16) medem entre os permutadores (S2 e S3), que também podem ser denominadas segundo o fabricante, por “sondas de miniatura”. As sondas S1 e S4 estudam o comportamento da temperatura e HR do ar que entra na bateria dos permutadores e da temperatura e HR refrigerada (à saída da bateria dos permutadores), estas são mais robustas e versáteis, configuradas para uma maior perturbação no escoamento de ar, a sua variação não interfere nos valores obtidos. As sondas S2 e S3 estudam o comportamento de temperatura e HR entre os permutadores, apresentando dimensões reduzidas, o que permite a sua utilização em dimensões reduzidas. Estas sondas permitem ter resultados com perturbações mínimas no escoamento do fluido. As principais características das sondas higrotérmicas são apresentadas na tabela 3.8.

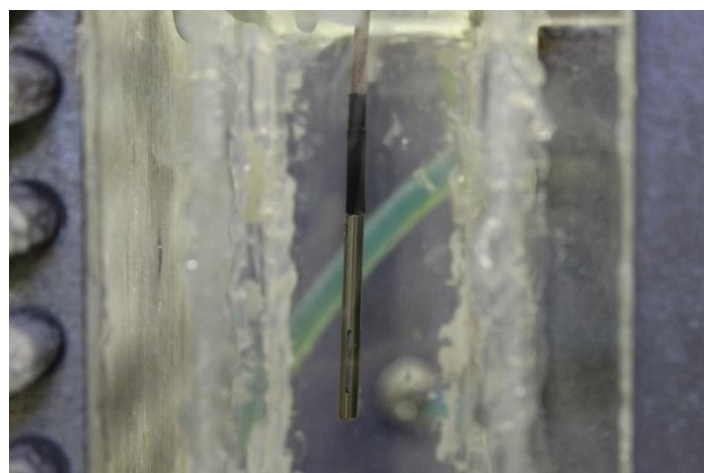


Figura 3.16: Sonda higrométrica do tipo S2 e S3

Tabela 3.8: Características das sondas higrotérmicas

Características	Sondas S1 e S4	Sondas S2 e S3
Comprimento (m)	0,083	0,074
Diâmetro (m)	0,015	0,006
Precisão-Temperatura	$\pm 0,3$ °C para temperaturas entre 18°C e 28°C	$\pm 0,1$ °C para temperaturas entre 18°C e 28°C
Precisão-HR	$\pm 1\%$ para temperaturas entre 18°C e 28°C	$\pm 0,8 \%$ HR para temperaturas entre 18°C e 28°C
Intervalo de operação-Temperatura	Entre -40°C e 85°C	Entre -50°C e 100°C
Intervalo de operação-HR	Entre 0% e 100%	Entre 0% e 100%
Material	PEEK- Poliariétercetona Capa de Policarbonato	PTFE- Politetrafluoretila Capa de aço Inox V2A
Sensor Humidade	Hygrometer IN-1	
Sensor de Temperatura	PT 100 Classe 100	PT 100 DIN Classe B
Sinal de Output	Entre 0 e 1	

3.4.3. Termopares

Para se conseguir obter valores reais de temperatura ao longo do ensaio no interior dos permutadores, como a temperatura do fluido à entrada dos permutadores, inserido na entrada do distribuidor de 4 vias e a temperatura do fluido à saída dos permutadores, colocado no coletor de recolha para o depósito, recorreu-se à utilização de termopares do tipo T (Cobre e Constantan). Colocados diretamente na superfície dos mesmos, são o tipo de termopares mais indicados para a utilização na indústria alimentar e sistemas de refrigeração, o que apresentam uma grande precisão na obtenção de dados relativos a temperaturas negativas. (Sette, 2015)

A constituição do termopar é feita por dois condutores elétricos, de materiais distintos entre um e outro. Uma das extremidades, é fixada na alheta do permutador, denominada de extremidade sensível, que permite recolher os resultados do comportamento térmico do permutador. A outra extremidade é ligada ao equipamento, que faz a aquisição de dados e envia para o computador onde podem ser lidos os valores em tempo real. (Dinçer e Kanoglu, 2010)

Na bateria de permutadores, foram instalados doze termopares (quatro em cada permutador) e mais dois termopares, um no distribuidor de 4 vias e outro no coletor de recolha. Em cada permutador, dois termopares medem a temperatura à entrada e o outro a temperatura à saída do permutador e os outros dois medem a temperatura do fluido à entrada e à saída. Como o equipamento só dispõe de oito canais, optou-se por colocar os termopares da superfície dos permutadores e a temperatura do fluido à entrada e à saída dos três permutadores.

3.4.4. Datalogger de temperatura

Para que os termopares referidos anteriormente funcionem, é necessário implementar um Datalogger de temperatura, com o modelo TC-08 da marca PICO (figura 3.17) onde a sua função é registar as temperaturas. Este equipamento é alimentado por uma porta USB inserida no topo e onde é realizada a passagem de dados para o computador que está ligado. (PicoTech Ltd, 2013)

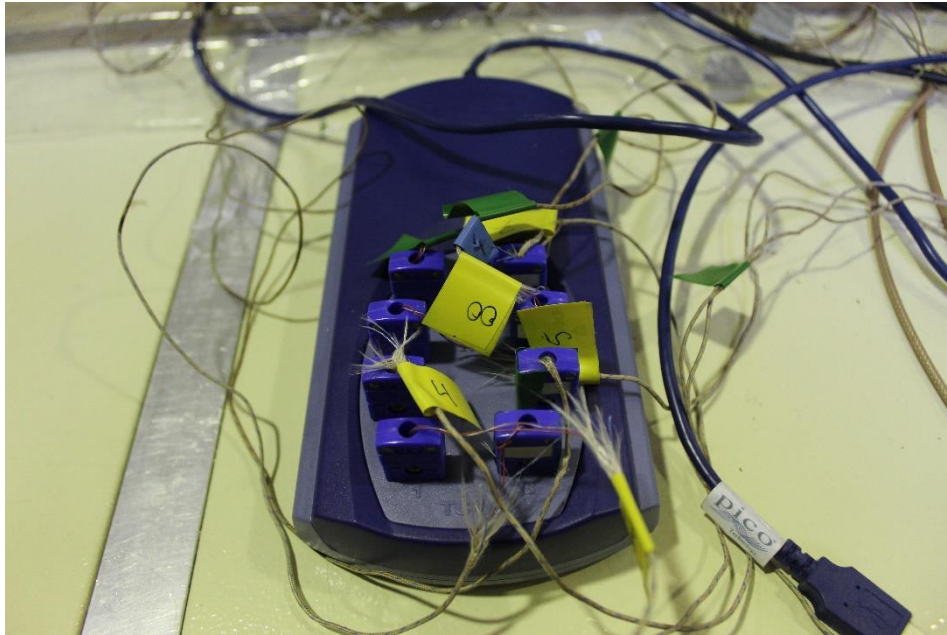


Figura 3.17: Datalogger de temperatura PICO TC-08, com os termopares inseridos nos canais

Como este dispositivo permite a ligação de oito canais em simultâneo, foram usados seis para medir a temperatura dos permutadores e os outros dois para a temperatura de entrada e saída do fluido dos permutadores inseridos no distribuidor e no coletor. Foi instalado no computador o software Picolog Recorder que permite o registo dos valores das temperaturas obtidas para um intervalo que foi definido previamente.

O objetivo deste equipamento é obter valores em tempo real dos permutadores em cada ensaio, para estudar a capacidade que o fluido frigorigéneo consegue retirar calor do meio, através da diferença das temperaturas do ar escoado, obtidas na entrada e na saída do permutador. A tabela 3.9 apresenta as características do datalogger de temperatura.

Tabela 3.9: Características do datalogger de temperatura

NºCanais para terminais	8
Condições de operação-Temperatura (°C)	Entre 0 e 50
Condições de operação- Humidade Relativa (%)	Entre 0 e 100
Amplitude de medição- Temperatura (°C)	Entre -270 e 350 (Termopares Tipo T)
Precisão	0,2% do valor \pm 0,5 °C
Taxa de aquisição de dados (leituras/s)	10
Tempo de conversão (s)	0,1
Tensão de Input (V)	\pm 0,07

3.4.5. Controlador de Temperatura

Uma vez que o sistema de alimentação da unidade de ar-condicionado funciona em circuito fechado e os ensaios laboratoriais necessitam de ter um valor de temperatura constante para que não haja oscilações nos valores obtidos e como não há nenhum controlo de temperatura na UAC, necessita-se de aplicar um controlador de temperatura.

O controlador de temperatura digital (figura 3.18) é da marca COLE-PARMER e o modelo é o Digi Sense Temperature Controller R/S Model S9000-15, (Cole-Parmer Instrument Co, 2003) permite que o fluxo de ar tenha sempre a mesma temperatura, independentemente do valor de humidade relativa requerido.

O seu funcionamento é feito com um termopar do tipo T (Cobre e Constantan) acoplado que funciona como sensor, com uma extremidade inserida no interior da UAC no local onde ocorre o escoamento de ar e a outra extremidade ligada ao controlador que envia os valores medidos de temperatura naquele instante. Como a temperatura requerida é definida previamente e o controlador está ligado a uma resistência de aquecimento inserida no interior da UAC, esta ativa-se quando o valor da temperatura estiver abaixo do ponto pretendido e desativa-se quando o valor da temperatura estiver acima do pretendido, no modo PID. A tabela 3.10 mostra as características do controlador de temperatura.



Figura 3.18: Controlador de temperatura COLE-PARMER

Tabela 3.10: Características do controlador de temperatura

Estratégia de Controlo	ON/OFF ou PID
Precisão (°C)	$\pm 0,4 (\pm 0,1 \% \text{ da leitura})$
Resolução (°C)	0,1

3.4.6. Câmara digital

Para que se possa perceber a evolução da formação de gelo em camadas na superfície dos permutadores de calor ao longo do tempo, o melhor método passa pela utilização de uma câmara fotográfica. (Moallem et al., 2011)

A câmara digital escolhida é uma GoPro Hero 7 (figura 3.19). A análise do comportamento à saída da bateria dos permutadores irá ser recolhida por esta câmara nomeadamente a formação de gelo no terceiro permutador. Esta câmara está preparada para ambientes extremos, devido à temperatura de saída da bateria ser negativa esta não interfere com a captação das imagens que são nítidas, para posteriormente se poder quantificar as condições de formação de gelo. Assim, também é possível registar ao longo do tempo, o início da formação de gelo, o crescimento do gelo formado até que interfira com o escoamento de ar, bem como determinar a espessura de gelo que se forma entre as alhetas do permutador.

Este equipamento será instalado na parte final do túnel de acrílico da bateria dos permutadores fixada à parte inferior, através de um apoio que é próprio para fixar a câmara, de modo a que não ocorra interferências no registo fotográfico. As principais características deste equipamento são apresentadas na tabela 3.11.

Tabela 3.11: Características da câmara GoPro Hero 7

Resolução de fotografia	10 Megapixéis (MP)
Resolução de vídeo	4k30 1080p30 frame per second (fps)
Resistência à água	Até 10 metros



Figura 3.19: Câmara digital GoPro Hero 7

3.5. Nota conclusiva

Ao longo deste capítulo foram apresentados os equipamentos, os instrumentos e o modo como interagem entre si. Foi explicado cada componente individual, tanto a sua caracterização como o seu modo de funcionamento.

4. Análise e discussão de resultados

No presente capítulo são mostrados e analisados os resultados experimentais recolhidos durante os ensaios laboratoriais realizados. Com a aplicação de algumas condições de operação através do método de descongelação por interrupção de ciclo são apresentados os valores de temperatura do ar antes e depois de cada permutador, a potência térmica de refrigeração, a temperatura de superfície de cada permutador e a espessura de gelo formada no permutador 3, através de gráficos e registos fotográficos que permitem assim, uma melhor compreensão do que acontece em cada condição.

4.1. Procedimento experimental

Os ensaios laboratoriais foram realizados, com o objetivo de ver a influência da formação de gelo nos permutadores compactos de refrigeração.

Inicialmente, foram realizados alguns testes preliminares, com o objetivo de estudar as influências da formação de gelo sob diferentes valores de humidade relativa. Os ensaios foram testados com o funcionamento do sistema em circuito aberto e em circuito fechado, explicado na secção “3.2.2.1. Parâmetros da camara de humidificação de ar”. O funcionamento em circuito aberto atingia valores de HR elevados na ordem dos 90%, mas a velocidade do ar era reduzida devido às perdas na câmara. Com isto, o escoamento de ar era reduzido na passagem do permutador, o que fazia com que a formação de gelo fosse praticamente nula.

Com estas condições analisadas, decidiu-se adoptar um valor de humidade relativa ($HR \approx 55\%$) constante com o funcionamento do sistema em circuito fechado. Realizou-se um ensaio com o funcionamento contínuo do sistema que serve de ensaio de referência para comparar com os outros ensaios obtidos sob determinadas condições impostas. Estes ensaios foram definidos com tempos de interrupção e intervalos entre as interrupções, divididos em três condições (tipo A, tipo B e tipo C). Os objetivos destas interrupções é ver o comportamento de cada permutador submetido às interrupções e ver a sua influência nos outros permutadores.

As condições do tipo A têm interrupções de dois minutos, com períodos de quinze minutos entre as interrupções. A condição A1 foi intervencionado com cinco interrupções no permutador 1, com início aos 80 minutos. A condição A2 teve um total de seis interrupções (primeira no permutador 3, segunda no permutador 2, terceira no permutador 1, quarta no permutador 3, quinta no permutador 2 e sexta no permutador 1), com início aos 60 minutos. As condições do tipo B têm interrupções de dois minutos, com períodos de 20 minutos entre as interrupções. A condição B1 teve um total de cinco interrupções, com a primeira a iniciar-se aos 60 minutos, tendo três interrupções no primeiro permutador, uma interrupção no segundo permutador e outra no permutador 3. A condição B2 teve a primeira interrupção no permutador 1 e quatro interrupções nos restantes permutadores (segunda no permutador 2, terceira no permutador 3, quarta no permutador 2 e quinta no permutador 3), com início

aos 60 minutos. As condições do tipo C têm interrupções de quatro minutos, com períodos de quinze minutos entre as interrupções, ambas com início aos 60 minutos. A condição C1 tem 4 interrupções no permutador 3. A condição C2 tem cinco interrupções no permutador 2.

Estas condições foram escolhidas de modo experimental. Os valores recolhidos mostraram-se satisfatórios, comparados com a condição de referência. Assim, estas condições foram adotadas para fazer a análise da temperatura do ar refrigerado e da temperatura de superfície dos permutadores ao longo do tempo. A determinação da potência térmica de refrigeração global da bateria dos permutadores e da potência térmica de refrigeração individual de cada permutador. A determinação da espessura de gelo formado no permutador 3, com recurso a imagens reais, também foi analisada. Na tabela 4.1 são mostradas as condições impostas de cada ensaio e os seus objetivos.

Tabela 4.1: Condições impostas e objetivos de cada ensaio

Tempo	Referência	Intervalo entre interrupções	Objetivo das interrupções
Referência	S/interrupções	-----	----- -----
A1	2 minutos	15 minutos	Comportamento do permutador 1 e qual a influência nos permutadores 2 e 3
A2	2 minutos	15 minutos	Comportamento de todos os permutadores e consequente influência nos restantes
B1	2 minutos	20 minutos	Comportamento de todos os permutadores e consequente influência nos restantes
B2	2 minutos	20 minutos	Comportamento de todos os permutadores e consequente influência nos restantes
C1	4 minutos	15 minutos	Comportamento do permutador 3
C2	4 minutos	15 minutos	Comportamento do permutador 2 e influência no permutador 3

4.2. Ensaio realizados

A formação de gelo na bateria dos permutadores compactos de refrigeração forma uma resistência térmica que interfere no escoamento de ar que passa nos permutadores. Com isto, a velocidade do ar escoado começa a diminuir ao longo do tempo e consequentemente,

o caudal mássico do ar escoado também é reduzido. Na figura 4.1 é possível verificar a redução do caudal mássico.

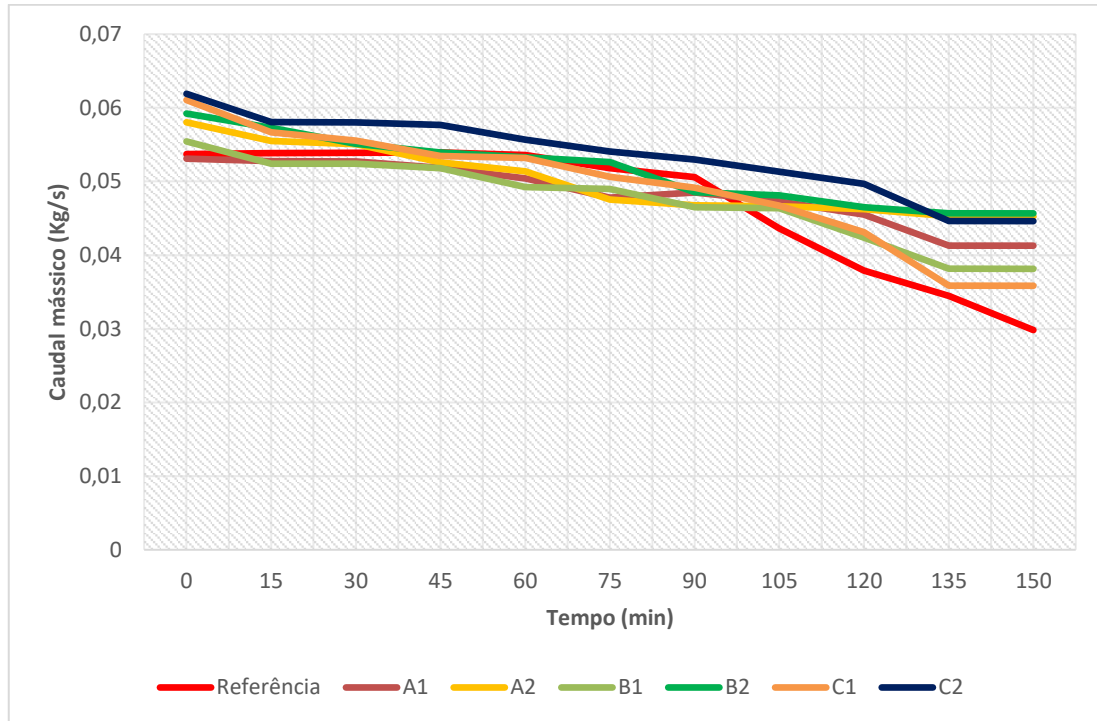


Figura 4.1: Variação do caudal mássico das condições ao longo dos ensaios

A condição de referência, devido à ausência das interrupções, foi aquela na qual se verificou a maior redução de caudal mássico, com valores na ordem dos 45%. Com as interrupções aplicadas, a redução de caudal é de 42% para a condição C1, 32% para a condição B1, 29% para a condição C2, 24% para a condição B2 e tem perdas de e 23% para as condições do tipo A.

4.2.1. Condição de Referência

A condição de referência será apresentada como ensaio comparativo com as outras condições de interrupção que foram impostas nos ensaios realizados. A condição de referência como não tem interrupções, esta é apresentada nos gráficos dos próximos subcapítulos. A temperatura do ar refrigerado e a temperatura de superfície dos permutadores não sofrem alterações bruscas. A potência térmica de refrigeração reduz-se ao longo do ensaio. Assim, estes parâmetros não são influenciados pelas condições de operação, ao contrário do que acontece com o acionamento das interrupções.

4.2.2. Condições do tipo A

As condições do tipo A, foram intervencionadas com interrupções de dois minutos e períodos de quinze minutos entre as interrupções. O tipo A1 foi intervencionado com cinco interrupções no permutador 1 ao longo do tempo, com as interrupções impostas nos 80, 97, 114, 131 e 148 minutos, respetivamente. O tipo A2 teve um total de seis interrupções (primeira no permutador 3, segunda no permutador 2, terceira no permutador 1, quarta no permutador 3, quinta no permutador 2 e a sexta no permutador 1) ao longo do ensaio, aplicadas nos 60, 77, 94, 111, 128 e 145 minutos, respetivamente.

4.2.2.1. Temperatura do ar refrigerado

A figura 4.2 ilustra a evolução da temperatura do ar na entrada da bateria de permutadores ao longo do tempo. A temperatura registada à entrada da bateria dos permutadores foi praticamente constante. A temperatura de referência (TREF) marca 18,9°C, a temperatura da condição A1 (TA1) marca 18,9 °C e a temperatura da condição A2 (TA2) marca 18,0°C, com 75 minutos de ensaio.

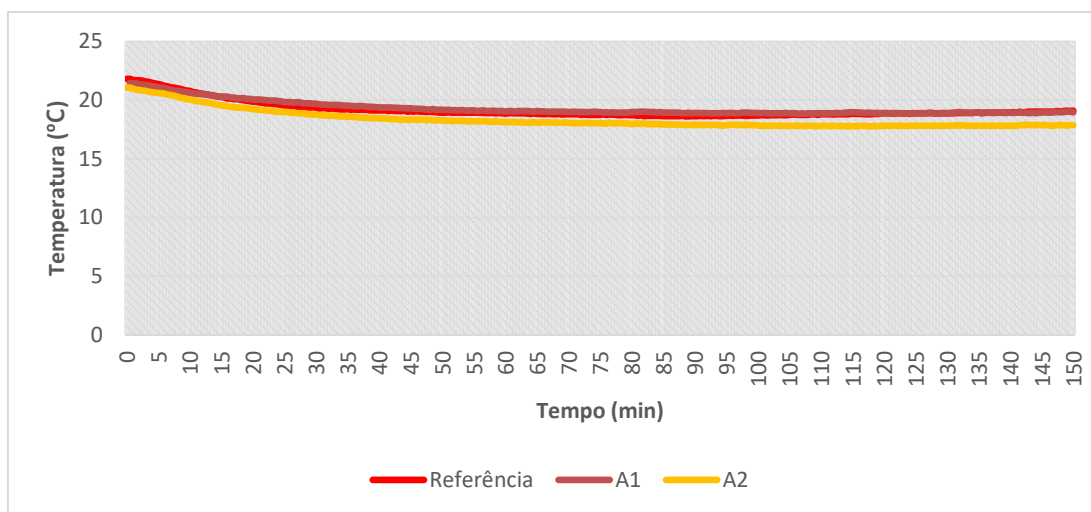


Figura 4.2: Evolução da temperatura do ar refrigerado, ao longo do tempo, na entrada da bateria dos permutadores

Quanto à temperatura do ar na saída dos permutadores para a área refrigerada (figura 4.3), houve algumas oscilações devido às interrupções realizadas nos permutadores. No caso de referência, a temperatura do ar refrigerado a partir dos 30 minutos manteve-se constante, registando o valor de -2°C. A condição A1 teve algumas oscilações de temperatura, devido

aos tempos de paragem no permutador 1. A temperatura do ar refrigerado aumentava $0,5^{\circ}\text{C}$, quando o permutador 1 era desativado. Quando o permutador era ativo, a temperatura do ar refrigerado descia novamente, atingindo o valor máximo de $-2,5^{\circ}\text{C}$ aos 128 minutos. A condição A2 teve o mesmo comportamento. Quando aconteciam as interrupções, a temperatura do ar refrigerado aumentava $0,5^{\circ}\text{C}$ e quando o permutador é ativo, a temperatura descia novamente, atingindo o valor máximo de $2,7^{\circ}\text{C}$ aos 120 minutos.

