



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR

Faculdade de Engenharia

**Estudo experimental das condições de operação  
que conduzem à redução da formação de gelo na  
superfície de evaporadores de unidades  
frigoríficas**

**Ricardo Filipe da Cunha Dias**

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

Orientador: Prof. Doutor Pedro Nuno Dinho Pinto da Silva  
Coorientador: Prof. Doutor Luís Carlos Carvalho Pires

Departamento de Engenharia Eletromecânica  
Universidade da Beira Interior  
Covilhã, Portugal

**Covilhã, outubro de 2017**



# Agradecimentos

O desenvolvimento da presente dissertação só foi possível mediante a transposição de dificuldades e obstáculos ao longo de todo o meu percurso acadêmico. Essas dificuldades foram superadas com a ajuda de diversas pessoas que nunca deixaram de acreditar nas minhas capacidades tendo-me incentivado e apoiado para que nunca desistisse. Seria impossível enumerar todas as pessoas que me ajudaram ao longo de todos estes anos, mas que não foram esquecidas e a todas o meu muito obrigado. A estas pessoas cabe agora o meu mais profundo agradecimento.

Aos meus pais e irmã um profundo obrigado pois, ao longo de toda a minha vida, nunca deixaram de acreditar nas minhas capacidades e sempre me deram um apoio incondicional, transmitiram valores, força e confiança tornando-me a pessoa que hoje sou.

Ao Professor Doutor Pedro Dinho da Silva, meu orientador, pela disponibilidade, paciência e pelos conhecimentos transmitidos durante a realização desta dissertação, fazendo com que todo o trabalho fosse desenvolvido com o maior rigor possível.

Ao meu coorientador, Professor Doutor Luís Pires, um agradecimento pelos conselhos, sugestões dadas e pelo acompanhamento ao longo da realização dos ensaios laboratoriais.

Aos meus amigos mais próximos, que sempre me incentivaram a continuar a trabalhar e a lutar por aquilo que sempre quis alcançar, mas também pelos momentos vividos durante todos estes anos.

Ao Professor Doutor Pedro Dinis, ao Professor Doutor Paulo Fael e ao Sr. João Correia pelos conselhos, dicas e conhecimentos transmitidos ao longo de todos os ensaios laboratoriais, mas também pela disponibilidade demonstrada para o fazerem e ao Professor Doutor Davide Fonseca pelo empréstimo de material didático para a realização dos ensaios laboratoriais.

Por fim, mas não menos importante, um profundo agradecimento a todos os docentes do Departamento de Engenharia Eletromecânica pelos conhecimentos transmitidos que me fizeram chegar a este ponto.



# Resumo

Nos dias atuais, os sistemas de frio industrial desempenham um papel determinante para a sustentabilidade alimentar na sociedade mundial, dado que inibem o desenvolvimento microbiano nos alimentos, prevenindo e retardando a sua deterioração. A utilização do frio para conservação dos produtos alimentares requer grandes consumos de energia elétrica sendo, então, crucial a minimização do consumo de energia dos sistemas de refrigeração.

Para que se obtenham temperaturas inferiores às disponíveis no mesmo ambiente, quer seja para conservação de alimentos, quer seja para obtenção de conforto térmico, as serpentinas do evaporador, geralmente, operam a temperaturas inferiores às do ponto de congelação da água. O gelo formado na superfície das mesmas é prejudicial tanto a nível energético como térmico do sistema. Desta forma, a sua remoção é fundamental para restabelecer as condições de funcionamento desejadas.

É no contexto da otimização de sistemas de refrigeração, que surge o desenvolvimento da presente dissertação, onde foram estudadas duas condições de operação no sentido de aumentar a potência térmica do banco de evaporadores em estudo. Foi feita também uma análise minuciosa de todos os parâmetros críticos da formação de gelo, como por exemplo os valores de humidade relativa e de temperatura dos fluidos refrigerantes no sentido de se determinar qual das condições permite uma maior atenuação da formação de gelo.

Os resultados do estudo experimental desenvolvido revelam que ambas as condições de operação se revelaram eficientes no aumento da potência térmica. A desativação estratégica da circulação de fluido refrigerante revelou ser uma condição de operação viável, uma vez que permitiu um prolongamento do ciclo de refrigeração não tendo influenciado o fluxo de ar e, consequentemente, a potência térmica foi estável durante esse aumento de tempo.

## Palavras-chave

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

---

# Abstract

Currently, the industrial cooling systems perform a crucial role in food sustainability of worldwide society, since they inhibit the microbial growth, preventing and delaying food deterioration. The cold use in food products conservation requires large electrical energy consumption, being necessary to minimize the energy consumption of refrigeration systems.

In order to obtain temperatures lower than those available in the environment, whether for purposes of preserving food or for obtaining thermal comfort, the evaporator coils typically operate at temperatures below the water freezing point. The ice formed on the surface thereof is detrimental to both thermal and energy level of the system. Thereby, its removal is critical to restore the desired operating conditions.

It is in the context of the optimization of refrigeration systems that the development of the present dissertation arises, where two operating conditions were studied in order to increase the thermal power of the evaporator bank under study. A thorough analysis was also made of all critical ice formation parameters, such as the relative humidity and coolant temperature values in order to determine which of the conditions allows for a greater attenuation of ice formation.

The results of the experimental study showed that both operating conditions proved to be efficient in increasing thermal power. The strategic deactivation of the refrigerant circulation proved to be a viable operating condition since it allowed a prolongation of the refrigeration cycle without influencing the air flow and consequently the thermal power was stable during this increase in operating time.

## Keywords

Refrigeration, Thermal Power, Ice Formation, Evaporator, Defrosting, Attenuation

---

---

# Índice

Agradecimentos .....	iii
Resumo .....	v
Abstract .....	vii
Índice .....	ix
Lista de Figuras.....	xi
Lista de Tabelas .....	xiii
Nomenclatura .....	xv
<b>1. Introdução .....</b>	<b>1</b>
1.1. Perspetiva geral.....	1
1.2. O problema em estudo e a sua relevância .....	2
1.3. Revisão bibliográfica .....	3
1.4. Objetivos e contribuição da dissertação .....	6
1.5. Visão geral e organização da dissertação .....	6
<b>2. Fundamentos teóricos .....</b>	<b>9</b>
2.1. Introdução .....	9
2.1.1. Refrigeração .....	9
2.2. Sistemas de refrigeração .....	10
2.2.1. Ciclo de compressão de vapor .....	11
2.2.2. Componentes do sistema de refrigeração por compressão de vapor .....	13
2.2.3. Aplicações do sistema de refrigeração por compressão de vapor .....	18
2.3. Psicrometria .....	19
2.3.1. Propriedades do ar seco .....	19
2.3.2. Propriedades do vapor de água.....	20
2.3.3. Propriedades do ar húmido.....	21
2.3.4. Variáveis Psicrométricas .....	21
2.4. A formação de gelo na superfície dos evaporadores .....	24
2.4.1. Mecanismos de formação de gelo .....	24
2.4.2. Processo de formação de gelo .....	26
2.4.3. Impacto da formação de gelo no desempenho térmico .....	28
2.5. Métodos de descongelação.....	29
2.6. Métodos de descongelação propostos .....	31
2.7. Nota conclusiva .....	33

<b>3. Instalação Experimental</b> .....	<b>35</b>
3.1. Introdução .....	35
3.2. Banco de evaporadores.....	35
3.3. Esquema de conjunto .....	36
3.4. Equipamento Experimental .....	38
3.4.1. Chiller de refrigeração.....	38
3.4.2. Fluido Refrigerante .....	41
3.4.3. Banho termostático.....	41
3.4.4. Bomba de Circulação .....	42
3.4.5. Bomba Submersível .....	44
3.4.6. Unidade de Ar Condicionado (UAC).....	45
3.5. Instrumentação .....	47
3.5.1. Anemómetro de Fio Quente .....	47
3.5.2. Controladores de Humidade Relativa.....	49
3.5.3. Higrómetro Digital .....	50
3.5.4. Controlador de Temperatura .....	53
3.5.5. Termopares .....	55
3.5.6. <i>DataLogger</i> de Temperatura .....	56
3.5.7. Câmara Fotográfica.....	57
3.6. Nota Conclusiva .....	58
<b>4. Análise e discussão de resultados</b> .....	<b>59</b>
4.1. Procedimento experimental .....	59
4.2. Ensaios de obtenção de valores de referência .....	62
4.3. Ensaios da primeira condição de operação .....	68
4.3.1. Variação da Temperatura de Fluido de Desumidificação - 45% HR.....	68
4.3.2. Variação da Temperatura de Fluido de Desumidificação - 60% HR.....	74
4.3.3. Variação da Temperatura de Fluido de Desumidificação - 75% HR.....	79
4.3.4. Comparação entre ensaios .....	85
4.4. Ensaios da segunda condição de operação .....	87
4.4.1. Comparação com ensaios de referência .....	90
4.5. Nota conclusiva .....	91
<b>5. Conclusão</b> .....	<b>93</b>
5.1. Recapitulação .....	93
5.2. Sugestão para trabalho futuro .....	94
<b>Bibliografia</b> .....	<b>95</b>
<b>Anexos</b> .....	<b>101</b>

# Lista de Figuras

Figura 2.1: Esquema representativo do funcionamento de uma máquina de refrigeração. ....	11
Figura 2.2: Esquema representativo de um sistema básico de refrigeração por compressão de vapor. ....	12
Figura 2.3 - Diagrama T-s (esquerda) e Diagrama p-h (direita). (Adaptado de Dinçer e Kanoglu, 2010). ....	13
Figura 2.4: Tipos de compressores: (a) Compressor Alternativo; (b) Compressor Centrífugo; (c) Compressor Axial; (d) Compressor de Parafuso (Koelet, 1997). ....	14
Figura 2.5: Tipos de condensadores: (I) Refrigerado a ar; (II) Refrigerado a água; (III) Evaporativo (Jabardo et al., 2002). ....	15
Figura 2.6: Evaporador de sistema de alimentação do tipo seco (Firme, 2015).....	16
Figura 2.7: Evaporador de sistema de alimentação do tipo inundado (Firme, 2015).....	17
Figura 2.8: Representação esquemática do diagrama psicrométrico (ASHRAE, 2005). ....	22
Figura 2.9: Diagrama de fases da água (Silva, 2012). ....	25
Figura 2.10: Características dos cristais de gelo em função da temperatura e da sobressaturação do ar para a pressão de 1 atm (adaptado de Libbrecht e Yu, 2010). ....	26
Figura 2.11: Processo de deposição de gelo numa superfície fria (adaptado de Tao et al., 1993). ....	27
Figura 2.12: Processo de formação de gelo (adaptado de Silva, 2012). ....	28
Figura 2.13: Representação da condição de operação proposta. ....	32
Figura 3.1: Protótipo Experimental. ....	36
Figura 3.2: Diagrama de ligações dos equipamentos do protótipo experimental. ....	37
Figura 3.3: Chiller de refrigeração TAE evo 031. ....	38
Figura 3.4: Banho Termostático HUBER UNISTAT CC. ....	42
Figura 3.5: Bomba de circulação ERRELE. ....	43
Figura 3.6: Bomba Submersível HYDOR (Carrilho, 2016). ....	44
Figura 3.7: Unidade de Ar Condicionado A573 PA HILTON. ....	45
Figura 3.8: Esquema dos componentes da UAC.....	46
Figura 3.9: Anemómetro de Fio Quente TESTO 425. ....	48
Figura 3.10: Fonte de tensão AC de regulação variável. ....	49
Figura 3.11: Higrómetro Digital com controlo automático ....	50
Figura 3.12: Higrómetro Digital HygroLog HL-NT2. ....	51
Figura 3.13: Sondas Higrométricas.....	52
Figura 3.14: Controlador de temperatura COLE-PARMER.....	54
Figura 3.15: Termopares de tipo T utilizados. ....	55
Figura 3.16: DataLogger de Temperatura PICO TC-08. ....	56

Figura 3.17: Suporte de câmara fotográfica. ....	58
Figura 4.1: Temperatura área refrigerada para ensaios R1, R2 e R3. ....	63
Figura 4.2: Potência térmica para ensaios R1, R2 e R3. ....	63
Figura 4.3: Superfície de entrada do evaporador 3, para os ensaios R1 (superior), R2 (intermédio) e R3 (inferior). ....	65
Figura 4.4: Superfície de saída do evaporador 3, para os ensaios R1 (superior), R2 (intermédio) e R3 (inferior). ....	66
Figura 4.5: Volume de água recolhido para os ensaios R1, R2 e R3. ....	67
Figura 4.6: Temperatura área refrigerada para ensaios A1, A4 e A7 (45% HR). ....	68
Figura 4.7: Potência Térmica para ensaios A1, A4 e A7 (45% HR). ....	69
Figura 4.8: Superfície de entrada do evaporador 3, para os ensaios A1 (superior), A4 (intermédio) e A7 (inferior) - (45% HR). ....	71
Figura 4.9: Superfície de saída do evaporador 3, para os ensaios A1 (superior), A4 (intermédio) e A7 (inferior) - (45% HR). ....	72
Figura 4.10: Volume de água recolhido por ensaio para os ensaios A1, A4 e A7 (45% HR). ....	73
Figura 4.11: Temperatura área refrigerada para ensaios A2, A5 e A8 (60% HR). ....	74
Figura 4.12: Potência Térmica para ensaios A2, A5 e A8 (60% HR). ....	74
Figura 4.13: Superfície de entrada do evaporador 3, para os ensaios A2 (superior), A5 (intermédio) e A8 (inferior) - (60% HR). ....	76
Figura 4.14: Superfície de saída do evaporador 3, para os ensaios A2 (superior), A5 (intermédio) e A8 (inferior) - (60% HR). ....	77
Figura 4.15: Volume de água recolhido por ensaio para os ensaios A2, A5 e A8 (60% HR). ....	78
Figura 4.16: Temperatura área refrigerada para ensaios A3, A6 e A9 (75% HR). ....	79
Figura 4.17: Potência Térmica para ensaios A3, A6 e A9 (75% HR). ....	80
Figura 4.18: Superfície de entrada do evaporador 3, para os ensaios A3 (superior), A6 (intermédio) e A9 (inferior) - (75% HR). ....	82
Figura 4.19: Superfície de saída do evaporador 3, para os ensaios A3 (superior), A6 (intermédio) e A9 (inferior) - (75% HR). ....	83
Figura 4.20: Volume de água recolhido por ensaio para os ensaios A3, A6 e A9 (75% HR). ....	84
Figura 4.21: Potência térmica - comparação ensaio R1 com A1, A4 e A7 (45% HR). ....	85
Figura 4.22: Potência térmica - comparação ensaio R2 com A2, A5 e A8 (60% HR). ....	85
Figura 4.23: Potência térmica - comparação ensaio R3 com A3, A6 e A9 (75% HR). ....	86
Figura 4.24: Potência térmica - ensaios de descongelação D1, D2 e D3 (60% HR). ....	88
Figura 4.25: Potência térmica - ensaios de descongelação D4 e D5 (60% HR). ....	89
Figura 4.26: Potência térmica - comparação ensaios R2 e A2 com ensaios D4 e D5 (60% HR). ....	90

---

# Lista de Tabelas

Tabela 3.1 - Parâmetros configuráveis do chiller de refrigeração (MTA Water Refrigerators, 2002). .....	40
Tabela 3.2 - Características do anticongelante utilizado (REPSOL, 2015). .....	41
Tabela 3.3: Características Bomba de Circulação (ERRELLE, 1999), .....	43
Tabela 3.4: Características Bomba Submersível (Foster, et al., 2002), .....	44
Tabela 3.5: Características da UAC A573 PA HILTON. ....	47
Tabela 3.6: Características Anemômetro de Fio Quente TESTO 425 (Testo, 2009). ....	48
Tabela 3.7: Características do Higrômetro Digital. ....	50
Tabela 3.8: Características Higrômetro Digital HygroLog HL-NT2 (Rotronic, 2009). ....	52
Tabela 3.9: Características Sondas Psicrométricas (Rotronic, 2009). ....	53
Tabela 3.10: Características Controlador de Temperatura COLE-PARMER (Cole-Parmer instrument Co., 2003). ....	54
Tabela 3.11: Características <i>DataLogger</i> PICO TC-08 (PicoTech Ltd, 2013). ....	57
Tabela 4.1: Lista de ensaios laboratoriais de referência. ....	60
Tabela 4.2: Lista de ensaios laboratoriais de desumidificação prévia do ar. ....	60
Tabela 4.3: Lista de ensaios laboratoriais de descongelação. ....	60
Tabela 4.4: Lista de parâmetros comuns entre ensaios. ....	61
Tabela 4.5: Tabela de temperaturas médias dos fluidos e das superfícies dos evaporadores para os ensaios R1 R2 e R3. ....	64
Tabela 4.6: Tabela de temperaturas médias dos fluidos e das superfícies dos evaporadores para os ensaios A1, A4 e A7 (45% HR). ....	70
Tabela 4.7: Tabela de temperaturas médias dos fluidos e das superfícies dos evaporadores para os ensaios A2, A5 e A8 (60% HR). ....	75
Tabela 4.8: Tabela de temperaturas médias dos fluidos e das superfícies dos evaporadores para os ensaios A3, A6 e A9 (75% HR). ....	81
Tabela 4.9: Estratégia de Interrupção. ....	87



---

# Nomenclatura

## Simbologia:

$c_p$	Calor específico a pressão constante	$\left[ \frac{kJ}{kg.K} \right]$
$c_{p_{ar}}$	Calor específico do ar seco	$\left[ \frac{kJ}{kg.K} \right]$
$c_{p_h}$	Calor específico do ar húmido	$\left[ \frac{kJ}{kg.K} \right]$
$c_{p_v}$	Calor específico do vapor de água	$\left[ \frac{kJ}{kg.K} \right]$
$H$	Entalpia	$\left[ \frac{kJ}{kg} \right]$
$h$	Entalpia específica	$\left[ \frac{kJ}{kg} \right]$
$H_{ar}$	Entalpia do ar seco	$\left[ \frac{kJ}{kg} \right]$
$h_{ar}$	Entalpia específica do ar seco	$\left[ \frac{kJ}{kg} \right]$
$H_v$	Entalpia do vapor de água	$\left[ \frac{kJ}{kg} \right]$
$h_v$	Entalpia específica do vapor de água	$\left[ \frac{kJ}{kg} \right]$
$h_{we}$	Calor latente de vaporização	$\left[ \frac{kJ}{kg} \right]$
$\dot{m}$	Caudal mássico do ar	$\left[ \frac{kg}{s} \right]$
$p$	Pressão total da mistura	[k.Pa]
$p_{ar}$	Pressão parcial do ar seco	[k.Pa]
$p_v$	Pressão parcial do vapor de água	[k.Pa]
$\dot{Q}_H$	Potência térmica do condensador	[W]

## Nomenclatura

---

$\dot{Q}_L$	Calor latente	[W]
$\dot{Q}_s$	Calor sensível	[W]
$\dot{Q}_T$	Calor total	[W]
$R_{ar}$	Constante do ar	$\left[ \frac{kJ}{kg K} \right]$
$R_v$	Constante do vapor de água	$\left[ \frac{kJ}{kg K} \right]$
T	Temperatura	[°C]
$T_{ar}$	Temperatura do ar seco	[°C]
$T_v$	Temperatura do vapor de água	[°C]
v	Volume específico	$\left[ \frac{m^3}{kg} \right]$
$v_{ar}$	Volume específico do ar seco	$\left[ \frac{m^3}{kg} \right]$
$v_v$	Volume específico do vapor de água	$\left[ \frac{m^3}{kg} \right]$
V	Tensão	[V]
$\dot{W}_{comp}$	Potência mecânica do compressor	[W]
$\omega$	Humidade específica ou absoluta	$\left[ \frac{kg}{kg ar seco} \right]$

### Índices Inferiores:

in	Entrada ou Input
out	Saída ou Output

**Acrónimos:**

AC	Corrente Alternada
CFD	Computacional Fluid Dynamics
Evap. 1	Evaporador 1
Evap. 2	Evaporador 2
Evap. 3	Evaporador 3
HD	Higrómetro Digital
HR	Humidade Relativa
PID	Proporcional Integral Derivativo
RCD	Descongelção por Ciclo Reverso
UAC	Unidade de Ar Condicionado
UBI	Universidade da Beira Interior
USB	Universal Serial Bus
VET	Válvula de Expansão Termostática



# 1. Introdução

## 1.1. Perspetiva geral

O consumo energético ainda não é feito de forma sustentável, sendo o aquecimento global uma das principais consequências oriundo da ineficiente utilização de energia. Devido à crise mundial vivida nos últimos anos a população tomou uma maior consciência das necessidades de economizarem recursos e bens disponíveis. A utilização das energias renováveis de forma mais eficaz e a aplicação de medidas de redução de consumos de energia tornaram-se os principais aliados a essa poupança, tendo sido implementados nos edifícios de habitação, na indústria, mas também nos equipamentos disponíveis para a comodidade do ser humano, como o caso da refrigeração.

A refrigeração é definida como o processo de remover calor de um fluido ou corpo sólido num determinado espaço fechado com temperaturas exteriores superiores. A refrigeração e a conservação de alimentos são duas das maiores consumidoras de energia a nível mundial. Em Portugal, a refrigeração industrial representa 4% do consumo de eletricidade na indústria (*ADENE, 2011*). Com isto, qualquer medida que resulte numa maior eficiência energética e num decréscimo das emissões de dióxido de carbono torna-se atrativa na aplicação dos sistemas de refrigeração.

Os sistemas de refrigeração são indispensáveis nos dias de hoje quer seja para conforto térmico, quer seja para conservação de bens alimentares, sendo esta última a que tem um maior peso na utilização dos sistemas referidos. Um exemplo da sua utilização passa pelas vitrinas de refrigeração utilizadas em superfícies comerciais, tendo como principal objetivo a apresentação do produto ao consumidor, mas também devem ter a capacidade de manter a temperatura definida para cada tipo de alimentos.

A ampla utilização dos sistemas de refrigeração fez com que o evaporador fosse o componente mais importante e também o responsável pelo arrefecimento do fluido em escoamento, uma vez que uma superfície alhetada é a forma mais eficaz para aumentar a transferência de calor por convecção (*Amini et al., 2014*). Para se obterem temperaturas muito baixas é necessário que o fluido refrigerante esteja a temperaturas negativas e, com a passagem de ar húmido pela superfície do evaporador, ocorre a formação de gelo tornando, desta forma, o processo de refrigeração menos eficiente devido à obstrução da passagem do ar (*Seker et al., 2004*).

Com o problema da formação de gelo na superfície dos evaporadores surgiram os sistemas de descongelação e os métodos de previsão de gelo. Contudo, nos dias de hoje, e apesar de todos os desenvolvimentos de melhorias, a utilização destes sistemas revela-se ineficiente, pois

ocorrem excessivos períodos de descongelação, levando a um aumento da temperatura da área refrigerada e, conseqüentemente, um maior consumo de energia quer dos sistemas de descongelação, quer do equipamento de refrigeração que necessita de funcionar de forma excessiva para que se garantam as temperaturas pretendidas.

## 1.2. O problema em estudo e a sua relevância

Num sistema de refrigeração o componente responsável pelo arrefecimento do ar é o evaporador, tendo a responsabilidade de remover calor ao ar. O ar húmido condensa para os casos em que a temperatura seja inferior à temperatura de ponto de orvalho<sup>1</sup> e, no caso da refrigeração que, maioritariamente, possui um evaporador com um fluido refrigerante a circular no interior dos seus tubos com temperaturas negativas, fará com que o ar à passagem pelas alhetas do evaporador condense e uma parte da água condensada solidifique na sua superfície. Este processo de formação de gelo é detalhado no capítulo “2.4.2 - Processo de formação de gelo”. Com a formação de gelo na superfície dos evaporadores dos sistemas de refrigeração ocorre uma diminuição da capacidade de arrefecimento do ar diminuindo ou até mesmo bloqueando o seu fluxo.

Como se verificará ao longo da presente dissertação, o evaporador tem uma importância significativa para um sistema de refrigeração devido a estar diretamente ligado ao processo de transferência de calor entre o meio externo e o meio que se quer refrigerar. Assim, todos os processos que aumentam a eficiência e que permitam uma redução dos processos de descongelação são fundamentais para o desenvolvimento desta temática.

A remoção de calor de um alimento permite uma extensão do seu prazo de validade para consumo humano, permitindo uma conservação das suas propriedades por mais tempo. Contudo, a formação de gelo nos evaporadores leva a que ocorram flutuações na temperatura do ambiente refrigerado e, conseqüentemente, no bem alimentar. Essas flutuações de temperatura causam uma deterioração precoce dos produtos.

Um evaporador, numa vitrina de refrigeração, que possua uma camada de gelo de 5 mm ou 10 mm leva a que o consumo energético do equipamento aumente em 20% e 30%, respetivamente (Zhang *et al.*, 2012). Portanto, o desenvolvimento de métodos de prevenção, atenuação ou

---

<sup>1</sup> Ponto de saturação que designa a temperatura à qual ocorre condensação para um determinado valor de pressão.

retardação da formação de gelo, bem como a monitorização das condições de operação permite que se faça uma evolução dos equipamentos.

Posto isto, as condições de operação constituintes desta dissertação surgem através da necessidade de se otimizar e maximizar o rendimento dos evaporadores nos sistemas de refrigeração.

### 1.3. Revisão bibliográfica

Em qualquer realização de uma dissertação é necessária uma revisão bibliográfica dos estudos feitos por outros investigadores, o que permite saber-se qual o ponto de situação na investigação de novas soluções sendo, neste caso, no surgimento de novos processos de atenuação, retardação e descongelação em evaporadores.

Desta forma, a seguinte revisão bibliográfica refere diversos trabalhos experimentais e numéricos, reportando a problemática da formação de gelo em evaporadores dos sistemas de refrigeração. São referidos trabalhos de aplicação de métodos de descongelação, de aplicação de revestimentos hidrofóbicos e de previsão da formação de gelo com recurso a métodos numéricos.

É possível encontrarem-se bastantes estudos de algoritmos computacionais de previsão da formação de gelo, assim como as características de gelo. Os estudos numéricos facilitam o dimensionamento de evaporadores como o espaçamento entre alhetas, a temperatura do fluido frigorigéneo e do ar ou a capacidade de refrigeração do sistema. Também foi possível encontrar material bibliográfico acerca das condições de operação estudadas na presente dissertação.

(*Ismail et al., 2007*) estudaram experimental e teoricamente a influência da formação inicial de uma fina camada de gelo num evaporador em dois ambientes, sendo um húmido e um seco. Para as mesmas condições de ensaio experimental, a condutibilidade do evaporador foi 38% superior num ambiente seco do que num ambiente húmido.

(*Tassou e Datta, 1999*) investigaram o efeito das condições psicrométricas do ar na formação de gelo nos sistemas de refrigeração comercial. Analisaram também os produtos armazenados e a eficiência energética dos equipamentos. Para o efeito, utilizaram dois equipamentos semelhantes, sendo que um foi estudado com condições de temperatura e humidade relativa do ar controladas e o outro equipamento foi instalado num supermercado. Deste estudo foi concluído que a HR do ar é a variável com maior efeito sobre o número de ciclos de

descongelamento necessários sendo que, quanto maior a HR do ar, maior são os ciclos de descongelamento.

(*Aljuwayhel, 2006*) fez o estudo experimental e numérico da formação de gelo e posterior descongelamento por gás quente. Utilizou um evaporador constituído por tubos de aço galvanizado e o fluido refrigerante que circula no interior dos tubos utilizado foi amónia. Através da recolha de valores de temperatura, de humidade relativa e de velocidade do ar conseguiu identificar qual o momento ideal para dar início ao ciclo de descongelamento, tendo concluído que o melhor desempenho térmico do sistema é quando a camada de gelo acumulada no evaporador é fina.

(*Cui et al., 2001*) utilizaram técnicas de CFD para modelar a formação de gelo onde aplicaram um escoamento de ar húmido sobre uma placa plana refrigerada, inserida numa câmara adiabática. Apesar de os resultados obtidos para a espessura da camada de gelo terem sido justificados matematicamente, as condições dos ensaios realizados diferem das condições reais de operação de um sistema de refrigeração.

(*Liu et al., 2006*) implementaram uma pintura anti geada num evaporador, com o intuito de estudarem a atenuação da formação da camada de gelo, tendo concluído que, com estes métodos, retardaram a formação de gelo em quinze minutos e diminuíram a sua espessura em 40%.

(*Ye et al., 2014*) estudaram um processo de retardação da formação de gelo onde relacionaram a taxa de transferência de massa de vapor de água ao valor da velocidade do ar. Os resultados obtidos revelaram que a taxa de transferência de massa varia de forma inversa com a velocidade do ar quando as temperaturas de fluido refrigerante são baixas.

(*Hamza e Ismail, 2007*) analisaram o efeito da condensação do vapor de água presente no ar húmido e a formação de gelo na superfície da serpentina dos evaporadores. Este estudo computacional permitiu que se estudassem parâmetros difíceis de obter experimentalmente, tais com a relação entre a área da serpentina húmida com a área total e a relação entre o calor latente e a potência térmica do evaporador. Segundo os autores, a formação de gelo é atenuada com o aumento da velocidade do ar em escoamento e, numa fase inicial, é cerca de 8% superior numa serpentina gelada do que numa serpentina seca.

(*Al-Essa e Al Zgoul, 2012*) desenvolveram um algoritmo que calcula a espessura da camada de gelo em função da HR, do caudal mássico do ar e do espaçamento entre alhetas. O ciclo de refrigeração teve uma duração de dezoito horas. Os autores concluíram que, para baixos valores de caudal de ar e o aumento da HR traduz-se no aumento da espessura da camada de gelo. Para um aumento da humidade relativa e da velocidade do ar em simultâneo, a espessura da camada de gelo pode aumentar até 65%.

(Kim e Lee, 2015) deduziram um parâmetro baseado apenas na medição de temperaturas que detetou a tendência de variação da taxa de transferência de calor de um evaporador constituinte de um ciclo de refrigeração. Com o auxílio de um balanço de energia com base nas entalpias, foram determinados os momentos precisos onde o sistema de descongelação entraria em funcionamento e para que condições de operação. Os autores concluíram ainda que um aumento da HR produz uma camada de gelo mais rápida.

