



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR
Faculdade de Engenharia

Desenvolvimento de uma unidade experimental para o estudo da formação de gelo em evaporadores

Diogo Miguel Gomes Carrilho

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

Orientador: Prof. Doutor Pedro Dinho da Silva

Co-orientador: Prof. Doutor Luís Pires

Departamento de Engenharia Eletromecânica
Universidade da Beira Interior
Covilhã, Portugal

Covilhã, outubro de 2016

Agradecimentos

O desenvolvimento da presente dissertação não seria possível sem o esforço e colaboração conjuntas de várias partes, às quais desejo expressar o mais sincero reconhecimento.

Primeiro de tudo, aos meus pais e irmão, que ao longo destes 5 anos foram um suporte fundamental para o meu desenvolvimento académico, passando simultaneamente, e ao longo de toda a minha vida, os valores, força e confiança necessárias para a conclusão desta etapa.

Ao meu orientador, Professor Doutor Pedro Dinho da Silva pela dedicação, prestabilidade e compromisso assumidos durante todo o período de orientação, que permitiram uma partilha e transmissão de conhecimentos mais ativa, fundamental para o desenvolvimento da investigação. De igual forma, ao meu co-orientador, Professor Doutor Luís Pires, pelo acompanhamento próximo e aconselhamento.

À Joana Coelho, pelos momentos incalculáveis de encorajamento e ternura, mas sobretudo pela cumplicidade que comigo repartiu durante este período.

Ao meu grupo de amigos e colegas de trabalho, pela presença e ajuda em todos os momentos, mas principalmente pela fraternidade que com eles partilho, e que constituíram um impulso importantíssimo durante todos estes anos.

Ao Sr. João Correia, pela disponibilidade e auxílio nos processos de maquinação e montagem do protótipo.

Por último, uma palavra de apreço e gratidão a todos os docentes do Departamento de Engenharia Eletromecânica, pelos conhecimentos e métodos de trabalho transmitidos.

Resumo

A refrigeração, numa perspetiva doméstica ou industrial, assume um papel preponderante na sociedade. Possuindo como principal objetivo a minimização dos processos de formação de organismos bacteriais, despontou nas civilizações antigas como um processo de armazenamento de gelo natural no inverno, para utilização posterior no verão. Hoje em dia, grande parte dos processos de refrigeração são dirigidos, principalmente, ao armazenamento de produtos alimentares e ao arrefecimento de espaços fechados.

Desde a projeção do primeiro dispositivo de refrigeração industrial, no século XVIII, o método de remoção de calor do ar ambiente por intermédio da evaporação de um fluido ainda se demonstra hoje em dia um processo de melhoria contínua. A partir dos anos 60, verificou-se uma incidência mais forte, na tentativa da melhoria do processo de refrigeração quanto aos níveis de consumo energético.

Aliando a importância e a utilização global de processos de refrigeração e criogenia, à necessidade de redução do consumo energético, a investigação sobre métodos de aperfeiçoamento de sistemas de refrigeração surge como uma temática meritória no ramo da engenharia.

Uma das limitações dos mecanismos de refrigeração usuais, que tem levado ao desenvolvimento de mais investigações no ramo, é a formação de gelo na superfície externa dos evaporadores constituintes do ciclo de refrigeração. Uma vez que grande parte dos dispositivos operam segundo um ciclo de compressão mecânica de vapor, é garantido que nestes exista um componente evaporador.

A presente dissertação foi desenvolvida para determinar de que forma o processo de deposição de gelo nos evaporadores afeta o rendimento térmico do circuito de refrigeração, no seu todo, quando o escoamento de ar é sujeito a diferentes níveis de temperatura, humidade relativa e caudal volúmico. É feita posteriormente a proposta de uma solução para a atenuação da formação de gelo em superfícies metálicas do componente evaporador. Os resultados obtidos garantem a redução da resistência térmica, parâmetro este originado pelo surgimento de gelo, quando o circuito de refrigeração opera com base na estrutura desenvolvida.

Palavras-chave

Refrigeração; Formação de gelo; Evaporador; Resistência Térmica; Atenuação.

Abstract

Refrigeration, in a domestic or industrial point of view, takes a very important role in society. Once its main objective is the minimization of the formation of bacterial entities, it blunted in the old civilizations as a process of natural ice storage in the winter, for subsequent use in the summer. Nowadays, a big portion of the refrigeration processes are taken into account in the food and drinks storage, and also in the cooling of closed spaces.

Since the projection of the first ever industrial refrigeration device, in the eighteenth century, the method of heat removal from the surrounding air through the evaporation of a fluid, still demonstrates itself as being a process of continuous improving. Since the 1960's, a stronger incidence was verified, regarding the attempt of improving the process of refrigeration in terms of the energetic consumption levels.

Bonding the importance and the global use of refrigeration and cryogenic processes, to the necessity of energetic consumption reduction, the development of methods to perfect refrigeration systems appears as a relevant thematic in the engineering field.

One of the restrictions of the usual refrigeration mechanisms, which has led to the development of more essays in this subject, is the icing verified in the external surface of the evaporators, as a part of the refrigeration cycle. Once that great part of the devices operate according to a mechanic vapor compression cycle, the presence of an evaporator component is guaranteed.