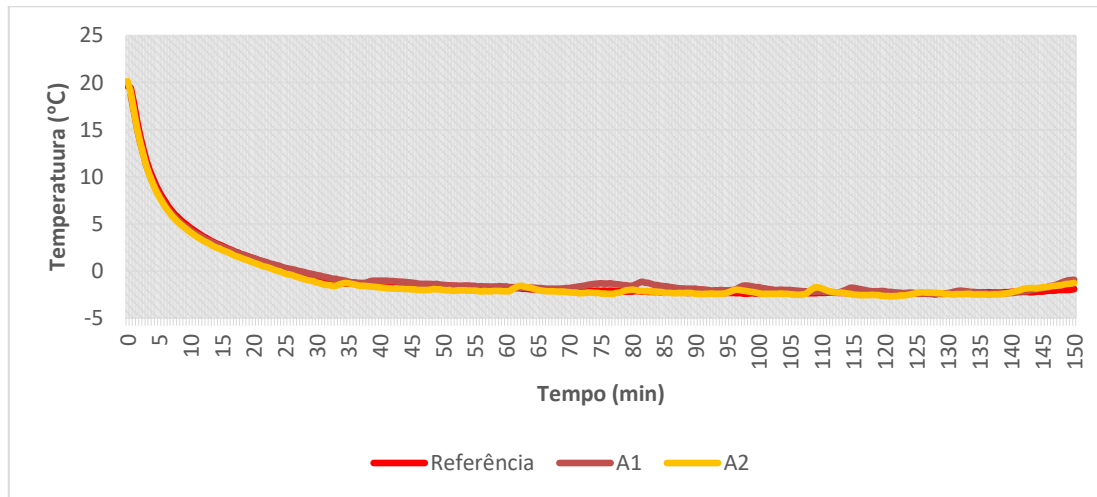


Figura 4.3: Evolução da temperatura do ar refrigerado à saída da bateria dos permutadores, ao longo do tempo

4.2.2.2. Temperatura do ar refrigerado à saída do permutador 1

Os valores da temperatura do ar refrigerado à entrada do permutador 1, são os mesmos que foram descritos no subcapítulo “4.2.2.1.-Temperatura do ar refrigerado”. Na figura 4.4, é ilustrado a evolução da temperatura do ar refrigerado à saída do permutador 1. Para todas as condições, a temperatura do ar refrigerado foi estabilizada por volta dos 30 minutos ($T_{REF}=5,6^{\circ}\text{C}$, $T_{A1}= 6,2^{\circ}\text{C}$, $T_{A2}= 4,8^{\circ}\text{C}$). Para a condição A1 é possível visualizar as cinco interrupções impostas ao permutador 1. Durante as interrupções, a temperatura do ar refrigerado subiu cerca de 7°C , quando o permutador 1 era novamente ativo, a temperatura voltava a descer. Na condição A2, é possível ver as duas interrupções que foram impostas ao permutador 1. A temperatura do ar refrigerado nas duas interrupções aumentou em cerca de 6°C . Quando o permutador 1 era ativo, a temperatura do ar refrigerado voltava a descer.

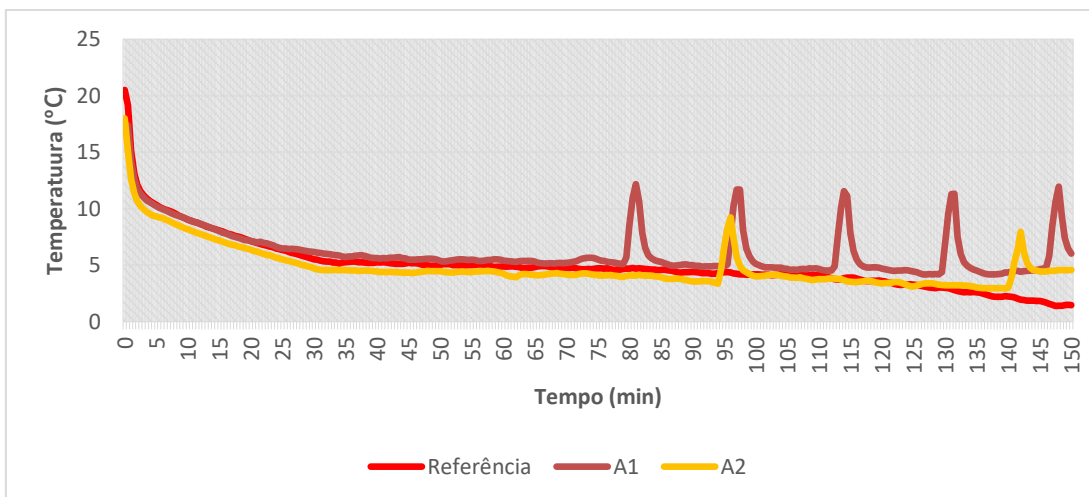


Figura 4.4: Evolução ao longo do tempo, da temperatura do ar refrigerado à saída do permutador 1

4.2.2.3. Temperatura do ar refrigerado à saída do permutador 2

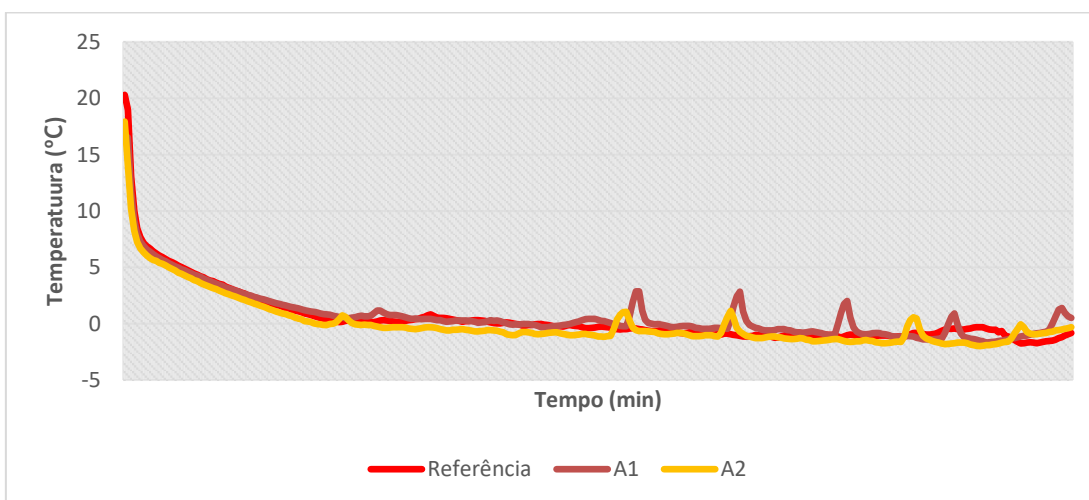


Figura 4.5: Evolução ao longo do tempo, da temperatura do ar refrigerado à saída do permutador 2

As condições de interrupção do tipo A no permutador 2, também tiveram influência na temperatura do ar refrigerado à saída deste permutador de calor (figura 4.5). A estabilização da temperatura do ar refrigerado dá-se a partir dos 30 minutos ($T_{REF}= 0,8^{\circ}C$, $T_{A1}=1,1^{\circ}C$ e $T_{A2}=0,4^{\circ}C$). Na condição A1, a temperatura do ar refrigerado aumenta em cerca de $3^{\circ}C$ com a aplicação das cinco interrupções no permutador 1. Esta temperatura volta a estabilizar-se quando o permutador é ativo. De referir que a partir da primeira interrupção, a temperatura do ar proveniente deste permutador regista valores negativos. Para a condição A2, o permutador 2 é afetado por quatro interrupções (duas no permutador 1 e duas no

permutador 2). A temperatura do ar refrigerado aumenta em cerca de 2°C para as interrupções do permutador 2, voltando a descer depois da interrupção. Para as interrupções provenientes do permutador 1, a temperatura do ar refrigerado aumentou cerca de 1°C, voltando a estabilizar depois da interrupção.

4.2.2.4. Potência térmica de refrigeração global

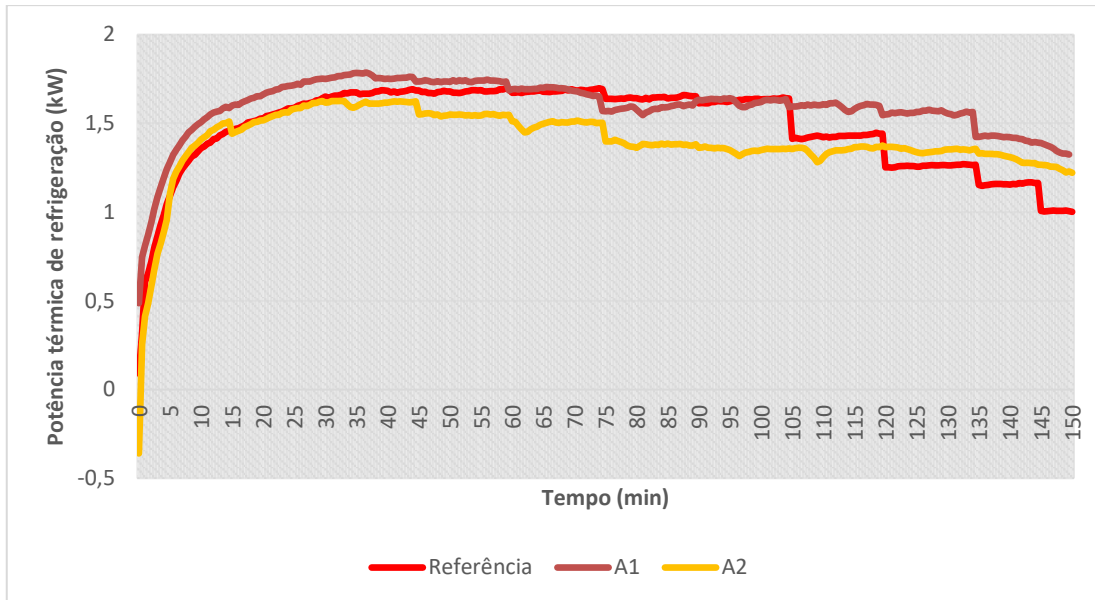


Figura 4.6: Evolução da potência térmica de refrigeração global das condições do tipo A, ao longo do tempo

Para o caso de referência, nos primeiros 30 minutos a potência térmica de refrigeração está a aumentar, sendo que nos primeiros 3 minutos aumenta bruscamente e após isso, o aumento começa a diminuir lentamente até aos 30 minutos. A partir daqui começa a estabilizar, atingindo o seu valor máximo aos 45 minutos na ordem dos 1,69 kW. A partir dos 73 minutos a potência térmica começa a diminuir, devido à formação de gelo nas alhetas dos permutadores de calor com o crescimento de gelo. A partir dos 105 minutos, a potência térmica começa a cair, atingindo o valor mínimo de 1,01 kW aos 146 minutos, apresentando uma perda de 40% na potência térmica.

Para o caso A1, a potência térmica nos primeiros 12 minutos, aumentou bastante, começando a abrandar a partir daí até aos 36 minutos, no momento em que atinge o seu máximo, com o valor de 1,78 kW, começando a diminuir lentamente até aos 80 minutos, em que há a primeira interrupção com a duração de 2 minutos no 1º permutador de calor. Até aos 132 minutos, com interrupções no permutador 1 de 15 em 15 minutos, a potência térmica estabilizou. A partir deste momento o Chiller foi desativado e a potência térmica diminuiu um pouco, atingindo o valor de 1,33 kW, apresentando uma perda de 25%.

Para o caso A2, este caso foi aplicado com 2 interrupções em cada permutador sequencialmente na ordem 3,2,1. Tal como aconteceu no caso A1, a potência térmica aumentou bastante nos primeiros 12 minutos, e até aos 32 minutos aumentou de um modo mais lento, atingido o seu valor máximo aos 32 minutos com o valor de 1,62 kW. Até aos 60

minutos diminuiu um pouco, mas estabilizou. Com as interrupções aplicadas, a potência térmica manteve-se estável, começando a diminuir apenas no final do ensaio (a partir dos 136 minutos) até ao fim atingindo o valor mínimo de 1,22 kW, apresentando perdas na ordem dos 25%.

Comparando os três casos com os valores médios da potência térmica de refrigeração, a condição A1 apresenta melhoria, e a condição A2 apresenta pioria em relação à condição de referência. Apesar de, a partir dos 104 minutos para o caso A1 e 120 minutos para o caso A2, terem potências térmicas superiores, a condição A1 apresenta a melhoria de 8% e a condição A2 apresenta uma pioria de 5% em relação ao caso de referência (sem interrupções).

4.2.2.5. Potência Térmica de refrigeração do permutador 1

Visualizando a figura 4.7, para a condição A é possível verificar que a potência térmica aumentou no início até que começou a estabilizar. Com as interrupções no permutador 1, a potência térmica caiu durante o intervalo de interrupção. Quando o permutador 1 volta a ser ativado, a potência térmica voltava a ter os mesmos valores que tinha antes das interrupções, ao contrário do caso de referência que começou a descer, devido à formação de gelo.

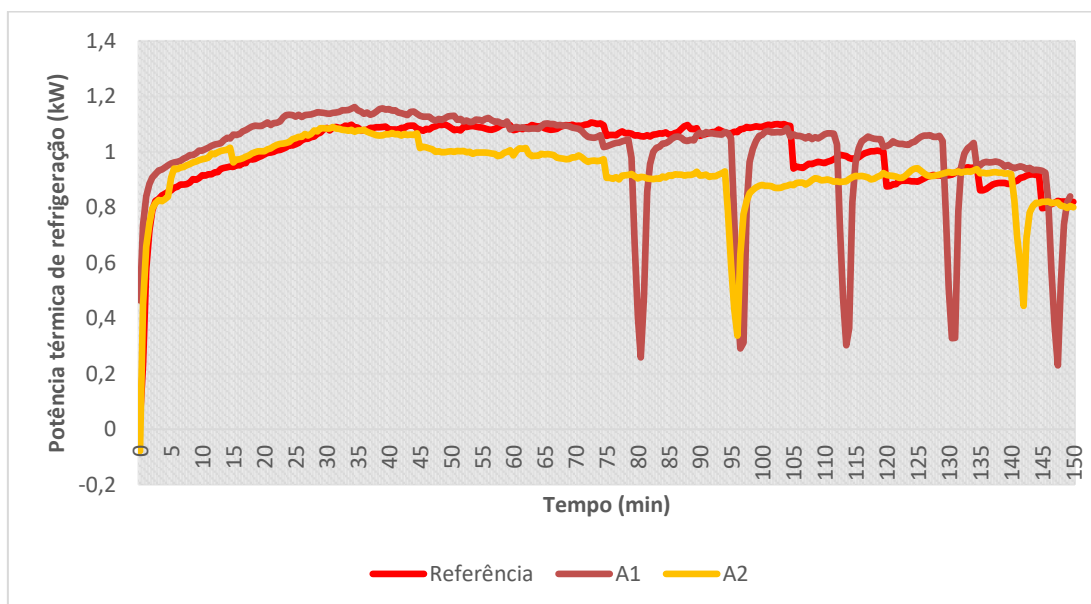


Figura 4.7: Evolução ao longo do tempo, da potência térmica de refrigeração do permutador 1 das condições do tipo A

4.2.2.6. Potência Térmica de refrigeração do Permutador 2

A figura 4.8 ilustra ao longo do tempo, a evolução da potência térmica de refrigeração, onde é possível ver as interrupções impostas das condições do tipo A. Para o caso A1, visualiza-se o melhoramento da potência térmica de refrigeração por volta dos 80, 97, 114, 131 e 148 minutos respectivamente, devido às interrupções impostas no permutador 1. No caso A2 é possível verificar as interrupções que são feitas no permutador 2 por volta dos 77 e dos 128 minutos respectivamente, a potência térmica de refrigeração baixa. As interrupções no permutador 3, por volta dos 94 e dos 145 minutos respectivamente, faz com que a potência térmica aumente. Estas interrupções melhoram o desempenho térmico do permutador 2, comparado com o caso de referência.

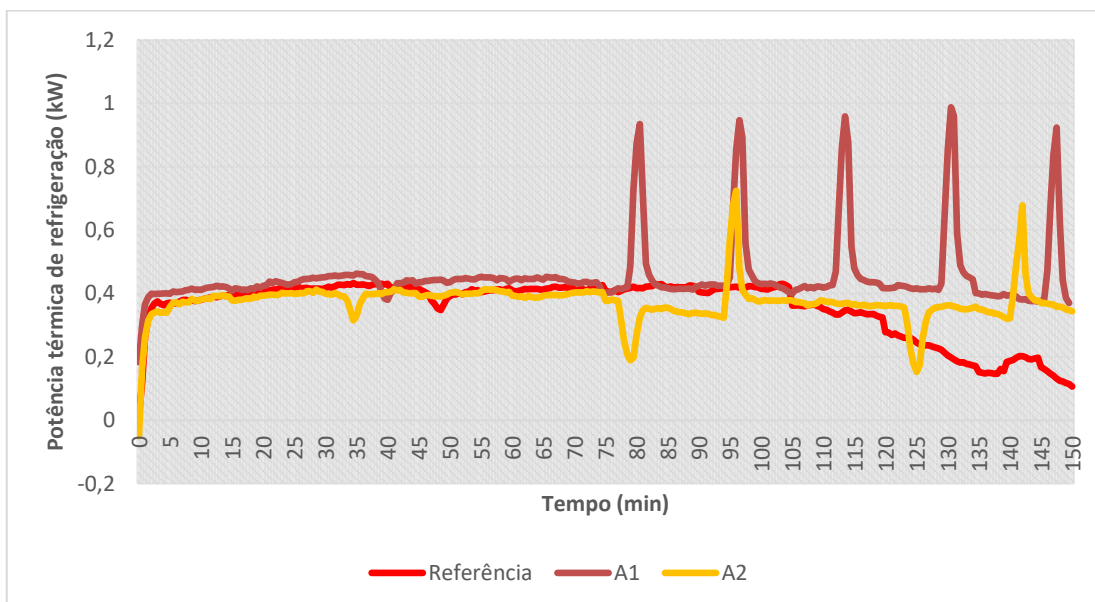


Figura 4.8: Evolução ao longo do tempo, da potência térmica de refrigeração do permutador 2 das condições do tipo A

4.2.2.7. Potência térmica de refrigeração do permutador 3

A figura 4.9 apresenta a evolução ao longo do tempo, da potência térmica de refrigeração do permutador 3 das condições do tipo A. Na condição A1, o seu comportamento é semelhante ao que aconteceu com o permutador 2. Visualiza-se um aumento da potência térmica de refrigeração, devido às interrupções impostas no permutador 1 com início aos 80 minutos. No caso A2, visualiza-se que sofreu a primeira interrupção por volta dos 60 minutos, com a diminuição da potência térmica. Depois houve duas interrupções nos permutadores 2 e 1 respectivamente, em que beneficiou do aumento da sua potência térmica de refrigeração. Com uma interrupção submetida por volta dos 106 minutos, a sua potência térmica de refrigeração diminuiu. Com as restantes interrupções (permutador 2 e 1 respectivamente) a

sua potência térmica de refrigeração aumentou. Para o permutador 3, a condição A apresentou algumas melhorias em relação ao caso de referência.

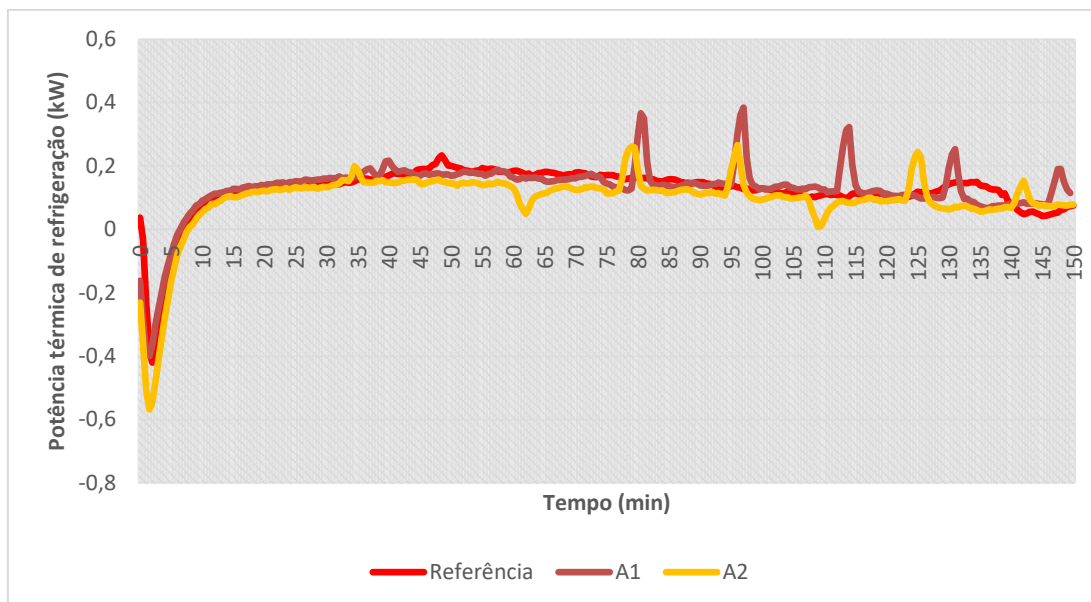


Figura 4.9: Evolução ao longo do tempo, da potência térmica de refrigeração do permutador 3 das condições do tipo A

4.2.2.8. Temperatura de superfície dos permutadores de calor

A temperatura de superfície dos permutadores também foi afetada com as interrupções impostas aos permutadores. Na figura 4.10 é representado a evolução ao longo do tempo, as temperaturas de superfície do permutador 1. Para a condição A1, a temperatura de superfície na entrada do permutador foi afetada em cerca de 6°C devido às interrupções impostas, enquanto, na saída deste permutador a temperatura aumentou cerca de 10,5°C. Para a condição A2, que foi submetida a duas interrupções neste permutador, a temperatura alterou-se em cerca de 9,5°C para a saída do mesmo. Ao longo do ensaio, as condições impostas registaram poucos valores com temperaturas negativas, a formação de gelo no permutador 1 é pouco significativa.