(Jiang et al., 2013) dimensionaram a aplicação de um sistema de pulverização de glicerina na superfície do evaporador com o intuito de atenuar a formação de gelo. O sistema entra em funcionamento quando a camada de gelo ainda não tem uma espessura significativa aumentando, desta forma, a transferência de calor entre o ar escoado e a superfície do evaporador.

(Tang et al., 2016) estudaram a aplicação de um método de descongelação onde eram utilizadas oito resistências elétricas controladas de forma independente. Desta forma evitaram-se flutuações na temperatura do ar em escoamento. As conclusões obtidas são que o consumo de energia diminui e a potência térmica aumenta devido a uma melhor distribuição das resistências.

(Knabben et al., 2011) estudaram a eficiência da aplicação de resistências elétricas como processo de descongelação num ciclo de refrigeração onde, com a aplicação deste método, se atingem valores dos tempos de descongelação inferiores sendo, neste caso, uma redução de 50%.

(Liu et al., 2015) aplicaram uma placa de cobre numa unidade de refrigeração, a qual foi sujeita à aplicação de uma pintura hidrofóbica. O estudo experimental do seu comportamento permitiu a retardação da nucleação de gelo minimizando o seu crescimento. A placa de cobre foi revestida em apenas metade da sua área para comparação de resultados. Este processo revelou-se eficiente na medida em que permitiu retardar a formação de gelo em até 3 horas de ensaio experimental.

(Yang, 2010) utilizou um permutador de calor adicional com o objetivo de evitar a dificuldade de método RCD, no que diz respeito à necessidade do mesmo em reduzir a temperatura do fluido refrigerante antes de ser escoado pelo evaporador. Desta forma é possível evitar o choque térmico prejudicial ao processo.

## 1.4. Objetivos e contribuição da dissertação

Como já se referiu, os problemas associados à formação de gelo e à descongelação ainda não estão solucionados, apesar dos avanços verificados (*Tang et al., 2016*). As condições de operação estudadas na presente dissertação têm como objetivos a redução dos custos energéticos associados à refrigeração e o aumento da eficiência dos equipamentos utilizados, mais especificamente, o evaporador. O objetivo da dissertação consiste no estudo de duas condições de operação que levem à redução da formação de gelo na superfície dos evaporadores.

A primeira condição de operação refere-se à utilização de um evaporador, a montante dos restantes, com o intuito de retardar a formação de gelo. Esse atraso na formação de gelo dever-se-á ao facto do mesmo operar com um fluido a uma temperatura acima do ponto de congelação da água, mas abaixo do ponto de orvalho para que ocorra a condensação do vapor de água presente no ar húmido nas alhetas do evaporador. Serão feitas variações da humidade relativa e da temperatura do fluido responsável pela desumidificação. Desta forma, será possível avaliar-se acerca das vantagens ou desvantagens da aplicação da referida condição de operação.

A segunda condição de operação consiste na aplicação de um método de descongelação por interrupção de ciclo. Este método de descongelação é comum nos sistemas de refrigeração sendo efetuado habitualmente com recurso a temporizadores. No procedimento apresentado na presente dissertação, a interrupção de ciclo é feita com base na informação resultante de parâmetros relevantes de operação do sistema. Acresce ainda que apenas será efetuada a desativação da circulação do fluido refrigerante que circula nos tubos dos evaporadores, ou seja, a circulação forçada de ar manter-se-á. Desta forma será possível diminuir os tempos de descongelação e minimizar o aumento da temperatura da área refrigerada.

## 1.5. Visão geral e organização da dissertação

A realização da presente dissertação requer que se tenham conhecimentos teóricos de forma a se entenderem melhor todos os dados obtidos pelas experiências laboratoriais sendo necessário, para isso, a procura por estudos experimentais e teóricos efetuados podendo avaliar-se em que ponto estão os estudos sobre a formação de gelo em evaporadores e quais as evoluções.

A dissertação é composta por cinco capítulos, tendo sido divididos como descrito a seguir.

O capítulo 1 engloba a introdução ao trabalho efetuado, assim como o desenvolvimento que tem sido feito por outros investigadores ao longo dos anos sobre o problema em estudo. É feita uma introdução sobre a perspectiva do problema e uma explicação sobre a importância do seu estudo. A revisão bibliográfica inclui uma análise dos métodos de descongelamento, atenuação e previsão da formação de gelo.

No capítulo 2 são apresentados os conceitos teóricos necessários para a compreensão dos resultados obtidos. Incide essencialmente sobre a refrigeração onde é abordado o ciclo de refrigeração por compressão de vapor. É ainda abordada a origem do gelo na superfície dos evaporadores e os tipos de cristais de gelo existentes. Por fim são definidos e explicados os métodos de descongelamento mais comuns.

O capítulo 3 compreende a informação necessária sobre os equipamentos e instrumentação constituintes da experiência laboratorial, permitindo uma correta utilização dos mesmos. Também é apresentado o esquema de ligação de todos os componentes, bem como os trajetos feitos pelos fluidos refrigerantes utilizados.

No capítulo 4 é feita a descrição dos procedimentos experimentais utilizados. São apresentados os parâmetros dos ensaios e é feita uma análise dos resultados obtidos, de cada uma das condições de operação estudadas. É feita uma comparação sobre as utilizações dos métodos escolhidos.

Por fim, no capítulo 5, é feita uma compilação geral dos resultados obtidos para que se possa fazer uma conclusão sobre a utilização das condições de operação utilizadas para atenuação e descongelamento do gelo. Essa conclusão é feita com base nas vantagens e desvantagens dos métodos estudados, assim como uma comparação com os métodos observados com recurso à bibliografia. O fim deste capítulo é feito com a sugestão de trabalhos futuros para a melhoria dos processos.



## 2. Fundamentos teóricos

### 2.1. Introdução

O presente capítulo tem como principal objetivo a apresentação do sistema de refrigeração por compressão de vapor, a formação de gelo na superfície dos evaporadores e quais os dispositivos e métodos de atenuação da formação de gelo ou de descongelamento. É também feita uma abordagem acerca da psicrometria.

A refrigeração define-se como o processo de remoção de calor de um meio quer seja sólido, líquido ou gasoso, com o objetivo de diminuir a temperatura do mesmo (*Dinçer e Kanoglu, 2010*).

Para que a refrigeração ocorra, é necessário o recurso a um agente externo para que, ocorra transferência de calor do meio mais frio para o meio mais quente, causando assim o fluxo inverso da transferência de calor, como rege a segunda lei da termodinâmica.

Os subcapítulos seguintes apresentam os princípios essenciais para uma melhor compreensão do trabalho desenvolvido e a sua importância.

#### 2.1.1. Refrigeração

Os sistemas de refrigeração, nos dias de hoje, podem ser considerados quase indispensáveis visto possuem uma ampla utilização, como por exemplo, em hospitais, laboratórios, habitações ou na indústria, quer seja para conservação de alimentos ou apenas para conforto térmico permitindo, desta forma, ao Homem um aumento da sua qualidade de vida.

Um processo de refrigeração pode ser natural ou mecânico. Um processo de refrigeração natural consiste na passagem de ar através de blocos de gelo, resultando na transmissão de calor do ar para o gelo. A refrigeração mecânica consiste na utilização de um fluido que “transporta” calor absorvido numa fonte fria, libertando-o numa fonte quente, denominando-se fluido refrigerante.

Desde cedo se utilizou a refrigeração como meio de arrefecimento, mais concretamente a utilização de gelo obtido de forma natural. Após os estudos na obtenção de gelo com recurso à redução de temperaturas em certos meios, é que se iniciaram os estudos para a criação de

máquinas de refrigeração, sendo a primeira máquina patenteada por Jacob Perkins em 1834, sendo capaz de operar um ciclo de refrigeração por compressão de vapor (*Critchell e Raymond, 1912*). Este sistema de refrigeração será detalhado na subsecção 2.2.1 que trata o ciclo de compressão de vapor.

A continuação do estudo e desenvolvimento contínuo destas máquinas levou à descoberta de novos fluidos refrigerantes e de novas máquinas de refrigeração com modos de funcionamento diversos. Já no fim do século XX e início do século XXI deu-se início ao desenvolvimento de circuitos eletrônicos de operação e controlo dos equipamentos de refrigeração, sendo ainda uma das maiores necessidades de desenvolvimento nesta área.

## 2.2. Sistemas de refrigeração

Como já foi referido no subcapítulo anterior, pelo postulado de Rudolf Clausius, a transmissão de energia é feita sob a forma de calor de uma fonte de calor a temperatura mais alta para outra a temperatura mais baixa. Na refrigeração acontece o inverso e, para que tal aconteça, é necessário fornecer energia ao sistema sob a forma de trabalho.

A Figura 2.1 representa, de forma esquemática, o funcionamento de uma máquina de refrigeração. As máquinas de refrigeração têm como propósito retirar calor da fonte fria, que se encontra a uma temperatura  $T_L$  sendo-lhe retirada uma carga térmica  $\dot{Q}_L$  que corresponde a energia por quantidade de tempo, ou seja, corresponde à potência de refrigeração. Por outro lado, há uma rejeição de carga térmica para a fonte quente, denominada por potência de aquecimento,  $\dot{Q}_H$ , que se encontra a uma temperatura  $T_H$ . Contudo, os processos de transferência de calor descritos acima só acontecem devido à potência mecânica fornecida à máquina, sob a forma de trabalho  $\dot{W}_{in}$ , para que ela funcione.

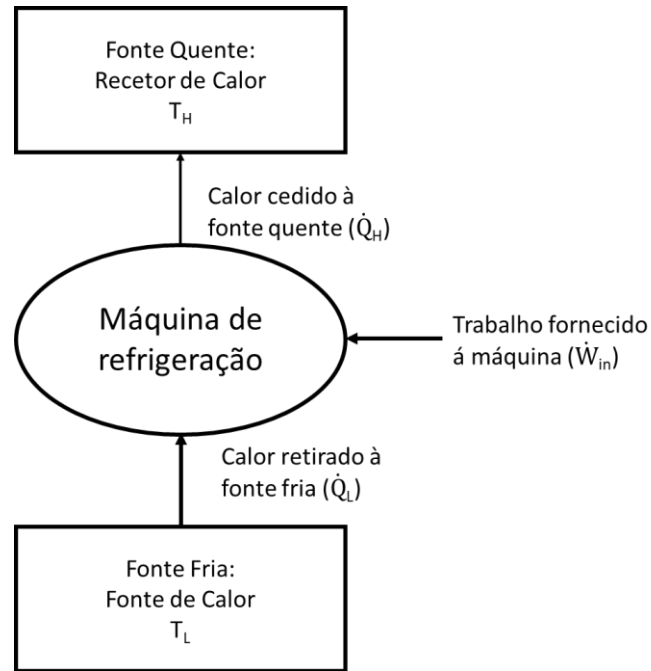


Figura 2.1: Esquema representativo do funcionamento de uma máquina de refrigeração.

Atualmente os sistemas de refrigeração utilizam fluidos frigorigêneos em circuito fechado de forma a produzirem frio continuamente. Estes sistemas dividem-se em sistemas de compressão de vapor, de absorção e de expansão de ar ou de gás. Devido à facilidade e versatilidade da sua utilização, o sistema de refrigeração por compressão de vapor é o mais utilizado na maior parte das aplicações de produção de frio (Koelet, 1997). O baixo custo e a ótima eficiência energética associada a este tipo de sistema, quando comparado a outros, torna-o um sistema mais eficaz. Este tipo de sistema será descrito no próximo subcapítulo.

### 2.2.1. Ciclo de compressão de vapor

Como referido anteriormente, o sistema mais utilizado na refrigeração é o ciclo por compressão de vapor desde os frigoríficos domésticos até aos sistemas de refrigeração industriais. Neste tipo de sistema é empregue um fluido que, de modo cíclico, é submetido a processos de compressão, arrefecimento com condensação, expansão e aquecimento com evaporação. É sobre este sistema que este subcapítulo consiste.

Os sistemas de refrigeração por compressão de vapor caracterizam-se pela existência de, pelo menos, um compressor e um evaporador, sendo este último o elemento direto de refrigeração, ou seja, é a ligação entre o ciclo e o espaço a arrefecer (Sette, 2015). Num sistema básico de

refrigeração por compressão de vapor ocorrem quatro processos termodinâmicos fundamentais como o caso da evaporação, a compressão, a condensação e a expansão, tal como se pode observar na Figura 2.2.

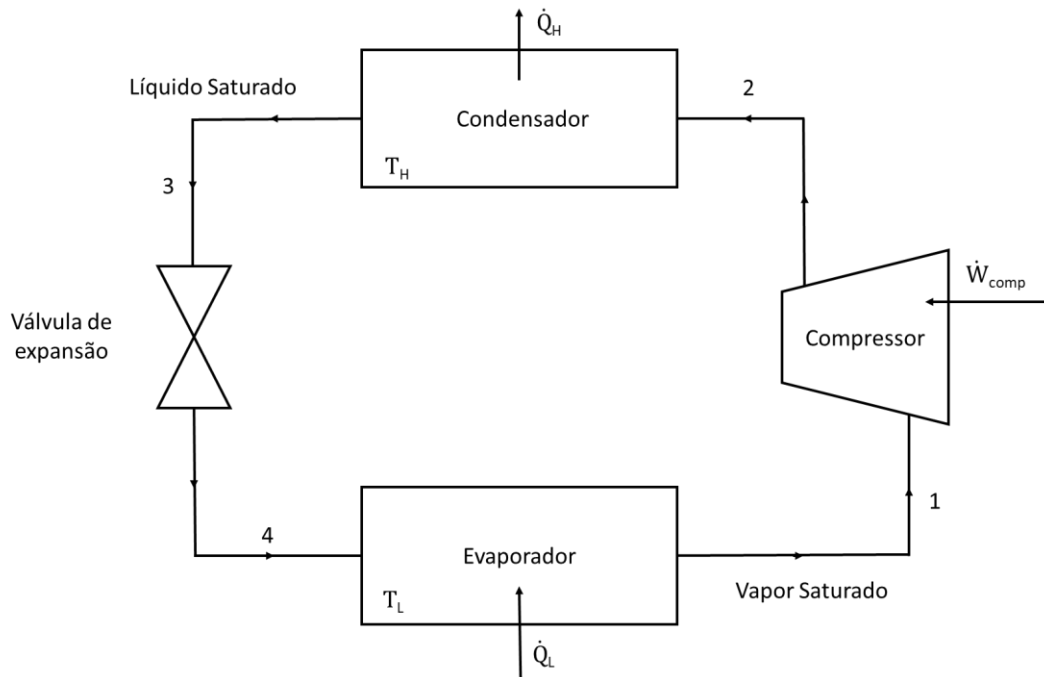


Figura 2.2: Esquema representativo de um sistema básico de refrigeração por compressão de vapor.

Num ciclo de refrigeração por compressão de vapor o fluido refrigerante, que circula em circuito fechado, é admitido no compressor sob a forma de vapor saturado e a baixa pressão. No compressor o vapor saturado sofre uma compressão adiabática, processo 1-2, resultando numa diminuição do volume e num aumento da pressão e da temperatura do fluido refrigerante. O processo 2-3 consiste num processo de arrefecimento isobárico, onde o vapor sobreaquecido, que se encontra a temperatura e pressão elevadas, é conduzido até ao condensador. Neste processo, o fluido refrigerante é arrefecido e passa da fase gasosa à fase líquida. Ao deixar o condensador o refrigerante é conduzido até um dispositivo de expansão onde sofre uma expansão isentálpica, processo 3-4, onde ocorre uma queda de pressão, originando uma evaporação parcial do fluido refrigerante. Este processo origina uma mistura de líquido e vapor a uma temperatura e pressão baixas. A mistura líquido e vapor arrefecida, que se encontra com baixa pressão, segue para o evaporador onde recebe o calor proveniente do ambiente a arrefecer. Este processo, processo 4-1, denomina-se por processo de aquecimento isobárico, provocando a evaporação total do refrigerante. O vapor saturado é novamente admitido no compressor para completar o ciclo termodinâmico.

A compreensão do ciclo de compressão de vapor deve ser acompanhada em conjunto com a observação dos diagramas T-s e p-h, observáveis na Figura 2.3.

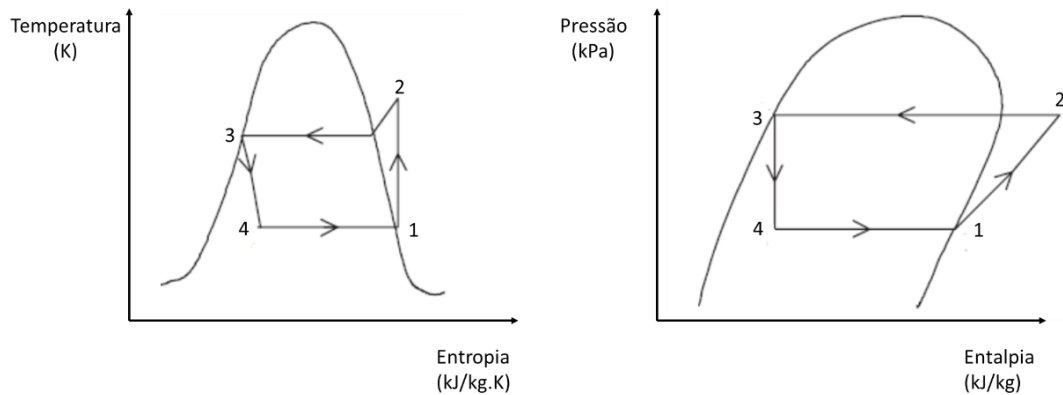


Figura 2.3 - Diagrama T-s (esquerda) e Diagrama p-h (direita). (Adaptado de Dinçer e Kanoglu, 2010).

## 2.2.2. Componentes do sistema de refrigeração por compressão de vapor

O ciclo de compressão de vapor é constituído por quatro fases descritas no subcapítulo anterior, estando relacionadas com quatro elementos principais sendo eles o compressor, o condensador, o evaporador e a válvula de expansão. As características de cada um destes componentes têm influência direta sobre a capacidade de refrigeração do sistema.

### 2.2.2.1. Compressor

O compressor é o componente que exige mais conhecimento e também o que mais energia consome num sistema de refrigeração, tendo uma influência elevada no custo de operação do sistema. A sua função é a de fornecer um diferencial de pressão, para que a evaporação do fluido refrigerante seja garantida, a uma temperatura inferior à temperatura de condensação, fazendo a movimentação do fluido no circuito de refrigeração (Jabardo *et al.*, 2002). A Figura 2.4 representa os tipos de compressores existentes.

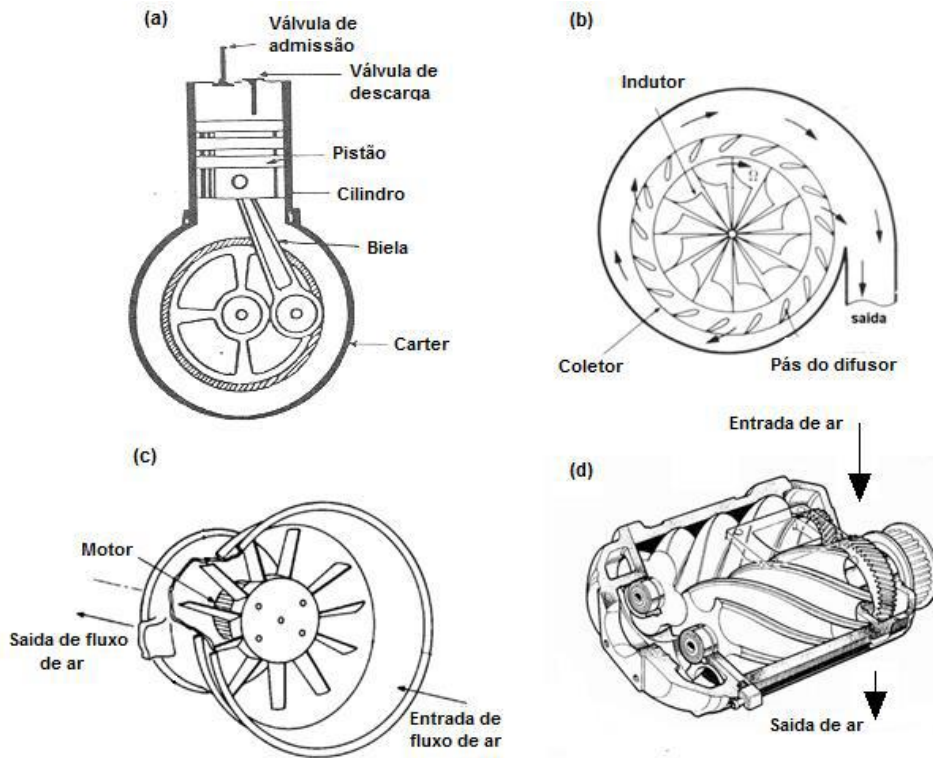


Figura 2.4: Tipos de compressores: (a) Compressor Alternativo; (b) Compressor Centrífugo; (c) Compressor Axial; (d) Compressor de Parafuso (Koelet, 1997).

A escolha de um compressor depende da potência de refrigeração ou de aquecimento de que se necessita, podendo ser classificados como máquinas de deslocamento vertical ou máquinas positivas (Dinçer e Kanoglu, 2010). Os compressores de deslocamento positivo, como o caso dos compressores alternativos, de parafuso, rotativos de palhetas e Wankel, fazem o aumento da pressão de vapor do fluido refrigerante, recorrendo à redução do volume interno da câmara de compressão. No que diz respeito aos compressores de turbina e centrífugo, compressores dinâmicos, aumentam a pressão do fluido refrigerante, mas recorrem à conversão da pressão dinâmica em pressão estática.

#### 2.2.2.2. Condensador

O condensador é responsável pela transferência de calor entre o fluido refrigerante e o fluido absorvedor, rejeitando todo o calor do sistema. De forma mais detalhada, o condensador, que é um permutador de calor, é utilizado para arrefecimento, condensação e subarrefecimento do fluido refrigerante que vem do compressor. Este fluido encontra-se a elevada pressão e

temperatura, entrando no condensador no estado de vapor sobreaquecido e sai na forma de líquido saturado. A capacidade de um condensador em transferir calor é a sua principal característica de escolha para um sistema.

Quando o fluido refrigerante entra no condensador, é-lhe retirada energia na forma de calor sensível e, quando é atingida a temperatura de condensação do mesmo, ocorre uma perda de calor latente e o fluido passa do estado gasoso para o estado líquido. Por fim, a condensação do fluido refrigerante causa a perda de calor sensível, levando à redução da temperatura de forma significativa.

Os condensadores podem ser de 3 tipos sendo eles arrefecidos a ar, a água ou do tipo evaporativos, como demonstra a Figura 2.5. Os condensadores arrefecidos a ar são dos mais utilizados devido à facilidade de operação e de instalação, bem como os custos de manutenção baixos. Os condensadores arrefecidos a água operam com pressões mais altas e, dessa forma, tornam o sistema mais eficiente. No caso dos condensadores do tipo evaporativo, apesar de serem o tipo mais eficiente, têm uma complexidade de funcionamento levando a que as aplicações sejam mais limitadas.

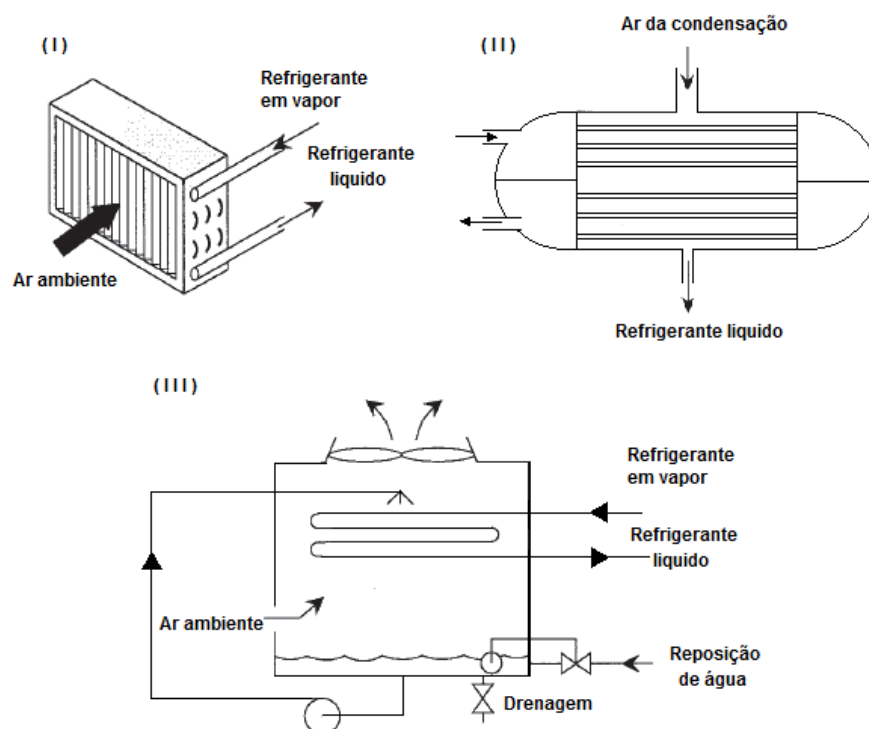


Figura 2.5: Tipos de condensadores: (I) Refrigerado a ar; (II) Refrigerado a água; (III) Evaporativo (Jabardo et al., 2002).

### 2.2.2.3. Evaporador

À semelhança do condensador, também o evaporador é um permutador de calor, sendo utilizado na refrigeração, arrefecimento, congelação e condicionamento de ar para que seja retirada carga térmica de um determinado ambiente. Apesar de ser um dispositivo simples, é também o componente mais importante e imprescindível num sistema de refrigeração. A seleção de um evaporador é feita com base na eficiência que se pretende que o sistema tenha, sendo que a superfície do mesmo deve permitir uma absorção de carga térmica de forma eficaz e um dimensionamento que permita uma baixa queda de pressão entre a entrada e a saída (Ferraz, 2008).

Os evaporadores podem ser classificados como evaporadores secos ou inundados, dependendo do meio que se pretende arrefecer. A utilização de evaporadores secos é feita no arrefecimento de ar em ambientes fechados, como por exemplo os equipamentos de ar condicionado. Neste tipo de evaporadores o fluido refrigerante entra no evaporador após a passagem por uma válvula de expansão termostática, onde se dá a sua vaporização e sobreaquecimento, tal como se pode observar na Figura 2.6.

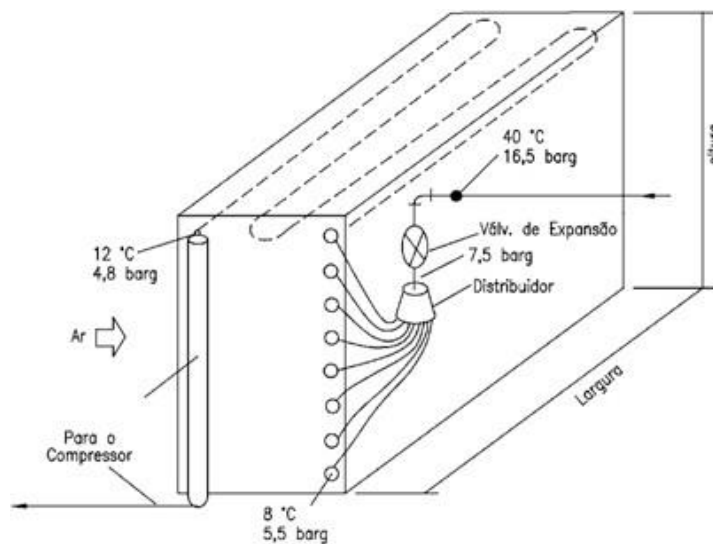


Figura 2.6: Evaporador de sistema de alimentação do tipo seco (Firme, 2015).

A Figura 2.7 apresenta um evaporador do tipo inundado. Este tipo de evaporador é utilizado no arrefecimento de fluidos líquidos, como por exemplo a água quer para consumo humano, quer para processos industriais. O seu funcionamento consiste na admissão de fluido refrigerante por uma válvula de expansão de boia, onde, após ser escoado pelos tubos do evaporador, procede

à remoção de calor do meio a ser refrigerado. Após a remoção de calor o fluido refrigerante torna-se uma mistura de líquido e vapor, passando para o separador de líquido onde, como o nome indica, há uma separação do líquido do vapor. O vapor saturado vai para o compressor e o líquido retoma o seu percurso normal para o evaporador. A principal desvantagem da sua utilização é o custo elevado de instalação e de operação.

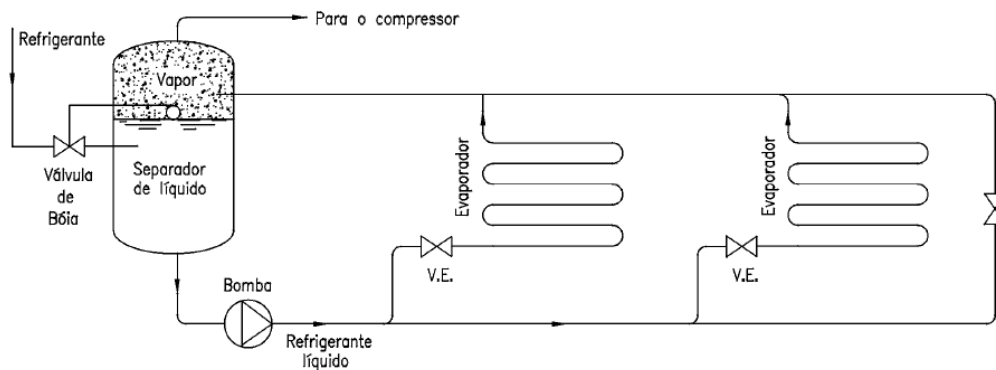


Figura 2.7: Evaporador de sistema de alimentação do tipo inundado (Firme, 2015).

#### 2.2.2.4. Válvula de Expansão

A válvula de expansão é utilizada para reduzir a pressão de condensação até à pressão de evaporação do fluido refrigerante, ou seja, recorrendo a um estrangulamento da passagem de fluido, a válvula de expansão reduz a pressão no estado líquido e regula o caudal de entrada no evaporador. As válvulas de expansão podem ser termostáticas onde o seu funcionamento é baseado na variação de temperatura à saída do evaporador, abrindo e fechando as válvulas para que a temperatura seja constante; de expansão a pressão constante e de tubo capilar, em que o fluido refrigerante sofre uma perda de carga resultante do movimento no interior do tubo e ou de boia.