The present dissertation was developed to determine in which way the process of ice deposition in the evaporator affects the thermal efficiency of the refrigeration circuit, when the air draining is subject to different levels of temperature, relative humidity and volumetric flow rate. Then, it proposes a solution for the attenuation of the frozen particles deposition, in the metallic surfaces of the evaporator. The obtained results guarantee the reduction of the thermal resistance, originated by the ice sprouting, when the refrigeration circuit operates according to the developed structure.

Keywords

Refrigeration; Ice formation; Evaporator; Thermal Resistance; Attenuation.

Índice

Agradecimentos	i
Resumo	ii
Abstract	iii
Índice	iv
Lista de Figuras.....	vi
Lista de Tabelas	ix
Nomenclatura.....	x
1. Introdução	1
1.1. Perspetiva geral.....	1
1.2. O problema em estudo e a sua relevância	2
1.3. Revisão bibliográfica	4
1.3.1. Estudos Experimentais de Formação de Gelo em Evaporadores	4
1.3.2. Modelos Matemáticos de Previsão.....	5
1.3.3. Criação de Parâmetros de Cálculo de Eficiência Térmica	7
1.3.4. Pulverização de Fluidos	9
1.3.5. Descongelamento por ciclo reverso (RCD)	10
1.3.6. Descongelamento por Resistências Elétricas	10
1.3.7. Aplicação de Sinais Ultrassónicos e Campos Elétricos	11
1.3.8. Aplicação de Revestimentos Hidrofóbicos	12
1.3.9. Instalação de Permutadores de Calor Adicionais	14
1.3.10. Aplicação de Componentes Adicionais ao Ciclo de Refrigeração	15
1.4. Objetivos e contribuição da dissertação	16
1.5. Visão geral e organização da dissertação	17
2. Fundamentos teóricos	19
2.1. Introdução	19
2.1.1. Ciclo de Compressão de Vapor.....	19
2.2. A formação de gelo na superfície dos evaporadores	20
2.2.1. Mecanismos de Formação de Gelo	20
2.2.2. Processo de Formação de Gelo	22
2.2.3. Impacto no desempenho térmico	25
2.2.4. Métodos Típicos de Descongelamento	26
2.3. Método de Atenuação Proposto	28

2.4. Nota conclusiva	32
3. Instalação experimental.....	33
3.1. Introdução	33
3.2. Seleção do Evaporador.....	34
3.3. Desenho e Otimização do Protótipo.....	37
3.4. Construção do Protótipo.....	41
3.5. Equipamento Experimental	49
3.5.1. Unidade de Ar Condicionado (UAC)	49
3.5.2. <i>Chiller</i> de Refrigeração	52
3.5.3. Bomba Submersível	55
3.5.4. Bomba de Circulação	56
3.6. Instrumentação	57
3.6.1. Anemómetro de Fio Quente	57
3.6.2. <i>DataLogger</i> de Temperatura	58
3.6.3. Higrómetro Digital	61
3.6.4. Controlador de Temperatura.....	63
3.6.5. Câmera Fotográfica.....	64
3.7. Esquema de Conjunto.....	64
3.8. Nota conclusiva	65
4. Análise e discussão de resultados	66
4.1. Testes preliminares	66
4.2. Procedimento experimental	69
4.3. Ensaio N - Formação de gelo em função das características do ar	72
4.3.1. Variações na temperatura do ar escoado	72
4.3.2. Variações na HR do ar escoado	75
4.3.3. Variações no caudal volúmico do ar escoado	79
4.4. Ensaio P - Avaliação do método proposto	84
4.5. Nota conclusiva	88
5. Conclusão	90
5.1. Recapitulação	90
5.2. Sugestão para trabalho futuro.....	92
Referências bibliográficas.....	93
Anexos.....	101

Lista de Figuras

Figura 2.1 - Ciclo de compressão de vapor (esq.) e diagramas T-s e p-h (dir.).....	20
Figura 2.2 - Diagrama de fases da água (Adaptado de Sette, 2015)	21
Figura 2.3 - Formas geométricas dos cristais de gelo (Adaptado de: Petzold e Aguilera, 2009)	22
Figura 2.4 - Processo de deposição de gelo numa superfície fria (Fonte: Tao <i>et al.</i> , 1993).....	23
Figura 2.5 - Geometria microscópica das ramificações da camada de gelo (Joppolo <i>et al.</i> , 2011).	24
Figura 2.6 - Exemplo de emprego de resistências de descongelção (Adaptado de: Appliance411, 1997)	27
Figura 2.7 - Representação do método proposto.	29
Figura 2.8 - Representação da conservação de massa no evaporador (Adaptado de Kim e Lee, 2015)	30
Figura 3.1 - Representação do permutador adquirido.	35
Figura 3.2 - Esquematização da contracorrente cruzada no permutador.	37
Figura 3.3 - Estrutura genérica do protótipo experimental.	38
Figura 3.4 - Localização (esq.) e configuração (dir.) da peça de recolha de condensados.	39
Figura 3.5 - Representação de uma unidade de evaporador.	40
Figura 3.6 - Modo de implementação das extensões entre evaporadores.	40
Figura 3.7 - Representação do banco de evaporadores.	41
Figura 3.8 - Método de planificação do corte a <i>laser</i>	42
Figura 3.9 - Fases do aprimoramento manual da superfície da peça de recolha de condensados.	43
Figura 3.10 - Resultado final do processo de aprimoração.	43
Figura 3.11 - Colocação e marcação das peças para furação.	43
Figura 3.12 - Processo de abertura de rosca nos furos efetuados.....	44
Figura 3.13 - Representação, resultado final e modo de implementação da peça impressa.	45
Figura 3.14 - Aplicação de silicone transparente (esq.) e da fita de calafetagem (dir.). ..	46
Figura 3.15 - Processo de furação para inserção de filamentos de termopares.	46
Figura 3.16 - Seccionamento dos parafusos nas extremidades do túnel de acrílico.	47
Figura 3.17 - Banco de evaporadores construído.....	47
Figura 3.18 - Construção das extensões do túnel de acrílico.	48
Figura 3.19 - Bocais metálicos para acoplamento das tubagens da UAC.....	48
Figura 3.20 - Aplicação do túnel de testes ao circuito da UAC.	49