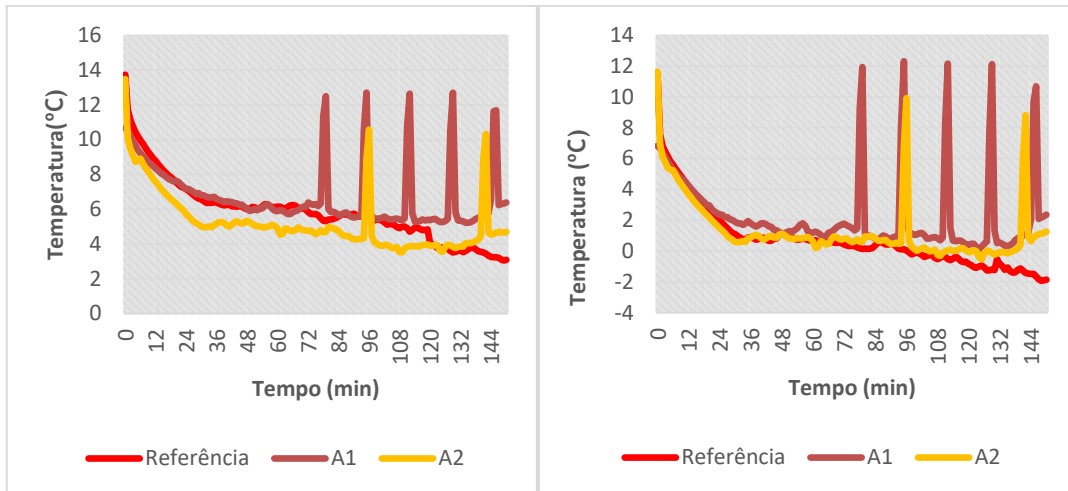


Figura 4.10: Evolução ao longo do tempo, das temperaturas de superfície à entrada (esquerda) e à saída (direita) do permutador 1 das condições do tipo A

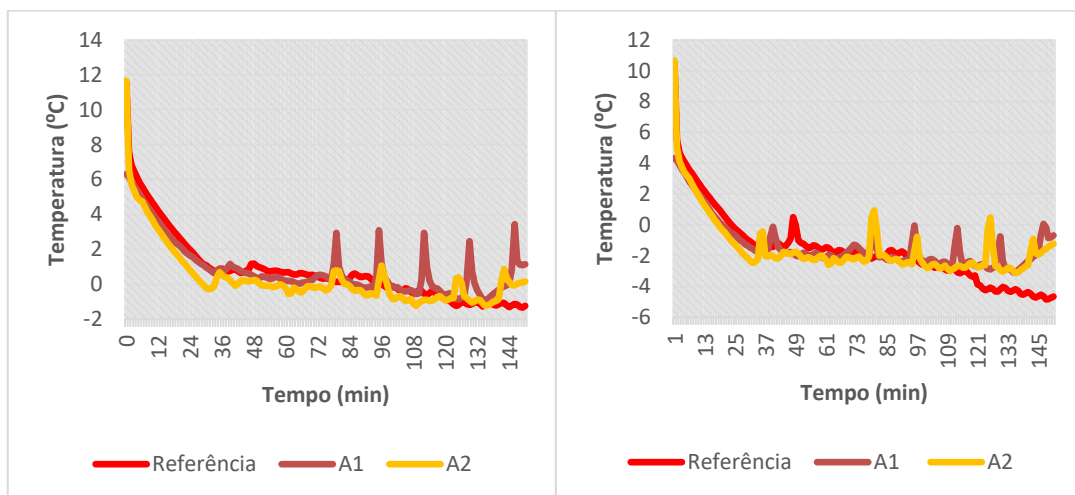


Figura 4.11: Evolução ao longo do tempo, das temperaturas de superfície à entrada (esquerda) e à saída (direita) do permutador 2 das condições do tipo A

Na figura 4.11 são apresentadas as evoluções de temperaturas de superfície, ao longo do tempo, à entrada e à saída do permutador 2. A temperatura de superfície também foi alterada com as interrupções impostas. Para a condição A1, a temperatura de superfície na entrada do permutador aumentou cerca de 3°C durante as interrupções. A temperatura de superfície à saída do permutador aumentou cerca de 3°C, encontrando-se em valores negativos. Isto quer dizer que existe formação de gelo. Para a condição A2, a alteração da temperatura de superfície não foi tão significativa como na condição anterior. Na entrada do permutador, a temperatura de superfície aumentou 1°C e na saída do permutador, a temperatura de superfície aumentou cerca de 3°C. Ambas as temperaturas antes das interrupções tinham temperaturas negativas. Quando as interrupções são acionadas, as temperaturas de superfície atingem valores positivos, o que faz com que se atenuo o crescimento do gelo no permutador.

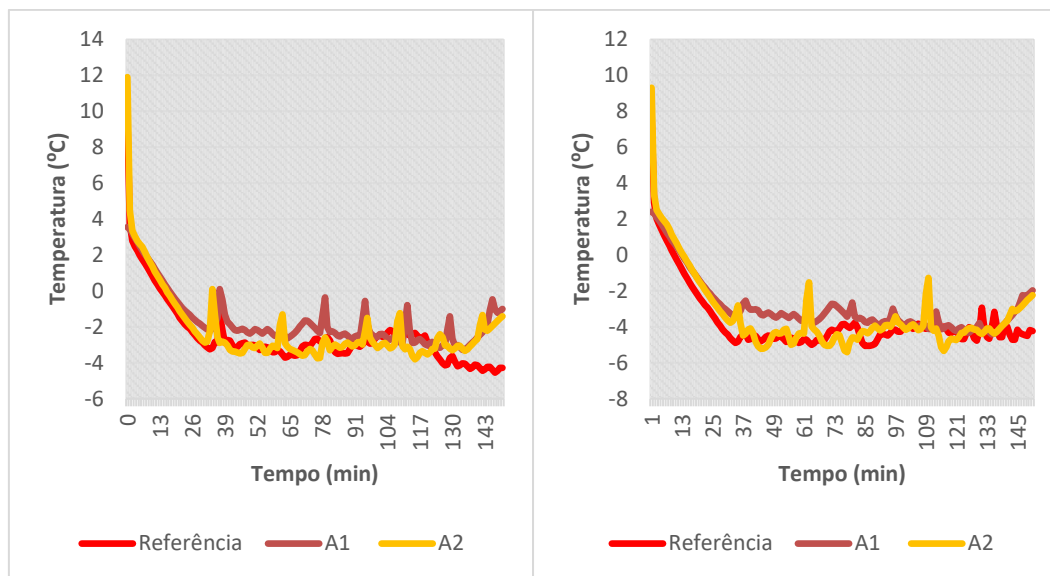


Figura 4.11: Evolução ao longo do tempo, das temperaturas de superfície à entrada (esquerda) e à saída (direita) do permutador 3 das condições do tipo A

A figura 4.12 mostra a evolução ao longo do tempo, as temperaturas de superfície, à entrada e à saída do permutador 3. AS interrupções impostas também alteraram a temperatura de superfície. A condição A1, tanto à entrada como à saída do permutador, apresenta a temperatura de superfície abaixo dos 0°C, tornando-se insuficiente para derreter o gelo existente no permutador. Com as interrupções impostas, a temperatura de superfície aumentou cerca de 2°C para a entrada e cerca de 1°C para a saída do permutador. Na condição A2, as interrupções alteraram a temperatura de superfície do permutador 3 em cerca de 1,5°C para a entrada e cerca de 3°C para a saída. Para este permutador, a temperatura de superfície não conseguiu atingir valores positivos, o que origina numa atenuação do crescimento do gelo formado no permutador.

4.2.2.9. Temperatura do fluido térmico

Na tabela 4.2 são apresentadas as temperaturas do fluido térmico de refrigeração para as condições do tipo A. Com estes valores obtidos, tirando o período inicial de estabilização do sistema, a temperatura do fluido térmico manteve-se constante com valores muito próximos nos dois ensaios. Assim, pode ser feita a comparação entre os dois ensaios. A diminuição das temperaturas na parte final do ensaio deve-se ao facto de a partir dos 135 minutos o Chiller é desativado.

Tabela 4.2: Evolução ao longo do tempo das temperaturas do fluido térmico de refrigeração para as condições do tipo A

Tempo	Entrada		Saída	
	TA1	TA2	TA1	TA2
0	3,0	5,6	3,3	5,8
15	-0,5	-0,7	0,1	0,3
30	-3,1	-4,0	-2,3	-2,5
45	-4,0	-5,3	-2,5	-3,4
60	-4,3	-4,7	-2,7	-3,2
75	-2,8	-5,0	-2,4	-3,5
90	-4,3	-4,5	-2,9	-3,3
105	-4,5	-4,5	-2,9	-3,3
120	-4,4	-4,7	-3,0	-3,6
135	-4,5	-4,4	-3,1	-3,5
150	-2	-2,4	-0,8	-1,4

4.2.3. Condições do Tipo B

As condições do tipo B foram intervencionadas com interrupções de dois minutos e períodos de 20 minutos entre as interrupções. O tipo B1 teve um total de cinco interrupções em 60, 82, 102, 124 e 142 minutos, respectivamente. Constituída com três interrupções no primeiro permutador, uma interrupção no segundo permutador e outra no permutador 3. O tipo B2 teve a primeira interrupção no permutador 1 aos 60 minutos e quatro interrupções nos restantes permutadores (segunda no permutador 2, terceira no permutador 3, quarta no permutador 2 e quinta no permutador 3). aos 82,104,104,126 e 148 minutos respectivamente.

4.2.3.1. Temperatura do ar refrigerado

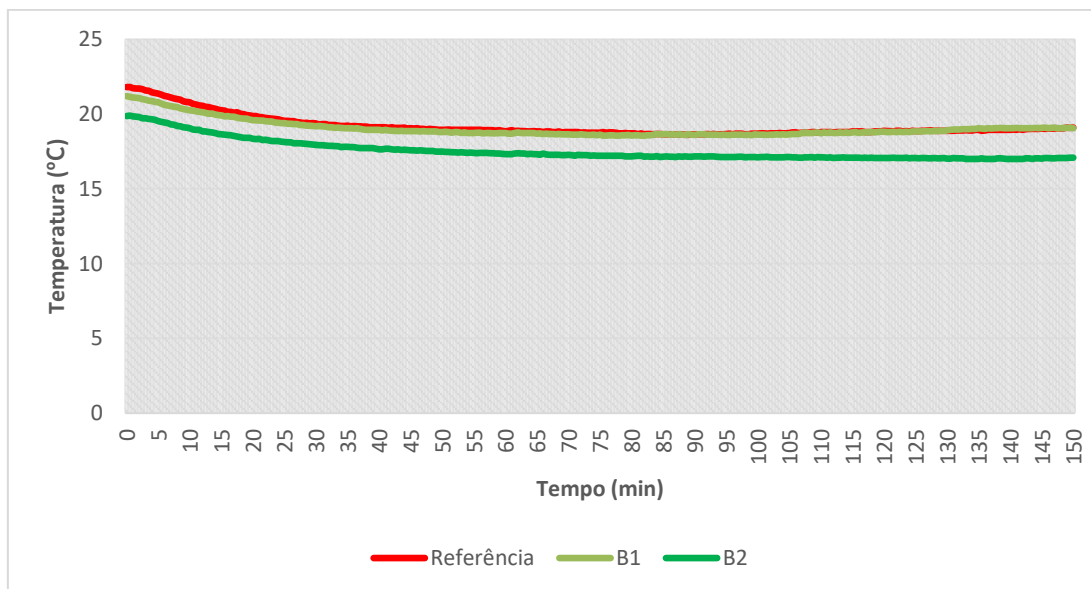


Figura 4.12: Evolução das temperaturas do ar refrigerado na entrada da bateria dos permutadores, ao longo do tempo

A figura 4.12 ilustra as temperaturas do ar refrigerado na entrada da bateria dos permutadores para as condições do tipo B comparadas com a temperatura do ar refrigerado de referência. Ao longo do ensaio, a temperatura do ar refrigerado para a condição B1, é praticamente igual à da condição de referência. Exceto no início, em que a temperatura de referência é um pouco superior ($T_{REF}=21,8^{\circ}C$) em relação à temperatura do ar refrigerado da condição B1 ($T_{B1}=21^{\circ}C$). A partir dos 30 minutos, a temperatura do ar refrigerado das duas condições estabiliza, atingindo o valor de $19^{\circ}C$, ao longo do ensaio. Na condição B2, a temperatura do ar refrigerado apresenta valores mais baixos, em que a temperatura regista o valor de $19,8^{\circ}C$ no início. Tal como as outras condições, a temperatura do ar refrigerado estabiliza a partir dos 30 minutos, atingindo o valor de $17^{\circ}C$ ao longo do ensaio.

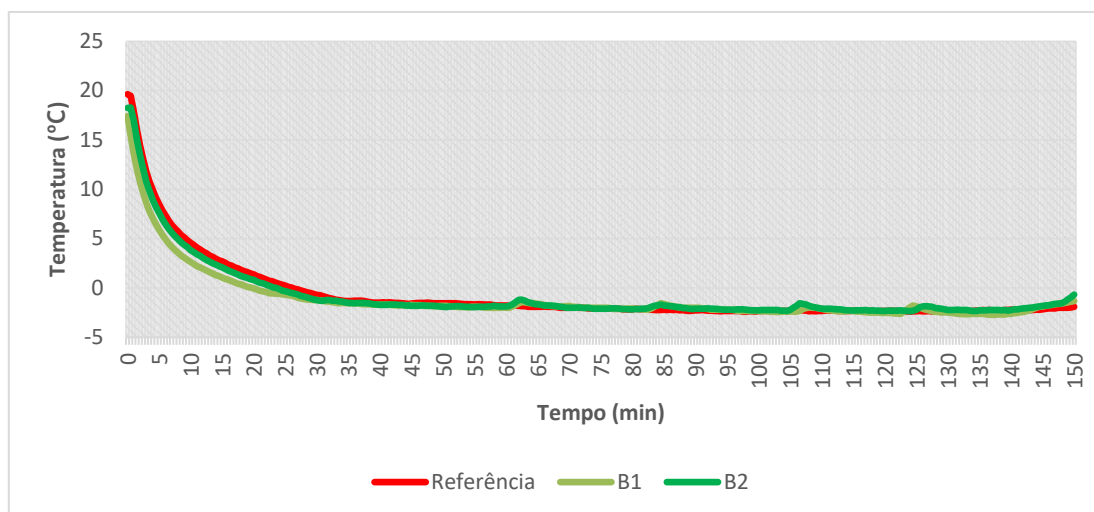


Figura 4.13: Evolução das temperaturas do ar refrigerado na saída da bateria dos permutadores, ao longo do tempo

Na figura 4.13 é apresentada a evolução das temperaturas do ar refrigerado na saída dos permutadores, ao longo do ensaio. Tanto na condição B1 como na condição B2, a temperatura do ar refrigerado aumenta cerca de $0,5^{\circ}\text{C}$ quando acontece uma interrupção no permutador, voltando a descer quando o permutador era ativado. A temperatura do ar refrigerado da condição B1, atinge o seu máximo aos 137 minutos com o valor de $-2,7^{\circ}\text{C}$. A temperatura do ar refrigerado da condição B2, atinge o seu máximo aos 134 minutos com o valor de $-2,34^{\circ}\text{C}$.

4.2.3.2. Temperatura do ar refrigerado à saída do Permutador 1

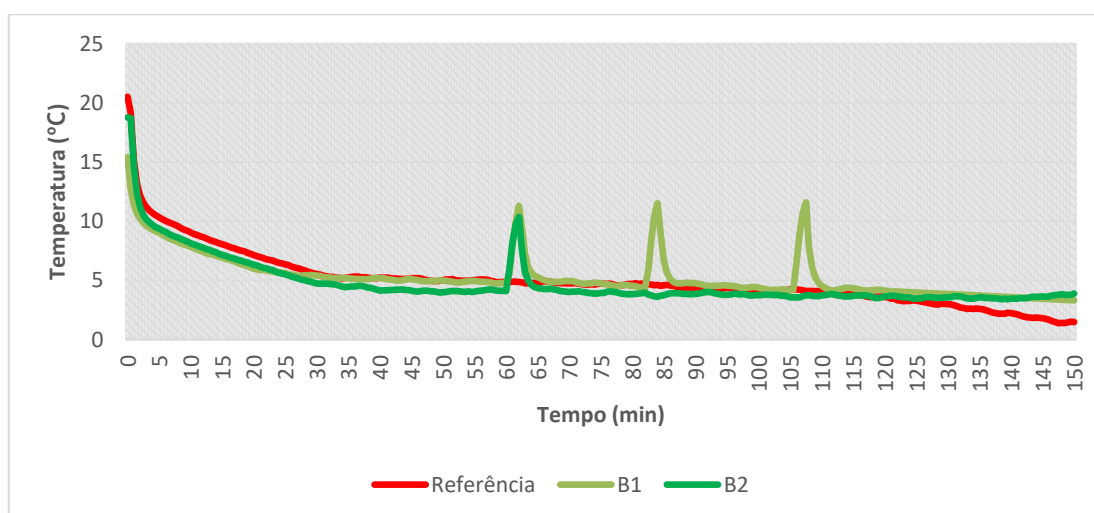


Figura 4.14: Evolução das temperaturas do ar refrigerado à saída do permutador 1, ao longo do tempo, das condições do tipo B

A figura 4.14 mostra a evolução das temperaturas do ar refrigerado à saída do permutador 1, ao longo do tempo. A temperatura do ar refrigerado à saída do permutador 1 para todas as condições começou a estabilizar a partir dos 30 minutos ($T_{REF} = 5,6^{\circ}\text{C}$, $T_{B1} = 5,4^{\circ}\text{C}$ e $T_{B2} = 4,7^{\circ}\text{C}$). Para a condição B1, que teve três interrupções aplicadas ao longo do ensaio, a temperatura do refrigerado aumentou cerca de 6°C durante as interrupções, voltando a estabilizar após a interrupção. Para a condição B2 houve uma interrupção no permutador 1 em que influenciou a temperatura com um aumento em 5°C , voltando a estabilizar após a paragem da interrupção.

4.2.3.3. Temperatura do ar refrigerado no permutador 2

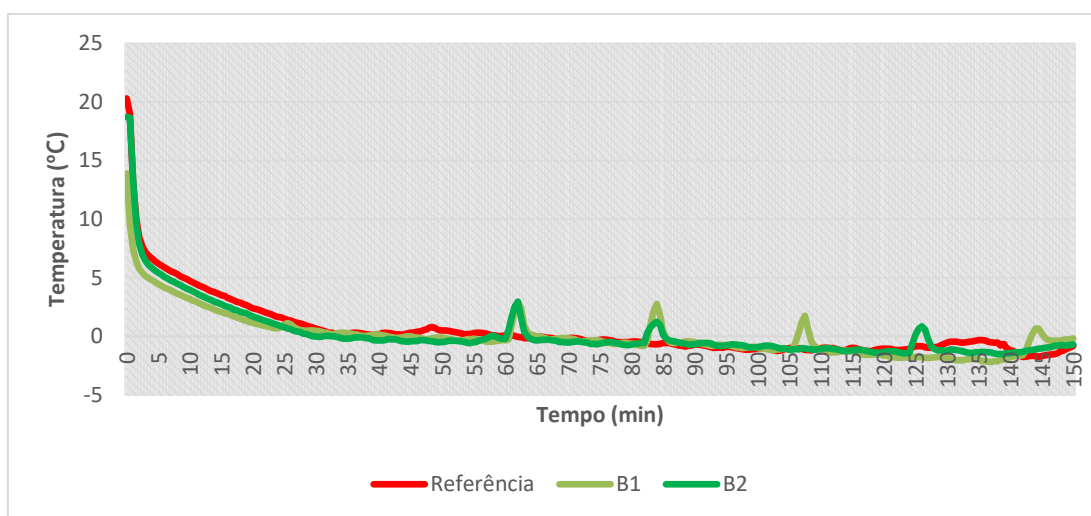


Figura 4.15: Evolução das temperaturas do ar refrigerado à saída do permutador 2, ao longo do tempo, das condições do tipo B

A evolução das temperaturas do ar refrigerado à saída do permutador 2, ao longo do tempo é representada na figura 4.15. As condições do tipo B no permutador 2, não são muito diferentes das outras condições no âmbito de a temperatura do ar refrigerado estabilizar por volta dos 30 minutos ($T_{REF} = 0,7^{\circ}\text{C}$, $T_{B1} = 0,5^{\circ}\text{C}$ e $T_{B2} = 0^{\circ}\text{C}$). Para a condição B1, a temperatura do ar refrigerado à saída deste permutador é alterada devido a quatro interrupções. Três interrupções são influenciadas pelo permutador 1 e a última interrupção é influenciada pelo permutador 2. A temperatura do ar refrigerado, aumenta cerca de 3°C para as três primeiras interrupções e aumenta na última interrupção cerca de $1,5^{\circ}\text{C}$, voltando a estabilizar quando os permutadores são ativos. Para a condição B2, a temperatura do ar refrigerado é afetada por três interrupções. A primeira interrupção é proveniente do permutador 1 e aumenta a temperatura em cerca de 3°C e as outras duas interrupções são feitas no permutador 2 e afetam a temperatura em cerca de 2°C , voltando a estabilizar com a ativação dos permutadores.