As válvulas eletrônicas, apesar de terem um custo superior, tornam-se vantajosas e eficientes devido à regulação de caudal ser feita de forma autónoma e eficaz.

### 2.2.3. Aplicações do sistema de refrigeração por compressão de vapor

Nos dias de hoje é imprescindível a utilização de refrigeração nas mais diversas ocasiões, sendo a utilização de sistemas de refrigeração por compressão de vapor a mais utilizada. Os transportes, o comércio, a indústria e a nível doméstico são apenas alguns exemplos da utilização deste sistema, aliado à necessidade de arrefecimento e de aquecimento por parte do ser humano.

A nível doméstico os frigoríficos, os congeladores e os equipamentos de ar-condicionado utilizam sistemas de refrigeração por compressão de vapor. Enquanto os dois primeiros têm a função de conservação de alimentos, os equipamentos de ar-condicionado têm como propósito a regulação da qualidade do ar interior dos edifícios, integrando num único sistema as opções de aquecimento e arrefecimento.

Já no que diz respeito à refrigeração a nível industrial, a utilização de sistemas de refrigeração por compressão de vapor é maioritariamente realizada na indústria petroquímica, química e alimentar. Na indústria química e petroquímica, os sistemas de refrigeração por compressão de vapor são utilizados para manter determinados processos químicos a temperaturas controladas. A indústria alimentar faz a utilização deste sistema para a produção de alimentos congelados e a congelação de produtos agroalimentares. A congelação de produtos agroalimentares permite a conservação e transporte dos alimentos de um ponto ao outro de modo a que o seu consumo seja feito dentro das condições requeridas.

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). A purificação do ar comprimido é conseguida através da condensação do vapor de água contido no ar comprimido, por forma a permitir a diminuição do teor de humidade no ar.

No setor comercial, os sistemas de refrigeração por compressão de vapor integram equipamentos diversos, tais como, as máquinas de venda e expositores de produtos alimentares.

Uma das aplicações dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor que está a ganhar ênfase na atualidade diz respeito ao arrefecimento de grandes infraestruturas que alojam complexos sistemas computacionais, utilizados para armazenamento e processamento de dados informáticos.

## 2.3. Psicrometria

A psicrometria reporta o estudo das propriedades termodinâmicas de misturas de ar seco e de vapor de água, bem como da sua aplicação na análise de processos que envolvem o ar atmosférico (Stoecker e Jones, 1985). Um exemplo do estudo da psicrometria está relacionado com o ar atmosférico que é constituído por uma mistura de gases, de vapor de água e por uma mistura de contaminantes (fumos, poeiras, etc.) presentes normalmente em locais distantes das fontes poluidoras. Por outras palavras, a psicrometria é a parte da termodinâmica que tem por objetivo o estudo das propriedades do ar húmido.

### 2.3.1. Propriedades do ar seco

O ar seco é uma mistura de gases onde o azoto ( $N_2$ ) e o oxigénio ( $O_2$ ) predominam. A sua composição pode ser alterada devido à localização geográfica, sendo o seu estudo feito para condições pré-definidas (ASHRAE, 2005).

#### 2.3.1.1. Volume específico do ar seco

O volume específico do ar seco é o volume ocupado por uma unidade de massa ( $m^3/kg$ ). A equação 2.1 permite fazer o cálculo do volume específico do ar seco, onde  $R_{ar}$  representa a constante para o ar seco (ASHRAE, 2005).

$$v_{ar} = R_{ar} * \frac{T_{ar}}{p_{ar}} \quad (2.1)$$

#### 2.3.1.2. Calor específico do ar seco

O calor específico do ar seco é a quantidade de calor que é necessário fornecer a uma unidade de massa para aumentar a temperatura em 1 °C, a pressão constante. Para temperaturas entre -40 °C e +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 é uma propriedade termodinâmica definida como a soma da energia interna de um sistema e do produto entre a pressão e o volume do sistema (ASHRAE, 2005). A entalpia do ar seco calcula-se multiplicando o calor específico do ar seco pela temperatura do ar seco, tal como indica a equação 2.2.

$$H_{ar} = c_{p_{ar}} * T_{ar} \quad (2.2)$$

### 2.3.2. Propriedades do vapor de água

A quantidade de vapor de água varia em função da localização geográfica, devido à quantidade de precipitação de determinado local, tendo como principal função a regulação da entrada de radiação solar na Terra, controlando desta forma a temperatura à superfície do planeta (Romero, 2000).

#### 2.3.2.1. Volume específico do vapor de água

O volume específico do vapor de água é obtido pela equação 2.3, considerando o vapor de água como gás perfeito, onde  $R_v$  representa a constante para o vapor de água (Frade e Severo, 2006).

$$v_v = R_v * \frac{T_v}{p_v} \quad (2.3)$$

#### 2.3.2.2. Calor específico do vapor de ar

À semelhança do calor específico do ar seco, o calor específico do vapor de água tem uma variação pouco relevante para temperaturas entre -70 °C e +125 °C considerando-se, desta forma, que o calor específico do vapor de água é de 1,84 kJ/kg.K (Frade e Severo, 2006).

### 2.3.2.3. Entalpia do vapor de ar

A entalpia, para o vapor de água, é dada pela equação 2.4.

$$H_v = 2501 + c_{p_v} * (T_v) \quad (2.4)$$

Uma vez que o valor do calor específico da água tem um valor constante para a maior parte dos estudos de psicrometria, a equação 2.5 permite fazer o cálculo para essa gama de temperaturas, ficando apenas variável em função da temperatura. O valor 2501 kJ/kg corresponde ao calor latente de sublimação (Frade e Severo, 2006).

$$H_v = 2501 + 1,84 * (T_v) \quad (2.5)$$

### 2.3.3. Propriedades do ar húmido

O ar na atmosfera pode ser considerado como uma mistura de gases de dois componentes, sendo eles o ar seco e o vapor de água. Ambos são gases perfeitos e obedecem à lei de Dalton. A Lei de Dalton estabelece que numa dada mistura gasosa, cada componente exerce a mesma pressão que exerceria se estivesse isolado no mesmo espaço e à mesma temperatura que a mistura (ASHRAE, 2005) e (Frade e Severo, 2006). No caso particular da mistura de ar seco com vapor de água tem-se que a pressão total da mistura é igual à soma da pressão parcial do ar seco com pressão parcial do vapor de água (equação 2.6).

$$p = p_{ar} + p_v \quad (2.6)$$

### 2.3.4. Variáveis Psicrométricas

As variáveis psicrométricas podem ser representadas em diagramas, como por exemplo o diagrama psicrométrico da Figura 2.8, no qual se encontram as variáveis que caracterizam o ar húmido como a temperatura de bolbo seco e de bolbo húmido, a temperatura de ponto de orvalho, a humidade específica e relativa e a entalpia e volume específicos (ASHRAE, 2005).

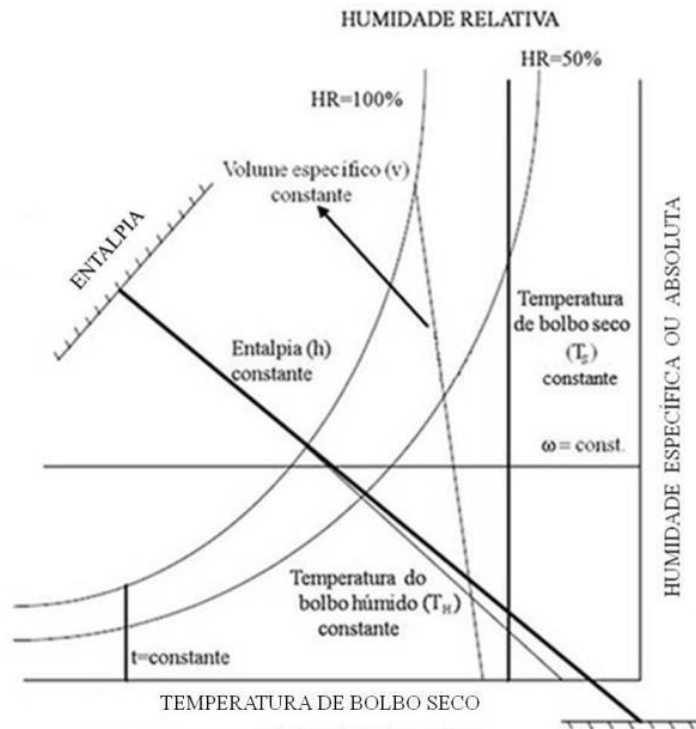


Figura 2.8: Representação esquemática do diagrama psicrométrico (ASHRAE, 2005).

#### 2.3.4.1. Temperatura de Ponto de Orvalho

A temperatura do ponto de orvalho é a temperatura à qual se dá início a condensação a pressão constante do vapor de água contido no ar húmido (ASHRAE, 2005).

#### 2.3.4.2. Temperatura Bolbo Seco

A temperatura denominada por temperatura do ar corresponde à temperatura de bolbo seco. A sua medição consiste na utilização de um termómetro comum utilizado para a medição de temperatura de um espaço. O seu valor não é influenciado pela humidade relativa do ar (ASHRAE, 2005).

#### 2.3.4.3. Temperatura de Bolbo Húmido

A temperatura de bolbo húmido é a temperatura medida com um termómetro cujo bolbo está coberto por uma malha saturada de água, onde passa uma corrente de ar favorecendo a evaporação da água. A água da malha, ao evaporar-se, faz com que o sistema sofra um

arrefecimento adiabático, a pressão constante, até se atingir a temperatura de saturação (ASHRAE, 2005).

#### **2.3.4.4. Humidade específica ou absoluta**

A humidade específica ou absoluta 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).

#### **2.3.4.5. Humidade relativa (HR)**

A HR é a razão entre a fração molar de vapor de água contido no ar e a fração molar de vapor numa amostra de ar saturado à mesma temperatura e pressão (ASHRAE, 2005).

#### **2.3.4.6. Entalpia**

A entalpia de uma mistura de ar húmido (ar seco mais vapor de água) é a soma da entalpia dos seus componentes, tal como a equação 2.7 evidencia (ASHRAE, 2005).

$$h = (Cp_a * T) + (Cp_w * T + h_{we}) * \omega \quad (2.7)$$

#### **2.3.4.7. Calor Sensível**

O calor sensível é a energia térmica obtida através da transferência de calor sensível por meio de condução, convecção e radiação, devido à diferença de temperatura entre dois meios (Stoecker e Jones, 1985).

#### **2.3.4.8. Calor Latente**

O calor latente é a energia necessária para a mudança de fase de uma substância. Verifica-se um aumento da humidade absoluta sem que haja variação da temperatura (Stoecker e Jones, 1985) e (Freitas, 2007). As formas de troca de calor latente são: fusão, evaporação, condensação, solidificação e sublimação (Stoecker e Jones, 1985).

#### 2.3.4.9. Calor Total

O calor total é a soma do calor sensível e latente fornecido ou retirado de uma certa massa de ar num determinado processo. Também pode ser obtido pela variação de entalpia como indica a equação 2.8 (Jabardo et al., 2002).

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_{ar} * (h_1 - h_4) \quad (2.8)$$

### 2.4. A formação de gelo na superfície dos evaporadores

Como já foi referido, uma das maiores aplicações dos sistemas de refrigeração é a produção e a estabilidade de temperaturas baixas, num determinado espaço, recorrendo à utilização do ar. No caso de a temperatura do fluido frigorífero ser inferior a 0 °C, uma parte da água presente no ar que passa pelo evaporador ficará retida na superfície do mesmo, levando à solidificação da água (congelamento). Quanto mais tempo o sistema de refrigeração estiver em funcionamento, mais ar passará pelo evaporador e, conseqüentemente, mais gelo se formará na sua superfície. O gelo estabelecerá uma barreira entre a passagem de ar e o evaporador prejudicando o seu rendimento. Para que a eficiência do mesmo seja restabelecida é necessária a utilização de métodos de descongelamento, tornando-se assim uma importante componente a ter em consideração quando é feito o dimensionamento de um sistema de refrigeração.

#### 2.4.1. Mecanismos de formação de gelo

O gelo é definido como a fase sólida da água, que resulta de um processo de mudança de fase do estado líquido para o estado sólido. A formação de geada resulta da sublimação inversa do vapor de água, estando este com uma pressão muito inferior do que a pressão de saturação de água à temperatura do ponto triplo<sup>2</sup>. A diferença entre gelo e geada significa que existem alterações nas propriedades do sólido daí resultante, pois o gelo tem uma estrutura praticamente maciça e, por outro lado, a estrutura da geada é mais porosa e é formada por

---

<sup>2</sup> Estado particular da água, função da sua temperatura e pressão, no qual coexistem em equilíbrio as três fases de agregação de uma substância.

cristais de gelo irregulares existindo, em alguns, pequenas bolhas de ar. A Figura 2.9 representa o que foi atrás descrito.

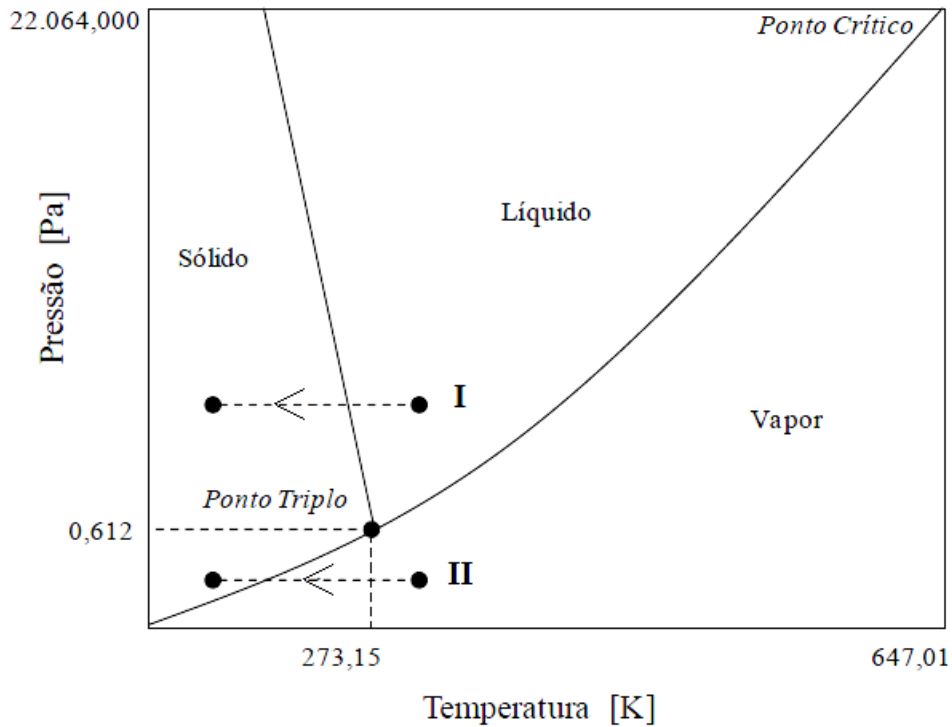


Figura 2.9: Diagrama de fases da água (Silva, 2012).

A Figura 2.10 mostra as características dos cristais de gelo e de geada em função da temperatura do ar e a sobressaturação. A curva contínua representada indica a diferença entre as densidades do vapor de água saturado sobre a água e sobre o gelo, para uma mesma temperatura. Quando ocorre uma mudança de temperatura, mesmo que ligeira, ocorrem mudanças na morfologia dos cristais. Uma redução da temperatura do ar de  $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$  para  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$  origina uma alteração de lateral para axial no padrão de crescimento de gelo (Silva, 2012). De forma análoga, para temperaturas semelhantes mas para um aumento de HR do ar, também há uma variação nos cristais de gelo, como por exemplo a transformação de prismas sólidos em agulhas.

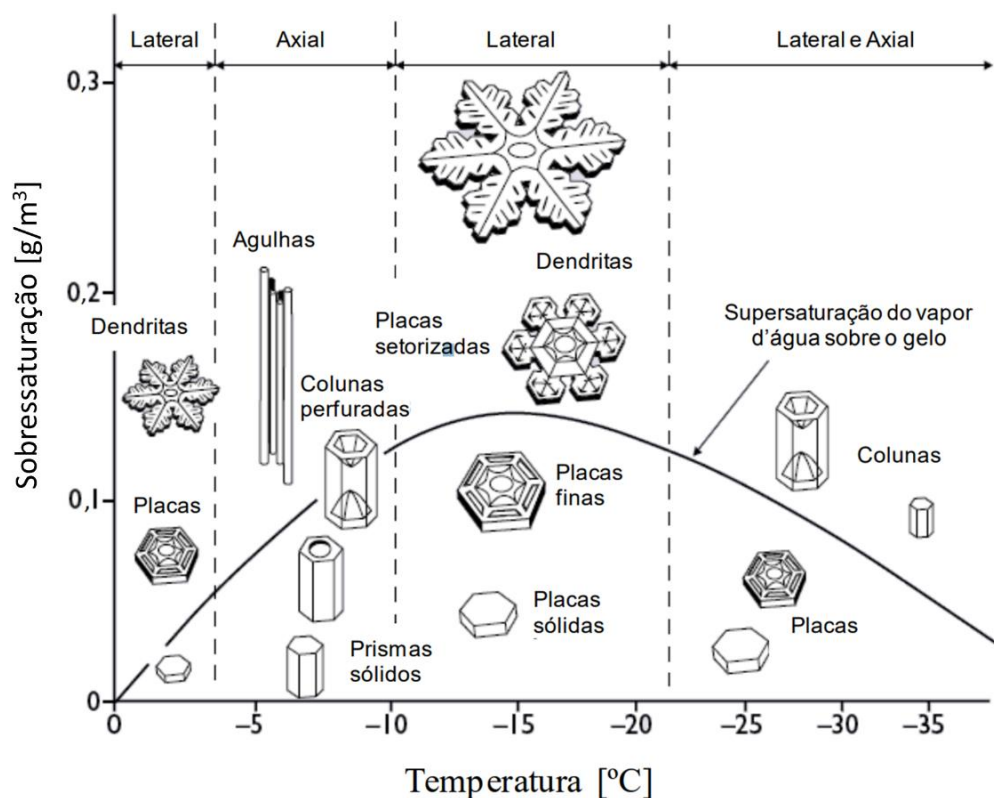


Figura 2.10: Características dos cristais de gelo em função da temperatura e da sobressaturação do ar para a pressão de 1 atm (adaptado de Libbrecht e Yu, 2010).

#### 2.4.2. Processo de formação de gelo

A deposição de gelo numa superfície ocorre quando o ar húmido, no estado sobressaturado, entra em contacto com uma superfície fria no momento em que ele está a uma temperatura abaixo do ponto de orvalho e do ponto de congelação da água (Wu *et al.*, 2006). A formação de gelo depende da HR, da temperatura e do fluxo do ar, contribuindo ambas para o aparecimento, mais rápido ou lento, do gelo na superfície do evaporador. A temperatura da superfície do evaporador, quer das alhetas quer dos tubos por onde passa o fluido refrigerante, também contribui para a formação de gelo na sua superfície.

O processo de formação de gelo surge como uma consequência do calor latente do fluxo de ar e apresenta como força motriz a diferença entre a humidade de saturação à superfície do evaporador e a humidade absoluta do ar (Kim e Lee, 2015). O início da formação de gelo promove a transmissão de calor entre a superfície do evaporador e o ar, desempenhando a função de alheta. Isto acontece pois ocorre um aumento da perturbação do escoamento, levando a que o ar à saída tenha uma temperatura mais baixa. Contudo, como foi descrito anteriormente, a formação de gelo e a evolução do seu tamanho acarretam uma perda de

rendimento do sistema de refrigeração, uma vez que a união dos cristais de gelo terá um efeito isolante bloqueando a passagem de ar (*Liu et al., 2005*).

A formação de gelo divide-se em três fases sendo elas a nucleação, o crescimento e a saturação onde a camada de gelo se encontra completamente desenvolvida. A Figura 2.11 ajuda a que se entenda o processo de formação de gelo sobre uma superfície fria.

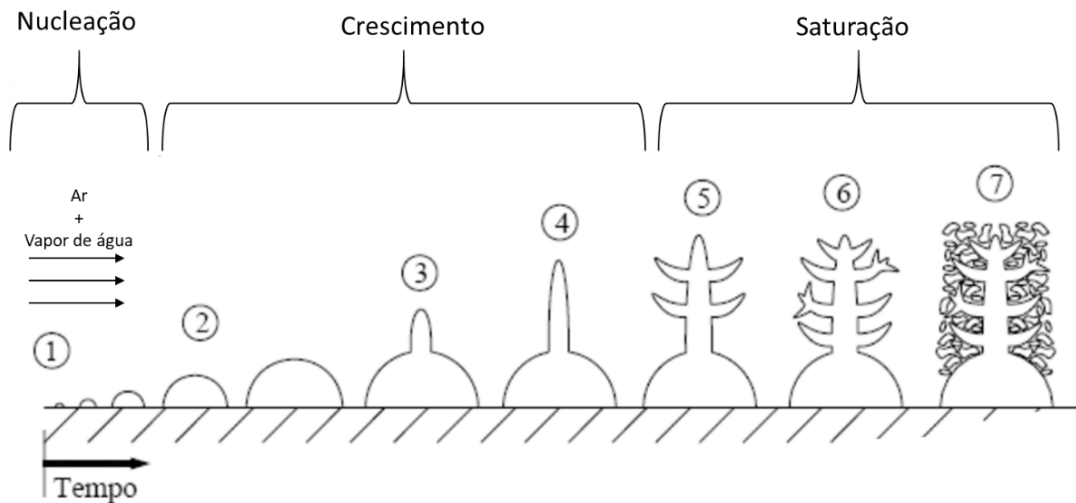


Figura 2.11: Processo de deposição de gelo numa superfície fria (adaptado de *Tao et al., 1993*).

A fase 1, na nucleação, o embrião (cristal de gelo) adere à superfície fria e transforma-se numa partícula sólida. O crescimento do embrião, na fase 2, ocorre com a adesão de novos cristais de gelo, visto que primeiro já atingiu o seu raio crítico e não pode crescer mais. O processo 3 comprova-o, onde o novo embrião irá crescer até outros novos cristais de gelo se formem, repetindo-se ao longo do tempo de refrigeração. Na fase de saturação dos embriões, altura em que se tornam mais porosos, ocorrem várias formações de novos embriões ocupando os espaços livres, tal como representa a fase 7 (*Silva, 2012*). Neste momento já a camada de gelo começa a prejudicar a passagem de ar e, conseqüentemente, o rendimento do processo de refrigeração diminui. É nesta altura que uma grande parte dos métodos de descongelação entra em funcionamento.

### 2.4.3. Impacto da formação de gelo no desempenho térmico

Como já foi referido nos subcapítulos anteriores, a formação de gelo na superfície de um evaporador provoca uma diminuição da eficiência do mesmo, levando a que as temperaturas do ambiente que se quer refrigerar aumentem, uma vez que o fluxo de ar é menor. Em alguns casos, como por exemplo a refrigeração de bens alimentares, um aumento de temperatura pode levar a uma deterioração precoce dos produtos.

Com a formação de gelo excessiva, o fluido refrigerante tem uma capacidade de absorção de energia do ar menor, no caso de se lidar com temperaturas baixas. Este fenómeno origina uma capacidade de refrigeração ineficaz, baixando a eficiência do sistema até 57% (Yang, 2010).

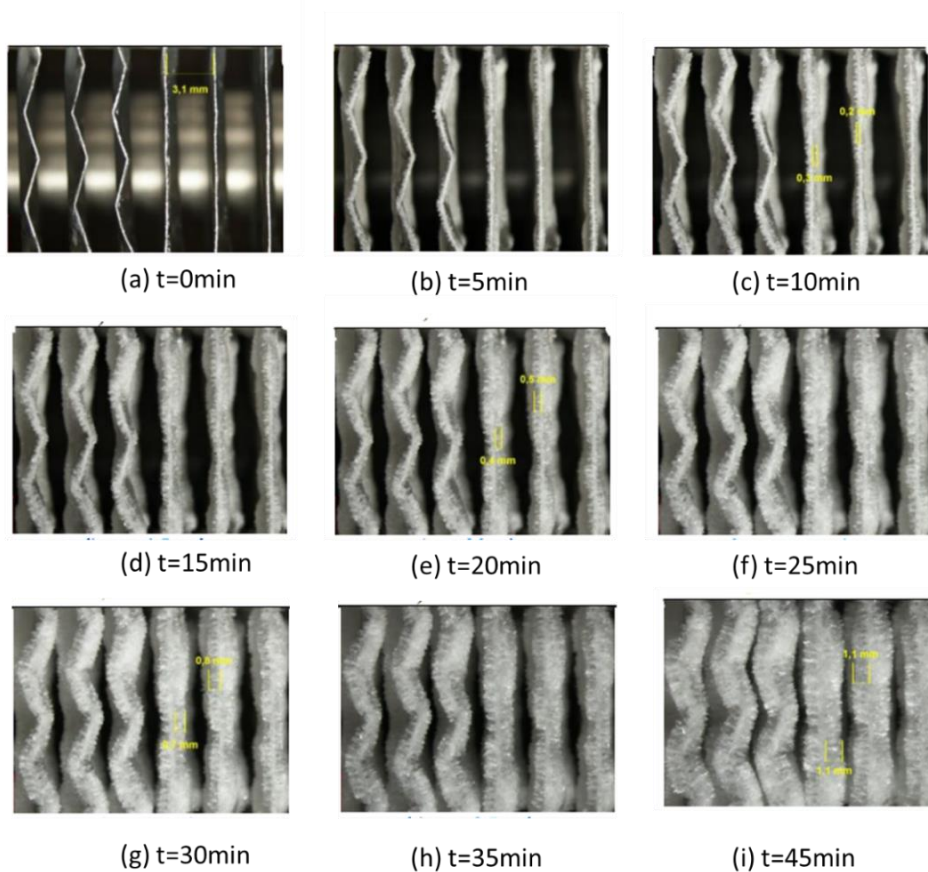


Figura 2.12: Processo de formação de gelo (adaptado de Silva, 2012).

Com o auxílio da Figura 2.12 é possível entender o impacto da formação de gelo num evaporador. O autor (Silva, 2012) realizou ensaios experimentais com o intuito de demonstrar o que foi anteriormente descrito. As condições de ensaio foram de 7 °C para a temperatura do fluxo de ar e de -10 °C para a temperatura do fluido refrigerante. Facilmente se observa a deposição dos cristais de gelo e uma rápida evolução da formação de gelo ao longo de todo o ensaio onde, no início da experiência o espaçamento entre alhetas é de 3,1 mm e, no fim do ensaio, esse espaçamento reduziu cerca de 50%, tendo sido a taxa de crescimento de gelo na superfície das alhetas do evaporador de 1,5 mm/h.

Quando um sistema de refrigeração é dimensionado, o mesmo deve conter sistemas de descongelação adicionais e, variando o tipo de descongelação utilizado, há uma variação dos custos de aquisição. Os sistemas de descongelação originam um aumento da temperatura do ambiente refrigerado, embora não de forma significativa. A diminuição da área de contacto do ar que passa pela superfície do evaporador também representa uma desvantagem da aplicação dos sistemas de descongelação.

## 2.5. Métodos de descongelação

Este subcapítulo diz respeito aos métodos de descongelação e de atenuação ou previsão da formação de gelo nos evaporadores. Existem diversos métodos de descongelação e a utilização de cada um depende do tipo de sistema de refrigeração necessário. A atenuação da formação de gelo retarda o seu aparecimento com a utilização de, por exemplo, revestimentos, fazendo com que o sistema tenha uma eficiência superior quando comparado com outros. As medidas de descongelação requerem que o projetista tenha em atenção o impacto visual bem como a geometria dos evaporadores.

Com isto e, como já foi referido no subcapítulo “1.3 - Revisão bibliográfica”, segue-se uma descrição das metodologias de atenuação da formação de gelo e métodos de descongelação mais comuns de forma mais geral.

- Descongelação por convecção natural

Este tipo de descongelação consiste na interrupção do ciclo de refrigeração levando a um aumento da temperatura, fazendo com que o gelo derreta. Este tipo de sistema é mais utilizado nos equipamentos de refrigeração de bebidas, visto que lidam com temperaturas positivas.

O sistema desativa-se por meio de interrupções acionados por um temporizador, onde o mesmo é programado para intervalos de tempo fixos. Embora seja um processo simples, em 27% dos casos representa um ciclo de descongelação desnecessário (Zhang et al., 2012).

A economia e a simplicidade de aplicação destes sistemas de interrupção de ciclo de refrigeração são as maiores vantagens deste equipamento, fazendo com que sejam os mais utilizados no mercado (Jiang et al., 2013). Contudo, a elevada energia consumida no momento de um novo ciclo de refrigeração representa uma desvantagem (Moerman e Fikkin, 2015).

- Descongelação por resistência elétrica (Moerman e Fikkin, 2015)

A descongelação por resistência elétrica utiliza resistências elétricas acopladas à superfície do evaporador. A sua utilização diminui a área de passagem de ar pelo que se deve ter em conta a sua aplicação no momento do dimensionamento do sistema de refrigeração.

O princípio de funcionamento deste método de descongelação é simples, recorrendo a um temporizador ou termóstato, tal como na descongelação por convecção natural. Os mesmos, quando em funcionamento, fazem a desativação do sistema de refrigeração e ativam as resistências elétricas, diminuindo os tempos de descongelação. O sistema de refrigeração entra novamente em funcionamento de forma faseada, ativando primeiro a circulação de fluido refrigerante e só depois a circulação de ar, evitando que o aumento de temperatura associado a este método de descongelação influencie os produtos.

- Descongelação por Ciclo Reverso (RCD) (Moerman e Fikkin, 2015)

A RCD consiste na inversão do sentido do fluido refrigerante, fazendo com que o evaporador funcione como condensador enquanto efetua o processo de descongelação.

- Descongelação por pulverização de água (Moerman e Fikkin, 2015)

Este tipo de descongelação consiste na aspersão de água na superfície do evaporador, sendo utilizado em áreas onde a descongelação é repetitiva. Caso não ocorra uma drenabilidade correta da água há a possibilidade da passagem da mesma para os produtos sendo, portanto, uma desvantagem.