Figura 3.21 - Unidade de ar condicionado (UAC) utilizada.	50
Figura 3.22 - Esquematização dos componentes da UAC (adaptado de informação no seu invólucro).....	51
Figura 3.23 - Conjunto Rotâmetro/Termómetro.	52
Figura 3.24 - <i>Chiller</i> de refrigeração utilizado.	53
Figura 3.25 - Modo de implementação da bomba submersível.	56
Figura 3.26 - Mode de implementação da bomba exterior de circulação.....	56
Figura 3.27 - Anemómetro de fio quente utilizado.	57
Figura 3.28 - <i>DataLogger</i> e respetivas ligações de termopares.....	59
Figura 3.29 - Localização dos termopares nas faces do permutador de calor.	59
Figura 3.30 - Modo de implementação dos termopares.....	60
Figura 3.31 - Higrómetro digital utilizado.	61
Figura 3.32 - Modo de implementação das “sondas de miniatura”.	62
Figura 3.33 - Controlador eletrónico de temperatura utilizado.	63
Figura 3.34 - Diagrama funcional do protótipo experimental.....	65
Figura 4.1 - Medição dos perfis de velocidade do escoamento de ar.....	67
Figura 4.2 - Perfil de velocidade do escoamento de ar no protótipo.....	67
Figura 4.3 - Alteração da secção de passagem de ar na depressão afunilada.	68
Figura 4.4 - Variação do parâmetro EMF ao longo dos ensaios N1 e N2.	73
Figura 4.5 - Variação da resistência térmica para os ensaios N1 e N2.	73
Figura 4.6 - Registo fotográfico da camada de gelo formada nos evaporadores (Ensaio N1).	74
Figura 4.7 - Registo fotográfico da camada de gelo formada nos evaporadores (Ensaio N2).	74
Figura 4.8 - Volumes de água condensada recolhidos nos Ensaios N1 e N2.....	75
Figura 4.9 - Variação da resistência térmica para os ensaios N3 e N4.	76
Figura 4.10 - Registo fotográfico da camada de gelo formada nos evaporadores (Ensaio N3).	77
Figura 4.11 - Registo fotográfico da camada de gelo formada nos evaporadores (Ensaio N4).	77
Figura 4.12 - Secção de entrada (esq.) e saída (dir.) do evaporador ao fim do ensaio N3. 78	
Figura 4.13 - Volumes de água condensada recolhidos nos Ensaios N3 e N4.	78
Figura 4.14 - Variação da resistência térmica para os ensaios N5 e N6.	79
Figura 4.15 - Comparação do registo fotográfico entre ensaios de aumento da temperatura.....	80
Figura 4.16 - Comparação da recolha de condensados entre ensaios de aumento da temperatura.....	81

Figura 4.17 - Variação da resistência térmica para os ensaios N7 e N8.	82
Figura 4.18 - Comparação do registo fotográfico entre ensaios de aumento da HR.	83
Figura 4.19 - Comparação da recolha de condensados entre ensaios de aumento da HR. .	83
Figura 4.20 - Variação da resistência térmica para os ensaios P1 e P2.	85
Figura 4.21 - Registo fotográfico da camada de gelo formada nos evaporadores (Ensaio P1 e P2).	85
Figura 4.22 - Volumes de água condensada recolhidos nos Ensaio P1 e P2.	86
Figura 4.23 - Variação da resistência térmica para os ensaios P3 e P4.	87
Figura 4.24 - Registo fotográfico da camada de gelo formada nos evaporadores (Ensaio P3 e P4).	87
Figura 4.25 - Volumes de água condensada recolhidos nos Ensaio P3 e P4.	88

Lista de Tabelas

Tabela 3.1 - Características do permutador de calor.	35
Tabela 3.2 - Características da unidade de ar condicionado (Fonte: Kostic, 1997)	52
Tabela 3.3 - Características do Anticongelante Utilizado (Fonte: REPSOL 2014)	54
Tabela 3.4 - Parâmetros de Configuração do <i>Chiller</i> (MTA Water Refrigerators, 2002). ...	55
Tabela 3.5 - Características da bomba submersível (Fonte: Foster-Smith, 2002).....	55
Tabela 3.6 - Características da bomba de circulação (Fonte: ERRELLE, 1999)	57
Tabela 3.7 - Características do anemômetro de fio quente (Fonte: Testo, 2009)	58
Tabela 3.8 - Características do <i>DataLogger</i> de temperaturas (Fonte: PicoTech Ltd, 2013) 60	
Tabela 3.9 - Características do higrômetro digital (Fonte: Rotronic, 2009)	62
Tabela 3.10 - Características das sondas psicrométricas (Fonte: Rotronic, 2009)	62
Tabela 3.11 - Características do controlador de temperatura (Fonte: Cole-Parmer Instrument Co., 2003)	63
Tabela 4.1 - Metodologia dos ensaios da avaliação da formação de gelo.	70
Tabela 4.2 - Metodologia dos ensaios do novo método de atenuação.....	70
Tabela 5.1 - Resistência térmica média e volume de condensados recolhidos.	90
Tabela 5.2 - Análise percentual da variação de resistência térmica média e volume de condensados recolhidos.	91