4.2.3.4. Potência térmica de refrigeração global

Na figura 4.16, é possível visualizar a evolução da potência térmica de refrigeração global para as condições do tipo B, ao longo do tempo. Para a condição B1, a partir do início e até aos 15 minutos a potência térmica de refrigeração aumenta. Sofre uma ligeira diminuição até que começa a estabilizar a partir dos 28 minutos, atingindo o valor máximo de 1,72 kW aos 36 minutos. A partir dos 60 minutos, devido à interrupção, a potência térmica de refrigeração diminui um pouco, mas recupera nos minutos seguintes, com algumas descidas e subidas até aos 116 minutos a potência térmica mantém-se estabilizada. A partir deste ponto, a potência térmica de refrigeração começa a diminuir até ao final do ensaio com o valor de 1,24 kW, apresentando perdas de 28%.

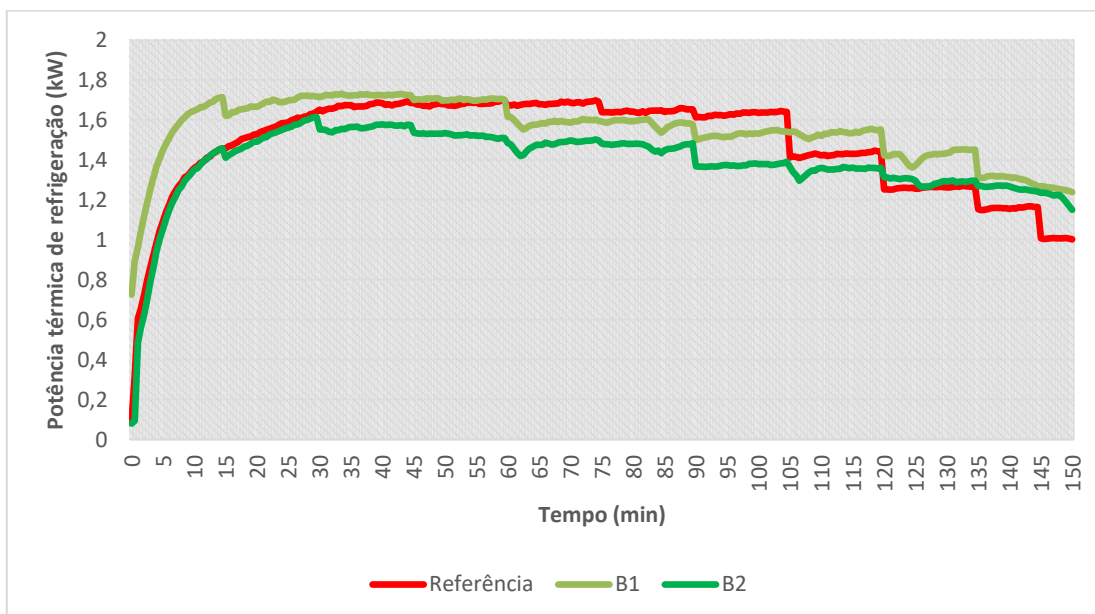


Figura 4.16: Evolução da potência térmica de refrigeração global das condições do tipo B, ao longo do tempo

Para a condição B2, a partir do início do ensaio até aos 30 minutos a potência térmica de refrigeração aumenta bruscamente, atingindo o valor máximo de 1,55 kW. A partir deste ponto, a potência térmica começa a diminuir lentamente até aos 60 minutos, momento em que é efectuada a primeira interrupção. Até ao final do ensaio, a potência térmica de refrigeração começa a diminuir. Atinge o seu valor mínimo no final do ensaio, com o valor de 1,15 kW, apresentando perdas de 26%.

De um modo geral, o caso B1 e o caso B2, comparando com o caso de referência, a condição B1 apresenta melhorias e a condição B2 apresenta piorias. A condição B1 ultrapassa o caso de referência, a partir dos 104 minutos. Apesar de o caso B2, a partir dos 120 minutos ultrapassar a condição de referência, o seu valor médio é inferior ao valor médio do caso de

referência. Assim, o caso B1 apresenta uma melhoria de 8%, enquanto o caso B2 apresenta uma piora de 5%.

4.2.3.5. Potência Térmica de refrigeração do Permutador 1

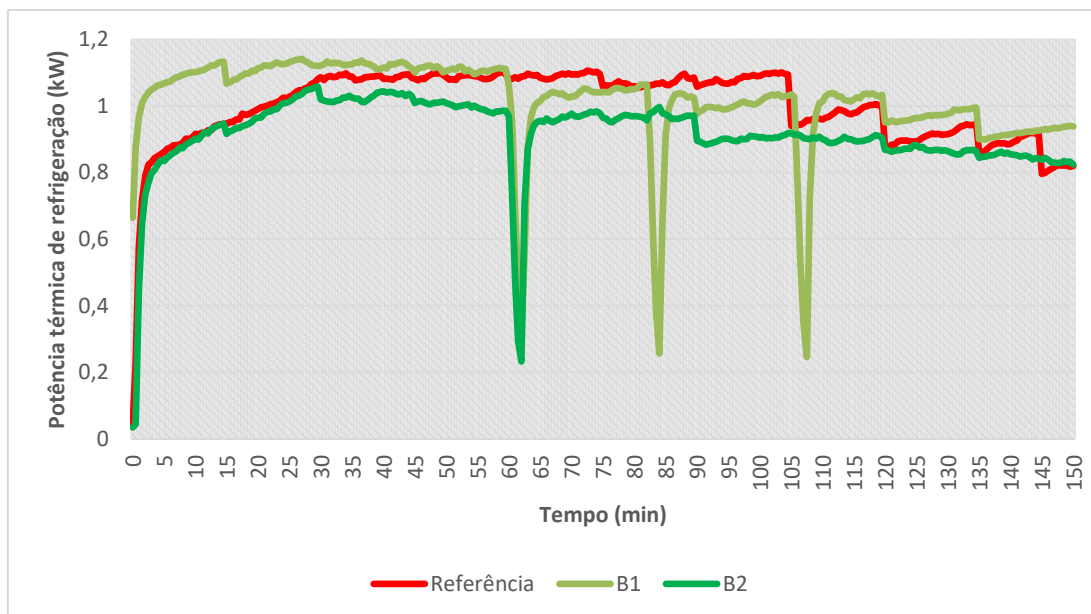


Figura 4.17: Evolução ao longo do tempo, da potência térmica de refrigeração do permutador 1 das condições do tipo B

A figura 4.17 ilustra a evolução da potência térmica de refrigeração do permutador 1 para as condições do tipo B. Para a condição B1, a potência térmica de refrigeração manteve-se mais elevada até ao momento da primeira interrupção. Durante as três interrupções que ocorreram, a potência térmica de refrigeração do permutador 1 ficou mais baixa que a condição de referência. No entanto, a potência térmica de refrigeração apresentou valores mais elevados a partir da última interrupção, por volta dos 110 minutos, comparada com o caso de referência, até ao final do ensaio. Para a condição B2, só foi intervencionada com uma interrupção no permutador 1. A sua potência térmica de refrigeração foi sempre menor que a potência térmica de refrigeração da condição de referência, ao longo do ensaio.

4.2.3.6. Potência Térmica de refrigeração do Permutador 2

A evolução da potência térmica de refrigeração do permutador 2, ao longo do tempo, para as condições do tipo B é apresentada na figura 4.18. Para a condição B1, as interrupções no permutador 1 aumentam a potência térmica do permutador 2. Assim, a potência térmica de refrigeração é mais elevada em comparação com o caso de referência até aos 143 minutos. Neste ponto houve uma interrupção no permutador 2, logo a potência térmica de refrigeração diminuiu, estabilizando-se no final, enquanto no caso de referência diminuiu. Para a condição B2, a potência térmica de refrigeração melhora aos 60 minutos, devido a uma interrupção no permutador 1. Após esta interrupção, este permutador é intervencionado com mais duas interrupções, aos 82 minutos e aos 124 minutos

respetivamente, onde há um decréscimo da potência térmica de refrigeração neste permutador. No entanto, só a partir dos 110 minutos, esta condição apresenta valores superiores de potência térmica de refrigeração, em comparação com a condição de referência.

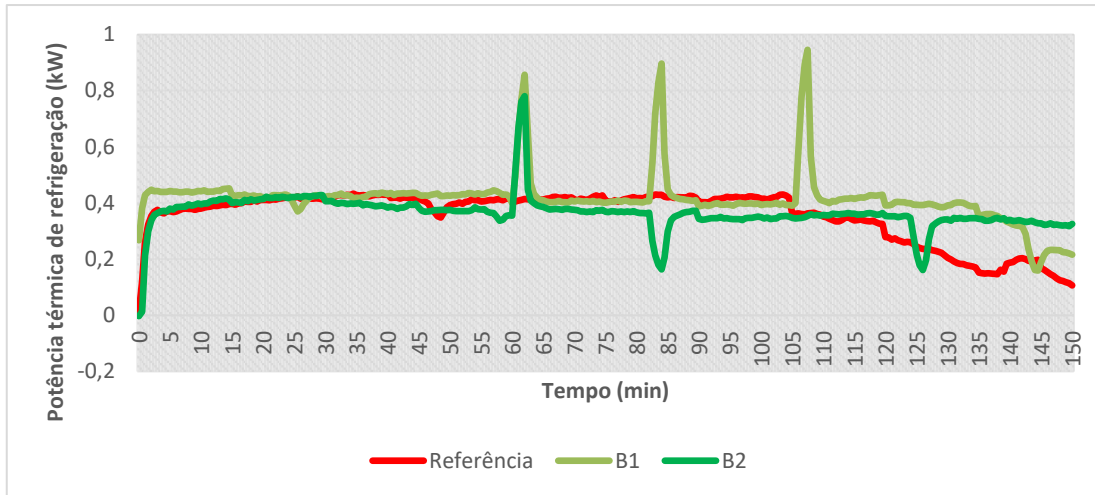


Figura 4.18: Evolução ao longo do tempo, da potência térmica de refrigeração do permutador 2 das condições do tipo B

4.2.3.7. Potência Térmica do Permutador 3

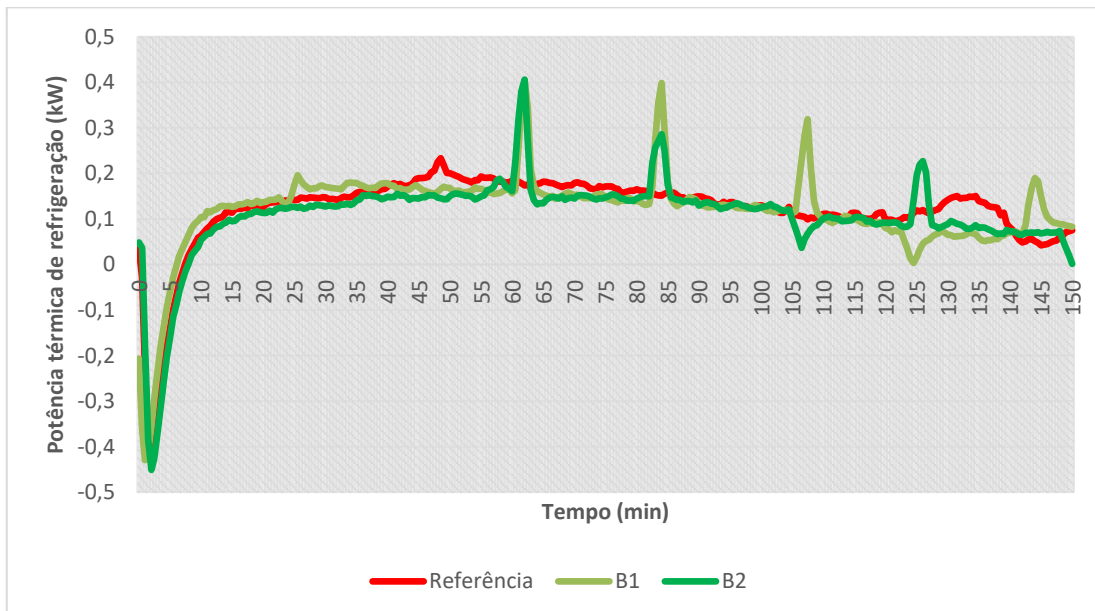


Figura 4.19: Evolução ao longo do tempo, da potência térmica de refrigeração do permutador 3 das condições do tipo B

Na figura 4.19 é apresentada a evolução ao longo do tempo, da potência térmica de refrigeração do permutador das condições do tipo B. Para a condição B1, o permutador 3 beneficiou de quatro interrupções, sendo a primeira aos 60 minutos, a segunda aos 82 minutos, a terceira aos 106 minutos e a última aos 142 minutos. Com estas interrupções impostas, a potência térmica de refrigeração aumentou, voltando a estabilizar após as interrupções. Por volta dos 124 minutos, o permutador 3 foi submetido a uma interrupção e consequentemente a potência térmica de refrigeração diminuiu, voltando a estabilizar quando o permutador foi ativo. Para a condição B2, a potência térmica de refrigeração aumentou nos 60 minutos, nos 82 minutos e nos 124 minutos, beneficiando das interrupções impostas nos outros permutadores. Este permutador foi intervencionado com uma interrupção aos 106 minutos, logo a potência térmica de refrigeração diminuiu. Comparando com a condição de referência, os valores da potência térmica de refrigeração de ambas as condições são menores.

4.2.3.8. Temperatura de superfície dos permutadores de calor

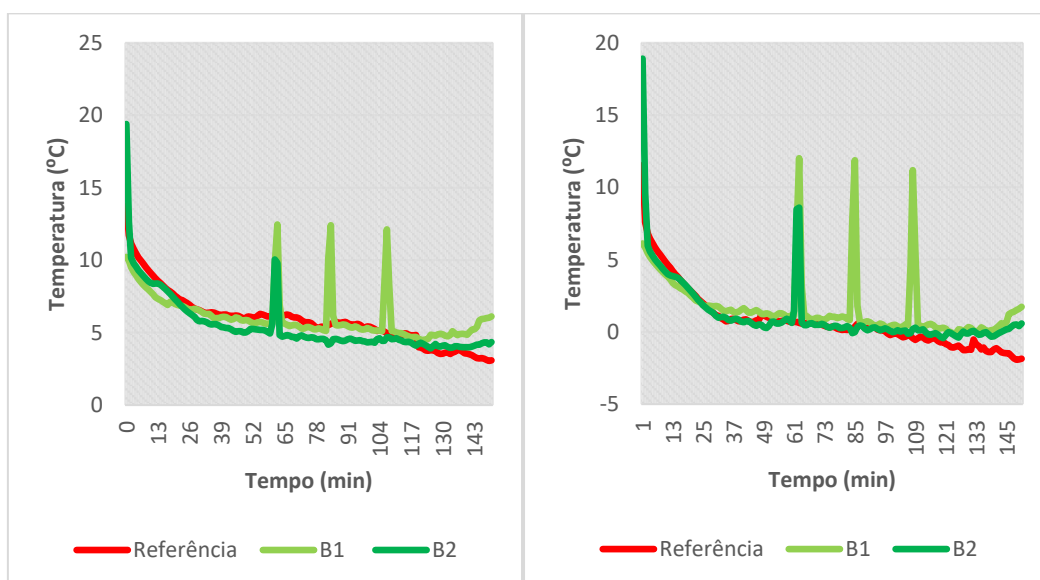


Figura 4.20: Evolução ao longo do tempo, das temperaturas de superfície à entrada (esquerda) e à saída (direita) do permutador 1 das condições do tipo B

A figura 4.20 mostra a evolução ao longo do tempo, as temperaturas de superfície à entrada e à saída do permutador 1, nas condições do tipo B. Para as condições B1, a temperatura de superfície à entrada aumentou cerca de 7°C e à saída aumentou cerca de 11°C, devido às interrupções impostas. Na condição B2, este permutador teve uma interrupção, o que fez com que a temperatura de superfície à entrada aumentasse cerca de 4°C e à saída cerca de 8°C. Para ambas as condições, as temperaturas de superfície estão acima dos 0°C ao longo do ensaio, logo a formação de gelo neste permutador é praticamente nula.

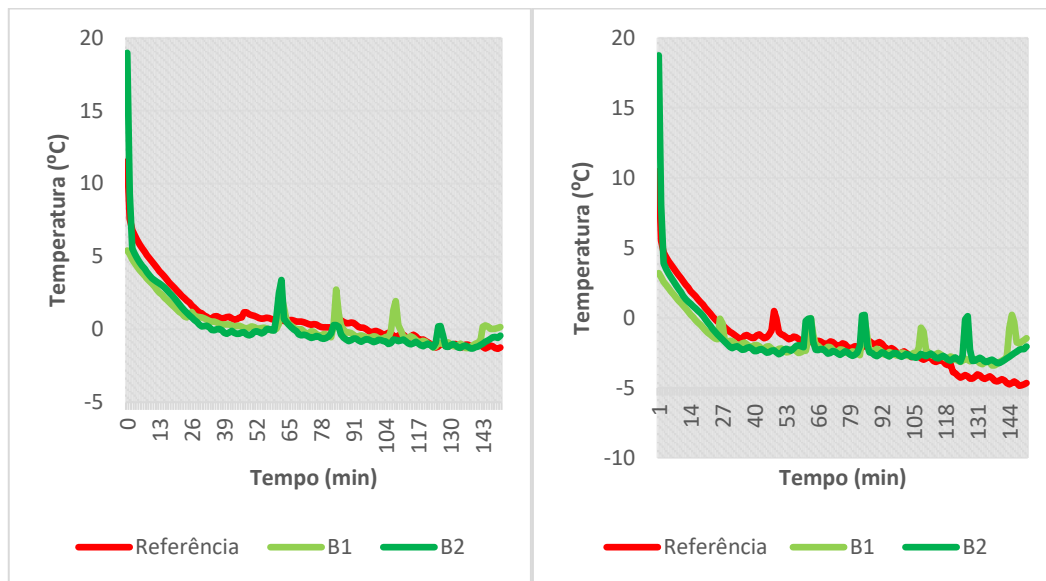


Figura 4.21: Evolução ao longo do tempo, das temperaturas de superfície à entrada (esquerda) e à saída (direita) do permutador 2 das condições do tipo B

Na figura 4.21 é apresentada a evolução ao longo do tempo, as temperaturas de superfície à entrada e à saída do permutador 2 das condições do tipo B. Devido às interrupções, a temperatura de superfície para a condição B1 teve quatro aumentos de temperatura. Tanto na entrada como na saída, a temperatura de superfície aumentou cerca de 3°C. Ambos têm a temperatura de superfície abaixo de 0°C antes das interrupções. Com a aplicação das interrupções estas superfícies alcançam valores positivos de temperatura, o que faz com que esta condição consiga atenuar a formação de gelo no permutador. Para a condição B2 a temperatura de superfície alterou-se em três interrupções. Aumentou entre 0,5°C e 3,5°C à entrada e entre 2°C e 3°C à saída. Para esta condição, o crescimento de gelo no permutador também é atenuado.

A figura 4.22 ilustra a evolução ao longo do tempo, das temperaturas de superfície à entrada e à saída do permutador 3 das condições do tipo B. Para a condição B1, o permutador 3 beneficiou de quatro interrupções provenientes dos outros permutadores e foi intervencionado com uma interrupção. Durante as interrupções, o aumento da temperatura de superfície à entrada foi de 2°C e à saída situou-se entre 1°C e 3°C. Como ambas apresentam valores negativos, o crescimento de gelo no permutador foi atenuado. Para a condição B2, a temperatura de superfície à entrada aumentou cerca de 2°C e à saída entre de 1°C a 3°C. Como a temperatura de superfície, tanto à entrada como na saída, apresenta valores abaixo de zero, o crescimento de gelo no permutador é atenuado.

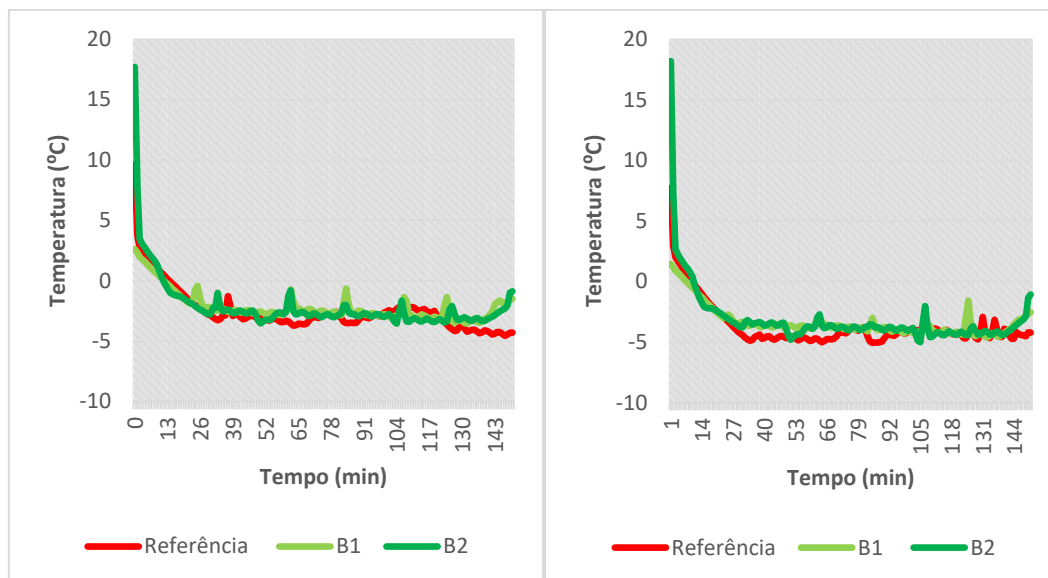


Figura 4.22: Evolução ao longo do tempo, das temperaturas de superfície à entrada (esquerda) e à saída (direita) do permutador 3 das condições do tipo B

4.2.3.9. Temperatura do fluido térmico de refrigeração

A tabela 4.3 apresenta a evolução ao longo do tempo, das temperaturas do fluido térmico à entrada e à saída dos permutadores. Com estes valores recolhidos, tirando o período de estabilização, tal como acontece nas condições do tipo A, a temperatura do fluido térmico manteve-se constante com valores muito próximos nos dois ensaios. Assim a comparação entre os dois ensaios pode ser feita. Com a desativação do Chiller aos 135 minutos a temperatura do fluido térmico de refrigeração aumentou.