- Descongelação por gás quente (Moerman e Fikkin, 2015)

A descongelação por gás quente, de forma análoga aos sistemas já referidos, requer a interrupção do ciclo de refrigeração, sendo feita uma descarga do vapor oriundo do compressor sob as superfícies do evaporador. Apesar de se tratar de um processo rápido e eficiente, torna-se numa aplicação mais dispendiosa e com necessidade de maior atenção no momento do dimensionamento.

Apesar de existirem vários métodos de descongelamento já aplicados nos sistemas de refrigeração, é possível verificar-se que todos têm desvantagens, como os ciclos de descongelamento desnecessários ou por dificuldades de utilização. É importante avaliar-se quais os momentos certos para que estes sistemas entrem em funcionamento para que se minimizem os gastos energéticos.

## 2.6. Métodos de descongelamento propostos

A utilização de um método de descongelamento num sistema de refrigeração deve ser aplicado após se determinar quais as temperaturas de funcionamento e finalidade dos equipamentos de refrigeração. Só depois é que se pode dimensionar o sistema e incluir um método de descongelamento. Isto é necessário para que não ocorram consumos energéticos desnecessários, assim como a redução de custos de aquisição dos equipamentos.

Como já se verificou, os métodos de descongelamento só entram em funcionamento quando o gelo formado no evaporador perturba o rendimento do sistema de refrigeração, causando o aumento da temperatura da área refrigerada. É então importante estudarem-se condições de funcionamento em que não se verifique o descrito anteriormente.

Assim, para a realização da presente dissertação, foram estudados duas condições de operação para tentar reduzir a quantidade de gelo formado no evaporador.

O primeiro método de descongelamento proposto consiste na adição de um evaporador, a montante dos restantes, com o intuito de fazer uma desumidificação prévia do ar, para que a HR presente no ar seja menor à passagem pelos evaporadores responsáveis pela refrigeração do mesmo. Este método, já estudado preliminarmente (*Carrilho, 2016*) foi agora modificado para que a temperatura de fluido frio que percorre o primeiro permutador de calor se mantenha constante recorrendo-se a um a um banho termostático. Definiu-se como término de cada ensaio experimental o momento em que a UAC não conseguisse garantir a velocidade mínima imposta. Para que ocorra a condensação do vapor de água presente no ar húmido, é necessário que o fluido frio esteja abaixo da temperatura de ponto de orvalho. Na Figura 2.13 é possível visualizar-se o modo de operação de cada permutador de calor.

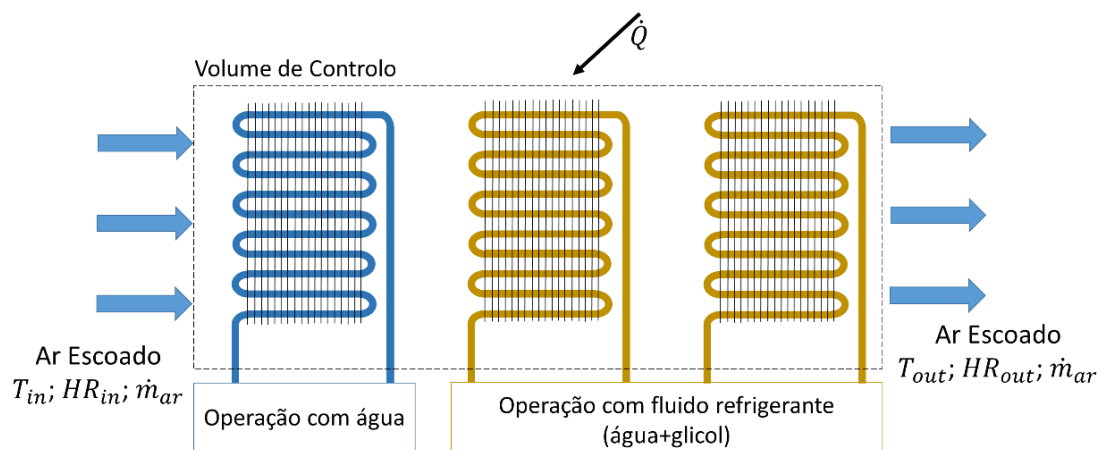


Figura 2.13: Representação da condição de operação proposta.

Este tipo de sistemas são conhecidos como sistemas híbridos, devido à introdução de um evaporador adicional (Jani *et al.*, 2015).

A segunda condição de operação estudada na presente dissertação consistiu na aplicação de um método de descongelamento por interrupção de ciclo. Foram feitos diversos ensaios para analisar e otimizar o processo de descongelamento de forma a existirem variações pouco significativas na temperatura da área refrigerada. O método consistiu na desativação da bomba submersível, descrita no subcapítulo “3.4.5 - Bomba Submersível”, responsável por fazer a circulação do fluido refrigerante, água + glicol, no interior dos tubos dos evaporadores responsáveis pela refrigeração. Contrariamente ao que foi verificado na bibliografia, a utilização deste método de descongelamento fez-se com todos os restantes componentes em funcionamento, ou seja com a circulação de ar proveniente da UAC a fazer-se de forma normal. A aplicação desta estratégia de descongelamento fez com que os intervalos de tempo dos ciclos de descongelamento fossem diminuídos evitando o consumo excessivo de energia.

Pela bibliografia e com base na Figura 2.13, a melhor forma de se avaliar a eficiência de um evaporador é através de cálculos da potência de refrigeração do mesmo, que inclui o calor sensível e latente associados ao processo de refrigeração.

A capacidade frigorífica de um ciclo de refrigeração corresponde à quantidade de calor retirado de um meio, que se quer refrigerado, ao longo do tempo. Esse calor é removido pelo evaporador se se considerar o funcionamento do sistema em regime permanente e se se desprezar a variação da energia potencial. Posto isto, pela primeira lei da Termodinâmica, é possível obter-se a equação para a capacidade frigorífica, tal como mostra a equação 2.9. A capacidade frigorífica ou potência térmica pode ser calculada pelo produto da diferença de entalpias à entrada e à saída dos evaporadores com o caudal mássico do ar.

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_{ar} * (h_1 - h_4) \quad (2.9)$$

A entalpia específica da mistura é dada pela contribuição isolada da entalpia de ar seco e pela entalpia do vapor de água, tal como indica a equação 2.10

$$h_i = h_a + W * h_v \quad (2.10)$$

onde a entalpia do ar seco é dada por

$$h_a = C_{p_a} * T_i \quad (2.11)$$

e a entalpia do vapor de água é dada pela equação 2.12

$$h_v = (C_{p_v} * T_i + h_{we}) * \omega \quad (2.12)$$

Desta forma, a equação da entalpia específica da mistura fica da forma como mostrado na equação 2.13

$$h_i = (C_{p_a} * T_i) + (C_{p_v} * T_i + h_{we}) * \omega \quad (2.13)$$

O cálculo do caudal mássico de ar é feito com recurso à equação 2.14

$$\dot{m}_{ar} = V * 1/\nu \quad (2.14)$$

Desta forma, é possível calcular-se a capacidade frigorífica de forma a se perceber a influência da formação de gelo no rendimento do evaporador.

Visto que, o protótipo experimental é composto por um conjunto de evaporadores dispostos em série, a análise será feita com recurso às temperaturas de entrada e de saída do banco de evaporadores.

## 2.7. Nota conclusiva

Ao longo deste capítulo foram apresentados os conceitos gerais mais utilizados e relevantes para a realização dos ensaios laboratoriais, como por exemplo o ciclo de compressão de vapor, os seus componentes e aplicações, a psicrometria e as propriedades associadas, a formação de gelo em evaporadores e respetivos mecanismos e sobre os principais métodos de descongelamento.

Foram ainda apresentados os métodos de descongelamento propostos e quais os cálculos necessários para se determinar a eficiência de tais métodos. Os métodos de descongelamento apresentados foram estudados de forma a evitar as desvantagens dos sistemas de descongelamento existentes, como a não consideração de alguns elementos constituintes de um sistema de refrigeração ou os ciclos de descongelamento excessivos.

## 3. Instalação Experimental

### 3.1. Introdução

Este capítulo tem como objetivo a apresentação dos equipamentos de monitorização, dos equipamentos de arrefecimento utilizados, do banco de evaporadores e dos esquemas de conjunto com as respetivas ligações de uma forma detalhada.

Para que os ensaios laboratoriais tivessem condições de temperatura e de HR, à entrada, constantes ao longo da sua duração, a entrada de ar é feita pela Unidade de Ar Condicionado (UAC), possibilitando ainda a regulação do caudal de ar escoado. As baixas temperaturas dos fluidos refrigerantes são obtidas pelo *chiller* de refrigeração e pelo banho termostático. A obtenção dos valores de humidade e de temperaturas ficaram a cargo do higrómetro digital, do DataLogger de temperatura e a velocidade do ar escoado foi medida recorrendo a um anemómetro de fio quente.

### 3.2. Banco de evaporadores

O estudo desenvolvido no âmbito da presente dissertação recorreu a uma unidade experimental de refrigeração existente no laboratório de Transmissão de Calor e já utilizada em trabalho anterior (*Carrilho, 2016*). A unidade foi construída para que se pudesse estudar a formação de gelo com um ou mais evaporadores em série, com a possibilidade de se obterem várias temperaturas de fluidos refrigerantes em cada evaporador. Um dos objetivos do protótipo foi a possibilidade de se observar a formação de gelo, daí a utilização de um material transparente para o corpo do túnel. No decorrer da presente dissertação foram feitas modificações à instalação original no sentido de ser possível obter temperaturas constantes no fluido de arrefecimento bem como um maior rigor no controlo de humidade relativa. Na Figura 3.1 é possível verificar-se o protótipo experimental devidamente montado e já com as referidas alterações.



Figura 3.1: Protótipo Experimental.

### 3.3. Esquema de conjunto

O esquema de conjunto permite, de uma forma simplificada, verificar todas as ligações feitas para a realização de todos os ensaios laboratoriais. O esquema de ligações pormenorizado encontra-se no Anexo 1, apresentando todas as ligações dos sensores de temperatura e de HR, bem como das ligações de fluido refrigerante e de ar proveniente da UAC.

A Figura 3.2 apresenta um esquema simples dos equipamentos utilizados e da forma que estão ligados. Apesar de todos os equipamentos experimentais e respetiva instrumentação serem detalhados ao longo deste capítulo, é importante que se perceba de que forma contribuem no protótipo experimental.

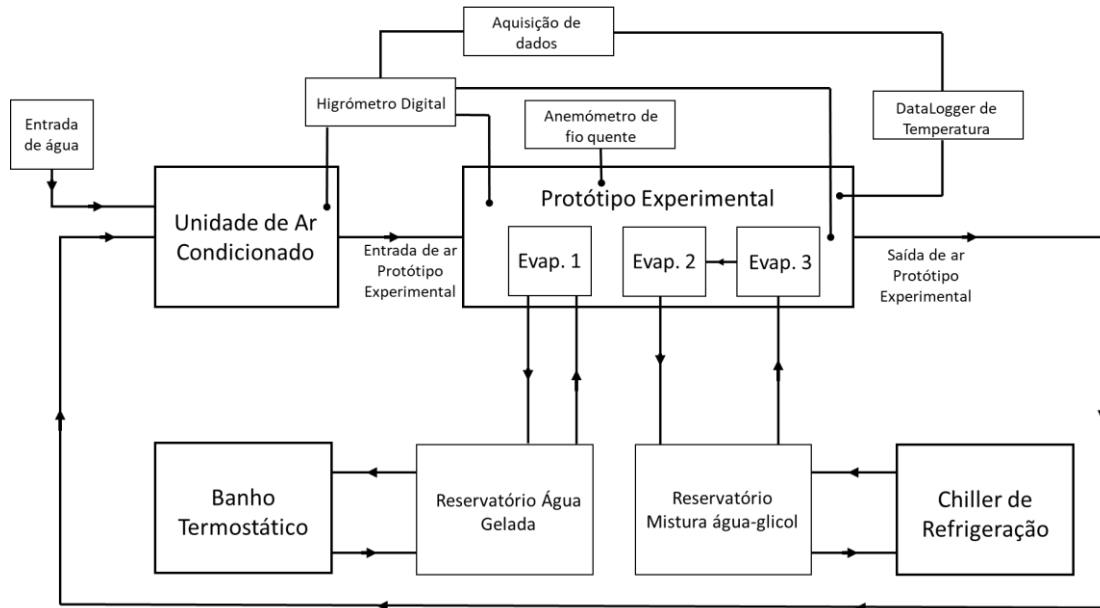


Figura 3.2: Diagrama de ligações dos equipamentos do protótipo experimental.

A UAC é responsável pelas condições de ar à entrada do banco de evaporadores fazendo-o com auxílio dos controladores de temperatura, de HR e de caudal de ar. O chiller de refrigeração é responsável por baixar a temperatura da mistura água + glicol para os valores pretendidos, fazendo o envio e extração para o depósito respetivo. No interior desse depósito está uma bomba submersível responsável pela circulação de fluido refrigerante no interior dos tubos dos evaporadores. De forma análoga, o banho termostático faz o arrefecimento do fluido responsável pela desumidificação prévia do ar. Após o arrefecimento, a água é enviada para um depósito e, posteriormente, com o auxílio de uma bomba de circulação, é feita a passagem da mesma pelos tubos do evaporador. O higrómetro digital é responsável pela medição de HR e pela temperatura do ar. O DataLogger de temperatura tem a função de obter, com auxílio de termopares, os valores de temperatura das superfícies das alhetas e dos tubos de cobre constituintes dos evaporadores.

## 3.4. Equipamento Experimental

### 3.4.1. Chiller de refrigeração

Em qualquer sistema de refrigeração há a necessidade de se arrefecer o fluido refrigerante que passa pelo interior dos tubos dos evaporadores. Nos ensaios laboratoriais realizados foi utilizado um *chiller* de refrigeração por compressão de vapor. Com o auxílio deste equipamento será possível arrefecer o fluido refrigerante que irá percorrer os dois evaporadores, em série, que fazem parte do banco de evaporadores.

O *chiller* de refrigeração utilizado é da marca MTA e o modelo TAE evo 031, observável na Figura 3.3. É constituído por um compressor, um evaporador, uma válvula de expansão e um condensador sendo, portanto, considerado o seu funcionamento como um ciclo de compressão de vapor. Segundo o fabricante, o *chiller* de refrigeração é indicado para a climatização de um espaço ou para a refrigeração de componentes, tratando-se assim de um sistema versátil (MTA *Water Refrigerators*, 2002).



Figura 3.3: *Chiller* de refrigeração TAE evo 031.

Uma vez que o caudal de saída do *chiller* é superior ao caudal de entrada permitido pelos evaporadores, a extração de fluido refrigerante foi feita para um reservatório sendo feita uma subtiragem, com recurso a uma bomba submersível, para que fosse feita a circulação de fluido pelos evaporadores.

Um dos constituintes do *chiller* de refrigeração é o compressor que tem como principal função comprimir o fluido refrigerante através da variação do volume na câmara de compressão. Trata-se de um compressor do tipo hermético, com uma potência de 746 W. O seu funcionamento é controlado por uma unidade eletrónica que garante uma temperatura do fluido refrigerante dentro dos valores definidos pelo operador.

Outro dos constituintes do *chiller* é o condensador. O condensador é um permutador de grandes dimensões, alhetado e com tubos em cobre. O mesmo encontra-se numa das laterais do equipamento no sentido de ocupar menos espaço.

O evaporador é do tipo tubo-alhetado e encontra-se no interior do reservatório de acumulação da mistura água-glicol utilizada nos evaporadores constituintes da unidade experimental. O fluido refrigerante circula no interior dos tubos do evaporador, enquanto a mistura água-glicol circula por fora, com uma velocidade que garanta baixas perdas de carga. O evaporador está protegido contra a formação de gelo na sua superfície dado que a unidade eletrónica faz uma constante monitorização do mesmo para prevenção de formação de gelo.

O reservatório de acumulação tem uma capacidade para 115 litros. O fluido é extraído do seu interior com recurso a uma bomba centrífuga levando o fluido até ao depósito da unidade experimental. Após a transmissão de calor feita neste depósito entre a mistura água-glicol, outra bomba centrífuga faz o retorno do fluido reaquecido para o reservatório de acumulação.

Uma vez que a mistura de água-glicol circula em circuito aberto, optou-se pela desativação da válvula de expansão. A válvula de expansão, quando o funcionamento do *chiller* está em circuito fechado, é responsável pela regulação da quantidade de líquido refrigerante no evaporador.

Contudo, os quatro componentes detalhados anteriormente não são suficientes para o funcionamento do *chiller* de refrigeração, existindo ainda um ventilador, uma bomba de circulação, filtros, medidores de caudal, manómetro de pressão de gases e uma unidade de controlo.

Através do dispositivo eletrónico existente no exterior do *chiller* são introduzidos os valores pretendidos para a realização dos ensaios laboratoriais para arrefecimento da mistura água-glicol utilizada, onde é possível fazer a introdução e o controlo de valores para diferentes ambientes e temperaturas. Então, definiu-se a temperatura de -7 °C (parâmetro R1) e, assim que esta temperatura seja atingida durante os ensaios laboratoriais, o termostato que faz o

controlo de temperatura de saída da mistura desativa o compressor temporariamente, para que o mesmo não baixe demasiado a temperatura. Assim que a temperatura volte a aumentar, o mesmo volta a funcionar. Apesar de o compressor se desativar, a mistura água-glicol continua a circular normalmente devido às bombas de água que continuam a operar continuamente.

A Tabela 3.1 apresenta alguns dos parâmetro que podem ser modificados para diferentes condições ambiente e de funcionamento.

Tabela 3.1 - Parâmetros configuráveis do *chiller* de refrigeração (MTA Water Refrigerators, 2002).

Parâmetros	Função
Configuração de alarmes	Ativação ou desativação de alarmes, de bombas de circulação ou do compressor
Operação de sondas	Correção de valores das sondas de condensação e temperatura
Operação de turbinas	Controlo <i>ON-OFF</i> das turbinas de arrefecimento
Operação do compressor	Configuração dos tempos de ativação, de atraso e de paragem
Parâmetros gerais	Bloqueio do display e inversão do funcionamento para inverno e para verão
Processo de descongelação	Ativação da descongelação do evaporador interno
Proteção anti congelamento	Ativação das resistências de descongelação e alarme de gelo.

### 3.4.2. Fluido Refrigerante

O fluido refrigerante utilizado possui uma temperatura de congelação de  $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ , sendo constituído por 60% de água e 40% de glicol. Uma vez que a temperatura imposta varia entre  $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$  e  $-9\text{ }^{\circ}\text{C}$  à entrada do evaporador, não causa qualquer interrupção do ciclo de refrigeração pretendido (REPSOL, 2015).

Trata-se de um fluido refrigerante de origem orgânica, aditivado com inibidores orgânicos, com capacidade de proteção contra a corrosão e contra a formação de espuma. É especialmente desenvolvido no sentido de se poder utilizar em circuitos de refrigeração em cobre. A Tabela 3.2 apresenta as temperaturas de congelação para diferentes percentagens de glicol na água.

Tabela 3.2 - Características do anticongelante utilizado (REPSOL, 2015).

Percentagem de Glicol (%)	Temperatura de congelação ( $^{\circ}\text{C}$ )
10	-4
20	-11
30	-18
40	-25
50	-37

### 3.4.3. Banho termostático

À semelhança do chiller de refrigeração, o banho termostático é responsável pelo arrefecimento do fluido refrigerante que circula no interior do evaporador responsável pela desumidificação do ar na unidade experimental, a montante dos outros evaporadores. O banho termostático mantém a temperatura contante ao longo dos ensaios, com recurso a resistências elétricas.

O banho termostático utilizado é da marca HUBER e o modelo é o UNISTAT CC. É constituído por um compressor, por uma resistência elétrica, por um sistema de agitação do fluido e por um termostato. O equipamento faz a gestão autónoma para manter a temperatura selecionada pelo operador no painel de controlo.



Figura 3.4: Banho Termostático HUBER UNISTAT CC.

#### **3.4.4. Bomba de Circulação**

O evaporador a montante dos restantes evaporadores da unidade experimental tem a função de desumidificar o ar para que o mesmo tenha um valor de HR mais baixo. Para o efeito, foi utilizado um segundo reservatório com um fluido refrigerante diferente sendo neste caso água, uma vez que o mesmo não ultrapassaria temperaturas que o levassem à sua congelação. Para que o fluido fosse transportado até ao evaporador foi utilizada uma bomba de circulação de caudal variável.



Figura 3.5: Bomba de circulação ERRELE.

A bomba utilizada é da marca ERRELE e o modelo é o RL2S 25-40, como se pode observar na Figura 3.5. A bomba tem 3 níveis de potência e de caudal e tem ainda a capacidade de bombear fluidos até uma altura manométrica de 4 metros, cumprindo assim a finalidade com que foi instalada (ERRELE, 1999).

A Tabela 3.3 apresenta as características da bomba fornecidas pelo fabricante. Visto que a mesma opera com caudais variáveis, os diferentes valores possíveis de se obterem correspondem a I, II e III.

Tabela 3.3: Características Bomba de Circulação (ERRELE, 1999).

	I	II	III
Alimentação	230 V, 50 Hz	230 V, 50 Hz	230 V, 50 Hz
Corrente nominal (A)	0,16	0,23	0,33
Potência (W)	33	47	75
Pressão nominal (bar)	10	10	10
Velocidade (rpm)	1600	2200	2500

### 3.4.5. Bomba Submersível

Tal como referido no subcapítulo “3.4.1 - Chiller de refrigeração” foi necessária a utilização de uma bomba submersível no reservatório de mistura de água-glicol, de forma a fazê-lo passar pelos tubos no interior dos evaporadores (Foster e Smith, 2002). A sua instalação foi feita no interior do depósito, para garantir estabilidade de funcionamento.

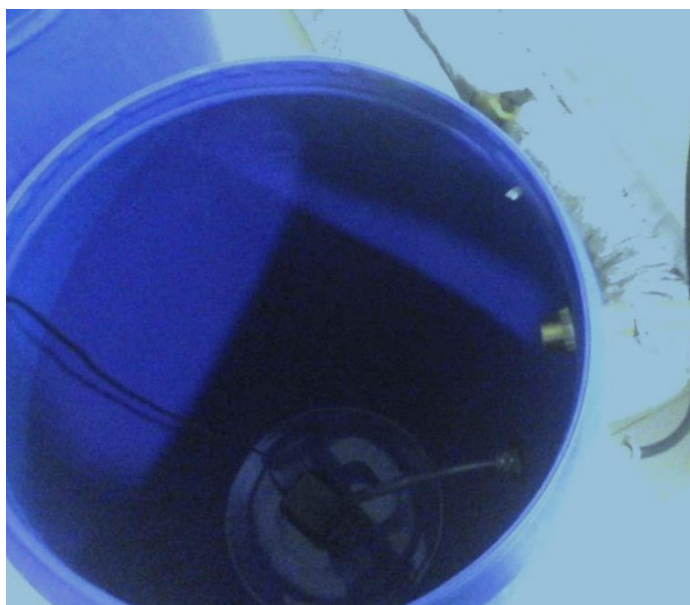


Figura 3.6: Bomba Submersível HYDOR (Carrilho, 2016).

A bomba utilizada é da marca HYDOR e o modelo é o SELTZ L40 II, e as características da mesma podem ser vistas na Tabela 3.4.

Tabela 3.4: Características Bomba Submersível (Foster e Smith, 2002).

Dimensões (m)	0,17 x 0,89 x 0,13
Caudal (m <sup>3</sup> /s)	0,000778
Conexões (m)	0,016
Potência (W)	55

### 3.4.6. Unidade de Ar Condicionado (UAC)

As condições de temperatura e de humidade que foram impostas durante os ensaios laboratoriais devem-se à Unidade de Ar Condicionado (UAC), apresentada na Figura 3.7. A UAC permite que o ar seja escoado até ao banco de evaporadores, onde irá ser desumidificado e arrefecido, voltando a entrar na UAC para que os valores de temperatura e de HR sejam retificados para os valores pretendidos em cada ensaio, operando assim em circuito fechado.

O equipamento é da marca PA HILTON e o modelo é o A573, tendo sido projetado para ser uma unidade didática de condicionamento de ar, perante a utilização das suas seções de pré-aquecimento, arrefecimento ou humidificação. A secção de arrefecimento funciona segundo um ciclo de refrigeração de compressão mecânica de vapor.



Figura 3.7: Unidade de Ar Condicionado A573 PA HILTON.

O escoamento forçado de ar deve-se ao ventilador de turbina centrífuga com rotor em gaiola de esquilo. A velocidade de rotação do ventilador é ajustada com recurso a um regulador manual. Este regulador encontra-se ligado ao eixo da turbina. A regulação da velocidade é imprescindível para manter um caudal de ar constante uma vez que, segundo (Sette, 2015), a formação de gelo no evaporador aumenta a perda de carga do ventilador, devido a um estrangulamento da área de passagem de ar.

A UAC possui uma caldeira com três resistências imersas para aquecimento de água, de forma a se poder humidificar o ar previamente. A água oriunda do sistema de abastecimento público

entra na caldeira onde é aquecida até ao seu ponto de ebulição, ou seja, passa para o estado gasoso denominado vapor de água onde e, por convecção natural, será injetado na entrada do ventilador que fará com os valores de HR sejam constantes na entrada do banco de evaporadores. A caldeira possui ainda uma boia de retenção de água responsável por evitar a sobrealimentação e o aumento da pressão nas suas paredes, evitando assim fugas e garantindo um fluxo constante de água à entrada.

Como já foi referido, o sistema de refrigeração encontra-se em circuito fechado e o ar à saída do banco de evaporadores apresenta valores de temperatura mais baixos que os valores pretendidos. Assim sendo, a UAC possui resistências de reaquecimento em que a sua função será a de aquecer o ar escoado.

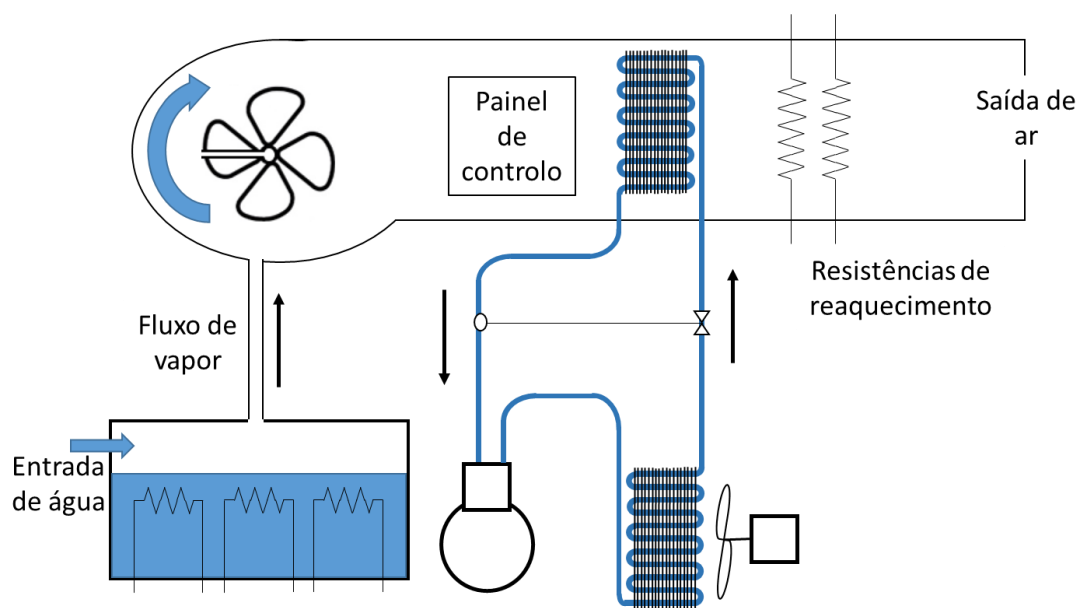


Figura 3.8: Esquema dos componentes da UAC.

Existem ainda um controlador de temperatura e um controlador de HR que serão descritos nos subcapítulos “3.5.4 - Controlador de Temperatura” e “3.5.2 - Controladores de Humidade Relativa”, respetivamente. Estes dois equipamentos permitem que os valores de temperatura e de HR sejam constantes ao longo do ensaio, pois apresentam um controlo mais uniforme, visto que no painel de controlo da UAC apenas se pode fazer um controlo ON/ OFF, não sendo o mais indicado para o caso. Posto isto, uma resistência de aquecimento de 500 W foi ligada ao controlador de temperatura e duas resistências de 2 kW da caldeira foram ligadas aos reguladores de HR.

Tabela 3.5: Características da UAC A573 PA HILTON.

Caudal de ar (m <sup>3</sup> /s)	0,13
Potência de entrada (W)	120
Resistências da caldeira	3 Resistências, sendo 1 de 1000 W e 2 de 2000 W
Resistências de reaquecimento	2 Resistências de 500 W
Velocidade angular do compressor (rpm)	Entre 2700 e 3000
Volume de ar varrido (m <sup>3</sup> /revolução)	25x10 <sup>-6</sup>

### 3.5. Instrumentação

#### 3.5.1. Anemómetro de Fio Quente

Para que fosse possível manter-se um escoamento constante ao longo dos ensaios laboratoriais foi necessário a utilização de um anemómetro. O anemómetro utilizado foi colocado à entrada do banco de evaporadores e o tubo que faz a ligação à saída da UAC tem um comprimento de dois metros, sem curvas, permitindo minimizar a perturbação do caudal de ar. Esta baixa perturbação permitiu que o caudal de ar fosse constante, até que a formação de gelo impedisse o bom funcionamento do sistema.

O anemómetro utiliza tecnologia por fio quente, sendo da marca TESTO e o modelo 425, como pode ser observado na Figura 3.9. A sonda, que integra o equipamento, é telescópica com um sensor NTC<sup>3</sup> de temperatura, ligado permanentemente. Este tipo de equipamento é o mais aconselhável para medição de caudal volúmico, dado que é pouco intrusivo devido às suas pequenas dimensões sendo, por isso, aconselhada a sua utilização em locais de reduzidas dimensões (Testo, 2009).

---

<sup>3</sup> NTC - Sensores que permitem a relação entre uma resistência elétrica e a temperatura



Figura 3.9: Anemómetro de Fio Quente TESTO 425.