Nomenclatura

Simbologia:

C_p	Calor específico a pressão constante, em J/(Kg.K);
<i>Evap2E</i>	Secção de entrada do segundo evaporador do banco;
<i>Evap2S</i>	Secção de saída do segundo evaporador do banco;
<i>Evap3E</i>	Secção de entrada do terceiro evaporador do banco;
<i>Evap3S</i>	Secção de saída do terceiro evaporador do banco;
<i>FPC</i>	Alhetas por centímetro;
<i>HR</i>	Humidade Relativa;
<i>in</i>	Secção de entrada do evaporador;
<i>out</i>	Secção de saída do evaporador;
Q_v	Caudal volúmico de ar em m ³ /h;
<i>rpm</i>	Velocidade Angular em Rotações por Minuto;
<i>sup</i>	Superfície
<i>T</i>	Temperatura;
<i>V</i>	Tensão em Volt;
<i>W</i>	Potência em Watt;
<i>Wh</i>	Energia em Watt-hora;

Acrónimos:

<i>CAD</i>	Desenho Assistido por Computador;
<i>CFC</i>	Clorofluocarbonetos;
<i>CNC</i>	Controlo Numérico Computorizado;
<i>COP</i>	Coefficiente de Desempenho;
<i>DC</i>	Corrente Contínua;
<i>dxf</i>	<i>Drawing Exchange Format</i> ;
<i>EMF</i>	Fração de Caudal Mássico Efetivo;
<i>HD</i>	Higrómetro Digital;
<i>MDF</i>	Fibra de Média Densidade;
<i>PID</i>	Proporcional Integral Derivativo;
<i>RCD</i>	Descongelação por Ciclo Reverso;
<i>RTD</i>	<i>Resistance Temperature Detector</i> ;
<i>stl</i>	<i>Standard Triangle Language</i> ;

<i>TEPS</i>	Sensor Fotoelétrico Isolado por Tubagem;
<i>UBI</i>	Universidade da Beira Interior
<i>UAC</i>	Unidade de Ar Condicionado;
<i>VET</i>	Válvula de Expansão Termostática;

1. Introdução

1.1. Perspetiva geral

A conservação de produtos alimentares apresenta, como objetivo primordial, a melhoria da sua qualidade, aliada à maximização do seu prazo de validade. Define-se então como um processo que tenta colmatar uma das principais preocupações do ser humano, desde as civilizações antigas. Nesta altura, os processos de armazenamento baseavam-se puramente na recolha e acumulação de gelo natural, ou de uma mistura de sal e neve, em grandes quantidades.

O dimensionamento da máquina de refrigeração artificial surge como um processo evolutivo que sofreu bastantes alterações ao longo dos anos, desde a conceção da primeira máquina cíclica de refrigeração portátil, patenteada por Carl Von Linden em 1873. Este projeto impulsionou inclusivamente a utilização de refrigerantes à base de gases CFC, e culminou, alguns anos mais tarde, no desenvolvimento do controlador de temperatura e humidade. A principal peculiaridade destes mecanismos é a operação com base nas propriedades criogénicas dos fluidos, que lhes conferem a capacidade de remover calor de um corpo ou sistema, quando submetidos a um processo de evaporação.

Atualmente, o setor da refrigeração continua a ser incorporado por processos de melhoria contínua. O consumo de energia de um sistema de refrigeração convencional sofreu uma redução de 1726 kWh/ano em 1972, para cerca de 460 kWh/ano em 2001 (Yang, 2010), através de melhorias nos componentes das tubagens, compressor e isolamento, de forma a maximizar a sua eficiência.

A refrigeração e conservação de alimentos integra 40 a 60% da energia utilizada em superfícies comerciais (Lawrence e Evans, 2007). Sob outra perspetiva, é estimado que, globalmente, 15% da energia produzida é utilizada em sistemas de refrigeração (Zheng *et al.*, 2016).

Uma das principais famílias de componentes da refrigeração industrial são as vitrinas de refrigeração, que são largamente utilizadas no sentido de armazenar e apresentar o produto à venda ao consumidor, enquanto mantêm simultaneamente o seu nível de qualidade elevado, e o conteúdo bacteriano reduzido. Paralelamente à conservação de alimentos, o conforto térmico surge também como um objetivo da refrigeração. Adicionalmente, poderá dizer-se que a intensificação da investigação de processos para a

maximização da eficiência de unidades de refrigeração, surge no sentido de apresentar métodos que evitem a oscilação de temperaturas nos espaços a refrigerar, motivada pelo surgimento de gelo à superfície dos evaporadores.