Tabela 4.3: Evolução ao longo do tempo das temperaturas do fluido térmico de refrigeração para as condições do tipo B

Tempo	Entrada		Saída	
	TB1	TB2	TB1	TB2
0	1,3	5,8	2,9	3,5
15	-1,7	-1,4	-0,92	-0,27
30	-3,8	-4,3	-2,5	-2,8
45	-3,8	-4,2	-2,58	-2,91
60	-4,1	-4,6	-2,9	-2,9
75	-3,9	-4,5	-3,0	-3,0
90	-3,8	-4,5	-2,6	-2,9
105	-3,8	-4,5	-3,2	-3,2
120	-3,6	-4,3	-3,2	-3,2
135	-4,1	-4,2	-3,3	-3,2
150	-2,3	-2,9	-1,4	-1,5

4.2.4. Condições do Tipo C

As condições do tipo C foram intervencionadas com interrupções de quatro minutos, com períodos de quinze minutos entre as interrupções. O tipo C1 tem 4 interrupções, aos 60, 79, 104 e 125 minutos respectivamente, no permutador 3. O tipo C2 tem cinco interrupções, aos 60, 79, 98, 117 e 132 minutos respectivamente, no permutador 2.

4.2.4.1. Temperatura do ar refrigerado

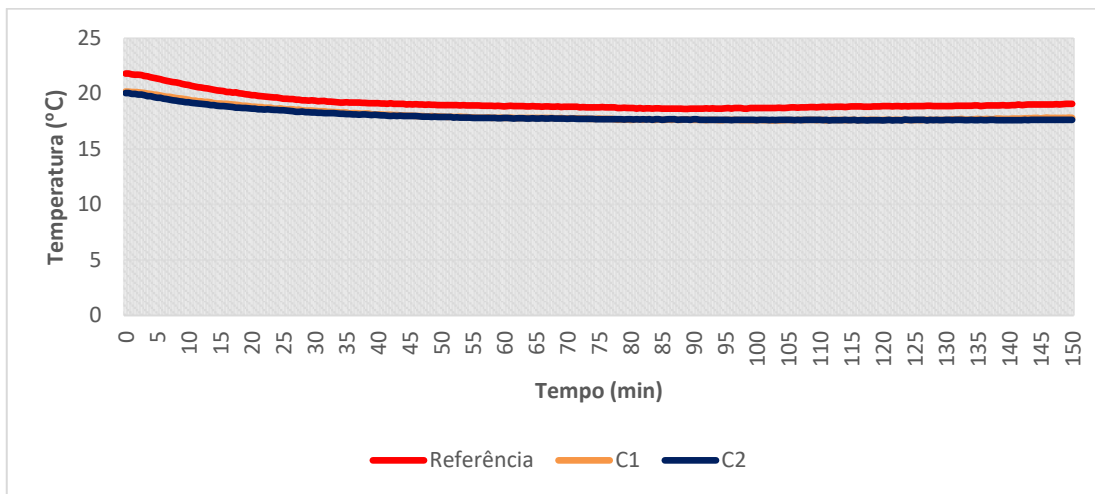


Figura 4.23: Evolução das temperaturas do ar refrigerado à entrada da bateria dos permutadores, ao longo do tempo, das condições do tipo C

A figura 4.23, apresenta a evolução das temperaturas do ar refrigerado à entrada da bateria dos permutadores, ao longo do tempo, das condições do tipo C. Tirando fase inicial, em que as temperaturas do ar refrigerado diminuem, a partir dos 30 minutos, estas ficam constantes. Para a condição C1, a temperatura do ar refrigerado registra 20,1°C no início e a partir dos 30 minutos, esta mantém-se nos 18°C até ao final do ensaio. Para a condição C2, a temperatura do ar refrigerado registra 20°C e a partir dos 30 minutos mantém-se nos 18°C até ao final do ensaio. Ambas as temperaturas do ar refrigerado das condições registam valores mais baixos que a condição de referência. A condição de referência registra 21,8°C no início do ensaio e a partir dos 30 minutos registra 19°C, até ao final do ensaio.

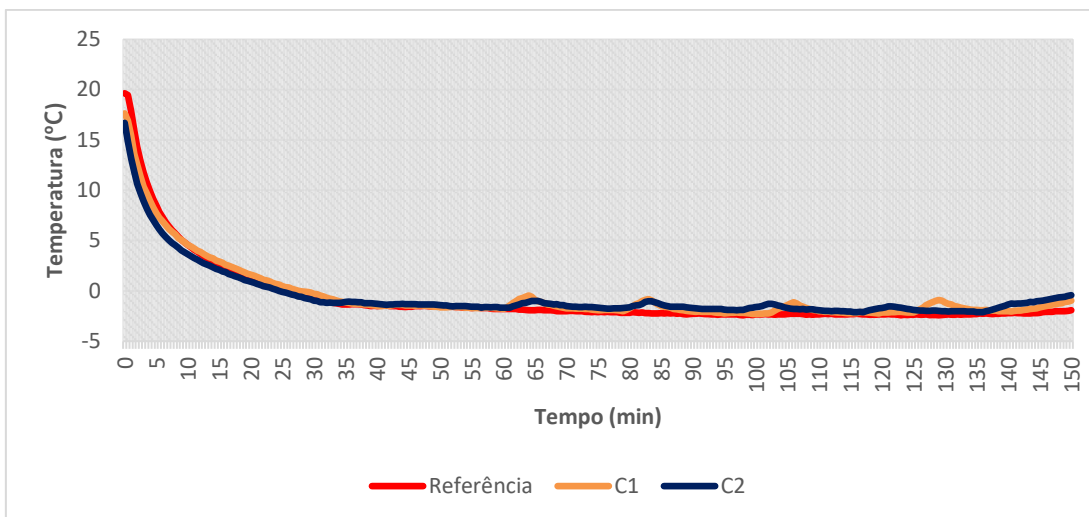


Figura 4.24: Evolução das temperaturas do ar refrigerado à saída da bateria dos permutadores, ao longo do tempo, das condições do tipo C

Na figura 4.24 é representada a evolução das temperaturas do ar refrigerado à saída da bateria dos permutadores, ao longo do tempo, das condições do tipo C. Para a condição C1, a temperatura do ar refrigerado aumenta cerca de 1°C, com a ação das interrupções no permutador 3, voltando a estabilizar após as interrupções, atingido o valor máximo aos 100 minutos (TC2= -2,3°C). Na condição C2, a temperatura do ar refrigerado não oscilou tanto nas interrupções, aumentando 0,5°C nas interrupções impostas ao permutador 2, atingindo o valor máximo aos 117 minutos (TC2=-2,1°C).

4.2.4.2. Temperatura do ar refrigerado na saída do Permutador 1

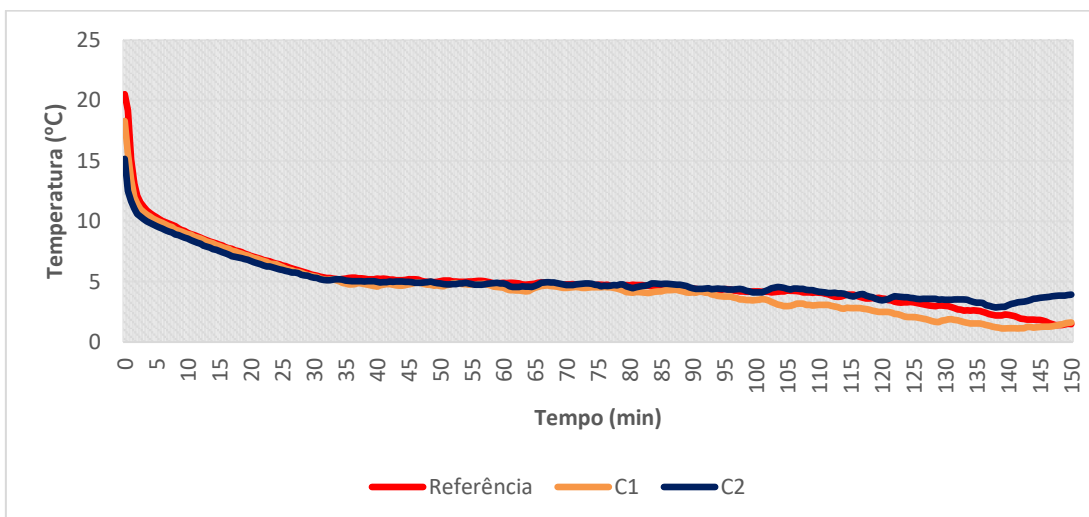


Figura 4.25: Evolução das temperaturas do ar refrigerado à saída do permutador 1, ao longo do tempo, das condições do tipo C

A temperatura do ar refrigerado à entrada do permutador 1 é a mesma que a temperatura do ar refrigerado à entrada da bateria dos permutadores, explicada na secção “4.2.4.1.- Temperatura do ar refrigerado”. A figura 4.25 mostra a evolução das temperaturas do ar refrigerado, ao longo do tempo, à saída do permutador 1 das condições do tipo C. Para o permutador 1, as temperaturas do ar refrigerado não sofreram grandes alterações, devido à ausência de interrupções neste permutador. As temperaturas do ar refrigerado começaram a estabilizar por volta dos 30 minutos. As temperaturas do ar refrigerado da condição de referência e da condição de referência mantiveram-se estáveis até ao final do ensaio. Para a condição C1, a temperatura do ar refrigerado começou a descer a partir dos 95 minutos, devido à formação de gelo no permutador 2. Neste permutador não houve nenhuma interrupção imposta.

4.2.4.3. Temperatura do ar refrigerado no permutador 2

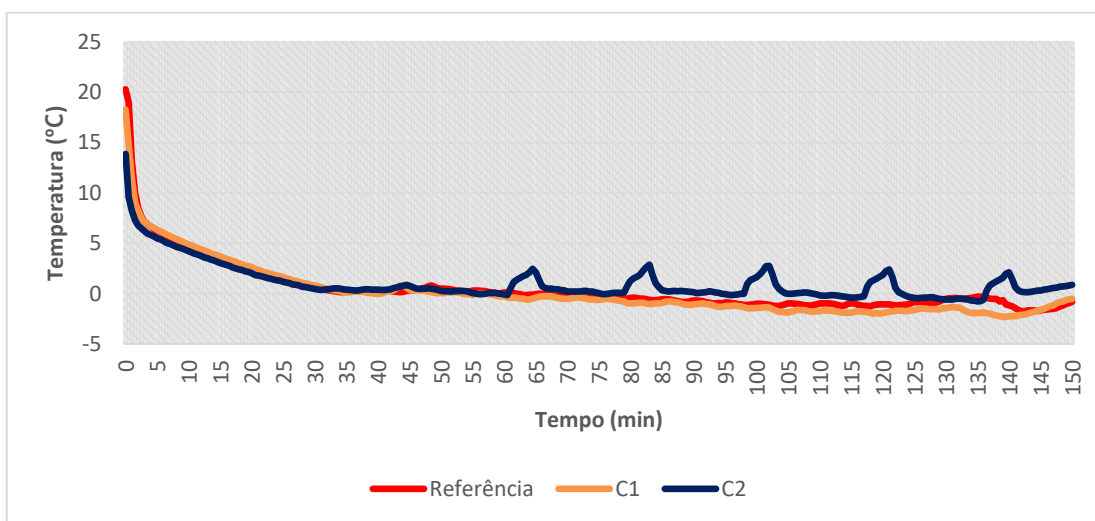


Figura 4.26: Evolução das temperaturas do ar refrigerado à saída do permutador 2, ao longo do tempo, das condições do tipo C

Na figura 4.26, pode-se visualizar a evolução das temperaturas do ar refrigerado à saída do permutador 2, ao longo do tempo, das condições do tipo C. Apenas, a temperatura do ar refrigerado da condição C2 é afetada pelas interrupções. A condição C1 mantém a temperatura estável ao longo do ensaio. Ambas estabilizam a partir dos 30 minutos ($TREF=0,7^{\circ}C$, $TC1=0,8^{\circ}C$ e $TC2=0,5^{\circ}C$) Na condição C2, as interrupções fazem com que a temperatura refrigerada proveniente deste permutador aumente em cerca de $2^{\circ}C$, voltando ao estado em que estava antes da interrupção quando o permutador volta a ser ativo. A temperatura do ar refrigerado à saída do permutador 3 é a mesma que a temperatura do ar refrigerado à saída da bateria dos permutadores, explicada na secção “4.2.4.1.- Temperatura do ar refrigerado”.

4.2.4.4. Potência Térmica de refrigeração global

A figura 4.27 representa a evolução da potência térmica de refrigeração das condições do tipo C, ao longo do tempo. Na condição C1, até aos 15 minutos a potência térmica aumenta de um modo acelerado, começando a abrandar até aos 35 minutos, ponto em que atinge o seu máximo, com o valor de 1,70 kW. Até aos 60 minutos, diminui um pouco, até ao momento da primeira interrupção. A partir daqui e até ao final do ensaio, a potência térmica de refrigeração começa a diminuir, atingindo o valor mínimo de 1,07 kW no final do ensaio, apresentando uma redução de 37%.

Para a condição C2, até aos 32 minutos a potência térmica aumentou atingindo o seu valor máximo em 1,84 kW e estabiliza até aos 60 minutos em que houve a primeira interrupção. A partir daqui a potência térmica tem oscilações pequenas devido às interrupções, mas varia pouco até aos 135 minutos, atingindo o valor de 1,56 kW, apresentando uma redução de 15%. A partir daqui o Chiller é desativado, logo a potência térmica de refrigeração diminui até ao final do ensaio.

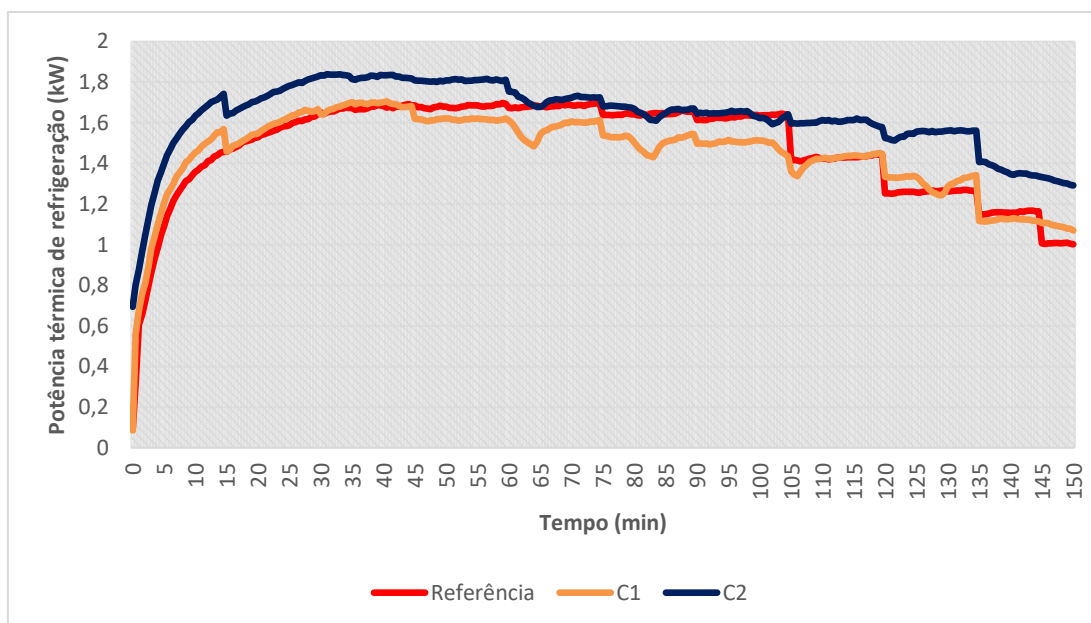


Figura 4.27: Evolução da potência térmica de refrigeração global das condições do tipo C, ao longo do tempo

De um modo geral, o caso C1 esteve abaixo do caso de referência quase todo o ensaio, só esteve melhor entre os 120 minutos e os 136 minutos. O caso C2 teve um comportamento semelhante às condições do tipo A e B, em que a partir dos 104 minutos apresenta melhor potência térmica de refrigeração. O caso C1 apresenta uma pioria de 2% e o caso C2 apresenta a melhoria de 11%.

4.2.4.5. Potência Térmica de refrigeração no permutador 1

Na figura 4.28, é possível visualizar a evolução da potência térmica de refrigeração do permutador 1, ao longo do tempo, das condições do tipo C. Como não houve interrupções no permutador 1, não são detetadas grandes oscilações na potência térmica. A partir dos 105 minutos, a potência térmica do C1 e do C2 é superior ao caso de referência no permutador 1.

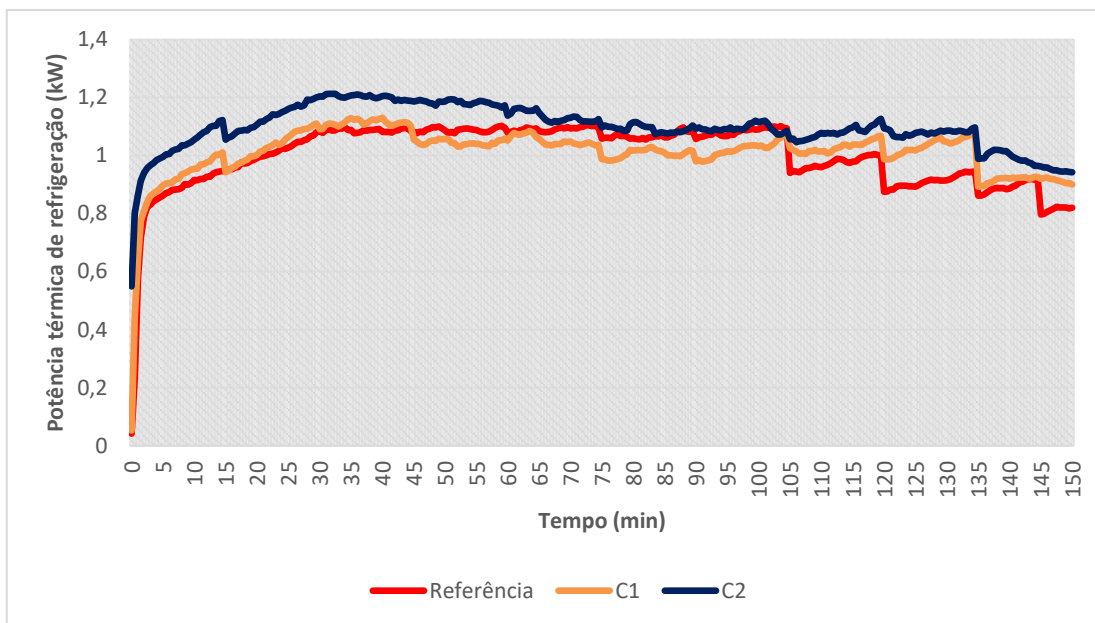


Figura 4.28: Evolução da potência térmica de refrigeração do permutador 1 das condições do tipo C, ao longo do tempo

4.2.4.1. Potência Térmica de refrigeração no permutador 2

A figura 4.29, apresenta a evolução da potência térmica de refrigeração, ao longo do tempo, do permutador 2, nas condições do tipo C. Na condição C1, o permutador 3 foi o único que sofreu interrupções. Assim, a sua potência térmica de refrigeração no permutador 2 segue a tendência do caso de referência, acabando praticamente com os mesmos valores no final do ensaio. Na condição C2, é possível visualizar as interrupções impostas neste permutador. A potência térmica de refrigeração diminui durante as interrupções, voltando a estabilizar após as interrupções. A partir dos 105 minutos, a condição C2 no permutador ultrapassa o caso de referência em termos de potência térmica.