O princípio de funcionamento de um anemómetro de fio quente é baseado na transferência de calor por convecção forçada entre um filamento aquecido de forma elétrica e o fluido que é escoado pela conduta, sendo a velocidade obtida pela variação da taxa de transferência de calor entre o escoamento e a sonda. Com recurso ao circuito interno do anemómetro, o qual é responsável por estabelecer relações entre a variação da resistência elétrica do filamento e o escoamento, é possível obterem-se valores de velocidade e de temperatura do fluido a escoar (Moraes, 2003).

Tabela 3.6: Características Anemómetro de Fio Quente TESTO 425 (Testo, 2009).

Gama de medição de:	Velocidade	De 0 m/s a 20 m/s
	Temperatura	De -20 °C a +70 °C
Resolução da:	Velocidade	0,01 m/s
	Temperatura	0,1 °C
Exatidão: (±1 dígito)	Velocidade	±0,3 m/s (+ 5% do valor medido)
	Temperatura	Entre ±0,5 °C e ±0,7 °C

### 3.5.2. Controladores de Humidade Relativa

Para que o valor de HR de cada ensaio se mantivesse constante ao longo do mesmo, foi necessário recorrer a controladores de humidade diferentes dos que estavam incorporados na UAC. Como já foi referido no subcapítulo “3.4.6 - Unidade de Ar Condicionado (UAC)”, a caldeira possui 3 resistências que podem ser controladas no painel de controlo da UAC. O controlo consiste apenas em ligar ou desligar as resistências, sendo impossível manter um valor de HR constante ao longo dos ensaios. Posto isto, aplicaram-se duas formas diferentes de controlo de humidade.

A primeira consiste numa fonte de tensão AC de 0 V a 230 V, com regulação variável, que foi ligada a uma das resistências de 2 kW introduzidas na caldeira. Com este tipo de controlo é possível regular a taxa de transferência de calor da resistência elétrica para a água, controlando assim o aquecimento da água e, por conseguinte, a HR.



Figura 3.10: Fonte de tensão AC de regulação variável.

A segunda forma de controlo de HR consiste num higrómetro digital com controlo automático. Este, com o sensor introduzido na conduta de passagem de ar à saída da UAC, entram em funcionamento quando a HR tem valores demasiado baixos, devido à desumidificação feita pelos evaporadores.



Figura 3.11: Higrómetro Digital com controlo automático

A Tabela 3.7 apresenta as características do equipamento utilizado.

Tabela 3.7: Características do Higrómetro Digital.

Tensão de funcionamento	220 V - 230 V AC
Precisão	± 1% Visualização ± 3% de erro de medição
Tipo de sonda	Capacitiva
Dimensão (comp./larg./alt.)	85 x 75 x 34,5 mm

### 3.5.3. Higrómetro Digital

Devido às condições laboratoriais possuírem variações de temperatura e de HR, foi necessário o recurso a um higrómetro digital de forma a obterem-se os valores dessas condições. A utilização dos higrómetros revela-se crucial em sistemas de refrigeração para se poder verificar o desempenho dos evaporadores.

O princípio de funcionamento de um higrómetro digital é feito através da resistência ou da capacitância de uma amostra de ar. No caso de um higrómetro digital por capacitância, existem

duas placas de metal com ar entre elas. Quanto mais água presente na mistura de ar, menor a capacidade das placas armazenarem eletricidade estática. Ao medir qual a quantidade de carga elétrica que pode ser armazenada é possível saber qual o valor de HR. No caso de um higrômetro por resistência, o fluxo de ar entra em contacto com uma parte de cerâmica que se encontra exposta, causando a variação da sua resistência. Quanto mais húmido for o ar, maior será a quantidade de vapor de água a condensar no interior da cerâmica, fornecendo assim um valor fiável de HR (Grass *et al.*, 2012).



Figura 3.12: Higrómetro Digital HygroLog HL-NT2.

O higrómetro utilizado é da marca ROTRONIC e o modelo HygroLog HL-NT2 (Figura 3.12). Este equipamento é alimentado por uma fonte de energia externa e possui seis canais para entrada de sondas higrométricas, sendo que foram utilizados quatro canais ao longo dos ensaios laboratoriais. A Tabela 3.8 apresenta as características essenciais para o funcionamento do equipamento.

Tabela 3.8: Características Higrômetro Digital HygroLog HL-NT2 (Rotronic, 2009).

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

As sondas psicrométricas utilizadas à entrada e à saída do banco de evaporadores, sondas S3 e S4 respetivamente, são denominadas pelo fabricante como “sondas de miniatura”, como se pode ver na Figura 3.13. Estas sondas têm a particularidade de terem dimensões mais pequenas, sendo aconselhável a sua utilização em espaços igualmente reduzidos. A sua utilização permite que a perturbação ao escoamento de um fluido seja mínima. Foram ainda utilizadas duas sondas (S1 e S2), sendo uma utilizada para aquisição de valores ambientes e outra à saída da UAC. Estas sondas possuem uma maior resistência à turbulência devido à sua resistência e fiabilidade, daí a sua utilização nestes locais.



Figura 3.13: Sondas Higrométricas.

Tabela 3.9: Características Sondas Psicrométricas (Rotronic, 2009).

Características	Sondas S1 e S2	Sondas S3 e S4
Comprimento (m)	0,083	0,006
Diâmetro (m)	0,015	0,074
Exatidão - temperatura	$\pm 0,1$ °C para temperaturas entre 18 °C e 28 °C	$\pm 0,3$ °C para temperaturas entre 18 °C e 28 °C
Exatidão - Humidade Relativa	$\pm 0,8\%$ para temperaturas entre 18 °C e 28 °C	$\pm 1,5\%$ para temperaturas entre 18 °C e 28 °C
Intervalo de operação - temperatura	Entre -50 °C e 100 °C	Entre -40 °C e 85 °C
Intervalo de operação - Humidade Relativa	Entre 0% e 100%	Entre 0% e 100%
Material	PEEK - Poliarilétercetona Capa de Policarbonato	PTFE - Politetrafluoretileno Capa de Aço Inoxidável V2A
Sensor de humidade	Hygromer IN-1	
Sensor de temperatura	PT100 classe A	PT100 DIN Classe B
Sinal de <i>output</i> ( $V_{DC}$ )	Entre 0 e 1	

### 3.5.4. Controlador de Temperatura

Os ensaios laboratoriais tiveram um valor de temperatura constante imposta nas condições de entrada. Uma vez que o sistema de realimentação da UAC funciona em circuito fechado, faz com que não haja nenhum tipo de controlo da temperatura, sendo então necessário a aplicação de um controlador de temperatura. Este controlador permite que o fluxo de ar tenha uma temperatura constante ao longo de cada ensaio laboratorial, independentemente do valor de humidade pretendido.

O controlador de temperatura digital utilizado é da marca COLE-PARMER e o modelo é o Digi Sense Temperature Controller R/S Model S9000-15 (Cole - Parmer Instrument Co., 2003). Na Figura 3.14 é possível observá-lo.



Figura 3.14: Controlador de temperatura COLE-PARMER.

O princípio de funcionamento do controlador de temperatura consiste na ligação do mesmo a uma das resistências de aquecimento da UAC que, por sua vez, é acionado quando a temperatura do ar está baixa e é desativado quando a temperatura está elevada. O sensor de temperatura utilizado consiste num termopar do tipo T (Cobre e Constantan), sendo que a extremidade sensível do mesmo está no interior da UAC, na secção de passagem de ar. Com a definição do valor de temperatura pretendido, o controlador faz a gestão autónoma de ativação da resistência. As características do controlador de temperatura utilizado estão na Tabela 3.10.

Tabela 3.10: Características Controlador de Temperatura COLE-PARMER (Cole - Parmer Instrument Co., 2003).

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

### 3.5.5. Termopares

A melhor forma de se determinar a temperatura de superfície dos evaporadores, quer seja da passagem de ar pelas suas alhetas, quer seja da passagem de fluido pelo interior dos seus tubos, é com o recurso a termopares. Os termopares utilizados são do tipo T (Cobre e Constantan), sendo os mais indicados para a utilização na refrigeração e na indústria alimentar, devido à maior precisão na medição de temperaturas negativas (Sette, 2015).

Um termopar consiste em dois condutores elétricos, de diferentes materiais, sendo estes soldados numa das extremidades (extremidade sensível). As extremidades soltas são ligadas a um instrumento de medida para que se possa obter os valores pretendidos (Dinçer e Kanoglu, 2010).

No protótipo experimental foram instalados doze termopares, sendo seis deles instalados nas superfícies de entrada e de saída de cada evaporador e os restantes instalados na superfície dos tubos de cobre de passagem de fluido, quer à entrada quer à saída do mesmo, como é possível observar na Figura 3.15.



Figura 3.15: Termopares de tipo T utilizados.

Os termopares foram ligados a um DataLogger de Temperatura, onde o seu funcionamento e as suas características estão descritos no subcapítulo “3.5.6 - DataLogger de Temperatura”.

### 3.5.6. DataLogger de Temperatura

Uma das formas de se caracterizar a capacidade de um fluido refrigerante em retirar calor de um meio ambiente é pela diferença de temperaturas antes e depois da passagem de ar pelo mesmo. Como já foi referido no subcapítulo anterior, o recurso à utilização dos termopares do tipo T permitiu que se obtivessem tais valores ao longo dos ensaios laboratoriais.

Para que se pudesse efetuar o registo de temperaturas utilizou-se o DataLogger de temperatura da marca PICO e o modelo é o DataLogger TC-08, como se pode observar na Figura 3.16. É um coletor de dados eletrónico, com a sua alimentação feita por intermédio de uma porta USB, com uma tensão de saída de 5V não necessitando, assim, de uma fonte de alimentação externa (PicoTech LTd, 2013).

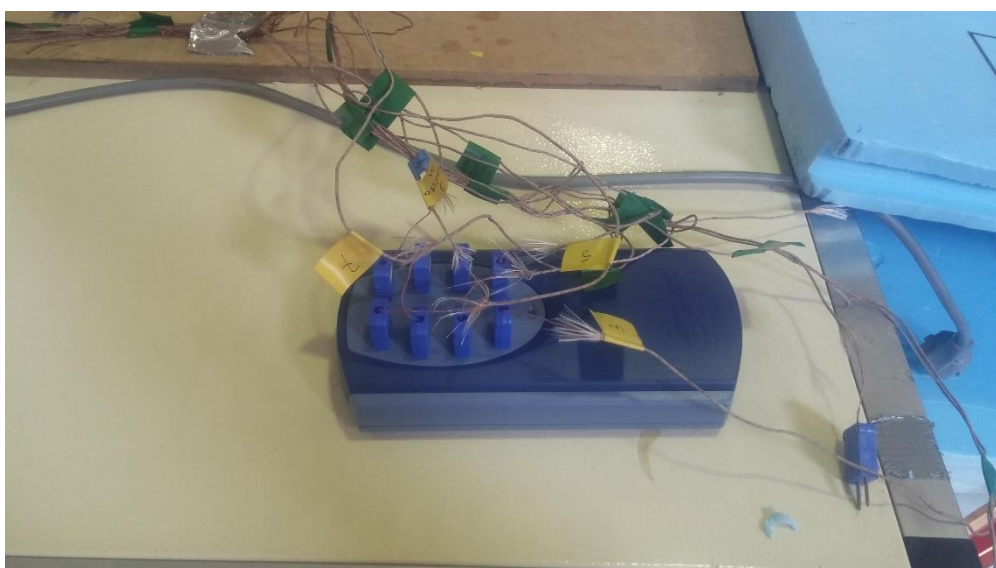


Figura 3.16: DataLogger de Temperatura PICO TC-08.

O equipamento utilizado possui oito canais para a ligação de termopares, sendo que seis deles foram utilizados para a ligação dos termopares à superfície de entrada e de saída dos evaporadores e os outros dois foram utilizados para a ligação dos termopares à superfície de entrada do fluido refrigerante nos evaporadores responsáveis pela refrigeração do ar.

Com o auxílio do *software* de aquisição de dados *PicoLog recorder*, foi possível obter-se os dados com intervalos de tempo pré-definidos para quinze segundos entre cada medição podendo, assim, obterem-se valores mais fidedignos e constantes. A Tabela 3.11 apresenta as principais características do equipamento.

Tabela 3.11: Características *DataLogger* PICO TC-08 (*PicoTech LTd, 2013*).

Canais para terminais de termopares	8
Condições de operação - temperatura (°C)	Entre 0 e 50
Condições de operação - Humidade Relativa (%)	Entre 5 e 100
Intervalo de medição (°C)	Entre -270 e 350 para 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 <i>input</i> (V)	$\pm 0,07$

### 3.5.7. Câmara Fotográfica

A formação de gelo na superfície de um evaporador requer que se faça um registo da sua evolução ao longo do tempo. O melhor método para se verificar essa evolução é a captação de imagem com recurso a uma câmara fotográfica (*Moallem et al., 2011*). Quando comparado com outros métodos, o registo por câmara fotográfica revela-se menos intrusivo, como por exemplo o caso da raspagem e pesagem do gelo sendo ainda pouco preciso. A sequência de imagens obtidas permite a sua localização na superfície do evaporador.

Após testes de qualidade de várias câmaras fotográficas, a que se revelou melhor foi a que faz parte de um *smartphone*, visto a mesma possuir treze megapixéis e sensores de movimento, permitindo que a fotografia fique com o melhor foco e nitidez possíveis.

Contudo, para se obter uma evolução da formação de gelo, o registo fotográfico deve permanecer o mesmo, ou seja, a posição da câmara deve ser sempre a mesma, ou o mais próximo possível. Para o efeito, foi construído um suporte, observável na Figura 3.17, para o *smartphone* para que o registo fotográfico fosse semelhante em todas as fotografias, para todos os ensaios.

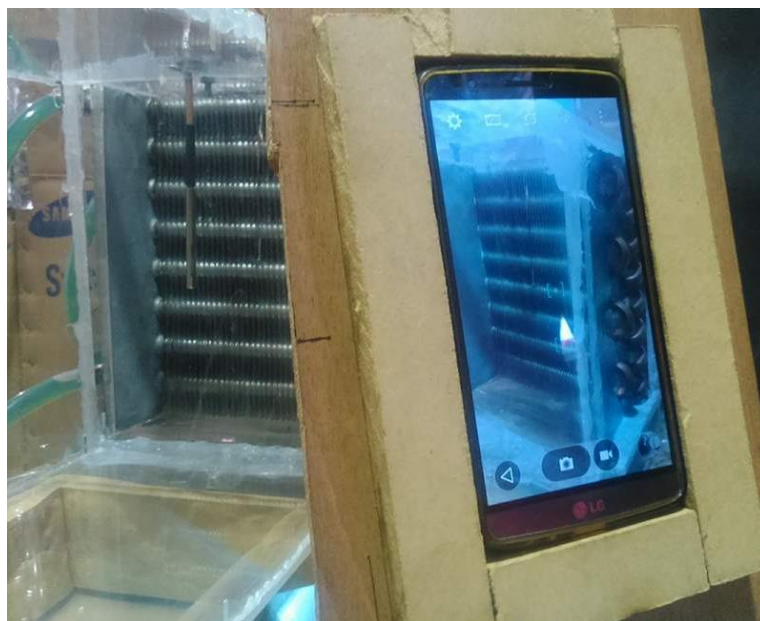


Figura 3.17: Suporte de câmara fotográfica.

### 3.6. Nota Conclusiva

Ao longo do capítulo que agora termina, foi possível entender-se como é que os instrumentos e equipamentos estão ligados entre si, bem como a respetiva caracterização e funcionamento detalhado. A parte inicial do capítulo serviu de ponto de partida para uma melhor compreensão de tudo o que foi abordado ao longo do mesmo, visto tratar-se de uma representação simples da ligação dos equipamentos e dos instrumentos de medida. Como já foi referido anteriormente, no Anexo 1 consta um esquema mais detalhado com todas as ligações pormenorizadas que fazem parte do protótipo experimental.

No próximo capítulo serão apresentados os ensaios laboratoriais feitos, bem como os registos fotográficos representativos da evolução da formação de gelo na superfície dos evaporadores, os gráficos de potência térmica e os comentários dos resultados obtidos.

## 4. Análise e discussão de resultados

Este capítulo contempla os resultados experimentais obtidos para cada condição de operação estudada. Foi feita uma análise cuidada da utilização do evaporador adicional, da perturbação do escoamento de ar como consequência da formação de gelo e do método de descongelação por interrupção de ciclo aplicado. Essa análise permitiu perceber quais os momentos críticos da formação de gelo e qual a melhor condição de operação e em que circunstâncias a utilizar.

### 4.1. Procedimento experimental

As condições de operação estudadas surgem no seguimento das investigações anteriormente efetuadas que referem que a eficiência global de um sistema de refrigeração pode ser melhorada até 15% com a introdução de variações dos parâmetros de operação dos ciclos de refrigeração (Lenic *et al.*, 2012).

Assim, os ensaios laboratoriais foram divididos em três partes:

- Realização de ensaios de referência para posterior comparação com as condições de operação em estudo;
- A avaliação da aplicação de um evaporador adicional a montante da zona de refrigeração;
- A aplicação de um método de descongelação para posterior comparação.

Como já foi referido no capítulo “2.6 - Métodos de descongelação propostos”, a melhor forma de se avaliar a eficiência de um evaporador é pelo cálculo da sua potência térmica, visto a mesma ser bastante precisa, pois engloba as temperaturas e entalpia antes e depois da refrigeração do ar.

Dos diversos ensaios laboratoriais realizados no decorrer da presente dissertação, foram selecionados 17 representativos das diferentes condições de operação e que vão ser apresentados e discutidos com detalhe.

Nas tabelas 4.1, 4.2 e 4.3, constam os parâmetros considerados e os tempos de duração de cada ensaio laboratorial.

Tabela 4.1: Lista de ensaios laboratoriais de referência.

Tipo de ensaio	Humidade Relativa (%)	Duração do ensaio (min)	Denominação do ensaio
Ensaio de referência	45	135	R1
	60	130	R2
	75	138	R3

Tabela 4.2: Lista de ensaios laboratoriais de desumidificação prévia do ar.

Tipo de ensaio	Humidade Relativa (%)	Temperatura do fluido frio (°C)	Temperatura ponto de orvalho (°C)	Duração do ensaio (min)	Denominação do ensaio
Desumidificação do ar	45	4	5,9	95	A1
	60	4	10	105	A2
	75	4	14	95	A3
	45	5	5,9	110	A4
	60	5	10	105	A5
	75	5	14	100	A6
	45	6	5,9	105	A7
	60	6	10	100	A8
	75	6	14	90	A9

Tabela 4.3: Lista de ensaios laboratoriais de descongelamento.

Tipo de ensaio	Humidade Relativa (%)	Temperatura ponto de orvalho (°C)	Duração do ensaio (min)	Denominação do ensaio
Descongelamento	60	10	100	D1
	60	10	85	D2
	60	10	100	D3
	60	10	130	D4
	60	10	130	D5

Três dos ensaios apresentados são de referência (R1, R2 e R3), onde apenas se utilizaram os evaporadores responsáveis pela refrigeração do ar e incluíram a variação da HR. Os ensaios que dizem respeito à utilização do evaporador responsável pela desumidificação do ar foram 9 (A1 a A9) e foram utilizadas 3 temperaturas do fluido para cada valor de HR, de forma a se poderem comparar com os ensaios de referência. Os restantes 5 ensaios (D1 a D5) dizem respeito à segunda condição de operação, onde os mesmos foram feitos para valores constantes de HR e de temperaturas tanto de ar como do fluido refrigerante, tendo tido como principal objetivo a melhoria da condição de operação para que se minimizasse o melhor possível o aumento da temperatura da área refrigerada.

Os valores de temperatura do ar, de temperatura do fluido refrigerante da região de arrefecimento e o caudal não foram variados visto que, o objetivo seria o de estudar a aplicação dos métodos estudados variando apenas a HR, a qual tem mais influência sobre a formação de gelo (*Lee et al., 1996*). A Tabela 4.4 apresenta os respetivos valores médios comuns para todos os ensaios.

Tabela 4.4: Lista de parâmetros comuns entre ensaios.

Temperatura do ar (°C)	Temperatura do fluido refrigerante (°C)	Caudal (m <sup>3</sup> /h)
18,5	-7 a -9	167,3

Para que os ensaios laboratoriais tivessem início em condições de operação constantes, os mesmos necessitaram de seguir um procedimento operacional dividido por etapas. Estas etapas permitem que o início dos ensaios laboratoriais seja feito apenas quando os valores de HR, de temperatura do ar e dos fluidos refrigerantes sejam os pretendidos e estejam em condições estáveis. Apesar de existirem diferenças na utilização dos equipamentos para os vários ensaios, algumas das etapas são comuns para todos eles.

A primeira etapa, comum para todos os 21 ensaios laboratoriais, consistiu na ativação da UAC, do chiller de refrigeração e dos controladores de temperatura e de HR. Nesta mesma etapa foram ligados os equipamentos de medida e de obtenção de valores, para que se fosse

monitorizando a estabilidade das condições requeridas para cada um dos ensaios, procedendo-se apenas ao início dos mesmos quando todas as condições fossem verificadas.

Para o caso em que se estudou a primeira condição de operação, ou seja, a utilização do evaporador responsável pela condensação prévia do ar, foi necessário fazer-se a ativação do banho termostático e a definição da temperatura do fluido refrigerante para os valores pretendidos. O início dos ensaios laboratoriais dependia desta condição.

O início do ensaio corresponde à etapa em que se faz a ativação das bombas submersível e de circulação para que os fluidos, previamente arrefecidos para as temperaturas pretendidas, circulem pelo interior dos tubos de cobre dos evaporadores removendo calor ao ar. O término dos ensaios é feito com a desativação de todos os equipamentos e instrumentos de medida.

Os ensaios laboratoriais tiveram durações diferentes sendo que para os ensaios de referência e para os ensaios em que se estudou a primeira condição de operação, o término dos mesmos era feito quando a UAC já não conseguia manter a velocidade de ar imposta como consequência da formação de gelo na superfície do evaporador. Para o caso de estudo da segunda condição de operação, os ensaios tiveram uma duração mínima de 90 minutos e o término dos mesmos era feito quando os dados obtidos já eram suficientes para se obterem conclusões fidedignas.

O registo fotográfico do processo de formação e desenvolvimento da camada de gelo foi feito de forma a se puder visualizar todos os momentos cruciais da formação de gelo. Foram obtidas fotografias do evaporador onde a formação de gelo era crítica, quer da superfície de entrada quer da superfície de saída do ar.

## **4.2. Ensaio de obtenção de valores de referência**

Os ensaios de referência foram feitos apenas com os dois evaporadores da região de refrigeração em funcionamento, tendo como objetivo uma posterior comparação com os ensaios em que se utilizou o evaporador responsável pela desumidificação. Como já foi referido, os gráficos apresentados correspondem à temperatura do ar depois de refrigeração e à potência térmica dos evaporadores.

Como é possível observar no gráfico da Figura 4.1, para os ensaios R2 e R3 existe um aumento de temperatura a partir da primeira hora de ensaio. Isto acontece devido ao início da obstrução na passagem de ar pelos evaporadores, devido à formação de gelo, levando a um aumento de temperatura da área refrigerada. Para o ensaio R1, este acontecimento dá-se aos 80 minutos devido ao mesmo possuir uma menor quantidade de vapor de água no ar. É possível observar

que para os ensaios com maior quantidade de vapor de água presente no ar, a formação de gelo no evaporador origina um aumento da temperatura em mais do dobro.

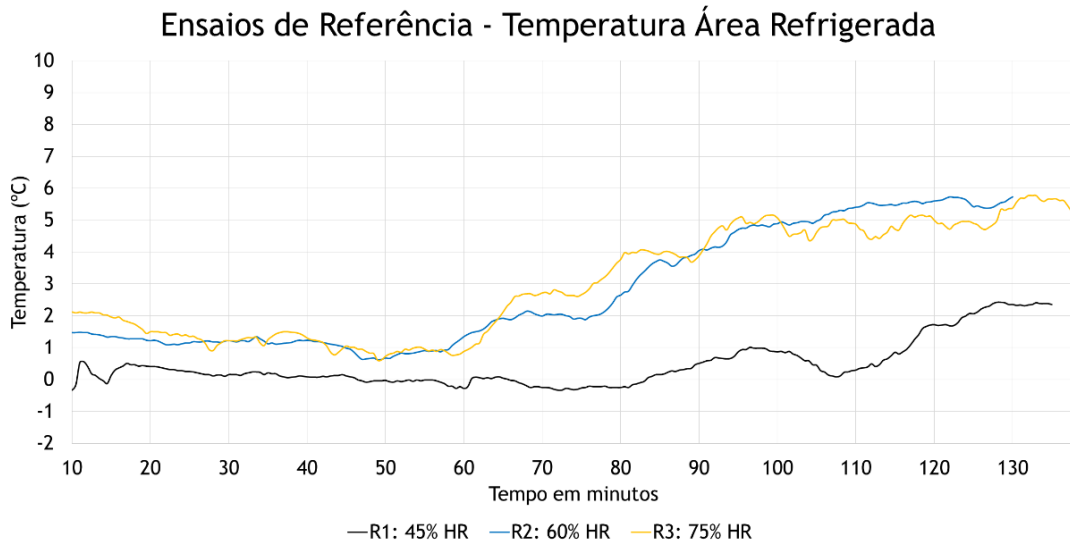


Figura 4.1: Temperatura área refrigerada para ensaios R1, R2 e R3.

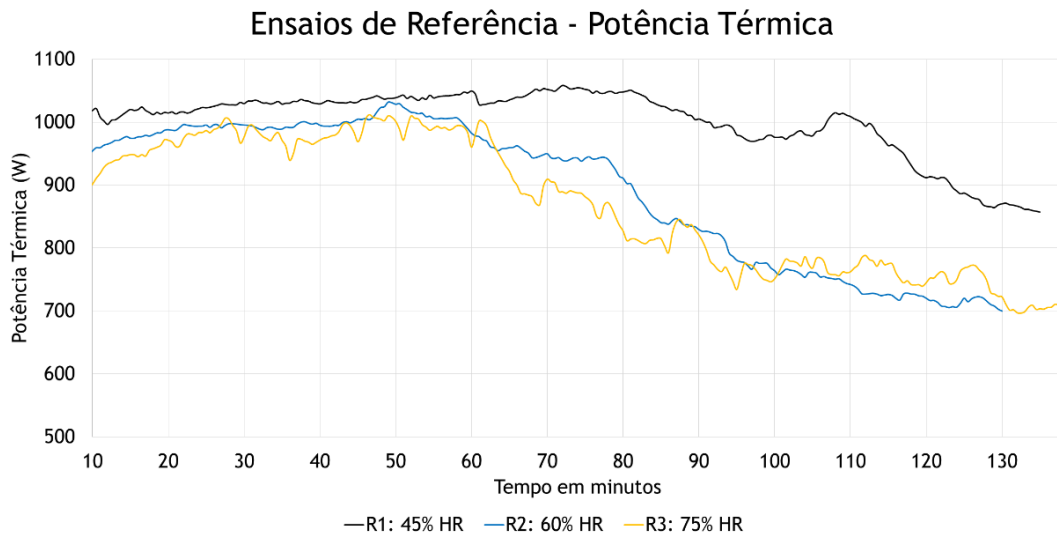


Figura 4.2: Potência térmica para ensaios R1, R2 e R3.

Como o valor da potência térmica é dependente dos valores de temperatura, as curvas características diminuem consoante o aumento da temperatura, como consequência da formação de gelo na superfície do evaporador. Para valores superiores de HR, a formação de

gelo é mais rápida, levando a que o rendimento para estas condições seja menor. O rendimento diminuiu em 20% para o ensaio R1 e 32% e 29% para os ensaios R2 e R3 respectivamente. Estes valores representam a diminuição da capacidade dos evaporadores em retirar calor ao ar.

Tabela 4.5: Tabela de temperaturas médias dos fluidos e das superfícies dos evaporadores para os ensaios R1 R2 e R3.

Ensaio	Temp. Fluido Entrada (°C)	Temp. Fluido Saída (°C)	Temp. Ar Entrada (°C)	Temp. Ar Saída (°C)	Evaporador
R1	-4,3	1,78	5,44	1,47	Evap.2
	-6,94	-2,83	-1,26	-4,33	Evap.3
R2	-3,65	3,86	8,09	4,11	Evap.2
	-7,37	-1,68	0,21	-3,99	Evap.3
R3	-3,84	4,68	8,64	5,44	Evap.2
	-6,93	-1,45	-0,51	-4,32	Evap.3

Visto que se possui um banco de evaporadores é importante saber-se quais os valores médios das temperaturas de superfícies de cada um, bem como as temperaturas médias dos fluidos à entrada e à saída dos tubos que atravessam os evaporadores. Desta forma, a Tabela 4.5 apresenta esses valores médios que permitirão o auxílio da análise dos gráficos.

Uma análise da formação de gelo na superfície de evaporadores deve ser complementada com a observação visual dos mesmos. As imagens permitem uma observação dos pontos críticos da formação de gelo para cada ensaio onde se pode fazer uma comparação entre ambos. A Figura 4.3 apresenta a superfície de entrada de ar do evaporador e a Figura 4.4 apresenta a superfície de saída de ar do evaporador para os mesmos momentos do ciclo de refrigeração.