1.2. O problema em estudo e a sua relevância

O evaporador de um ciclo de refrigeração é responsável pela absorção do calor presente no ar que irá ser refrigerado. Quando este último apresenta características que lhe conferem reduzidos valores de temperatura, o valor da temperatura para que se desenvolva o processo de evaporação nesse componente pode descer inclusivamente abaixo do ponto de solidificação da água. Consecutivamente, o vapor de água presente no ar escoado pode então passar ao estado sólido e depositar-se na sua superfície externa. Este fenómeno, cuja explicação detalhada se encontra disponível no capítulo “2.2.2 - Processo de Formação de Gelo”, provoca uma perda de carga no ar escoado e reduz a capacidade de transferência de calor do evaporador, e consecutivamente, a eficiência do sistema de refrigeração no seu todo. A operação do evaporador sob estas condições num período alargado de tempo, provoca o bloqueio parcial ou até total da passagem de ar, conferindo limitações ao sistema.

O evaporador possui então um papel determinante no desempenho total do dispositivo de refrigeração, uma vez que detém um efeito direto no processo de transferência de calor entre a sua superfície externa e o espaço a refrigerar. Portanto, qualquer processo de maximização da sua eficiência melhora consequentemente o ciclo como um todo, e tem o objetivo primário de aumentar o intervalo de operação sem que haja deposição de gelo.

Num processo de refrigeração industrial, a eventual transferência de energia para os alimentos sob a forma de calor, que tem origem na resistência térmica que se cria no evaporador, pode adulterar o prazo de validade dos mesmos, devido ao aumento temporário da sua temperatura (Lawrence e Evans, 2007). Além do mais, o aumento e redução sequenciais da temperatura do espaço a refrigerar promove ainda a deterioração da sua aparência, devido às reduções verificadas no teor de humidade e, consecutivamente, na massa dos mesmos.

As solicitações da União Europeia, quanto aos níveis de consumo energético, numa perspetiva geral (Parlamento Europeu, 2016), e mais especificamente, com base na estratégia para o aquecimento e refrigeração (Comissão Europeia, 2016), apontam como objetivo principal a redução do consumo anual médio em 20% até 2020, que abarca a cadeia de energia na íntegra, desde a sua produção até à utilização pelo consumidor final.

No sentido de colmatar tais exigências, tem-se verificado um esforço crescente no setor industrial, de forma a perceber melhor os processos de congelação e descongelação de evaporadores em ciclos de refrigeração. Analogamente às investigações no setor aeronáutico, no sentido da formação de gelo em perfis alares, a análise do fenómeno da formação de gelo em evaporadores torna-se assim num tema importante (Silva *et al.*, 2011), no domínio da refrigeração e em sistemas de ar condicionado.

O problema da formação de gelo não afeta apenas dispositivos de refrigeração, como também se revela uma agravante na operação de bombas de calor e outros sistemas que utilizam o ar ambiente como fonte de calor (Zhang *et al.*, 2012). Assim sendo, o desenvolvimento de métodos para prevenção, atenuação ou retardação do processo de propagação da camada de gelo em evaporadores, constitui uma prioridade no dimensionamento destes sistemas.

Sendo um processo evolutivo, apresenta diferentes níveis de limitação do processo de refrigeração, em função da sua espessura. Quando a camada de gelo atinge os 5 mm, o consumo de energia de uma vitrina de refrigeração típica pode aumentar até 20%, sendo que para 10 mm, este parâmetro é incrementado na ordem dos 30% (Zhang *et al.*, 2012). Então, através da monitorização das condições reais de operação, é possível controlar o processo de descongelação de forma otimizada, através da definição de um ponto máximo de rendimento térmico, tendo em conta o consumo de energia elétrica, e a qualidade e estabilidade do *output* energético para refrigeração (Jiang *et al.*, 2013).

Na indústria da refrigeração, é frequente aplicar uma carga térmica ao evaporador 3 a 4 vezes por dia, de forma a derreter a camada de gelo formada e manter os alimentos devidamente refrigerados, mesmo em condições mais extremas de formação de gelo (Lawrence e Evans, 2007). Porém, na maioria dos casos, não existe a necessidade de aplicar um mecanismo de descongelação, tendo como resultado o emprego de uma ampla porção de energia desnecessária, para negligenciar o processo.

Assim, esta dissertação, e o método de descongelação proposto, surgem de forma a responder à necessidade de encontrar um método oportuno e eficaz de descongelação, para aumentar assim a eficiência do ciclo de refrigeração e maximizar a fiabilidade do processo, uma vez que está em causa, na maioria das vezes, a conservação de alimentos e outros bens essenciais.

Nos próximos anos, a maximização do desempenho dos aparelhos de refrigeração dependerá de dois fatores principais: a adaptação das características de operação do

dispositivo de refrigeração, através do controlo de potência contínuo, e a redução da formação de gelo nos evaporadores (Albert *et al.*, 2008).

1.3. Revisão bibliográfica

De modo a perceber quais os processos em desenvolvimento no âmbito da formação de gelo em evaporadores do ciclo de refrigeração, elaborou-se uma síntese contemplativa dos processos mais inovadores e eficientes de deteção prévia, atenuação, ou retardação do surgimento da camada de gelo na superfície externa das alhetas e serpentinas.

1.3.1. Estudos Experimentais de Formação de Gelo em Evaporadores

Este subcapítulo compreende alguns dos estudos mais relevantes acerca do impacto que a variação de parâmetros experimentais produz nos níveis de eficiência térmica dos evaporadores, como parte constituinte de um ciclo de refrigeração. Será importante perceber como estas grandezas se relacionam, para poder caracterizar de uma forma mais correta o processo de formação de gelo nos evaporadores, e assim aferir numa fase final da dissertação a fiabilidade dos resultados obtidos, podendo assim comparar e sustentar os valores obtidos com investigações prévias.