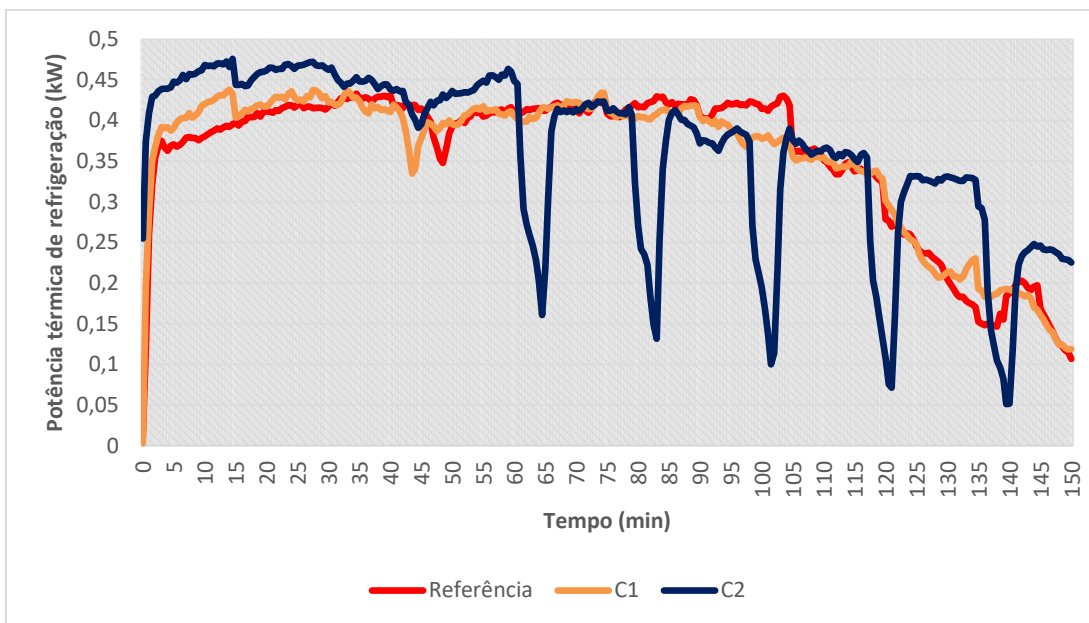


Figura 4.29: Evolução da potência térmica de refrigeração do permutador 2 das condições do tipo C, ao longo do tempo

4.2.4.2. Potência Térmica de refrigeração no permutador 3

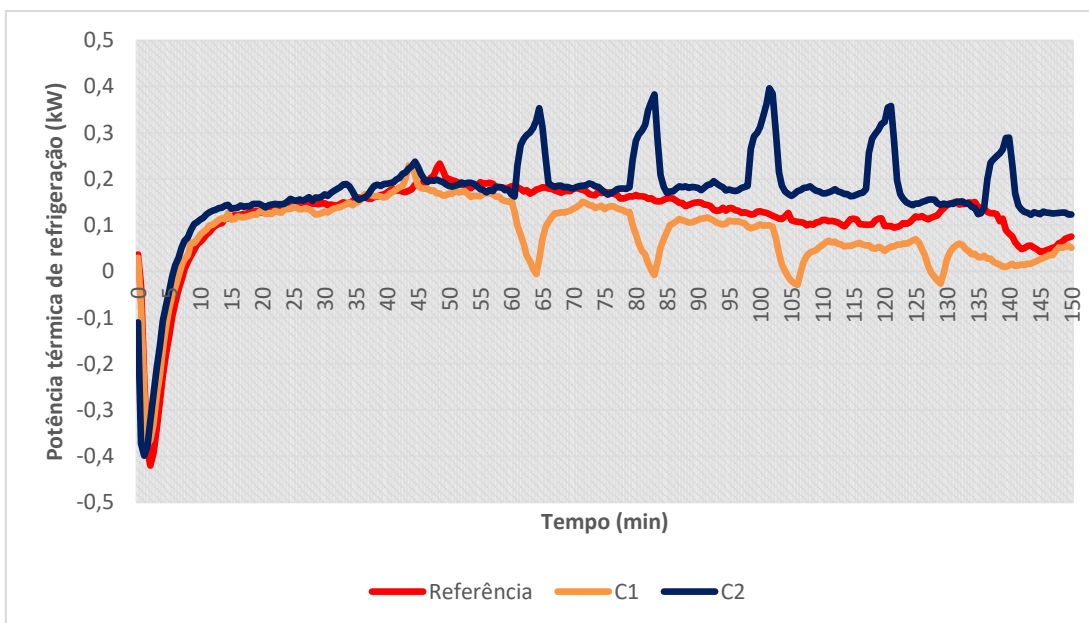


Figura 4.30: Evolução da potência térmica de refrigeração do permutador 3 das condições do tipo C, ao longo do tempo

A figura 4.30 ilustra a evolução da potência térmica de refrigeração, ao longo do tempo, do permutador 3, nas condições do tipo C. Na condição C1 consegue-se visualizar as interrupções no permutador 3 em que a potência térmica de refrigeração caiu. Entretanto, no caso C2 o permutador 3 beneficia das interrupções no permutador 2 em que há um aumento da potência térmica de refrigeração. Comparativamente ao caso de referência, a condição C1 apresenta a potência térmica de refrigeração com valores inferiores, enquanto que na condição C2 esta apresenta valores superiores.

4.2.4.3. Temperatura de superfície dos permutadores de calor

Como nas condições do tipo C só houve interrupções no segundo e no terceiro permutador, as temperaturas de superfície, na entrada e na saída do permutador 1, não foram influenciadas pelas interrupções. Na figura 4.31 é possível ver a evolução ao longo do tempo, das temperaturas de superfície à entrada e à saída do permutador 2 para as condições do tipo C. A condição C1 não teve influência no permutador 2, pois, esta só foi aplicada no permutador 3, seguindo a tendência das condições de referência. Para a condição C2 as temperaturas de superfície foram alteradas nas cinco interrupções impostas, onde à entrada aumentou cerca de 4°C e à saída cerca de 3°C. Encontrando-se com valores negativos antes das interrupções, as temperaturas de superfície conseguem atingir valores positivos e assim, reduzir o crescimento de gelo durante as interrupções.

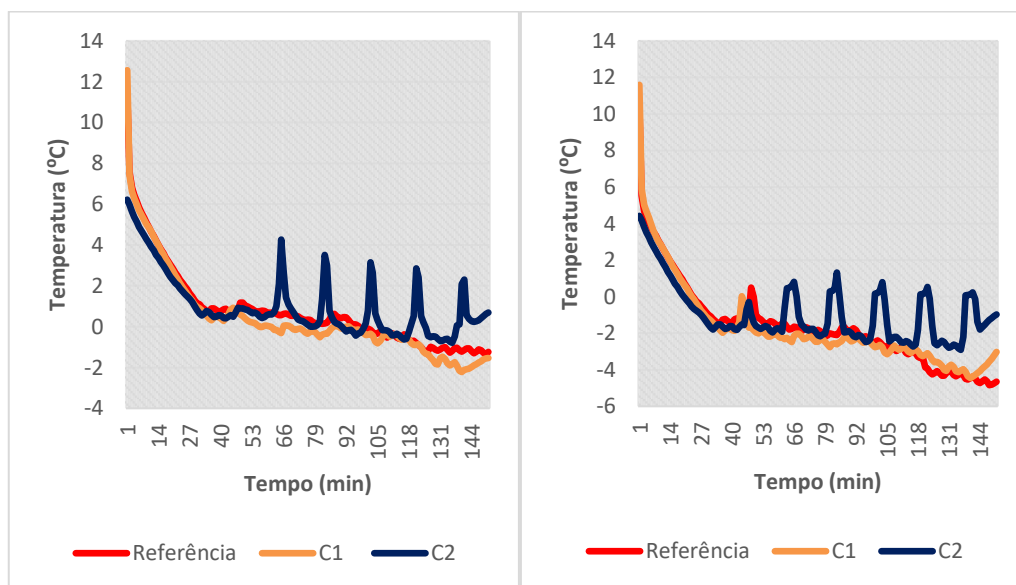


Figura 4.31: Evolução ao longo do tempo, das temperaturas de superfície à entrada (esquerda) e à saída (direita) do permutador 2 das condições do tipo C

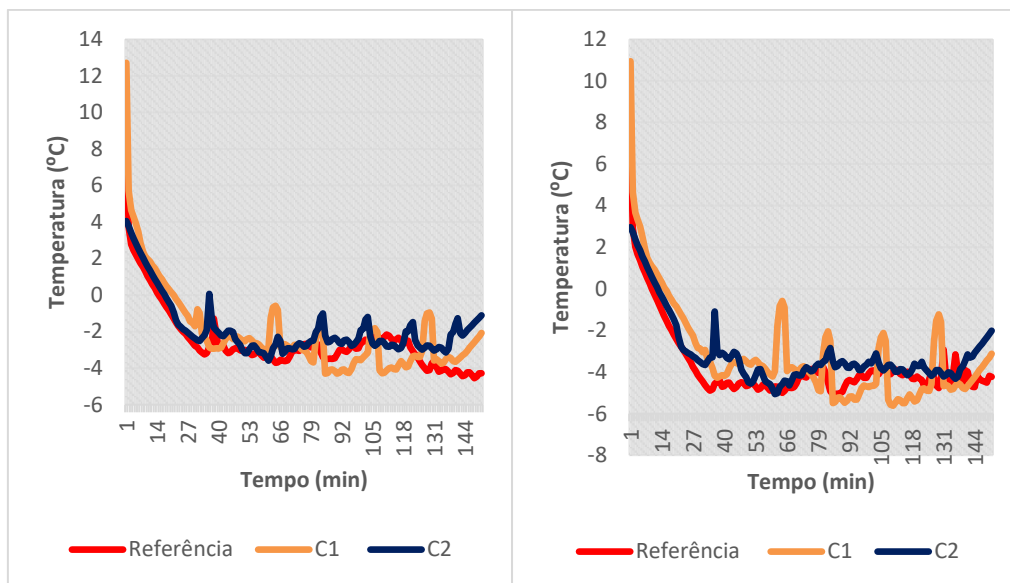


Figura 4.32: Evolução ao longo do tempo, das temperaturas de superfície à entrada (esquerda) e à saída (direita) do permutador 3 das condições do tipo C

A evolução ao longo do tempo, das temperaturas de superfície à entrada e à saída do permutador 3, nas condições do tipo C é mostrada na figura 4.32. Para a condição C1, as quatro interrupções no permutador 3 são visíveis em que a temperatura de superfície à entrada e à saída aumentou cerca de 2°C. Ambas apresentam valores negativos, logo o crescimento de gelo é atenuado. Para a condição C2 a temperatura de superfície à entrada aumentou cerca de 1°C a 1,5°C, mas, à saída a temperatura de superfície mostra-se irregular com aumentos e diminuições e as interrupções são muito pouco significativas. Nesta condição, a aplicação das interrupções a atenua o crescimento de gelo.

4.2.4.4. Temperatura do fluido térmico

A tabela 4.4 mostra os valores da evolução ao longo do tempo, das temperaturas do fluido térmico à entrada e à saída dos permutadores. Com estes valores recolhidos, tirando o período de estabilização, tal como acontece nas condições do tipo A e do tipo B, a temperatura do fluido térmico manteve-se constante com valores muito próximos nos dois ensaios. Assim a comparação entre os dois ensaios pode ser feita. Com a desativação do Chiller aos 135 minutos a temperatura do fluido térmico de refrigeração aumentou.

Tabela 4.4: Evolução ao longo do tempo das temperaturas do fluido térmico de refrigeração para as condições do tipo C

Tempo	Entrada		Saída	
	TC1	TC2	TC1	TC2
0	6,7	3,5	6,2	3,7
15	0,5	-1,2	0,8	-0,1
30	-2,9	-3,9	-2,15	-2,51
45	-4,8	-3,9	-2,5	-2,5
60	-4,8	-4,8	-2,9	-2,9
75	-4,7	-4,4	-2,9	-2,9
90	-5,1	-4,1	-3,2	-2,8
105	-5,0	-4,3	-3,1	-3,0
120	-5,0	-4,3	-3,3	-3,0
135	-4,5	-4,4	-3,4	-3,1
150	-3,1	-2,2	-2,1	-1,0

4.2.5. Comparação da potência térmica de refrigeração entre as condições

Depois de fazer uma análise individual (temperaturas do ar refrigerado e de superfície dos permutadores, potência térmica de refrigeração global da bateria dos permutadores e individual de cada permutador e a temperatura do fluido térmico) de cada condição nas secções anteriores, é altura de fazer uma comparação da potência térmica de refrigeração entre as condições estudadas. A tabela 4.5 apresenta uma análise percentual da potência térmica de refrigeração global e de cada permutador, com base nos valores médios de cada condição, comparada com a condição de referência.

Tabela 4.5: Análise Percentual da Potência Térmica de refrigeração

	Global	Permutador 1	Permutador 2	Permutador 3
A1	8%	1%	29%	8%
A2	-5%	-6%	6%	-25%
B1	5%	2%	17%	-8%
B2	-6%	-7%	3%	-16%
C1	-2%	2%	0%	-33%
C2	11%	11%	3%	42%

Com os valores percentuais da tabela 4.5, pode-se afirmar que três condições apresentaram melhorias (Condições A1, B1 e C2), enquanto as outras três foram piores (condições A2, B2 e C1), em termos de potência térmica de refrigeração.

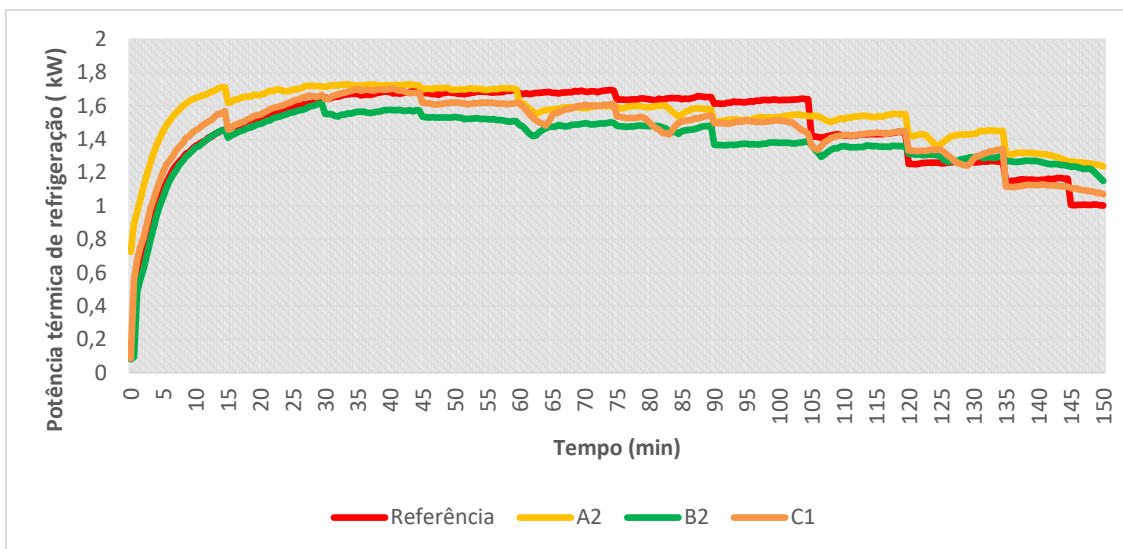


Figura 4.33: Evolução, ao longo do tempo, das potências térmicas de refrigeração das condições A2, B2 e C1

A figura 4.33, apresenta as três condições, em que a potência térmica de refrigeração é mais baixa que a potência térmica da condição de referência. As condições A2, B2 e C1 apresentam valores médios de potência térmica de refrigeração na ordem dos 1,40 kW, 1,38kW e 1,44 kW respectivamente. Assim, a condição C1 é a que apresenta melhorias em 3% comparada com a condição A2 e 4% comparada com a condição B2. A condição A1 tem melhorias de 2%, comparada com a condição B2.

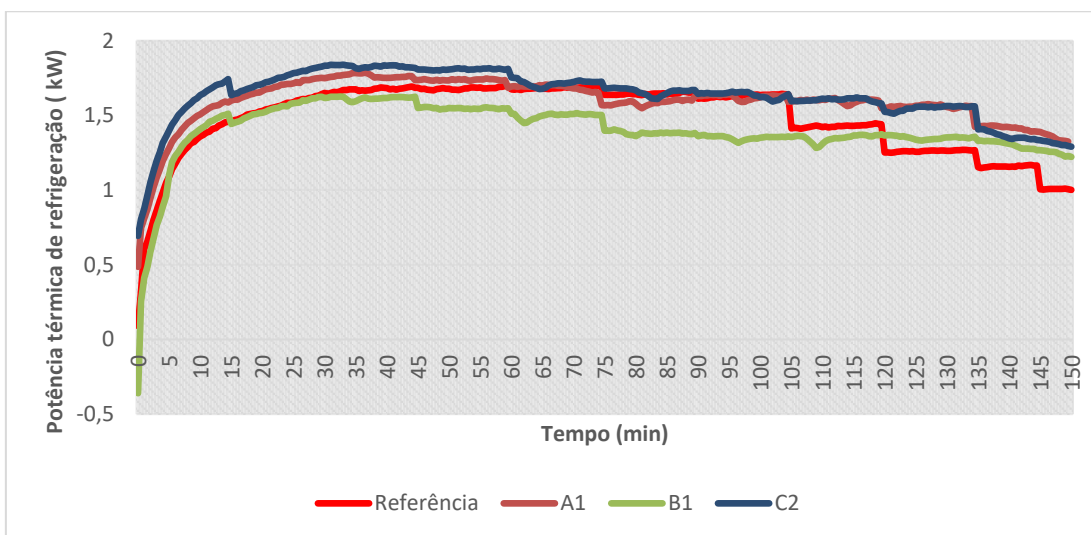


Figura 4.34: Evolução, ao longo do tempo, das potências térmicas de refrigeração das condições A1, B1 e C2

A figura 4.34 representa as três condições em que a potência térmica de refrigeração é superior à potência térmica de refrigeração da condição de referência. Para as condições

A1, B1 e C2 apresentam valores médios de potência térmica de refrigeração na ordem dos 1,59 kW, 1,55 kW e 1,63 kW respectivamente. A condição C2 apresenta melhorias de 3% comparada com a condição A1 e 5% comparada com a condição B1. A condição A1 apresenta uma melhoria na ordem dos 3% comparada com a condição B1.

4.2.6. Determinação da espessura de gelo formado no permutador 3

Para além dos parâmetros que foram estudados e apresentados nos subcapítulos anteriores, a determinação da espessura de gelo formada no permutador 3 também foi analisada. Com o auxílio da câmara fotográfica foi possível tirar fotografias ao longo do ensaio e medir a espessura de gelo formada nas alhetas do permutador.

Como se trata do permutador 3, os ensaios adotados foram as condições do tipo C. Devido à autonomia da câmara fotográfica, os ensaios foram reduzidos para 120 minutos. Tanto a condição C1 como a condição C2 foram intervencionadas com três interrupções (60, 79 e 98 minutos) ao longo do ensaio.

4.2.6.1. *Condição de referência da espessura de gelo no permutador 3*

Primeiramente foi estudado o ensaio de referência, em que a formação de gelo é bem visível com o aumento da espessura ao longo do ensaio. A figura 4.35 mostra a evolução da espessura de gelo no permutador 3 ao longo do ensaio. Para a condição de referência, até aos 30 minutos não se verifica a formação de gelo. A partir daqui até aos 45 minutos, a espessura de gelo aumenta a uma taxa de crescimento de $9,55 \times 10^{-4}$ mm/s. Nos 15 minutos seguintes, aumenta a uma taxa de crescimento de $1,20 \times 10^{-3}$ mm/s. Entre os 60 minutos e os 75 minutos teve uma taxa de crescimento de $2,56 \times 10^{-4}$ mm/s. A partir deste ponto até aos 90 minutos a espessura de gelo apresentou uma taxa de crescimento de $4,56 \times 10^{-4}$ mm/s. Nos 15 minutos seguintes, a espessura de gelo aumentou a uma taxa de crescimento de $3,89 \times 10^{-4}$ mm/s. A partir dos 105 minutos e até ao final do ensaio, a condição de referência teve uma taxa de crescimento de $2,67 \times 10^{-4}$ mm/s da espessura de gelo.