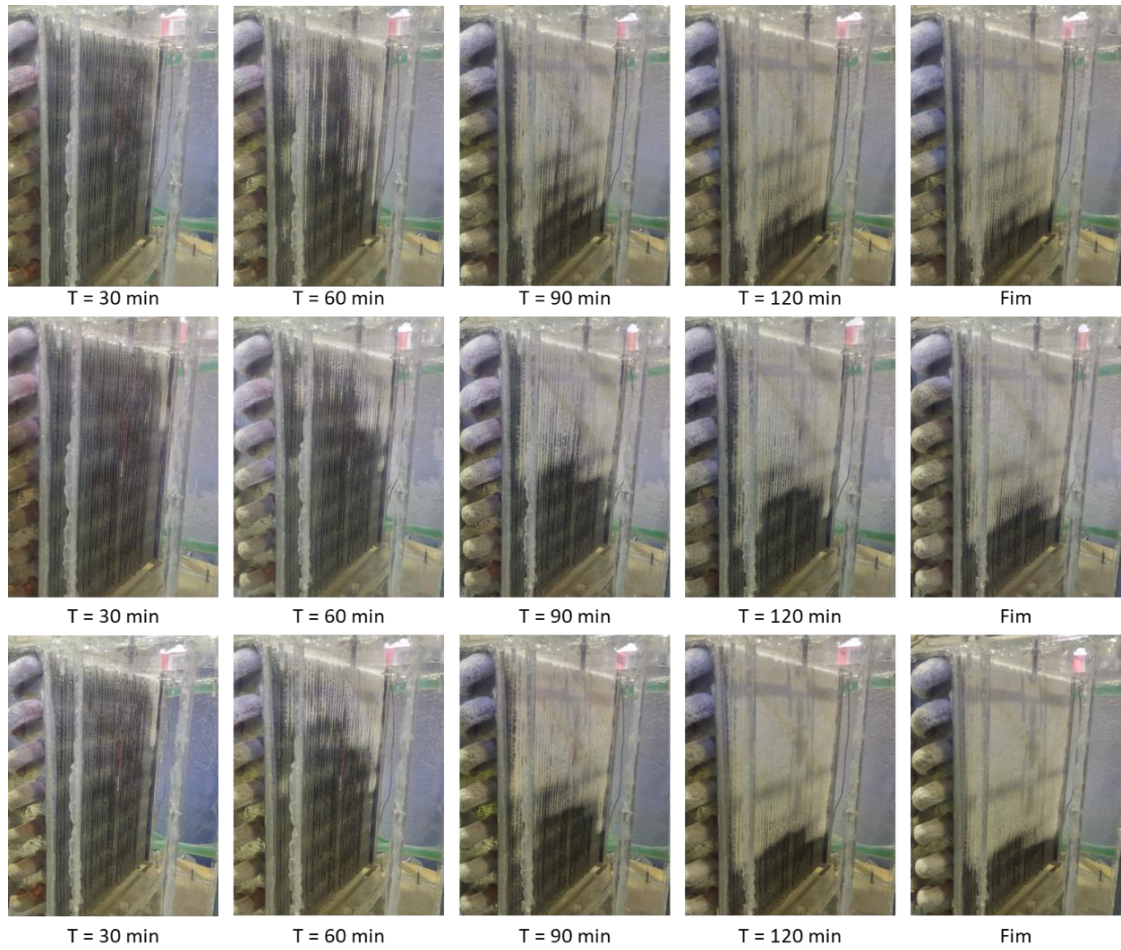


Figura 4.3: Superfície de entrada do evaporador 3, para os ensaios R1 (superior), R2 (intermédio) e R3 (inferior).

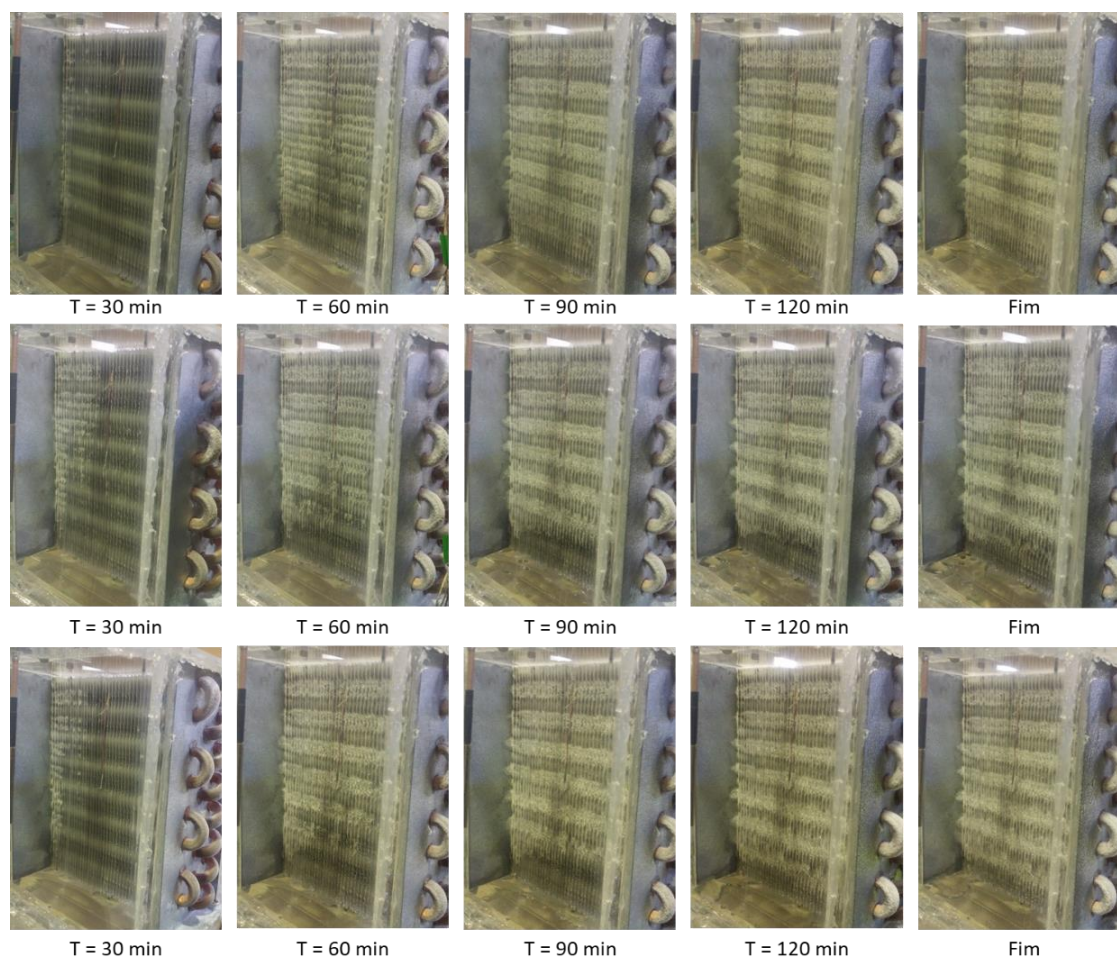


Figura 4.4: Superfície de saída do evaporador 3, para os ensaios R1 (superior), R2 (intermédio) e R3 (inferior).

A primeira observação que se pode fazer com a análise das superfícies dos evaporadores é que, quanto maior o valor de HR, maior a quantidade de gelo na superfície do evaporador. Outra observação possível é a diferença entre cristais de gelo da superfície de entrada com a superfície de saída onde, nesta última, os cristais estão mais rugosos e desorganizados. Isto deve-se ao maior valor de HR e a um aumento do grau de sobressaturação do ar.

Como referido, a compreensão dos gráficos de temperatura e de potência térmica é auxiliada pela observação visual da formação de gelo no evaporador, que permite que se perceba as variações nas curvas dos gráficos.

Além do registo fotográfico, uma forma de avaliação da quantidade de gelo é pelo volume de água condensada e pelo volume de água da descongelação. O protótipo experimental foi construído com a finalidade de se poder recolher a quantidade de água de cada evaporador durante os ensaios laboratoriais (condensados) e após o término dos mesmos (descongelação). A Figura 4.5 mostra, para cada ensaio, o volume de água recolhido.

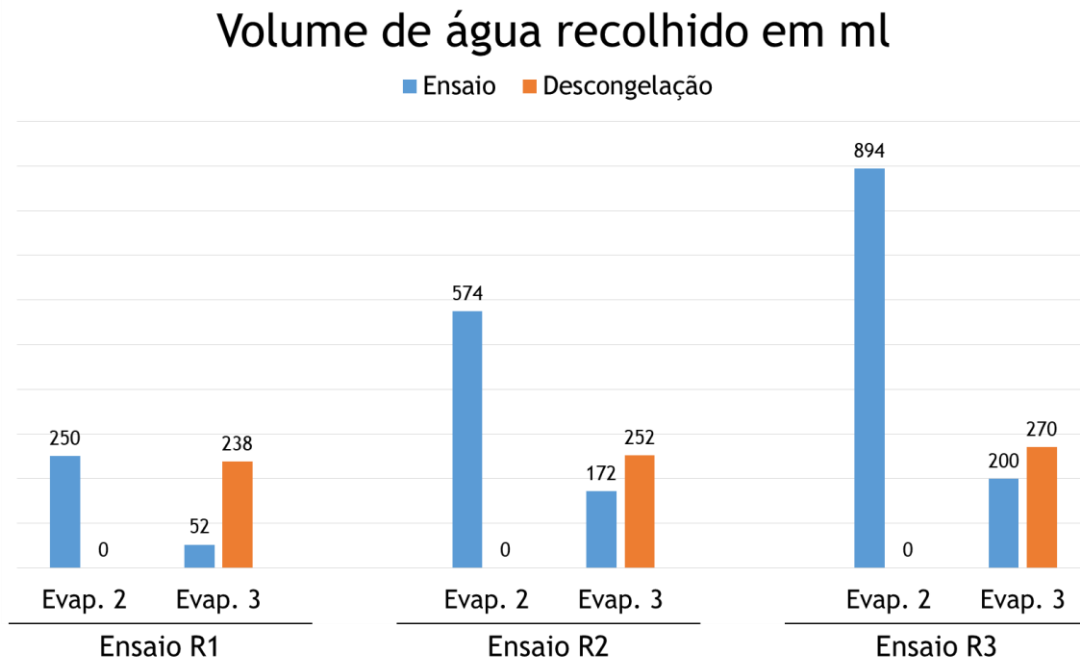


Figura 4.5: Volume de água recolhido para os ensaios R1, R2 e R3.

Mais uma vez e com o auxílio do gráfico acima, percebe-se que quanto maior o valor de HR presente no ar, maior é a formação de gelo no evaporador devido às diferenças de volume de água recolhidos. Apesar do volume de água recolhida no evaporador 3 para a descongelação ser próximo nos três ensaios, é evidente o aumento do volume de água condensada no evaporador 2.

Nos ensaios laboratoriais de referência, o evaporador 2 não teve formação de gelo na sua superfície devido às temperaturas do ar e do fluido refrigerante não estarem em condições propícias para o efeito.

### 4.3. Ensaios da primeira condição de operação

Nesta fase, dado já se possuírem valores comparativos devido aos ensaios de referência, já existem resultados que sustentem a formação de gelo, em que condições e os momentos críticos da sua formação. É então importante que se faça uma correta avaliação dos ensaios da primeira condição de operação que consiste numa prévia desumidificação do ar.

Para os ensaios laboratoriais efetuados foram escolhidas três temperaturas de fluido de desumidificação para serem conjugadas com os valores de HR, fazendo um total de nove ensaios. Este capítulo foi dividido em duas partes onde na primeira parte se faz a apresentação dos valores obtidos variando a temperatura do fluido de desumidificação para cada valor de HR e, na segunda parte do capítulo, faz-se a comparação com os ensaios de referência.

#### 4.3.1. Variação da Temperatura de Fluido de Desumidificação - 45% HR

Neste subcapítulo fez-se a variação de três temperaturas de fluido de desumidificação para a mesma humidade relativa, sendo de 45% HR. São apresentados os gráficos de temperaturas e de potência térmica, o volume de água recolhido nos ensaios e as imagens das superfícies de entrada e de saída do evaporador. Estes dados serão cruciais na comparação com os ensaios onde não se faz nenhuma desumidificação prévia do ar, permitindo concluir-se se a aplicação de um evaporador adicional numa unidade frigorífica se torna ou não vantajosa.

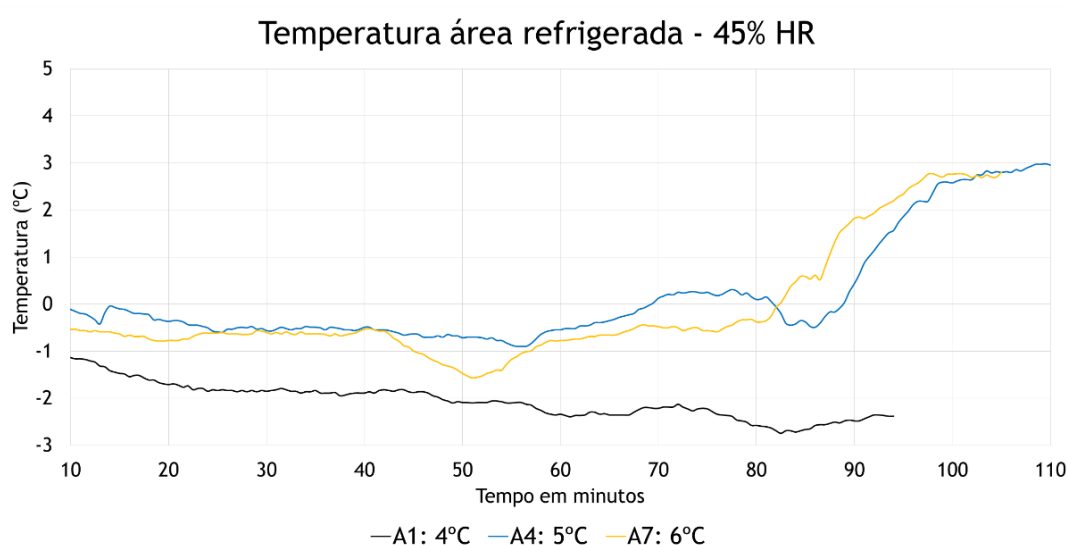


Figura 4.6: Temperatura área refrigerada para ensaios A1, A4 e A7 (45% HR).

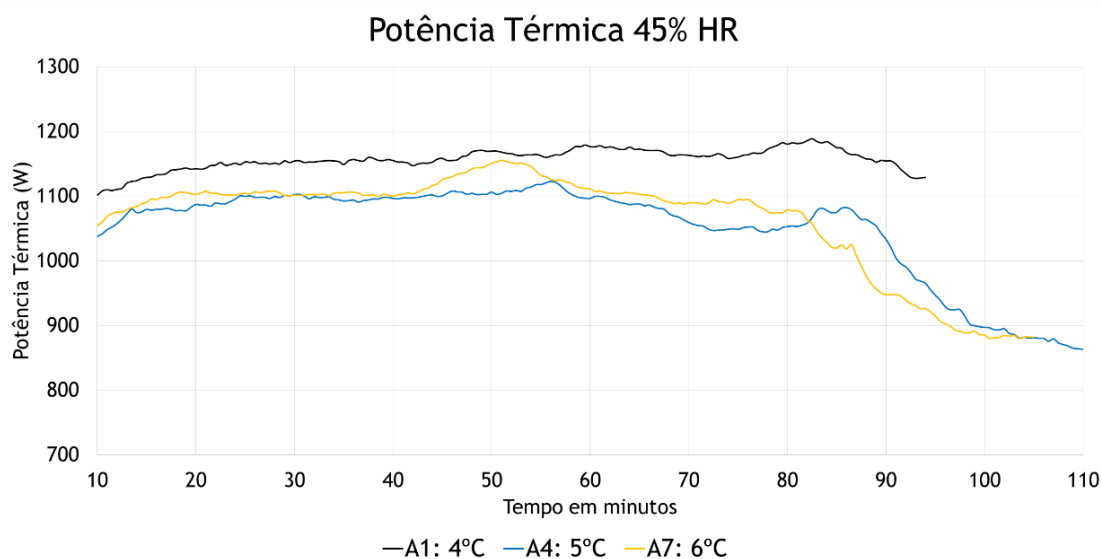


Figura 4.7: Potência Térmica para ensaios A1, A4 e A7 (45% HR).

Pelo gráfico da potência térmica na Figura 4.7, nota-se uma semelhança entre os ensaios A4 e A7, onde as variações são semelhantes, assim como o momento crítico da formação de gelo que se dá pouco depois dos 80 minutos de ensaio, prejudicando o arrefecimento da área a refrigerar.

O ensaio A7 tem a temperatura de fluido de desumidificação e o valor de potência térmica mais elevados, quando comparado com o ensaio A4, devendo-se ao facto de se estar a estudar um banco de evaporadores e não apenas cada evaporador de forma isolada. Além disso, a introdução de um evaporador adicional influencia as temperaturas dos evaporadores posteriores, onde os mesmos lidam com temperaturas mais baixas devido ao arrefecimento do ar pelo evaporador mais a montante de toda a instalação experimental.

O que foi atrás descrito pode ser comprovado com a Tabela 4.6 onde se evidencia que, através da análise das temperaturas quer de superfície dos evaporadores, quer de fluidos refrigerantes, os evaporadores retiraram mais calor ao escoamento de ar no caso do ensaio A7 do que no ensaio A4. Como espectável, o calor retirado ao ar foi mais elevado no ensaio A1, onde as temperaturas envolvidas foram mais baixas do que nos outros. Contudo, o mesmo teve uma duração inferior, devido a um bloqueio mais rápido da superfície do evaporador como consequência da formação de gelo.

Tabela 4.6: Tabela de temperaturas médias dos fluidos e das superfícies dos evaporadores para os ensaios A1, A4 e A7 (45% HR).

Ensaio	Temp. Fluido Entrada (°C)	Temp. Fluido Saída (°C)	Temp. Ar Entrada (°C)	Temp. Ar Saída (°C)	
A1	3,79	4,72	7,68	4,78	Evap.1
	-4,79	-0,39	1,59	-1,15	Evap.2
	-7,36	-4,11	-2,86	-5,36	Evap.3
A4	4,93	6,52	8,76	6,02	Evap.1
	-3,82	2,15	3,42	0,98	Evap.2
	-8,14	-2,44	-1,55	-4,69	Evap.3
A7	5,96	7,08	9,56	6,98	Evap.1
	-3,86	1,95	3,65	0,84	Evap.2
	-8,06	-2,8	-1,52	-4,78	Evap.3

Como já é sabido, o registo fotográfico da formação de gelo ajuda a corroborar as conclusões retiradas através dos gráficos, como por exemplo os momentos mais críticos dos ensaios, sendo um deles o bloqueio da passagem de ar devido ao gelo formado na superfície dos evaporadores. É notória a diferença entre ensaios, sendo que aos 30 minutos dos ensaios A1 e A7 já era visível uma quantidade de gelo significativa. No ensaio A1, aos 60 minutos, já quase toda a superfície de entrada do evaporador continha cristais de gelo, estando num ponto onde o mesmo seria passaria à união até formar uma barreira à passagem de ar. É ainda possível observar-se que, para o ensaio A7, existe uma maior quantidade de gelo formado aos 60 minutos fazendo com que o fluido refrigerante não tenha um aumento tão elevado da temperatura à saída ajudando, desta forma, a perceber-se as conclusões obtidas da Figura 4.7.

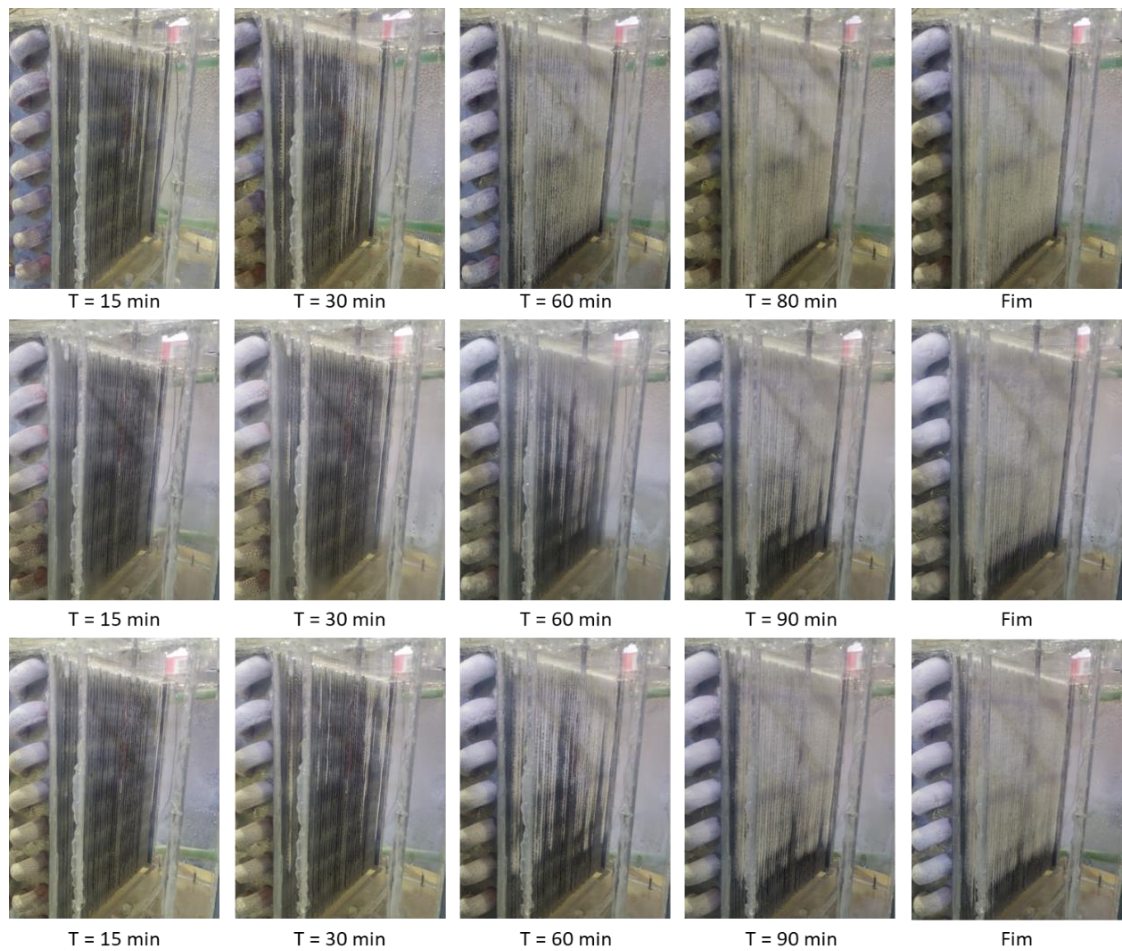


Figura 4.8: Superfície de entrada do evaporador 3, para os ensaios A1 (superior), A4 (intermédio) e A7 (inferior) - (45% HR).

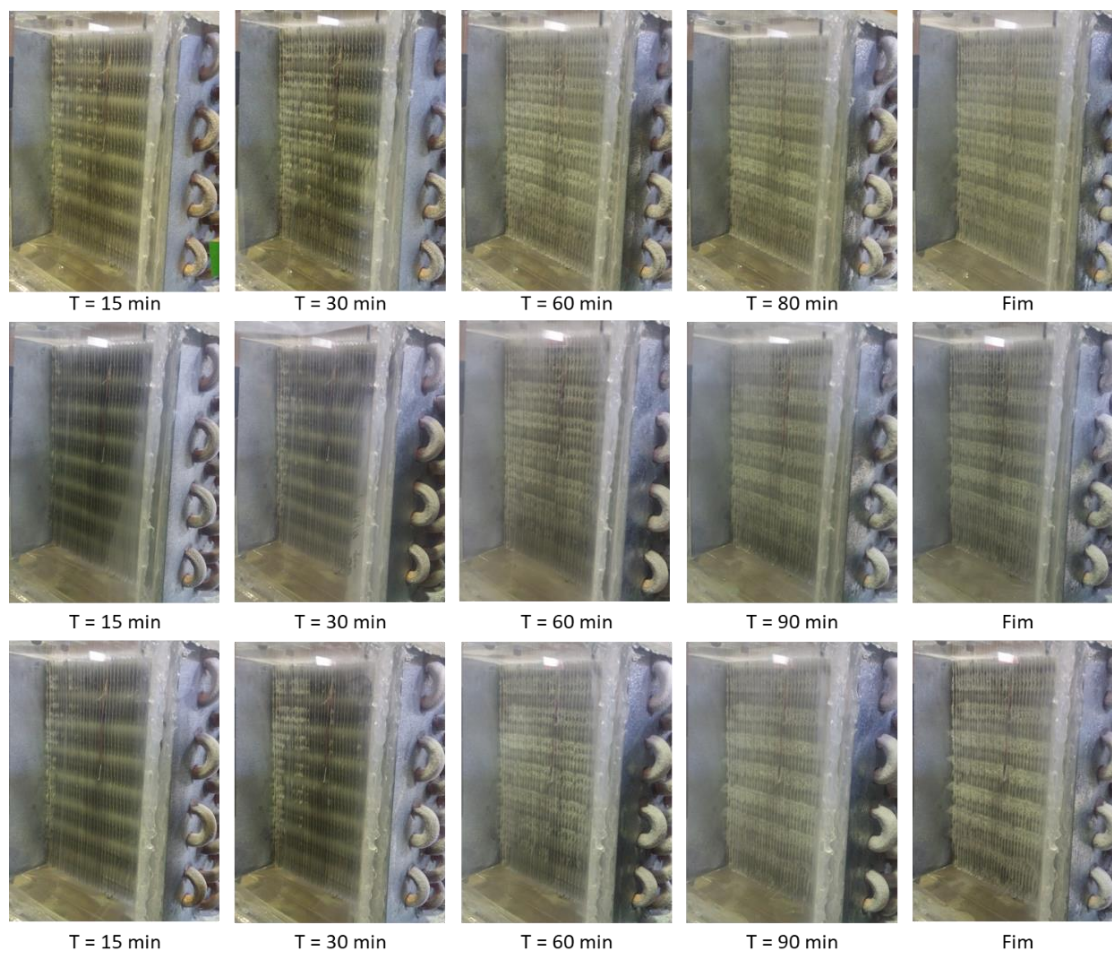


Figura 4.9: Superfície de saída do evaporador 3, para os ensaios A1 (superior), A4 (intermédio) e A7 (inferior) - (45% HR).

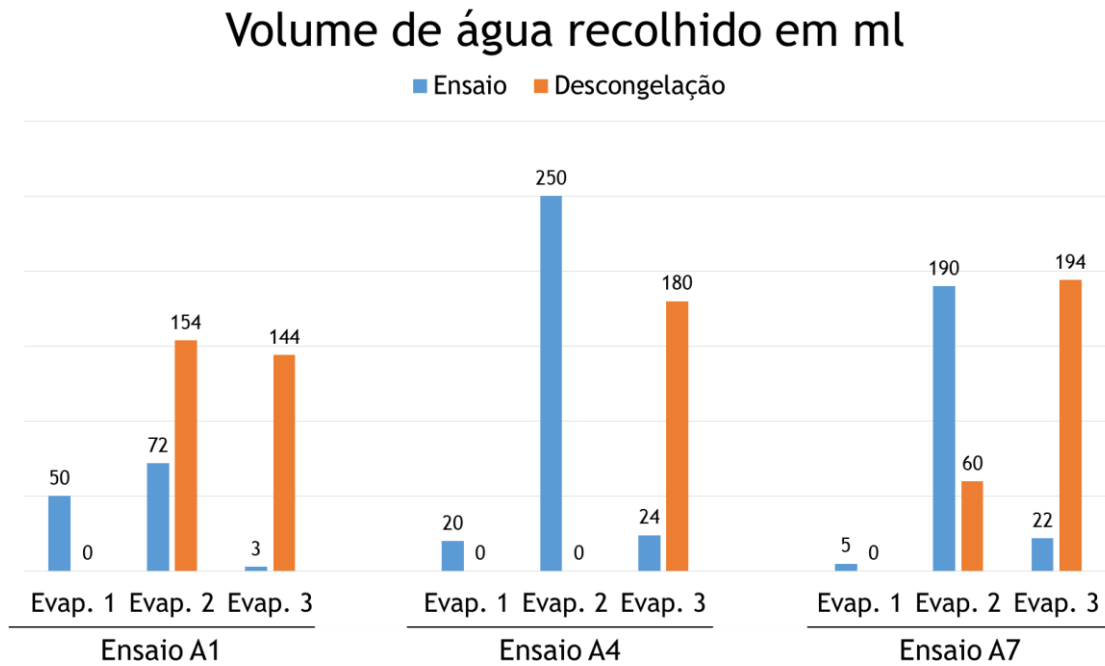


Figura 4.10: Volume de água recolhido por ensaio para os ensaios A1, A4 e A7 (45% HR).

Pela bibliografia, é necessário que, para ocorrer condensação do vapor de água presente no ar húmido, a temperatura do fluido refrigerante esteja abaixo da temperatura de ponto de orvalho. Isso verifica-se pela análise da Figura 4.10, onde com o aumento de temperatura do fluido de desumidificação, menor é o volume de água recolhida no evaporador 1 e, por sua vez, maior é o volume de água nos restantes evaporadores.

Pela figura é ainda possível verificar que para o ensaio A7 ocorreu formação de gelo no segundo evaporador. Isto aconteceu pois, como as temperaturas de ponto de orvalho e de fluido de desumidificação são semelhantes, ocorre pouca condensação do vapor de água presente no ar húmido. Contudo, a temperatura do ar diminuiu na passagem pelo evaporador a montante do protótipo experimental, levando a que o mesmo fique em condições de formação de gelo no segundo evaporador, devido ao facto de o fluido refrigerante não necessitar de remover tanto calor ao ar como nas outras situações.

### 4.3.2. Variação da Temperatura de Fluido de Desumidificação - 60% HR

Para condições de umidade relativa superiores, é expectável que a potência térmica seja mais baixa devido a uma maior quantidade de vapor de água presente no ar húmido. Por sua vez, também o valor de temperatura é prejudicado no sentido em que os evaporadores têm uma maior dificuldade em refrigerar o escoamento de ar.

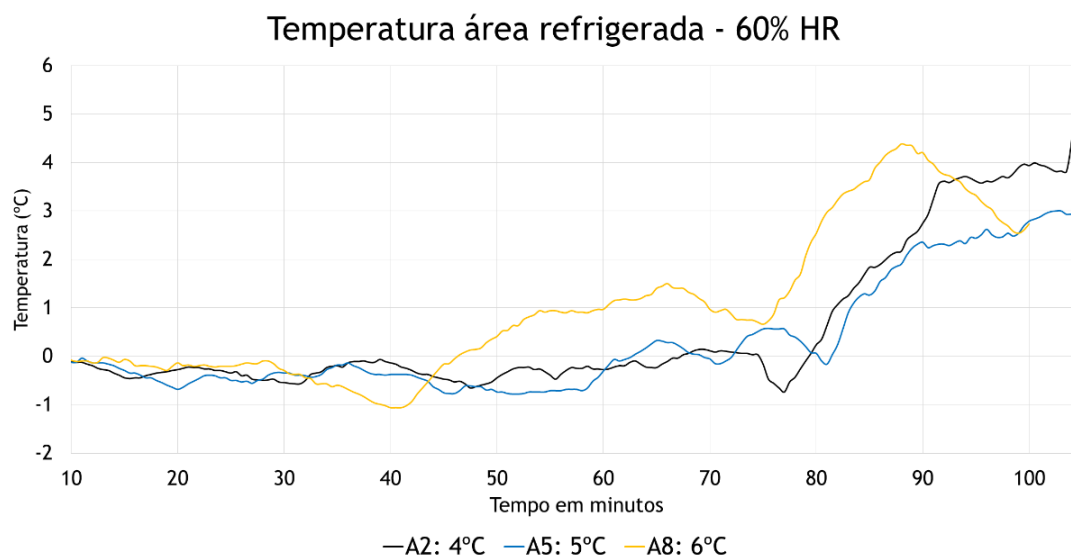


Figura 4.11: Temperatura área refrigerada para ensaios A2, A5 e A8 (60% HR).