Lee *et al.* (1996) estudam a influência do *design* do permutador de calor na taxa de crescimento da camada de gelo. Com base numa secção de teste em acrílico, com velocidade do ar controlada e uma bomba de circulação de refrigerante com 373 W, conclui-se que um maior espaçamento entre alhetas cria uma camada de gelo mais espessa, devido ao decréscimo da taxa de transferência de massa por unidade de área. Quanto à sua massa volúmica, apresenta uma relação inversa com o passo de alheta, conferindo ao processo de refrigeração uma maior difusão de vapor de água na camada de gelo.

Amini *et al.* (2014) realizam um estudo experimental para avaliação do processo de crescimento da camada de gelo num permutador de calor de tubos alhetados, através da convecção natural do ar. No artigo em questão, é utilizada uma secção de teste com medição de temperatura e HR, aquisição de dados e imagem, de forma a controlar as condições do escoamento de ar. Assim, sob diferentes condições ambiente, avalia-se a influência das propriedades da camada de gelo na taxa de transferência de calor. A geometria da camada de gelo demonstra uma forte dependência do valor da temperatura média do refrigerante, da temperatura do ar ambiente e do valor da HR, sendo que este

último parâmetro é o que provoca variações mais significativas na sua espessura, respeitando uma relação de proporcionalidade direta.

Ye *et al.* (2014) desenvolvem uma metodologia para a retardação do processo de formação da camada de gelo, associando a taxa de transferência de massa de vapor de água ao valor da velocidade do fluxo de ar. Os resultados manifestam que, para valores mais altos de temperatura do refrigerante, a taxa de transferência de massa varia inversamente com a velocidade do ar. Já para temperaturas mais baixas, resulta uma tendência inversa, formando um ponto crítico de transferência de calor, como função dos dois parâmetros associados. Os autores indicam que se consegue retardar o processo de formação de gelo quando o permutador de calor opera sob condições que se afastem deste coeficiente.

Existem também estudos presentes na literatura dirigidos aos permutadores de calor de microcanais. A investigação do processo de formação de gelo nestes evaporadores revela-se ainda esporádica e inconsistente, derivado da aplicação do produto ainda ser feita a pequena escala, provocado pela complexidade geométrica do processo de formação de gelo.

Nesse sentido, Moallem *et al.* (2010) avaliam a influência de parâmetros de ensaio na taxa de crescimento da camada de gelo nesses permutadores, como a temperatura de superfície, a HR e a velocidade do ar. Os autores concluem que existe proporcionalidade direta em relação aos dois primeiros parâmetros, no que toca ao intervalo de tempo levado a cabo até ao estado de camada de gelo completamente desenvolvida. Já a relação entre a velocidade do ar escoado e o tempo para a formação de gelo revela-se inversamente proporcional. Ainda assim, é referido que o crescimento da camada de gelo é menos impactado pela alteração da velocidade do ar, comparativamente aos restantes parâmetros testados.

1.3.2. Modelos Matemáticos de Previsão

Na literatura disponível, é revelada uma elevada incidência do desenvolvimento de algoritmos computacionais, de forma a prever, nalguns casos, as características térmicas e geométricas do processo de formação de gelo, sendo que noutros é feita uma apreciação dos métodos propostos, apresentando os resultados das avaliações contemplando o COP e a taxa de transferência de calor.

Para além disso, o objetivo dos modelos computacionais pode passar ainda por facilitar o dimensionamento de evaporadores quanto ao espaçamento entre alhetas, temperatura de

operação, frequência e duração do processo de descongelamento, bem como a capacidade de refrigeração geral do sistema (Al-Essa e Al-Zgoul, 2012).

Lenic *et al.* (2006) concretizam uma análise numérica da transferência de calor e massa durante a formação de gelo num permutador de calor, cujo domínio de cálculo é apenas metade do volume entre alhetas. Definindo condições iniciais e equações de governo, como a da continuidade, do momento, da energia e do transporte do vapor de água, avalia-se a influência da velocidade, temperatura e HR do ar na taxa de crescimento da camada de gelo. Realça-se que, num caso em que o ar escoado apresente maior HR, o crescimento da camada de gelo é mais acentuado, em virtude do aumento do gradiente de humidade na interface entre a camada de gelo e o ar escoado.

Hamza e Ismail (2007) analisam computacionalmente o efeito da condensação de vapor de água e consequente formação de camada de gelo na superfície da serpentina dos evaporadores. O modelo matemático engloba valores que, segundo os autores, são difíceis de recolher em índole experimental: razão área de serpentina húmida/área total da serpentina, razão entre o calor latente e a capacidade total de refrigeração do evaporador, e, num âmbito mais geral, o efeito da formação de camada de gelo no desempenho de evaporador. Os autores referem que a formação de gelo é atenuada com o aumento da velocidade de escoamento, uma vez que o coeficiente de transferência de calor é proporcional ao número de Reynolds. Numa fase inicial da formação, a transferência de calor é maior em cerca de 8,2% para o caso de serpentina gelada, comparativamente ao caso de serpentina seca. O processo inicial de formação de gelo pode minimizar até 6,7% a taxa de transferência de calor do evaporador, no caso de esta ter evoluído até 1 mm de espessura.