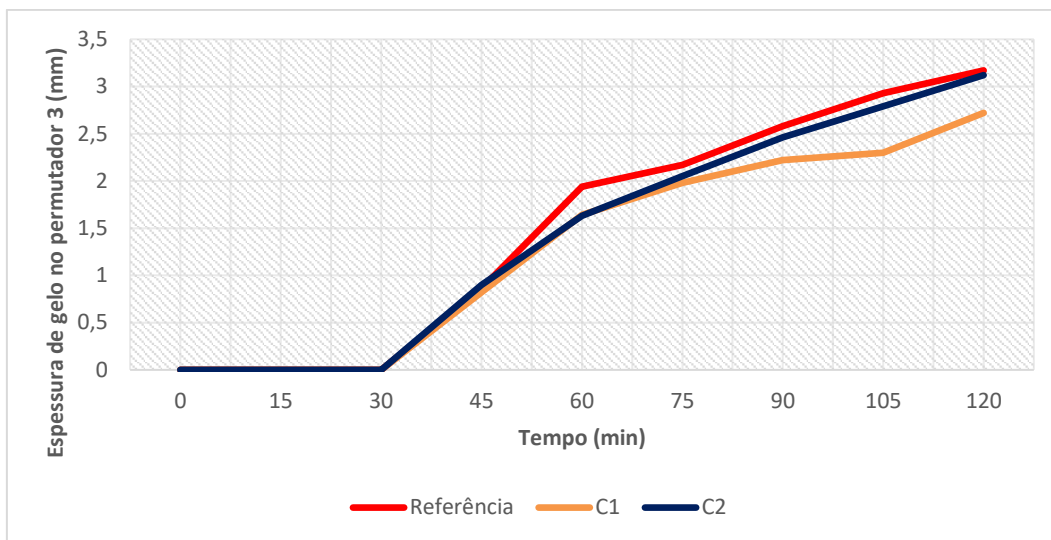
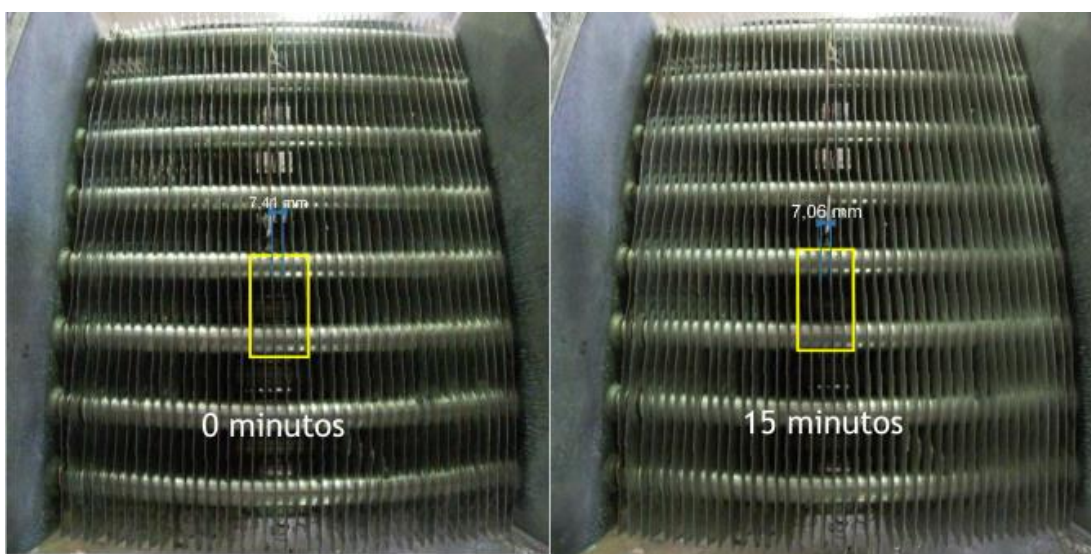
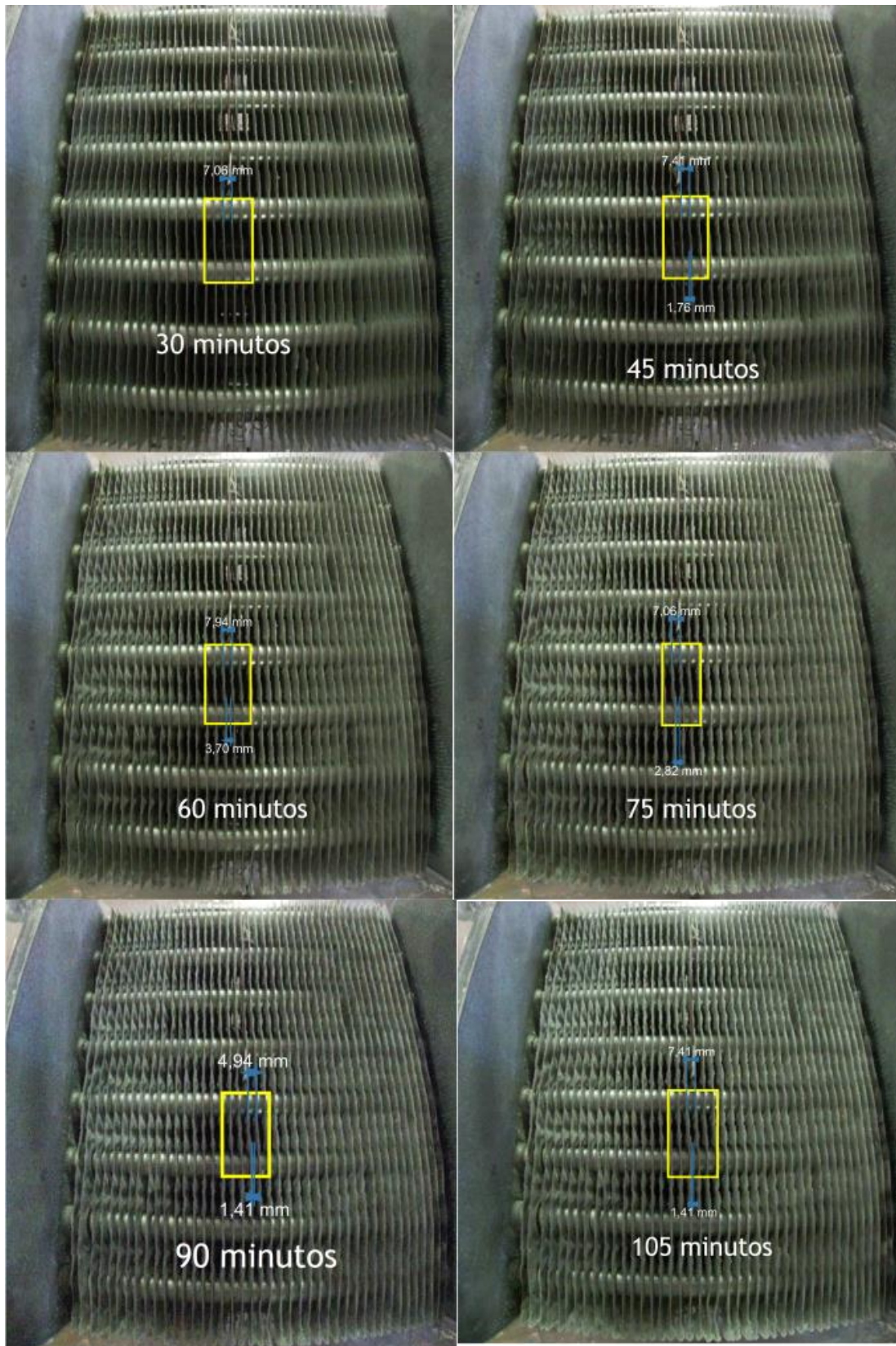


Figura 4.35: Evolução da espessura de gelo no permutador 3, ao longo do tempo

Para além da condição de referência é possível visualizar as condições do tipo C. A condição C1 tem interrupções no permutador 3 e a condição C2 tem interrupções no permutador 2. Estas condições servem para fazer uma comparação ilustrativa com a condição de referência. Pode-se ver que as interrupções reduzem a espessura de gelo formado no permutador 3 ao longo do ensaio. Estas condições serão explicadas com mais pormenor na secção “4.2.6.2.- Influência das condições do tipo C na espessura de gelo do permutador 3”.

Na figura 4.36, é possível visualizar a formação de gelo no permutador 3 para a condição de referência, através de imagens reais. Com estas imagens foi possível saber as condições que foram acima apresentadas em termos de espessura de gelo. Os parâmetros para calcular a espessura de gelo formada no permutador são apresentados na tabela 4.6.





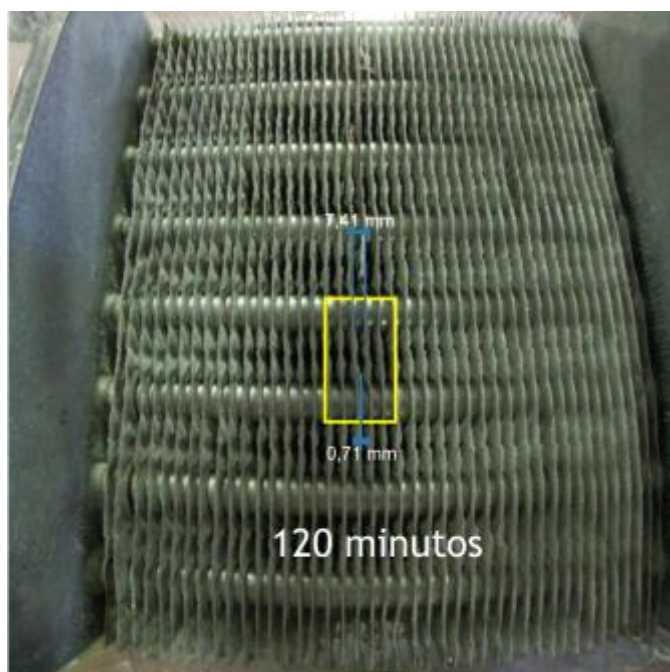


Figura 4.36: Evolução da formação de gelo no permutador 3 (ensaio de referência)

Nas figuras 4.37 e 4.38, é apresentado a formação de gelo mais detalhadamente, onde é possível ver com mais rigor o crescimento do gelo no permutador 3 ao longo do ensaio sem interrupções impostas, onde é apresentada a escala com o comprimento da alheta e o comprimento do gelo formado.

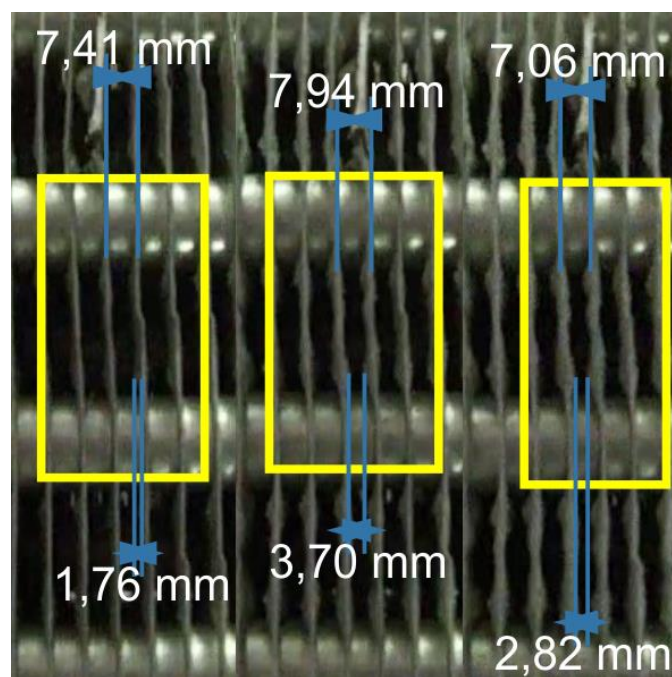


Figura 4.36: Crescimento de gelo dos 45 minutos aos 75 minutos

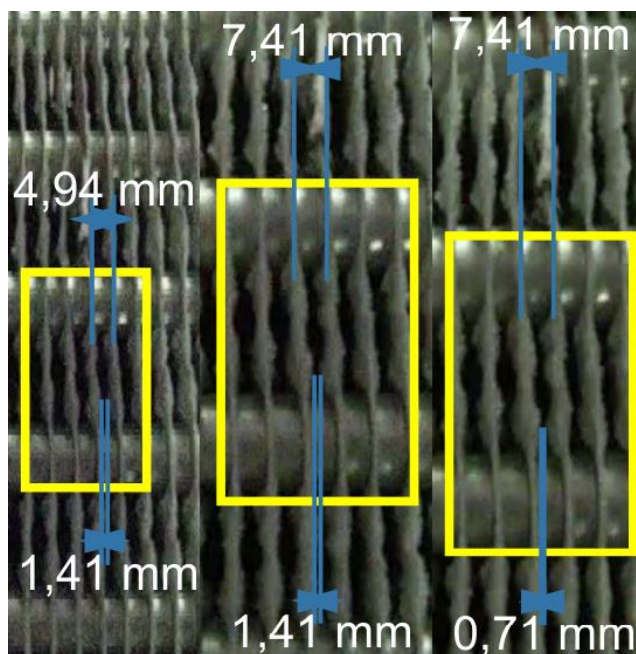


Figura 4.37: Crescimento do gelo dos 90 minutos aos 120 minutos

Tabela 4.6: Parâmetros utilizados para o cálculo da espessura de gelo para a condição sem interrupções

Tempo (min.)	Escala do espaçamento da alheta (mm)	Espaçamento da alheta real(mm)	Escala da Espessura de gelo (mm)	Espessura de gelo real (mm)
0	0	3,62	0	0
15	0	3,62	0	0
30	0	3,62	0	0
45	7,41	3,62	1,76	0,86
60	7,94	3,62	7,94-3,70=4,24	1,94
75	7,06	3,62	7,06-2,82=4,24	2,17
90	4,94	3,62	4,94-1,41=3,53	2,58
105	7,41	3,62	7,41-1,41=6,00	2,93

120	7,41	3,62	7,41- 0,71=6,70	3,17
-----	------	------	--------------------	------

4.2.6.2. Influência das condições do tipo C na espessura de gelo no permutador 3

A figura 4.39 apresenta a evolução da espessura de gelo no permutador 3 ao longo do ensaio com as condições do tipo C. A redução da espessura do gelo formado nas alhetas do permutador 3, foi visível com as interrupções impostas. Para a condição C1, a redução da espessura de gelo no permutador 3 é mais visível, devido às interrupções serem impostas neste permutador. A taxa de crescimento de gelo até aos 60 minutos foi de $9,06 \times 10^{-4}$ mm/s. Com a aplicação da primeira interrupção aos 60 minutos, a taxa de redução foi de $2,92 \times 10^{-4}$ mm/s até aos 64 minutos. A partir daqui até aos 79 minutos, voltou a aumentar a uma taxa de crescimento de $7,33 \times 10^{-4}$ mm/s. No momento da segunda interrupção (dos 79 aos 83 minutos) teve uma taxa de redução de $7,08 \times 10^{-4}$ mm/s. A partir dos 83 minutos até ao ponto da terceira interrupção (98 minutos) a espessura de gelo teve uma taxa de crescimento de $5,56 \times 10^{-4}$ mm/s. Durante a terceira interrupção (dos 98 aos 102 minutos) a espessura de gelo diminuiu a uma taxa de redução de $1,25 \times 10^{-3}$ mm/s. A partir daqui até ao final do ensaio, a espessura de gelo voltou a aumentar a uma taxa de crescimento de $4,54 \times 10^{-4}$ mm/s.

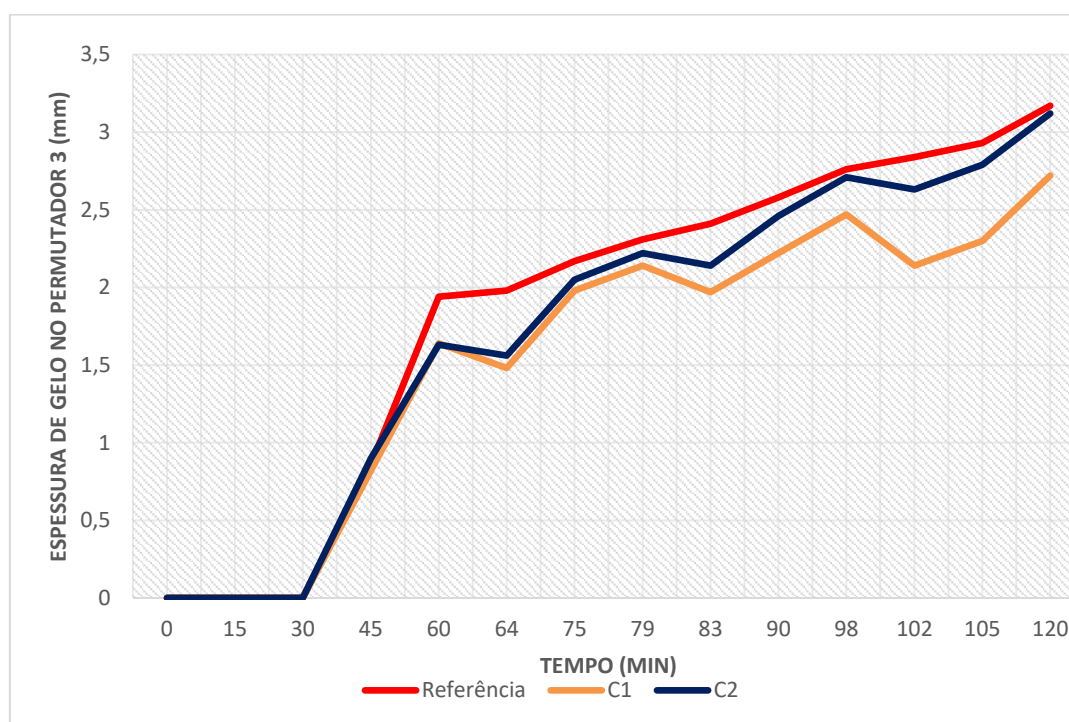


Figura 4.38: Evolução da espessura de gelo no permutador 3 ao longo do ensaio com as condições do tipo C

Para condições C2, as interrupções são impostas no permutador 2, mas, o permutador 3 também é afetado e conseqüentemente, a espessura de gelo formada nas alhetas é reduzida. Do início do ensaio até aos 30 minutos não há formação de gelo. A partir daqui até aos 60 minutos a espessura do gelo aumenta a uma taxa de crescimento de $9,06 \cdot 10^{-4}$ mm/s. Neste ponto ocorre a primeira interrupção, a espessura de gelo diminui a uma taxa de redução de $2,92 \cdot 10^{-4}$ mm/s. A partir dos 64 minutos até aos 79 minutos, volta a crescer a uma taxa de $7,33 \cdot 10^{-4}$ mm/s. No ponto que é acionada a segunda interrupção (dos 79 aos 83 minutos) o gelo reduz a uma taxa de $3,33 \cdot 10^{-4}$ mm/s. Deste ponto até aos 98 minutos a espessura de gelo aumenta a uma taxa de crescimento de $5,44 \cdot 10^{-4}$ mm/s. Quando a terceira interrupção é ativa, a espessura de gelo é decresce a uma taxa de redução de $3,33 \cdot 10^{-4}$ mm/s. A partir dos 102 minutos até ao final do ensaio, a espessura de gelo volta a crescer a uma taxa de $4,54 \cdot 10^{-4}$ mm/s.

Como aconteceu na condição de referência, foi necessário recorrer a imagens obtidas para se obter a espessura de gelo real através da escala do passo da alheta da imagem, a espessura de gelo na imagem e o passo da alheta real é possível determinar a espessura de gelo real expressa em (mm). Na tabela 4.7 são apresentados os parâmetros necessários para o cálculo da espessura de gelo. Da figura 4.39 até a figura 4.44 são apresentadas as fotografias recolhidas durante as interrupções impostas, quer no permutador 2 como no permutador 3.

Tabela 4.7: Parâmetros utilizados para o cálculo da espessura de gelo para as condições do tipo C

C1					C2			
Tempo (min.)	Escala do espaçamento da alheta (mm)	Espaçamento da alheta real(mm)	Escala da Espessura de gelo (mm)	Espessura de gelo real (mm)	Escala do espaçamento da alheta (mm)	Espaçamento da alheta real(mm)	Escala da Espessura de gelo (mm)	Espessura de gelo real (mm)
60	7,76	3,62	7,76-4,23=3,53	1,64	7,76	3,62	7,76-3,88=3,88	1,63
64	7,76	3,62	7,76-4,59=3,17	1,48	7,76	3,62	7,76-4,41=4,41	1,56
79	7,76	3,62	7,76-3,17=4,59	2,14	7,76	3,62	7,76-3,00=4,76	2,22
83	7,76	3,62	7,76-3,53=4,23	1,97	7,76	3,62	7,76-3,53=4,23	2,14
98	7,76	3,62	7,76-2,47=5,29	2,47	7,76	3,62	7,76-2,47=5,29	2,71
102	7,76	3,62	7,76-3,17=4,59	2,14	7,76	3,62	7,76-3,17=4,59	2,63

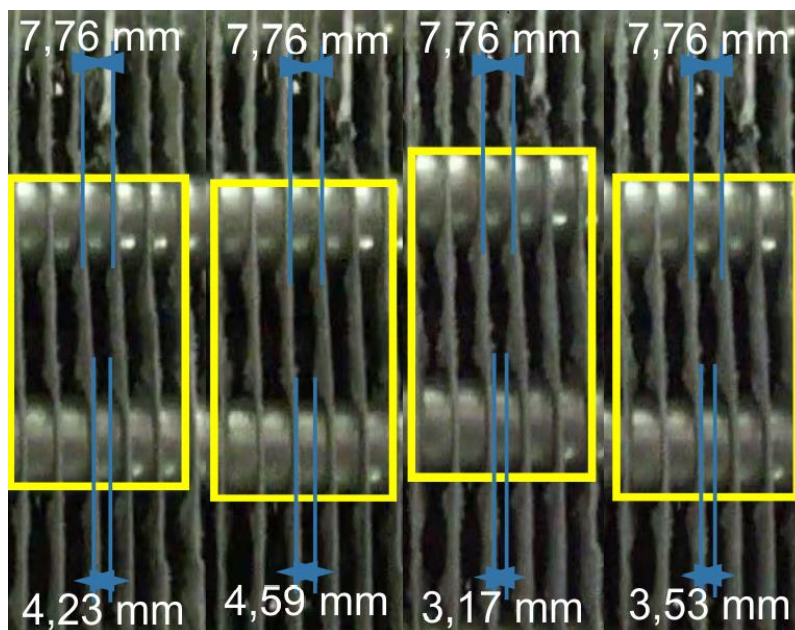


Figura 4.39: Primeira e segunda interrupção impostas na condição C1 (zoom)

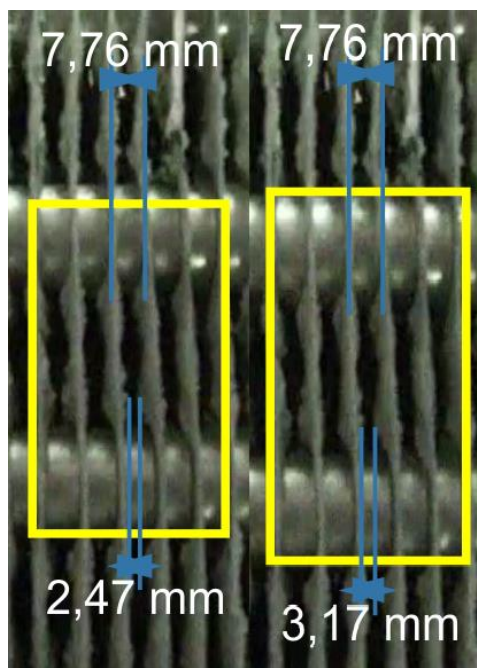


Figura 4.41: Terceira interrupção imposta na condição C1 (zoom)

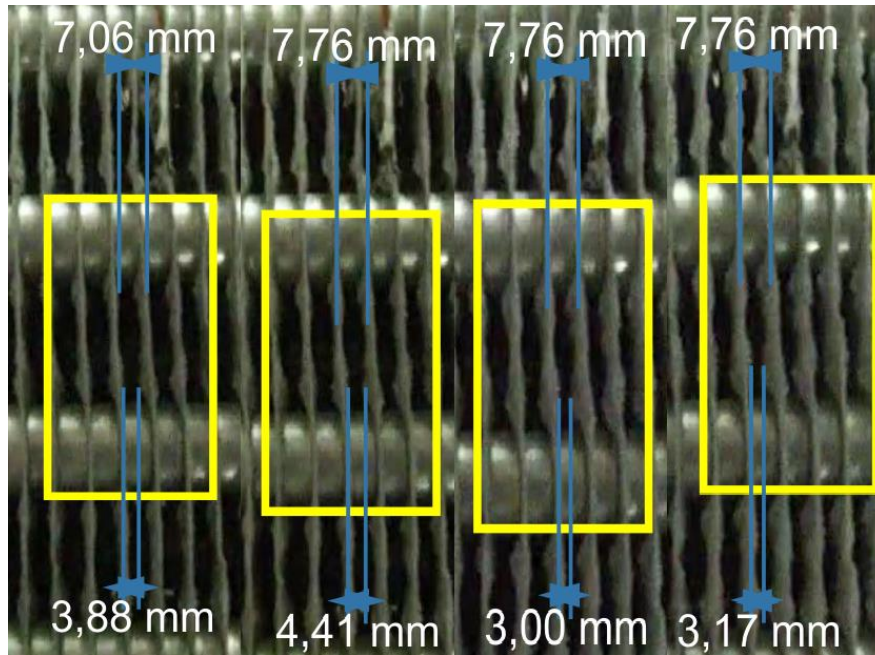


Figura 4.40: Primeira e segunda interrupção impostas na condição C2 (zoom)

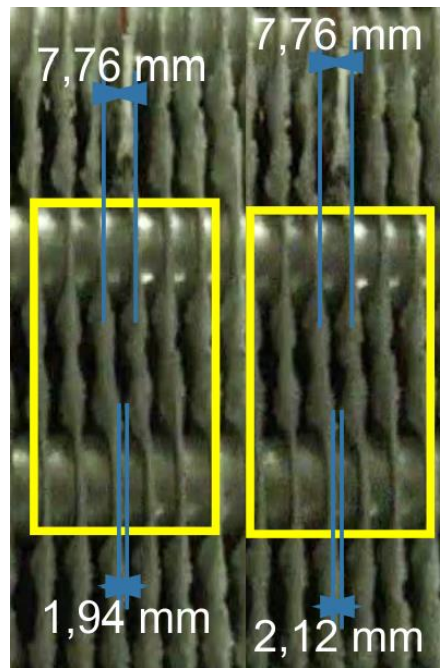


Figura 4.43: Terceira interrupção imposta na condição C2 (zoom)

Tabela 4.8: Análise percentual da espessura de gelo ocupada no espaçamento da alheta do permutador entre a condição de referência e a condição C1

Tempo (min)	Referência	Condição C1
0	0%	0%
15	0%	0%
30	0%	0%
45	24%	23%
60	53%	45%
64	55%	41%
75	60%	55%
79	64%	59%
83	67%	54%
90	71%	61%
98	76%	68%
102	78%	59%
105	81%	64%
120	88%	75%

A tabela 4.8 apresenta a análise percentual da espessura de gelo ocupada no espaçamento da alheta do permutador, comparada entre a condição de referência e a condição C1. Visto que as interrupções impostas no permutador 3 foram feitas com a condição C1, a redução da espessura de gelo neste permutador foi mais notável. Até aos 45 minutos a percentagem da espessura de gelo foi parecida nas duas condições, diferenciando apenas 1%. Aos 60 minutos com o início da primeira interrupção, a diferença entre as duas condições é de 8%. No final da primeira interrupção (64 minutos) a diferença é mais significativa (14%). Na segunda interrupção (79 minutos) a diferença é de 5%, mas após a interrupção (82 minutos), a diferença é de 13%. Na terceira interrupção (98 minutos) a diferença é de 8% e no final da interrupção (102 minutos) a diferença é de 19%. No final do ensaio a diferença entre as duas condições é de 13%. Em média, as interrupções neste permutador fizeram reduzir a espessura de gelo em 8% , comparado com a condição sem interrupções.