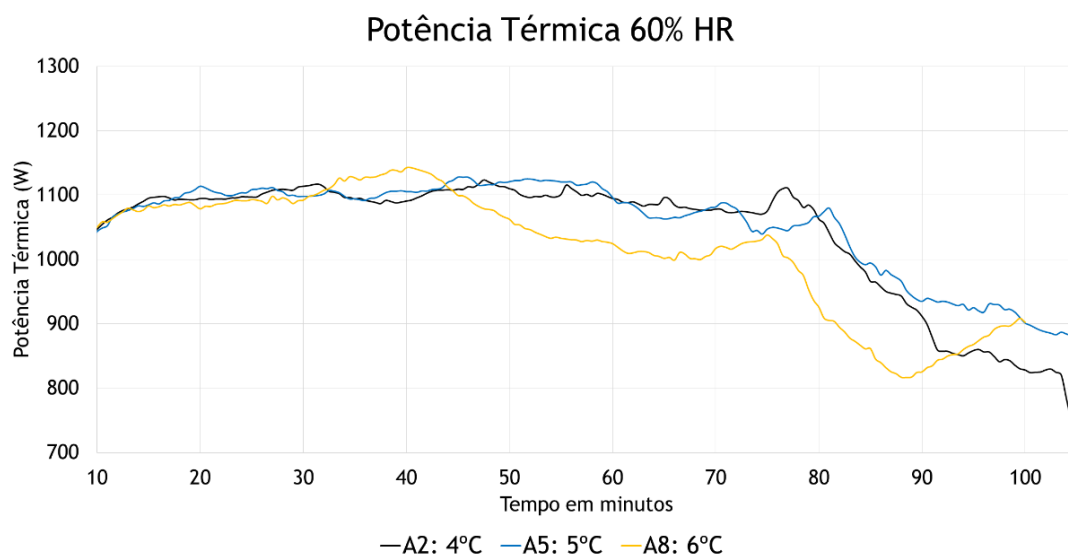


Figura 4.12: Potência Térmica para ensaios A2, A5 e A8 (60% HR).

Pelos gráficos de temperatura e de potência térmica para os ensaios de 60% HR, (Figura 4.11 e Figura 4.12), é notável que durante os primeiros 45 minutos de ensaio laboratorial as curvas características obtidas são semelhantes para os três ensaios (A2, A5 e A8). A partir desse momento, devido a uma menor quantidade de água condensada no primeiro evaporador, o ensaio A8 vê o seu valor de potência térmica diminuir consideravelmente. Os ensaios A2 e A5 têm valores semelhantes e sem perdas significativas até perto dos 80 minutos, altura em que a formação de gelo na superfície do terceiro evaporador impede a refrigeração do ar. Com o auxílio do registo fotográfico será possível observar-se a quantidade de gelo existente para cada ensaio.

Tabela 4.7: Tabela de temperaturas médias dos fluidos e das superfícies dos evaporadores para os ensaios A2, A5 e A8 (60% HR).

Ensaio	Temp. Fluido Entrada (°C)	Temp. Fluido Saída (°C)	Temp. Ar Entrada (°C)	Temp. Ar Saída (°C)	
A2	4,13	6,68	9,71	6,45	Evap.1
	-3,84	2,49	4,03	1,47	Evap.2
	-8,16	-2,44	-1,27	-4,39	Evap.3
A5	5,16	6,75	9,72	6,71	Evap.1
	-3,92	2,54	4,09	1,39	Evap.2
	-8,36	-2,39	-1,57	-4,73	Evap.3
A8	5,75	7,54	9,98	7,15	Evap.1
	-3,9	3,03	4,43	1,67	Evap.2
	-8,41	-2,1	-1,51	-4,74	Evap.3

A Tabela 4.7 permite que se perceba de que forma a temperatura do fluido de desumidificação influencia as temperaturas de superfície de cada evaporador onde, quanto menor a temperatura do fluido, menor a temperatura das superfícies dos evaporadores. Também as temperaturas do fluido refrigerante são mais baixas nos evaporadores que operam com fluido refrigerante, quando a temperatura do fluido de desumidificação é mais baixa.

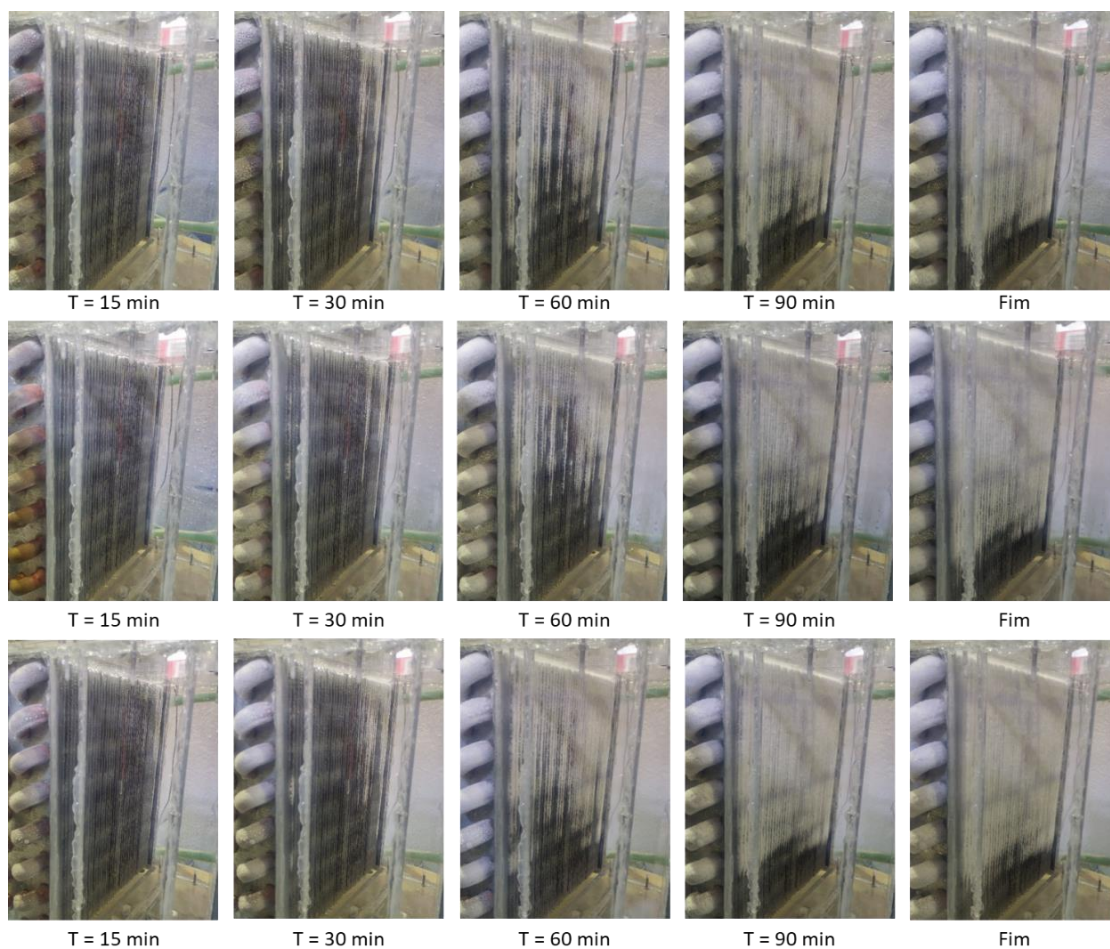


Figura 4.13: Superfície de entrada do evaporador 3, para os ensaios A2 (superior), A5 (intermédio) e A8 (inferior) - (60% HR).

O registo fotográfico para cada ensaio permite que se verifique o efeito do aumento da HR na formação de gelo. Para a primeira hora de ensaio, é notável que a formação de gelo para o ensaio A8 é mais rápida, o que vem comprovar a redução de potência térmica para o mesmo ensaio.

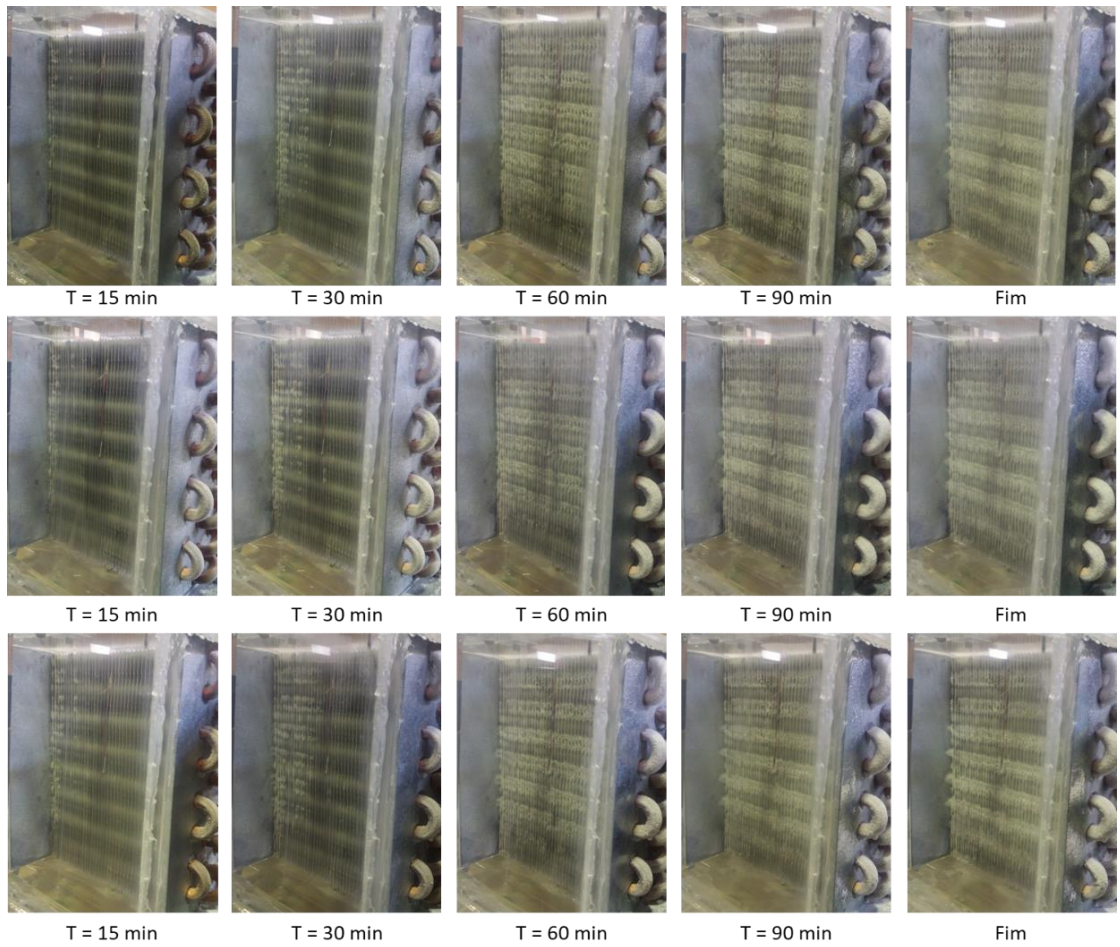


Figura 4.14: Superfície de saída do evaporador 3, para os ensaios A2 (superior), A5 (intermédio) e A8 (inferior) - (60% HR).

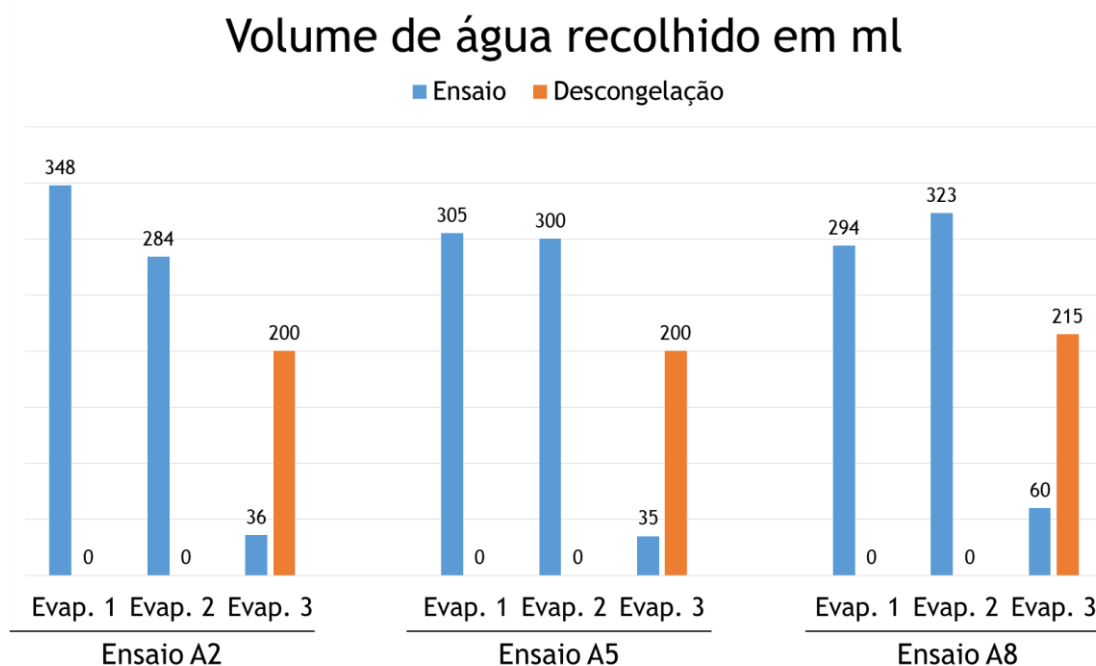


Figura 4.15: Volume de água recolhido por ensaio para os ensaios A2, A5 e A8 (60% HR).

No que diz respeito ao volume de água recolhido, quando se aumenta a temperatura do fluido de desumidificação diminui a quantidade de água condensada no primeiro evaporador. Em contrapartida, o volume de água condensada recolhida para os evaporadores 2 e 3 aumenta. Outro aspeto visível é que, em nenhum dos três ensaios se verificou formação de gelo no segundo evaporador devido às maiores temperaturas envolvidas.

### 4.3.3. Variação da Temperatura de Fluido de Desumidificação - 75% HR

Para o conjunto de ensaios com o maior valor de umidade relativa, 75% HR, verifica-se que, através dos gráficos de temperatura e de potência térmica, todos os ensaios têm valores de potência térmica semelhantes durante a primeira hora de ensaio, altura em que a formação de gelo prejudica o funcionamento do sistema de refrigeração. A formação de gelo na superfície do evaporador, para os três ensaios, fez com que a temperatura da área refrigerada duplicasse.

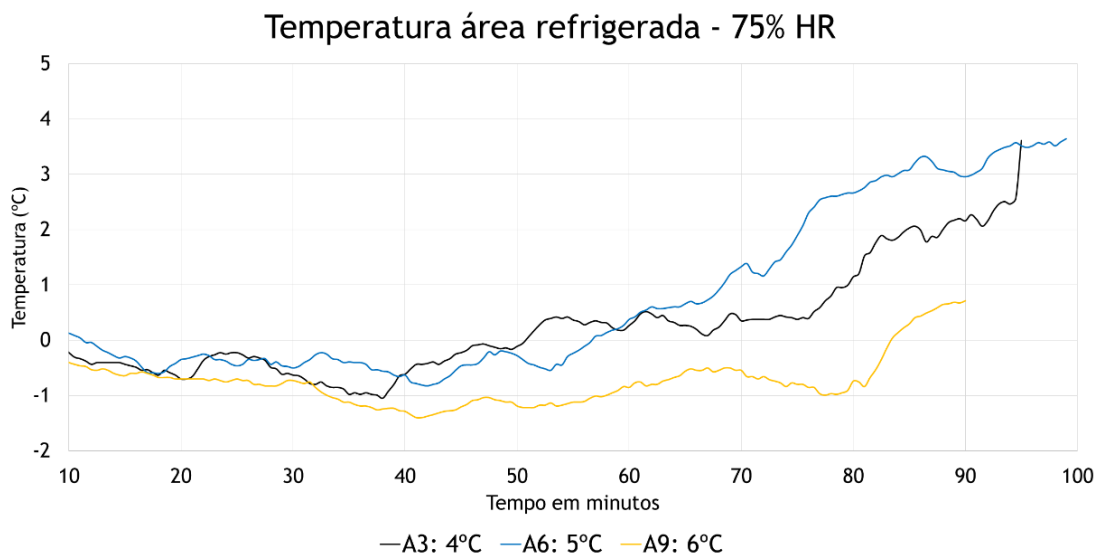


Figura 4.16: Temperatura área refrigerada para ensaios A3, A6 e A9 (75% HR).

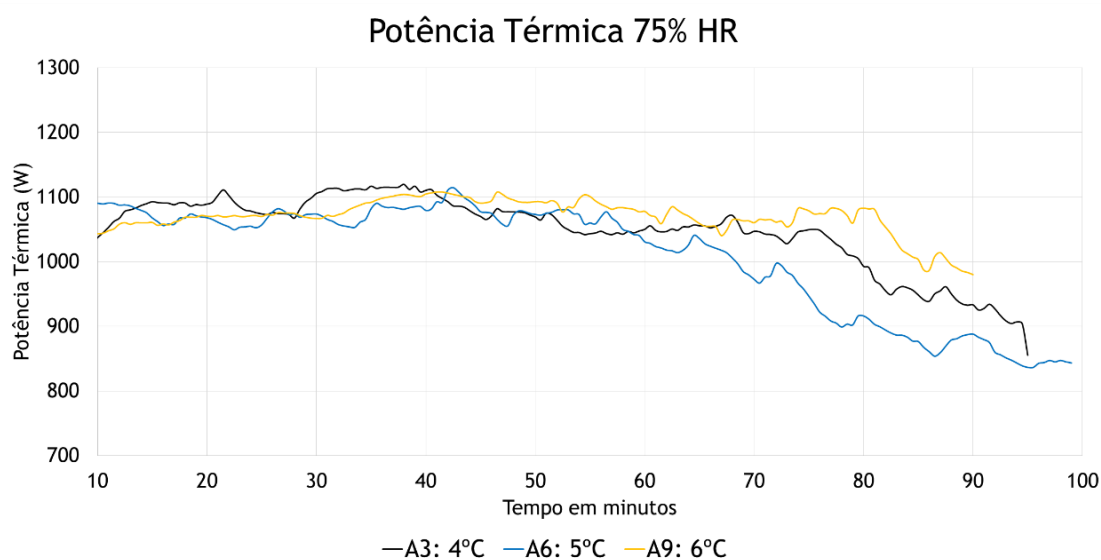


Figura 4.17: Potência Térmica para ensaios A3, A6 e A9 (75% HR).

Com o auxílio da Tabela 4.8, é possível concluir-se que o ensaio com a maior temperatura de fluido de desumidificação, ensaio A9, permitiu que se obtivesse uma potência térmica superior e durante mais tempo, quando comparado com os restantes ensaios. Isto deveu-se ao facto de, como já foi referido, estar-se a estudar um banco com 3 evaporadores onde, cada um retira calor ao ar de forma diferente para cada ensaio devido às temperaturas de fluido diferentes. Neste caso, os evaporadores que operam com mistura água + glicol removeram maior quantidade de calor ao escoamento de ar no ensaio A9.

Tabela 4.8: Tabela de temperaturas médias dos fluidos e das superfícies dos evaporadores para os ensaios A3, A6 e A9 (75% HR).

Ensaio	Temp. Fluido Entrada (°C)	Temp. Fluido Saída (°C)	Temp. Ar Entrada (°C)	Temp. Ar Saída (°C)	
A3	4	6,58	10,24	6,42	Evap.1
	-3,49	2,97	4,28	1,57	Evap.2
	-8,02	-2,38	-1,32	-4,51	Evap.3
A6	5,25	7,24	10,98	7,27	Evap.1
	-3,92	2,82	4,87	2,06	Evap.2
	-8,51	-2,26	-1,19	-4,56	Evap.3
A9	5,92	7,5	10,72	7,59	Evap.1
	-4,16	1,32	3,77	1,09	Evap.2
	-7,13	-3,18	-1,85	-4,87	Evap.3

Como já foi referido, para os ensaios de maior valor de HR é onde se torna vantajosa a utilização de desumidificação prévia do ar. Como comprovam os registos fotográficos nas figuras 4.18 e 4.19, o evaporador 3 tem menor formação de gelo consoante a temperatura mais baixa do fluido que circula no interior dos tubos do evaporador 1. Por sua vez, comparativamente com os ensaios com humidades relativas inferiores (45% HR e 60% HR), os ensaios para uma HR de 75% apresentam uma formação de gelo mais rápida. Os ensaios A3, A6 e A9 tiveram uma duração inferior pois a UAC não conseguiu garantir um fluxo de ar contante durante mais de 100 minutos de ensaio laboratorial.

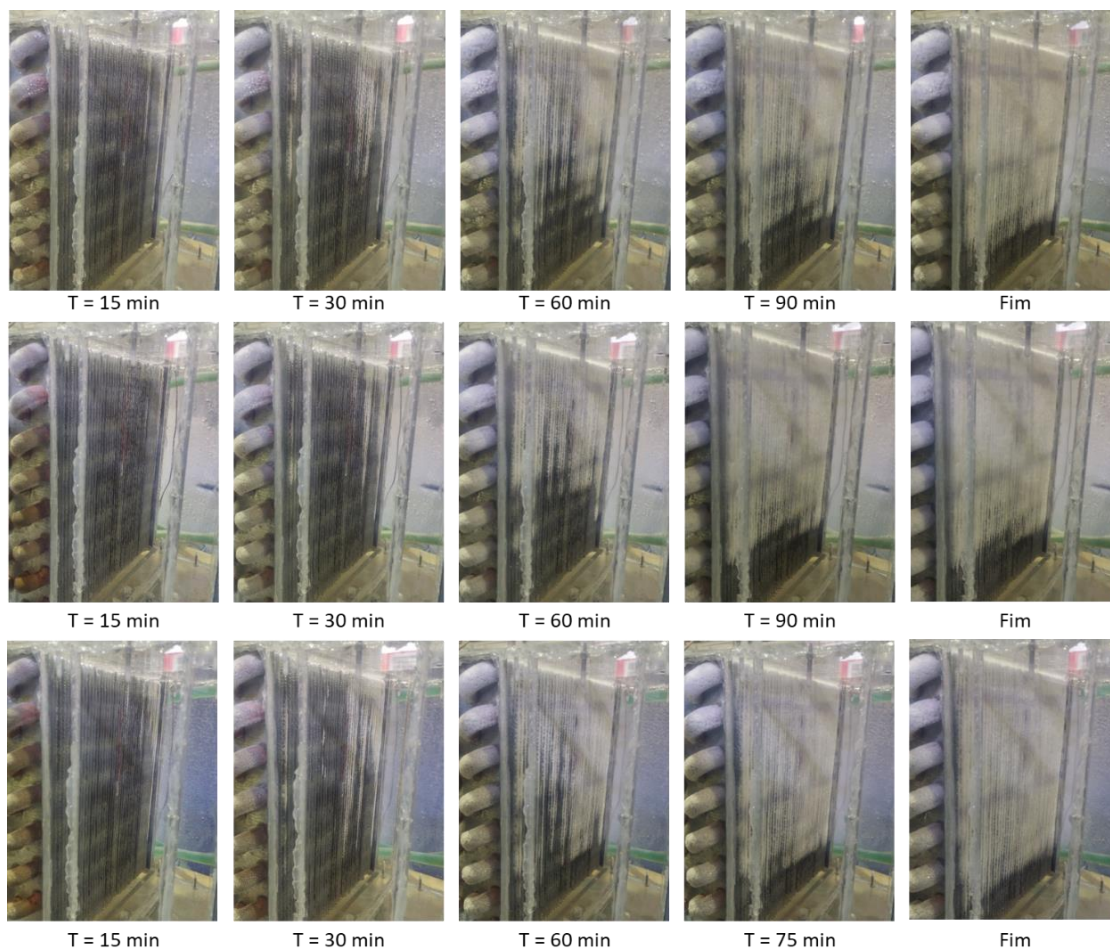


Figura 4.18: Superfície de entrada do evaporador 3, para os ensaios A3 (superior), A6 (intermédio) e A9 (inferior) - (75% HR).

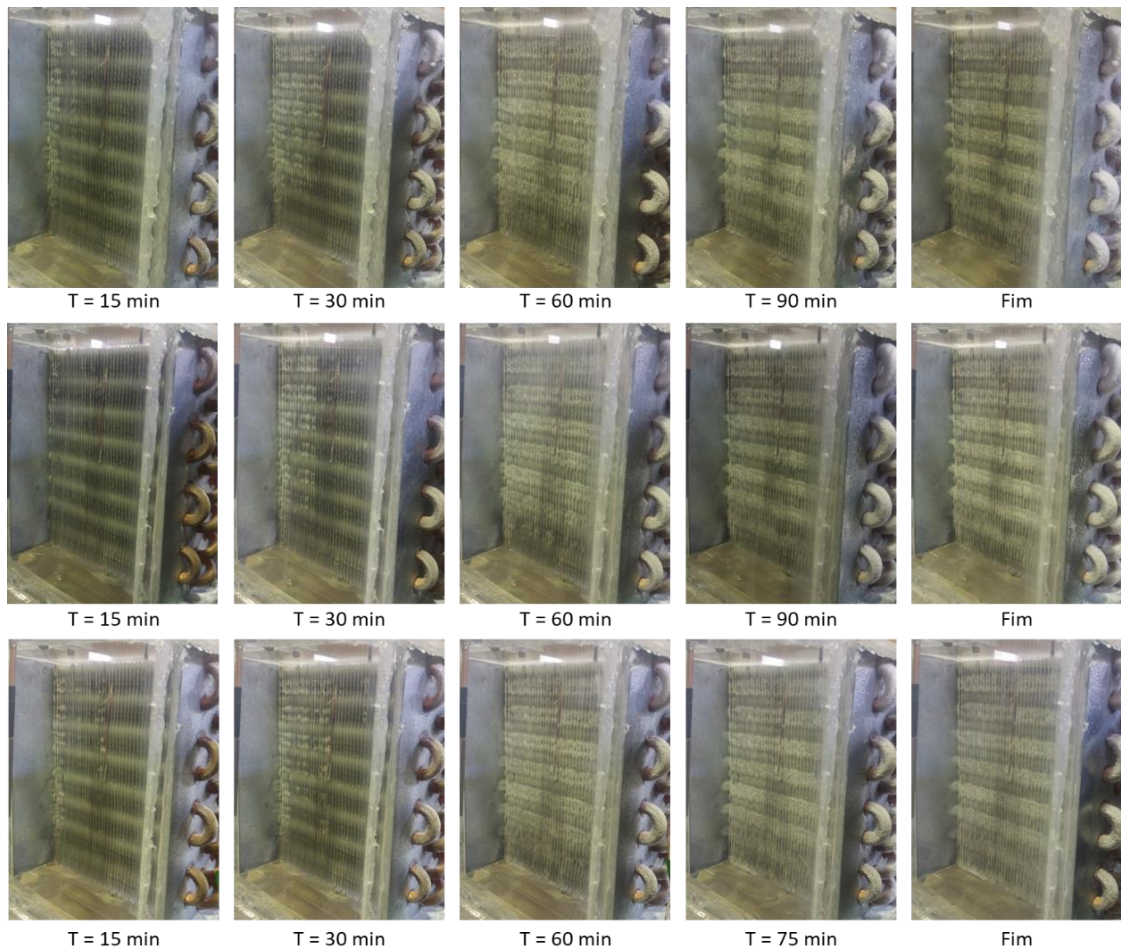


Figura 4.19: Superfície de saída do evaporador 3, para os ensaios A3 (superior), A6 (intermédio) e A9 (inferior) - (75% HR).

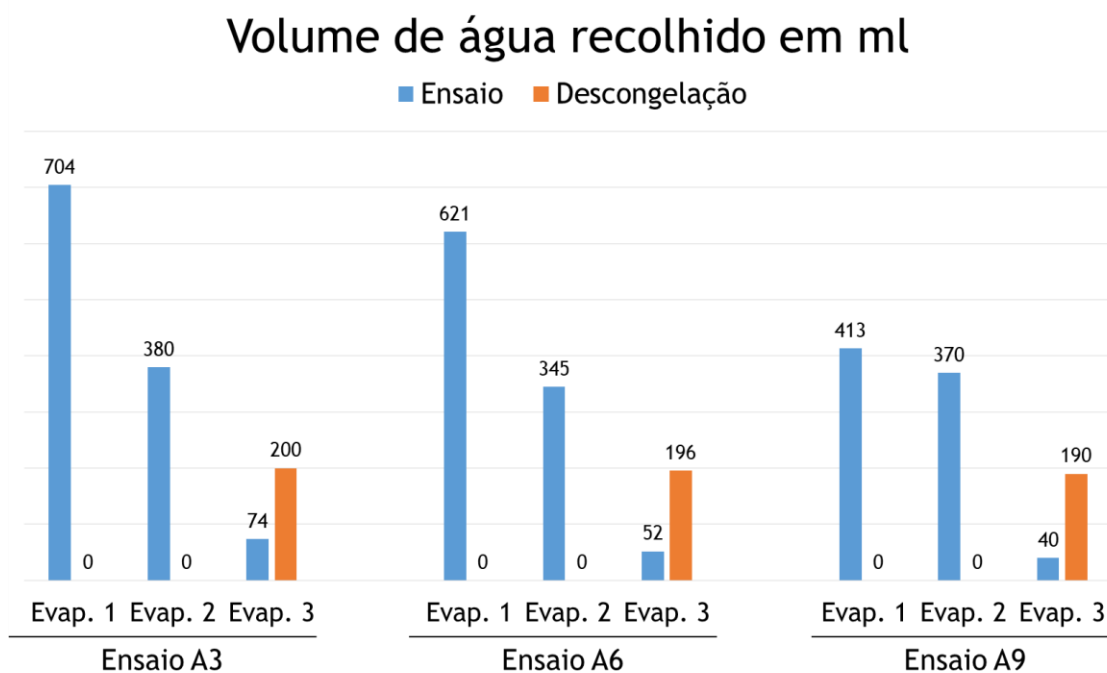


Figura 4.20: Volume de água recolhido por ensaio para os ensaios A3, A6 e A9 (75% HR).