Lawrence e Evans (2007) estudam a viabilidade do método PREDICT (*Pattern Recognition Enables Defrost Initiation at Correct Time*), que deteta instabilidades no fluxo de refrigerante e no seu grau de sobreaquecimento¹ à saída do evaporador. Esta instabilidade pode ser verificada no início da formação de gelo, sendo que a VET perde a capacidade de manter o fluxo regularizado. Nesta fase, a amplitude a que a VET pode operar sem que haja fuga de refrigerante é mais reduzida. Através da aplicação do método, consegue-se um intervalo de tempo entre descongelamentos a cada 38,8 h, ao invés das 8 h típicas de um sistema de refrigeração para conservação de alimentos. Numa escala maior, significa que

¹ - Diferença entre as temperaturas de refrigerante, medidas à entrada e à saída do evaporador.

numa superfície com 40 vitrinas de refrigeração, conseguir-se-iam economizar 24,5 toneladas de dióxido de carbono emitido, durante um ano.

Albert *et al.* (2008), analogamente a Ye e Lee (2013), desenvolveram programas de simulação matemática, baseados em algoritmos computacionais de volumes finitos, para previsão da formação de gelo em evaporadores. Ambos assentam as suas bases na teoria da transferência simultânea de calor e massa, considerando o comportamento não-estacionário do ciclo de refrigeração. Enquanto o primeiro apresenta o resultado como uma camada de gelo lisa, que iria surgir como resultado da mesma queda de pressão verificada pela camada de gelo existente, o segundo verifica que os principais parâmetros, que influenciam a resistência térmica entre o ar e o evaporador são: a resistência térmica convectiva entre a superfície da camada de gelo e o ar escoado (90%) e a resistência térmica condutiva entre o tubo das serpentinas e a superfície da camada de gelo.

Al-Essa e Al-Zgoul (2012) apresentam um algoritmo que calcula a espessura e massa da camada de gelo em função da HR, do caudal mássico de ar e do espaçamento entre alhetas, para um ciclo de refrigeração de 18 h. Os autores concluem que o efeito do caudal de ar na espessura da camada de gelo não é o mesmo para diferentes valores de HR. Para valores baixos de caudal de ar, o aumento da HR resulta no aumento da espessura da camada de gelo. Já para valores mais elevados, a espessura da camada de gelo tende a variar inversamente com a HR, sendo que o aumento simultâneo da HR e do caudal de ar pode aumentar a sua espessura até 65%.

Recentemente, têm sido verificados estudos na área da dinâmica de fluidos computacional, de forma a prever o fenómeno da formação de gelo tridimensionalmente (Jhee *et al.*, 2002). Porém, a capacidade computacional necessária associada à complexidade e carácter não-estacionário dos parâmetros a avaliar, surge como entrave à sua aplicação.

1.3.3. Criação de Parâmetros de Cálculo de Eficiência Térmica

Existem estudos na literatura que deduzem matematicamente parâmetros para uma avaliação mais específica do processo de formação de gelo, em conformidade com a família de valores medidos durante os testes laboratoriais.

Zhu *et al.* (2015) expõem um método de descongelação que leva em conta o valor da temperatura ambiente, da HR e do tempo de operação da unidade (obtendo assim a denominação de método T-H-T). A partir de um “mapa de congelação” desenvolvido, que

define diferentes intensidades de presença de gelo em função da HR e da temperatura, os autores desenvolveram um fluxograma que interliga estes dois parâmetros com o intervalo de tempo de operação. Através de um teste a um dispositivo de refrigeração de 22 kW, pela medição de HR, temperatura e pressão, bem como por câmeras de captação de imagem, verificaram-se as diferenças dos dois métodos quanto ao COP (subida de 2,44 para 2,57), provando que o método proposto consegue evitar de forma significativa o problema do descongelamento deficiente. Utilizando este processo, o processo de descongelamento é iniciado sempre sob as mesmas condições de formação de gelo, evitando a regularidade e linearidade prejudiciais do método T-T (Medição da temperatura ambiente e do tempo de operação) que, segundo os autores, executava o processo de descongelamento 31 vezes em 24 h, das quais 63% não seriam necessários, devido à ausência de camada de gelo.

Jiang *et al.* (2013) apresentam um método que utiliza o grau de sobreaquecimento do refrigerante como parâmetro para início do processo de descongelamento. Este reduz severamente quando decresce para além do seu valor mínimo estável, reduzindo a eficiência e até a segurança da unidade de refrigeração, refletindo diretamente a taxa de crescimento da camada de gelo. A validação do método foi efetuada recorrendo a um protótipo experimental de refrigeração com 6,5 kW, equipado com uma VET como distribuidor de fluido refrigerante. Avaliando a evolução do valor da pressão e do grau de sobreaquecimento do fluido refrigerante durante a formação da camada de gelo, calculam-se os intervalos de tempo de início, para uma descongelamento mais eficiente. Consegue assim retardar-se a necessidade de aplicação do mecanismo de descongelamento em cerca de 10%, em comparação com o método de controlo por intervalo de tempo.

Kim e Lee (2015) deduzem um parâmetro baseado apenas na medição de temperaturas (EMF), que deteta a tendência de variação da taxa de transferência de calor num evaporador de um ciclo de refrigeração. Através de um balanço de energia baseado na entalpia, determina tempos de iniciação do processo de descongelamento precisos, e em diferentes condições de operação. Demonstra-se ainda que uma HR do ar mais elevada produz uma camada de gelo de forma mais célere, ao contrário do que acontece com o aumento da temperatura de refrigerante.