4.3. Nota conclusiva

Este capítulo, permitiu uma análise quantitativa dos resultados que foram obtidos nos ensaios experimentais. Submetidos a diferentes condições de operação, com interrupções pré-definidas da passagem do fluido térmico nos permutadores compactos de refrigeração durante um determinado tempo, foi possível verificar algumas condições e comparar com o caso de referência que carece de qualquer interrupção. Algumas condições de interrupção estudadas revelaram-se vantajosas no melhoramento do sistema, pois, a formação de gelo é atenuada e o sistema consegue trabalhar mais tempo, com o aumento da potência térmica. Dos ensaios realizados, a condição C2 apresenta as melhores condições a nível de melhorar a potência térmica de refrigeração.

Com os registos fotográficos foi possível verificar o comportamento do permutador 3 em termos da formação de gelo. As condições do tipo C foram comparadas com a condição sem interrupções (referência). A redução da espessura de gelo no permutador 3 foi mais notável na condição C1, do que na condição C2.

5. Conclusão

Este capítulo tem a finalidade de se efetuar uma recapitulação do trabalho realizado e recordar as principais conclusões. Tendo em conta o trabalho que já foi desenvolvido, serão apresentadas sugestões para trabalho futuro, com o objetivo de maximizar o rendimento do sistema, em termos de eficiência energética.

5.1. Recapitulação

Para a realização da presente dissertação recorreu-se a uma unidade experimental constituída por uma bateria de três permutadores compactos de refrigeração. Após definir a temperatura, a humidade relativa e a velocidade do ar a ser escoado na bateria dos permutadores, foram definidas as condições a ser estudadas.

A condição de referência consiste no funcionamento dos três permutadores em simultâneo, em que não houve influência das interrupções. Esta condição serve de referência para ser comparada com as outras condições. Como foi referido na bibliografia, o desempenho dos permutadores ao longo do ensaio é afetado negativamente.

As condições com as interrupções impostas foram divididas em três tipos de condições (tipo A, tipo B e tipo C). Cada tipo de condição apresenta características diferentes. As condições do tipo A (condições A1 e A2) têm interrupções com a duração de dois minutos, intervaladas em períodos de quinze minutos. A condição A1 foi feita com cinco interrupções no permutador 1 e a condição A2 teve seis interrupções (duas no permutador 3, duas no permutador 2 e duas no permutador 1). As condições do tipo B (condições B1 e B2) têm interrupções de dois minutos, intervaladas em períodos de vinte minutos. A condição B1 foi feita com três interrupções no permutador 3, uma no permutador 2 e uma no permutador 1, enquanto, o tipo B2 foi feita com uma interrupção no permutador e quatro nos restantes permutadores (duas no permutador 2 e duas no permutador 3). As condições do tipo C (condições C1 e C2) têm interrupções de quatro minutos, intervaladas em períodos de 15 minutos. A condição C1 foi feita com quatro interrupções no permutador 3 e a condição C2 foi feita com cinco interrupções no permutador 2.

Analisando os valores médios da potência térmica de refrigeração das condições de interrupção comparadas com a condição de referência, são apresentadas melhorias e piorias. Com desempenho negativo, as condições A2, B2 e C1 apresentam um decréscimo de 5%, 6% e 2% respetivamente. Com desempenho positivo, as condições A1, B1 e C2 apresentam um aumento de 8%, 5% e 11% respetivamente. Assim, a condição C2 foi a que apresentou mais melhorias no desempenho da bateria dos permutadores.

Com base nas condições do tipo C e na condição de referência, o crescimento da espessura de gelo no permutador 3 ao longo do ensaio, também foi analisado. A taxa de crescimento

da espessura de gelo na condição de referência foi mais elevada, comparada com as condições do tipo C. Apesar das interrupções submetidas nas duas condições, a condição C2 apresenta uma taxa de crescimento da espessura de gelo superior comparada com a condição C1. Devido às interrupções serem feitas no permutador 2, esta condição influencia pouco o permutador 3. Como as interrupções no permutador 3 foram impostas pela condição C1, esta apresenta os melhores resultados, em termos da redução da espessura de gelo. Comparando com a condição de referência, a condição C1 consegue diminuir em média 8% a espessura de gelo formada no permutador 3.

Com as condições escolhidas analisadas, algumas apresentam melhorias e outras apresentam piorias. Para as que apresentam melhorias, a espessura de gelo formado na superfície dos permutadores foi reduzida, e a temperatura do ar refrigerado à saída da bateria dos permutadores não aumenta consideravelmente durante as interrupções. Assim, a utilização deste método de descongelação permite o funcionamento constante do sistema.

5.2. Sugestão para trabalho futuro

Como o problema da formação de gelo em permutadores compactos de refrigeração ainda está em desenvolvimento, é importante dar continuidade a esta temática, tendo em conta o aproveitamento da unidade experimental disponível no laboratório. Para trabalho futuro, ficam as seguintes sugestões:

- Melhoramento da Câmara de Humidificação de ar, para que se consiga operar com HR mais elevadas para estudar o impacto da camada de gelo formada nos permutadores com aumento da HR sem alterar a temperatura.
- Realização de um programa e a sua implementação no sistema, através de sensores e válvulas eletrónicas controladas por um microprocessador, que consiga automatizar as interrupções desejadas em cada permutador e os tempos entre as interrupções desejadas.

Referências Bibliográficas

ASHRAE, (2005); *ASHRAE Handbook - Fundamentals*; American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers.

ASHRAE, (2011); *HVAC Applications*; Em: *ASHRAE Handbook Collection*; American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers.

ASHRAE, (2013) *ASHRAE Handbook - Fundamentals*; American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers.

Blandford, M. D., Ohadi, M. M., Dessiatoun, S. V. (1995). Compound air-side heat transfer enhancement in a cross-flow refrigerant-to-air heat exchanger. *ASHRAE Trans.*, 101(2),1049-1054.

Carrilho, D., Silva, P.D., Pires, L.C., Gaspar, P.D. (2017). Development of an experimental unit for the ice formation study in evaporators. *Energy Procedia*, 142, 4151-4156.

Chaudhary, G., Li, R. (2014). Experimental measurements of the surface coatings and water retention effects on frosting performance of microchannel heat exchangers for heat pump systems. *Exp Therm Fluid Sci*, vol. 57, 86-93 (2014).

Cho, H., Kim, Y., I. Jang, I. (2005). Performance of a showcase refrigeration system with multi-evaporator during on-off cycling and hot-gas bypass defrost. *Energy*, vol. 30, 1915-1930.

Cole-Parmer Instrument Co. (2003). *Operating Manual - Temperature Controllers R/S (Advanced Model) 89000-10 89000-15*. Illinois, USA. Disponível em: http://www.coleparmer.com/Assets/manual_pdfs/89000-10-15ControllerAdvanced.pdf

Dias, R. (2017). Estudo experimental das condições de operação que conduzem à redução da formação de gelo na superfície de evaporadores de unidades frigoríficas. (Dissertação de Mestrado), Departamento de Engenharia Electromecânica, Universidade da Beira Interior.

Dincer, I, Kanoglu, M. (2010). *Refrigeration Systems and Applications*, 2a ed., John Wiley.

Dossat, J. R., Horan, T. J. (2001). *Principles of refrigeration*, 5ª Ed., Hemus Ltd.

ERRELLE (1999). *RL2S - RL2SD: Installation and Operating Instruction*; Pisa - Itália.

Ferraz, F. (2008). *Sebenta de refrigeração*. Bahia: CEBET-BA.

Frade, J., Severo, F. (2006). *Climatização geral*. Instituto Superior de Engenharia de Lisboa.

Freitas, F. (2007). Construção de uma bancada otimizada para o estudo de painéis evaporativos e ensaios de painéis de fibras vegetais. Projecto de Graduação, Faculdade de

Tecnologia da Universidade de Brasília.

Gatley, D.P., Herrmann, S., Kretzschmar, H.J. (2008). A twenty-first century molar mass for dry air. *HVAC&R Research*, 14:655-662.

Gosney, W.B. (1982). *Principles of refrigeration*. Cambridge University Press, Cambridge, UK.

Grass, J., Geiger, F., Haeffner, G. (2012). *Construção e operação de um higrômetro*. Escola de Engenharia - Departamento de Engenharia Mecânica, Energia e Fenômenos de Transporte, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre.

Harrison, L.P. (1965). Fundamental concepts and definitions relating to humidity. In *Humidity and moisture measurement and control in science and industry*, vol. 3. A. Wexler and W.A. Wildhack, eds. Reinhold, New York.

Hoffenbecker, N., Klein, S.A., Reindl, D.T. (2005). Hot gas defrost model development and validation. *Int. J. Refrig.*, vol. 28, 605-615.

Hu, W.J., Jiang, Y.Q., Yao, Y. (2008). A novel PCM based reverse-cycle defrosting method for air source heat pumps. in *Proceedings of the 9 th International IEA Heat Pump Conference*.

Jabardo, W., Stoecker, Saiz, J. M. (2002). *Refrigeração Industrial*. São Paulo-Brasil, Edgard Blucher LTDA.

Jang, O.Y., Bae, H.H., Lee, S.J., Ha, M.Y. (2013). Continuous heating of an air-source heat pump during defrosting and improvement of energy efficiency. *Appl. Energy*, vol. 110, 9-16.

Jani, D, Mishra, M, Sahoo, P. (2016). *Solid desiccant air conditioning - A state of the art review*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 60, 1451-1469. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2016.03.031>

Kandula, M. (2011). Frost growth and densification on a flat surface in laminar flow with variable humidity. *Int. Commun Heat Mass Transf.*, vol. 39, 1030-1034.

Koelet, P. C. (1997). *FRIO INDUSTRIAL FUNDAMENTOS: DISEÑO Y APLICACIONES*. s.l.:Antonio Madrid Vicente.

Kondepudi, S. N., O'Neal, D. L. (1993). No Title. *International Journal of Refrigeration*, 16, 175-180.

Kwak, K., Bai, C. (2009). A study on the performance enhancement of heat pump using electric heater under the frosting condition. *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, 539-543.

Lawrence, J., Evans, J. (2007). *Refrigerant flow instability as means to predict the need for defrosting the evaporator in a retail display freezer cabinet*. *International Journal of Refrigeration* 31, 107-112. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.05.015>.

Lee, K.S., Kim, W.S. (1999). No Title. *KSME Int. J.*, vol. 13, 973-981.

- Li, D., Chen, Z. (2013). Experimental study on instantaneously shedding frozen water droplets from cold vertical surface by ultrasonic vibration. *Exp Therm Fluid Sci*, vol. 53, 17-25.
- Libbrecht, K. G. & Yu, H. (2001). Crystal growth in the presence of surface melting: Supersaturation dependence of the growth of columnar ice crystals. *Journal of Crystal Growth*, Volume 222, pp. 822-831.
- Liu, Q.J., Han, X.T., Liu, Z.L., Wang, H.Y. (2004). A study of frost deposition on a cold hydrophobic surface. *Fluid Mach.*, vol. 32(4), 57-59.
- Liu, Z, Wang, H., Zhang, X., Meng, S., Ma, C. (2005). An experimental study on minimizing frost deposition on a cold surface under natural convection conditions by use of a novel anti-frosting paint. Part I. Anti-frosting performance and comparison with the uncoated metallic surface, *International Journal of Refrigeration*, 29, 229-236; Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.05.018>
- Moallem, E., Padhmanabhan, S., Cremaschi, L., Fisher, D. (2011). Experimental investigation of the surface temperature and water retention effects on the frosting performance of a compact microchannel heat exchanger for heat pump systems. *International Journal of Refrigeration*, 35, 171-186; Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.08.010>.
- Moerman, F., Fikkin, K. (2015). *Effect of hygienic design and operational parameters on frosting and defrosting of evaporators*. Em: P. D. Gaspar & P. D. Silva, edits. *Handbook of Research on Advances and Applications in Refrigeration Systems and Technologies*, ISBN: 978-1-466-68398-3; DOI: 10.4018/978-1-4666-8398-3.
- Moraes, C. (2003). *Anemómetro a Fio Quente*. Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Consultado em março, 2019 em: http://www.dee.ufrn.br/~luciano/arquivos/ins_ele/Apresenta%E7%F5es_2008_2/CAYO%20CID/Instrumentao_Eletrnica_Cayo_Cid_200321285_AFQ.pdf
- MTA Water Refrigerators. (2002). TAE EVO 015-161 - Maintenance and Operating Manual.
- Oliveira, P. (2012). *Fundamentos de Termodinâmica aplicada*. LIDEL-edições técnicas lda, Lisboa.
- Ostin, R., Anderson, S. (1990). Frost growth parameter in a forced air stream. *Journal of Heat and Mass Transfer*, 34, 1009-1017.
- Padhmanabhau, S., Fisher, D.E., Cremaschi, L., Knight, J. (2008). Comparison of frost and defrost performance between microchannel coil and fin-and-tube coil for heat pump systems. in *12 th International Refrigeration and air-conditioning conference*.
- Padhmanabhau, S, Fisher, D.E., Cremaschi, L., Moallem, E. (2010). Modeling non-uniform frost growth on a fin-and-tube heat exchanger. *Int. J. Refrig.*, vol. 34, 2018-2030.

Panoias, P., Silva, P.D., Gaspar, P.D., Pires, L.C., Nunes, J. (2019). Experimental tests using deactivation of coolant fluid circulation to mitigate frost formation on the heat exchanger surface. The 25th IIR International Congress of Refrigeration (ICR 2019), Montreal, Canada, August, 24-30, 2019.

PARLAMENTO EUROPEU. Alteração da Diretiva nº 2012/27/EU do Parlamento Europeu e do Conselho de 11 de dezembro de 2018 relativa à eficiência energética, Jornal Oficial da União Europeia, dezembro de 2018.

PicoTech Ltd. (2013). USB TC-08 Thermocouple Data Logger - Datasheet. Use the "Insert Citation" button to add citations to this document.

Qu, M.L., Xia, L., Deng, S., (2011). An experimental investigation of reverse-cycle defrosting performance for an air source heat pump using an electronic expansion valve. *Appl. Energy*, vol. 97, 327-333.

REPSOL. (2017). *Anticongelante refrigerante orgânico maximum quality puro*. Consultado em março, 2019, Disponível em: https://www.repsol.com/imagenes/pt_pt/RP_ANTICONGELANTE_REFRIGERANTE_ORGANICO_MAXIMUM_QUALITY_PURO_PT_tcm21-689302.pdf

Romero, M. (2000). Princípios bioclimáticos para o desenho urbano.

Sette, R. (2015). *Avaliação de métodos para quantificar geada em evaporadores de refrigeradores frost-free*. (Dissertação de Mestrado), Universidade Federal de Santa Catarina - Florianópolis, Engenharia Mecânica.

Shao, L.L., Yang, L., Zhang, C.L. (2010). No Title. *Appl. Energy*, vol. 87, 1187-1197.

Silva, D. (2012). *Análise da formação de gelo e geada e seu efeito no desempenho termohidráulico de evaporadores do tipo tubo aletado*. (Tese de Doutorado), Universidade Federal de Santa Catarina - Florianópolis, Engenharia Mecânica.

Silva, M. (2005). Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial e comercial. Centrais elétricas brasileiras, Rio de Janeiro.

Smith, A., (2004). *Thoughtful reflections of an ice man*. ASHRAE Journal, Vol. 46, nº 11, pp. S4-S10.

Song, M., Fan, C., Mao, N., Xu, Y. (2018). An experimental study on time-based start defrosting control strategy optimization for an air source heat pump unit with frost evenly distributed and melted frost locally drained. *Energy Build.*, vol. 178, 26-37.

Steiner, A., Riberer, R. (2015). Simulation base identification of the ideal defrost start time for a heat pump system for electric vehicles. *Int. J. Refrig.*, vol. 57, 87-93.

Stoecker, W. F., Jones, J. W. (1985). *Refrigeração e ar condicionado*. S. Paulo, McGraw-Hill.

Tso, C., Cheng, Y., Lai, A. (2006). No Title. *Appl. Therm. Eng.*, vol. 26, 111-120.

- Tang, J., Gong, G., Su, H., Wu, F., Herman, C. (2016). Performance evaluation of a novel method of frost prevention and retardation for air source heat pumps using the orthogonal experiment design method. *Applied Energy*, 169, 696-708. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.02.042>
- Tao, Y., Besant, R. W. & Rezkallah, K. S. (1993). *A mathematical Model for predicting the densification and growth of frost on a flat plate*. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 36, 353-363. doi: 10.1016/0017-9310(93)80011-I.
- Testo (2009). *Testo 425 - Anemómetro Térmico - Manual de Instruções*. Lenzkirch, Germany.
- Wang, F., Liang, C., Yang, M., Fan, C., Zhang, X. (2015). Effects of surface characteristic on frosting and defrosting behaviors of fin-tube heat exchangers. *Appl. Therm. Eng.*, vol. 75, 1126-1132.
- Wu, X., Dai, W., Xu, W., Tang, L. (2006). *Mesoscale investigation of frost formation on a cold surface*. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 31, 1043-1048. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2006.11.002>
- Xia, Y., Jacobi, A. (2010). No Title; *Int. J. Refrig.*, vol. 33, 321-333.
- Xu, B., Zhang, C., Wang, Y., Chen, J.P., Xu, K.H., Li, F., Wang, N.J. (2015). Experimental investigation of the performance of microchannel heat exchangers with a new type of fin under wet and frosting conditions. *Appl. Therm. Eng.*, 448-458.
- Yan, Q., Zhu, L., Yan, N. (2003). Study on ultrasonic defrost technology of refrigeration on fan. *J. Agric.*, vol. 34, 74-75.
- Yang, D.K., Lee, K.S., Cha, D.J. (2006). Frost formation on a cold surface under turbulent flow, *Int. J. Refrig.*, vol. 29, 164-169.
- Yao, Y., Jiang, Y.Q., Deng, S.M., Ma, Z.L. (2004). A study on the performance of the air side heat exchanger under frosting in an air source heat pump water heater/chiller unit. *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 47, 3745-3756.
- Zhang, L., Fujinawa, T., Saikawa, M. (2012). *A new method for preventing air-source heat pump water heaters from frosting*. *International Journal of Refrigeration*, 35, 1327-1334. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.04.004>.
- Zhang, L., Jiang, Y., Dong, J., Yao, Y., Shimming, D. (2019). An experimental study of the effects of frosting conditions on frost distribution and growth on finned tube heat exchangers, *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 128, 748-761.
- Zhang, L., Zhang, J., Hong-Wei, L., Qing, H. *The research of optical fiber frost sensor and intelligent refrigerator defrost system*. In 2012 IEEE International Conference on Signal Processing (ICSP) 21-25 Oct. 2012. doi:10.1109/ICoSP.2012.6492017.
- Zheng, X., Wang, R., Ge, T. (2016). *Experimental study and performance predication of carbon based composite desiccants for desiccant coated heat exchangers*. *International Journal of Refrigeration*. Disponível em: <http://dx.doi.org/doi:10.1016/j.ijrefrig.2016.03.013>