Para concluir a análise dos ensaios A3, A6 e A9 é necessário observar-se a Figura 4.20 que representa o volume de água recolhido por ensaio. Mais uma vez se conclui que, para temperaturas de fluido de desumidificação mais baixos, maior é a quantidade de vapor de água removido ao escoamento de ar feito pelo primeiro evaporador. Outro aspeto que vem corroborar a curva de potência térmica do ensaio A9 é a análise do volume de água recolhido onde, para o evaporador 3, foi mais baixo quer para os condensados quer para a descongelação.

#### 4.3.4. Comparação entre ensaios

A comparação entre ensaios é essencial para se determinar a vantagem de utilização do método de operação proposto. Visto que foi necessário um investimento inicial superior na aquisição dos equipamentos, importa agora avaliar se esse investimento adicional se revelou ou não vantajoso.

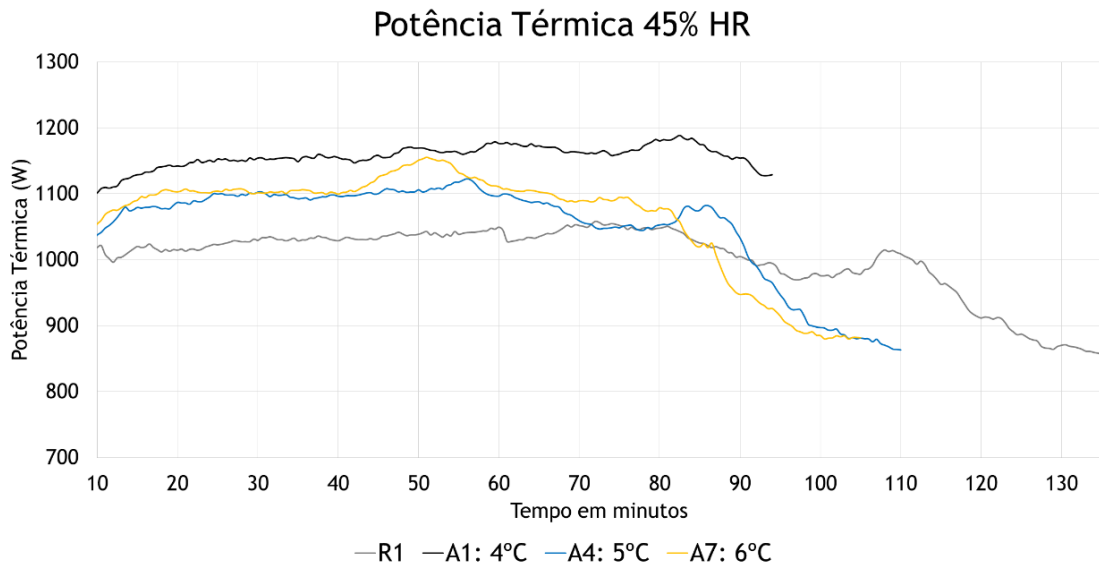


Figura 4.21: Potência térmica - comparação ensaio R1 com A1, A4 e A7 (45% HR).

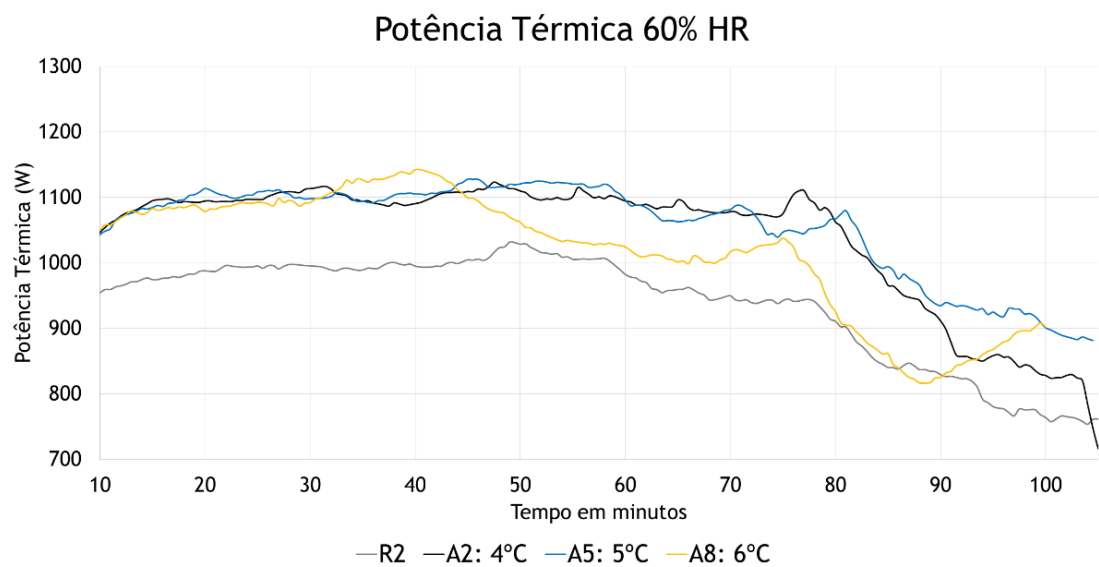


Figura 4.22: Potência térmica - comparação ensaio R2 com A2, A5 e A8 (60% HR).

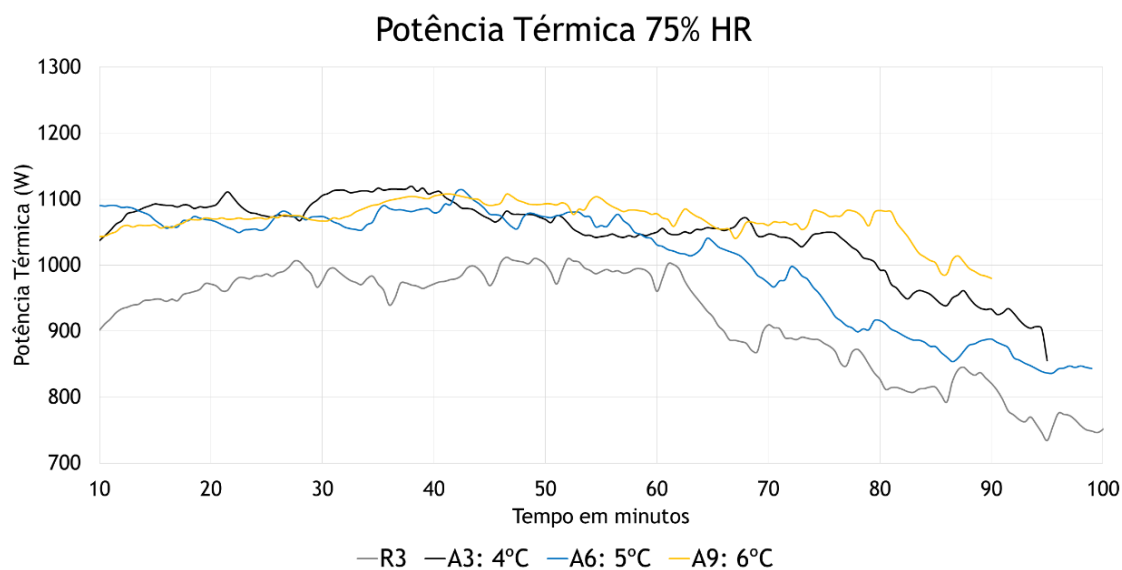


Figura 4.23: Potência térmica - comparação ensaio R3 com A3, A6 e A9 (75% HR).

Pela observação dos gráficos com 45% HR, 60% HR e 75% HR, é evidente que a introdução de um evaporador adicional a um circuito de refrigeração baseado em ciclos de compressão mecânica de vapor se torna vantajosa pois, como se pode observar pelas figuras 4.21, 4.22 e 4.23, quando se comparam os ensaios de referência com os ensaios de desumidificação prévia, estes últimos apresentam potências térmicas superiores para os 3 valores de humidade relativa.

Pelo que se verificou, a introdução de um evaporador adicional a um sistema de refrigeração revela-se vantajosa, pois existe um aumento de potência térmica do ciclo de refrigeração. Contudo, esta condição de operação requer que seja feito um investimento superior, tanto na aquisição dos equipamentos como no funcionamento normal de todo o sistema. No caso em estudo, a condição de operação não permitiu um aumento de potência térmica superior a 200 W.

Posto isto, no próximo subcapítulo será apresentada a segunda condição de operação e as respectivas conclusões, o que permitirá estudar um método de atenuação e de descongelamento e, posteriormente, será feita uma comparação entre condições de operação para se perceber qual das formas contribui mais para a redução da formação de gelo em evaporadores.

#### 4.4. Ensaio da segunda condição de operação

Dos ensaios laboratoriais onde se estudou uma condição de operação em que se fazia uma desumidificação prévia do ar, verificou-se a existência de um momento crucial da redução de potência térmica e um aumento da temperatura do ar na zona refrigerada. Apesar de, para alguns ensaios esse momento ocorrer mais rápido do que outros, verificou-se que todos eles tinham em alguma altura uma redução de potência térmica. Com o auxílio dos registos fotográficos, foi possível concluir-se que essa redução de potência e aumento da temperatura eram causados pela formação de gelo na superfície do terceiro permutador de calor. Posto isto, decidiu-se estudar uma segunda condição de operação que consistiu numa interrupção estratégica da bomba submersível durante um período de tempo que possibilitasse uma atenuação da formação de gelo permitindo, assim, evitar-se uma redução de potência térmica do conjunto de evaporadores.

As interrupções estratégicas ocorreram até que se otimizasse a curva característica de potência térmica, durante o maior intervalo de tempo possível, evitando variações significativas. A Tabela 4.9 apresenta as estratégias utilizadas para cada ensaio.

Tabela 4.9: Estratégia de Interrupção.

Ensaio	Início da desativação (min)	Duração de cada interrupção (s)	Intervalo de tempo entre interrupções (min)
D1	10	10	10
D2	30	15	5
D3	30 / 60	30 / 60	10
D4	20	45	10
D5	10 / 60	10 / 45	10

A interrupção estratégica do ensaio D3 passou para intervalos de tempo de 60 segundos ao fim de 60 minutos de duração e no ensaio D5 passou a ser de 45 segundos ao fim de 60 minutos.

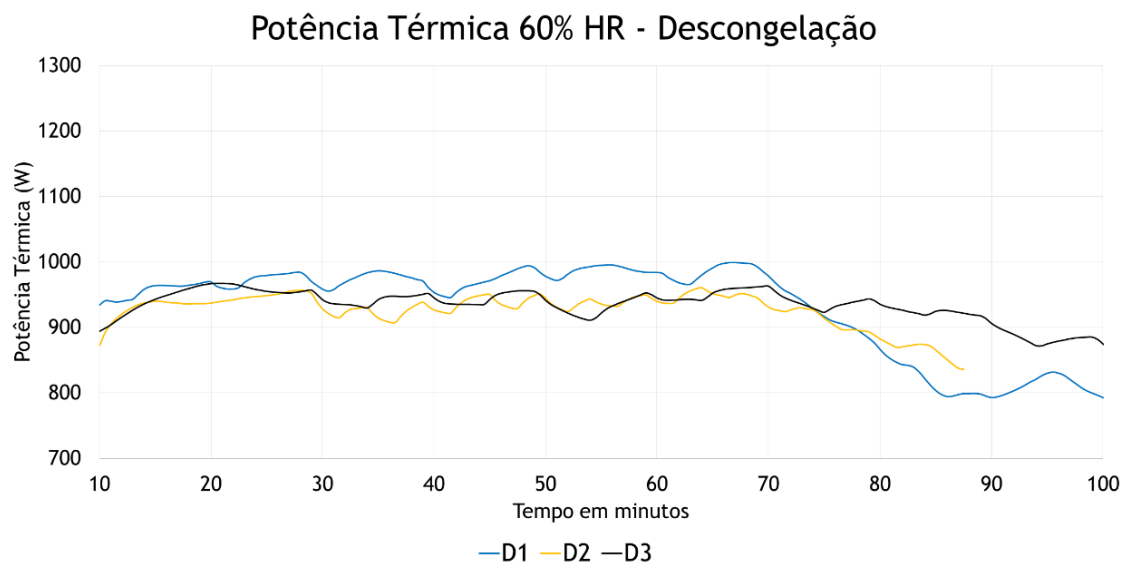


Figura 4.24: Potência térmica - ensaios de descongelação D1, D2 e D3 (60% HR).

Como se pode verificar pela Figura 4.24, os ensaios D1, D2 e D3 viram a sua potência térmica reduzir ao fim de pouco mais de 60 minutos, sendo um momento crítico da formação de gelo semelhante aos ensaios anteriormente realizados. O gráfico de temperatura e os registos fotográficos encontram-se nos anexos. Com estes ensaios, procederam-se a outras estratégias de interrupção, representadas pelos ensaios D4 e D5.

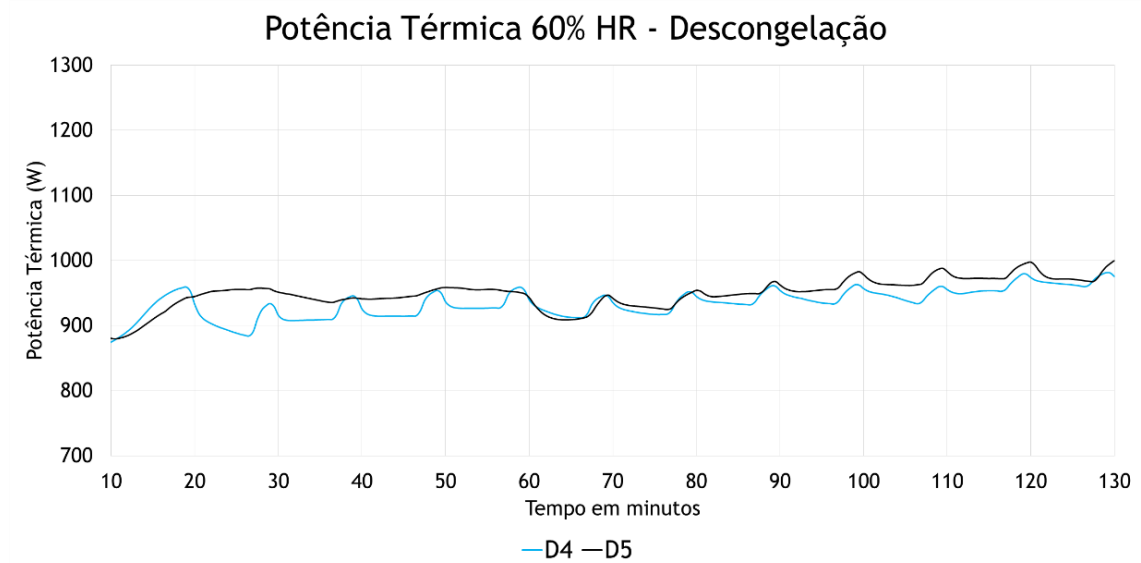


Figura 4.25: Potência térmica - ensaios de descongelamento D4 e D5 (60% HR).

Com os ensaios D4 e D5, onde se pode visualizar as suas curvas de potência térmica na Figura 4.25, ocorreram pequenas variações ao longo dos ensaios devido às estratégias de interrupção utilizadas. No entanto, essas pequenas variações permitiram que os ensaios laboratoriais durassem mais de 2 horas sempre com uma potência térmica média semelhante. Desta forma, revela-se que as estratégias de interrupção utilizadas são benéficas, faltando apenas a comparação entre ensaios.

#### 4.4.1. Comparação com ensaios de referência

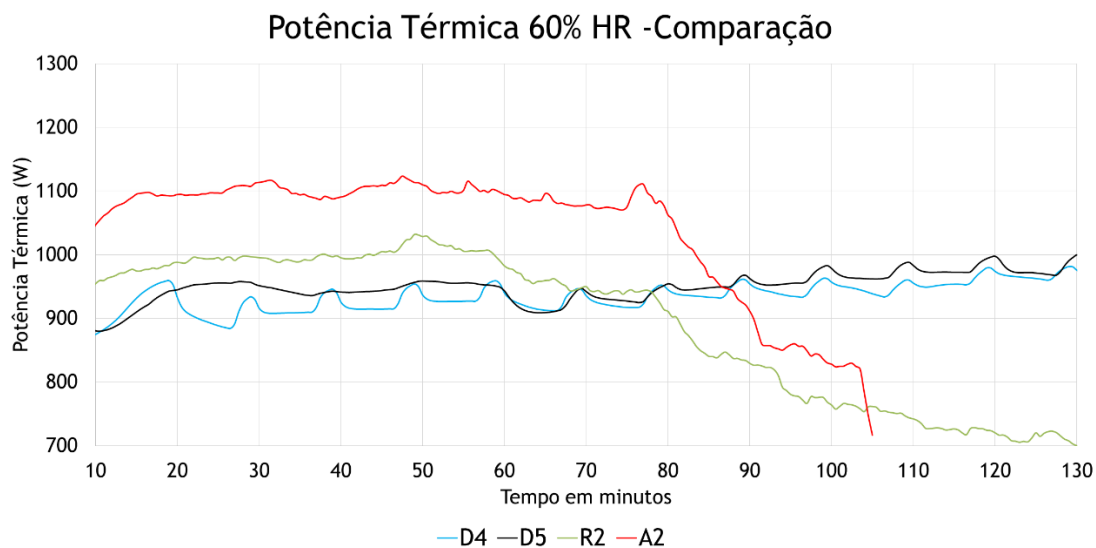


Figura 4.26: Potência térmica - comparação ensaios R2 e A2 com ensaios D4 e D5 (60% HR).

Como se pode comprovar pela Figura 4.26, apesar de a potência térmica dos ensaios de referência e da primeira condição de operação serem superiores comparativamente aos ensaios de interrupção estratégica da circulação de fluido refrigerante, a duração dos mesmos foi significativamente menor e entre os 80 e 90 minutos possuíam valores de potência térmica inferiores. Desta forma, as estratégias de interrupção estratégica utilizadas revelaram serem vantajosas permitindo um ciclo de refrigeração mais duradouro e com uma potência térmica mais uniforme.

## **4.5. Nota conclusiva**

Este capítulo permitiu que se analisasse os resultados obtidos dos ensaios experimentais, para as diferentes condições de operação impostas. Uma das conclusões obtidas, que confirmou o que foi descrito na bibliografia, é que para um maior valor de HR corresponde uma maior formação de gelo no permutador de calor. Foi verificado que as duas condições de operação estudadas revelaram-se vantajosas na atenuação da formação de gelo em evaporadores e, conseqüentemente, num aumento de potência térmica dos mesmos. Contudo, existem ainda questões associadas por resolver no sentido de se otimizarem os processos.

Como se pode comprovar com os registos fotográficos, a camada de gelo formada tem uma maior espessura na parte superior da área de secção de passagem de ar, devido ao circuito de fluido refrigerante nos evaporadores se fazer pela parte superior até à parte inferior, onde sai com uma temperatura superior. Isto verifica-se para todos os ensaios laboratoriais. Os registos fotográficos durante o processo de refrigeração revela também que a acumulação de gelo tende a diminuir ao longo do comprimento do evaporador, ou seja, a camada de gelo é mais densa na superfície de entrada.



## 5. Conclusão

Já se verificou que a formação de gelo nas superfícies dos evaporadores de unidades frigoríficas, e não só, é uma realidade associada ao facto de se lidarem com temperaturas abaixo da temperatura de congelação da água. Desta forma, as consequências são significativas, como por exemplo o aumento da temperatura dos bens alimentares que pode levar à sua deterioração e os gastos energéticos superiores.

Este capítulo tem como objetivo fazer-se uma síntese de todos os resultados obtidos e a sugestão para trabalho futuro.

### 5.1. Recapitulação

O estudo feito na presente dissertação consistiu na utilização de uma unidade experimental constituída por três evaporadores sendo que, dois deles seriam os responsáveis pela refrigeração do ar e o evaporador a montante da instalação experimental seria o responsável pela prévia desumidificação do ar.

A condição de operação de desumidificação do ar revelou-se vantajosa pois foi notório um aumento da potência térmica. No entanto, a UAC não conseguiu garantir uma velocidade do ar imposta de 3,5 m/s durante tanto tempo quanto os ensaios de referência. Isto aconteceu devido aos evaporadores da área de refrigeração não necessitarem de remover tanto calor ao escoamento de ar devido a terem de lidar com temperaturas do ar mais baixas. Além disso, o vapor de água não é totalmente removido ao ar no início e, portanto, ocorre a formação de gelo mais precoce no último evaporador. Outra desvantagem da condição estudada é a necessidade de um investimento maior, não se traduzindo num aumento significativo da potência térmica do banco de evaporadores.

A segunda condição de operação, que consistiu numa simples interrupção da circulação de fluido refrigerante pelos tubos dos evaporadores, mostrou ser uma solução que permite um funcionamento contínuo do sistema de refrigeração. Apesar de a mesma solução apresentar valores de potência térmica mais baixos, quando comparada com os restantes ensaios, fez com que o ciclo de refrigeração operasse durante mais tempo, sem quebras na velocidade do ar.

Os ensaios laboratoriais permitiram concluir que os valores teóricos por vezes não correspondem ao expectável pois, pela bibliografia, para valores menores de fluido de desumidificação, maior o valor de potência térmica e, ao longo da dissertação, nem sempre se evidenciou isso.

## **5.2. Sugestão para trabalho futuro**

O estudo da formação de gelo em evaporadores em unidades frigoríficas ainda não pode ser dado como concluído, uma vez que esta problemática ainda não está resolvida. Portanto, é importante aproveitar-se o banco de evaporadores disponível em laboratório, devido à sua versatilidade, no sentido de se estudarem novos métodos quer de descongelação, quer de atenuação da formação de gelo e fazer uma comparação com os estudos feitos por outros investigadores.

Desta forma, surgem como sugestões para trabalho futuro:

- A introdução de um controlo do processo de atenuação e descongelação estudado, fazendo uma desativação da circulação de fluido refrigerante estratégica de forma controlada evitando-se flutuações de temperatura associadas ao processo.
- A utilização de uma mistura água-glicol como fluido de desumidificação a operar no evaporador a montante da instalação, no sentido de se baixar a temperatura do mesmo, de forma a não formar gelo na superfície do permutador de calor, mas que origine uma maior condensação do vapor de água presente no escoamento de ar.
- A instalação de sondas higrométricas entre cada evaporador de forma a analisar-se qual a influência de cada um no circuito de refrigeração, podendo estudar-se a sua potência térmica de forma individual.

---

# Bibliografia

ADENE (2011). *Soluções para melhorar os sistemas acionados por motores elétricos*; Consultado em setembro 8, 2017 em: <http://www.adene.pt/pt-pt/Publicacoes/Paginas/GuiaMCP.aspx>

Al-Essa; Al-Zgoul, B., (2012); *Building up frost depending upon conditions of air cooler operation*. International Journal of Mechanics and Applications, 2012, 2 (2), 1-4. doi: 10.5923/j.mechanics.20120202.01

Aljuwayhel; N. F., (2006); *Numerical and experimental study of the influence of frost formation and defrosting on the performance of industrial evaporator coils*; International Journal of Refrigeration

Amini, M; Pishavar, A; Yaghoubi, M (2014); *Experimental study of frost formation on a fin-and-tube heat exchanger by natural convection*, International Journal of Refrigeration 46 (2014) 37-49. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.06.015>.

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.

Carrilho, D. (2016); *Desenvolvimento de uma unidade experimental para o estudo da formação de gelo em evaporadores*; (Dissertação de Mestrado); Departamento de Engenharia Eletromecânica; Universidade da Beira Interior.

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](http://www.coleparmer.com/Assets/manual_pdfs/89000-10-15ControllerAdvanced.pdf)

Critchell, J. T.; Raymond, J.; (1912); *A History of frozen meat trade*; London.

Cui, J.; Li, W. Z.; Liu, Y.; Jiang, Z. Y.; (2001); *A new time and space dependent model for predicting frost formation*. Applied Thermal Engineering, Volume 31, pp. 447-457.

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

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

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

Firme, A.; (2015); *Estudo experimental da formação de gelo em evaporadores*; (Dissertação de Mestrado); Departamento de Engenharia Eletromecânica; Universidade da Beira Interior.

Foster-Smith (2002); *Hydor Universal Pump (formerly Seltz L)*; Consultado em agosto 1, 2017, em: [http://www.drsfostersmith.com/product/prod\\_display.cfm?pcatid=21413](http://www.drsfostersmith.com/product/prod_display.cfm?pcatid=21413).

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.

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

Hamza, A; Ismail, I; (2007); *Effects of condensate and initial formation of thin frost layer on evaporator coil performance of room air-conditioners*; Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering, Volume 1, Number 2, Dec. 2007, ISSN 1995-6665, Pages 69-77. Disponível em: <http://jjmie.hu.edu.jo/files/001-2-web.pdf>

Ismail, H.; Ahmed, H.; Ali; Ibrahim, H.; (2007); *Effects of Condensate and Initial Formation of Thin Frost Layer on Evaporator Coil Performance of Room Air-Conditioners*. *Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering*, Volume 1, pp. 60-77.

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

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

Jiang, Y; Dong, J; Qu, M; Deng, S; Yao, Y.; (2013); *A novel defrosting control method based on the degree of refrigerant superheat for air source heat pumps*; *International Journal of Refrigeration* 36 (2013) 2278-2288; Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.05.016>

Jiang, Y; Fu, H; Yao, Y; Yan, L; Gao, Q.; (2013); *Experimental study on concentration change of spray solution used for a novel non-frosting air source heat pump system*; *Energy and Buildings* 68 (2014) 707-712; Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.08.055>

---

Kim, M; Lee, K.; (2015); *Determination method of defrosting start-time based on temperature measurements*; Applied Energy 146 (2015) 263-269; Disponible em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.02.071>

Knabben, F; Hermes, C; Melo, C.; (2011); *In-situ study of frosting and defrosting processes in tube-fin evaporators of household refrigerating appliances*; International Journal of Refrigeration 34 (2011) 2031-2041; Disponible em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.07.006>

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

Lee, T; Lee, K; Kim, W; (1996); *The Effects of Frost Formation in a Flat Plate Finned-Tube Heat Exchanger*, In International Refrigeration and Air Conditioning Conference, School of Mechanical Engineering, 1996 (Paper 325), Purdue University, Purdue E-Pubs; Disponible em: <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/325>.

Lenic, K; Trp, A; Frankovic, B.; (2012); *The possibility of an adaptive control of cooling defrosting cycle depending on frost conditions at the evaporator*; Energy and the Environment (2012) 75-89; Disponible em: [https://bib.irb.hr/datoteka/596359.8.\\_Lenic-Trp-Frankovic2.pdf](https://bib.irb.hr/datoteka/596359.8._Lenic-Trp-Frankovic2.pdf)

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, 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 (2006) 229-236; Disponible em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.05.018>

Moallem, E; Padhmanabhan, S; Cremacshi, 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 (2012) 171-186; Disponible 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 julho 31, 2017 em: [http://www.dee.ufrn.br/~luciano/arquivos/ins\\_ele/Apresenta%E7%F5es\\_2008\\_2/CAYO%20CID/Instrumentao\\_Eletrnica\\_Cayo\\_Cid\\_200321285\\_AFQ.pdf](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*.

PicoTech Ltd; (2013); *USB TC-08 Thermocouple Data Logger - Datasheet*.

REPSOL, (2015). *Anticongelante refrigerante orgânico maximum quality puro*. Consultado em agosto 27, 2017, Disponível em: [https://www.repsol.com/imagenes/pt\\_pt/RP\\_ANTICONGELANTE\\_REFRIGERANTE\\_ORGANICO\\_MAXIMUM\\_QUALITY\\_PURO\\_PT\\_tcm21-689302.pdf](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*.

Rotronic; (2009); *Products - Hygrolog DataLoggers*; Consultado em agosto 3, 2017 em: <http://www.rotrotron.com/en/hygrolog-hl-nt3.html>

Seker, D.; Karatas, H.; Egrican, N.; (2004); *Frost formation on fin-and-tube heat exchangers. Part I—Modeling of frost formation on fin-and-tube heat exchangers*; International Journal of Refrigeration, Volume 27, pp. 367-374.

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.

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

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

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 (2016) 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 (1993) 353-363; doi: 10.1016/0017-9310(93)80011-I.

Tassou, S. A.; Datta, D.; (1999); *Influence of supermarket environmental parameters on the frosting and defrosting of vertical multideck display cabinets*. ASHRAE, Volume 1, pp. 491-496.

Testo (2009); *Testo 425 - Anemómetro Térmico - Manual de Instruções*; Lenzkirch, Germany.

Wu, X; Dai, W; Xu, W; Tang, L.; (2006); *Mesoscale investigation of frost formation on a cold surface*; *Experimental Thermal and Fluid Science* 31 (2007) 1043-1048; Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2006.11.002>

Yang, C.; (2010); *A new reverse cycle defrost design concept for refrigerators*; *ASHRAE Transactions* 116 (2010) 242-245; Disponível em: <https://www.thefreelibrary.com/A+new+reverse+cycle+defrost+design+concept+for+refrigerators.-a0227975391>

Ye, H; Park, J; Lee, K.; (2014); *Frost retardation on fin-tube heat exchangers using mass transfer characteristics with respect to air velocity*; *International Journal of Heat and Mass Transfer* 79 (2014) 689-693; Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.08.069>

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 (2012) 1327-1334; Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.04.004>.

---

# Anexos

Anexo 1 - Esquema Integral da Montagem do Protótipo Experimental