Sette (2015) efetua uma análise de eficiência de um permutador de calor, relacionando a taxa de transferência de calor com os parâmetros de refrigeração. Através da dedução matemática e da representação da evolução temporal da resistência térmica, criada pela camada de gelo, é analisada a evolução da taxa de transferência de calor, permitindo

aferir eficientemente o intervalo de tempo correspondente ao início do processo de descongelamento.

1.3.4. Pulverização de Fluidos

Byun *et al.* (2007) avaliam um processo de injeção de gás quente no evaporador, oriundo do compressor, de forma a retardar a formação e propagação da camada de gelo. A injeção, controlada por uma válvula de agulha, foi processada nos primeiros 150 s na seção traseira da serpentina, e nos restantes 150 s na parte dianteira. Através de uma unidade experimental de refrigeração instalada em ambiente psicrométrico, com capacidade de medição de caudal de ar, temperaturas de bolbo seco e húmido e do ponto de orvalho, determina-se que as temperaturas de superfície ao longo da serpentina se mantêm baixas durante mais tempo do que no caso onde não há injeção. Assim, o método de injeção de gás quente proposto tem a capacidade de retardar a formação e propagação de gelo até 170 min, ao invés de um processo de convecção natural, que apresenta um intervalo de tempo de 60 min para o mesmo efeito.

Kim *et al.* (2015) desenvolveram um processo de descongelamento por dupla injeção de gás quente, adicionalmente a uma resistência de indução que operava como fonte de calor adicional para descongelamento. Através da adição de um canal suplementar de injeção entre o compressor e o evaporador, uniformiza-se a distribuição de fluido refrigerante, reduzindo simultaneamente a temperatura à saída do compressor e o intervalo do tempo de descongelamento. Utilizando um aparelho de refrigeração de 14,5 kW, conclui-se que a eficiência do método é 15% maior que o processo RCD, observando-se uma redução do tempo de descongelamento na mesma proporção.

Jiang *et al.* (2013) dimensionam um sistema de refrigeração com pulverização de glicerina no evaporador, de forma a atenuar a formação de gelo. A estrutura é constituída por reservatórios e bicos injetores, e inicia a operação quando a camada de gelo possui uma espessura reduzida. Assim, potencia-se a transferência de calor entre o ar escoado e a superfície do evaporador, pela troca de calor latente entre o ar húmido e a solução pulverizada. Os testes efetuados mostram que existe um ponto ótimo de concentração de glicerina (50%), de forma a evitar a alta viscosidade e reduzir o *input* de energia dos injetores. Já o efeito do fluxo de glicerina também é significativo, uma vez que um corrimento reduzido culmina numa descongelamento incompleta, não atingindo a área de troca de calor na sua totalidade, e valores exagerados provocam uma maior deposição nas alhetas, aumentando a resistência térmica do evaporador.

1.3.5. Descongelação por ciclo reverso (RCD)

O processo de descongelação por inversão de ciclo de refrigeração aplica geralmente uma válvula ao circuito para inversão do sentido do fluxo de refrigerante. Assim, o componente evaporador passa a operar como condensador, e vice-versa. Grande parte dos documentos visualizados nesta temática apresentam unicamente algoritmos de previsão matemática associados à utilização deste método de descongelação.

Contrariando a tendência da aplicação direta deste método, Long *et al.* (2014) estuda o rendimento de uma estrutura RCD, aliada à injeção de gás quente, que armazena energia térmica dissipada pelo compressor, para aplicação na descongelação. Durante um ciclo de 5 min, conseguiram-se acumular 558 kJ, sendo que o processo de descongelação demorou 120 s, uma terça parte do verificado pelo RCD normal (360 s). O método apresentado consegue manter o grau de sobreaquecimento à entrada do compressor acima dos 0 °C, mesmo aplicando um fluxo de refrigerante elevado. Outra das vantagens é a ausência de tempo de recuperação do processo de refrigeração, que se revela cerca de 130 s num processo RCD convencional, constituindo assim o maior fator de poupança de energia. Concluindo, os autores referem que existe um aumento geral da eficiência, da capacidade de refrigeração e do COP (27,9, 14,2 e 1.4%, respetivamente).

1.3.6. Descongelação por Resistências Elétricas

Tang *et al.* (2016) desenvolvem um método de descongelação que utiliza 8 resistências elétricas adicionais de 80 W, controladas de forma independente. Assim, obtém-se um processo contínuo, evitando flutuações de temperatura no ar a refrigerar. A estrutura consiste em 5 resistências para prevenção da formação de gelo, e 3 resistências para aquecer o refrigerante, sob a presença de camada de gelo completamente formada. O estudo experimental foca-se na aplicação de uma unidade de refrigeração de 8 kW para descoberta da combinação de resistências elétricas que irá garantir a magnitude otimizada, para a operação sob condições de formação de gelo. Para menor temperatura e maior HR, os resultados sugerem que o processo de formação de gelo é retido, comparativamente a um aparelho de refrigeração comercial, sendo que o COP possui um aumento máximo de 17,94% durante todo o processo, ao mesmo tempo que consome menos energia, na ordem dos 25,63%, devido à melhor distribuição de resistências.

Knabben *et al.* (2011) produzem um estudo da aplicação de resistências elétricas para atenuação da formação de gelo no evaporador de um ciclo de refrigeração, analisando o escoamento de ar, as taxas de transferência de calor e massa para a camada de gelo e a

evolução da espessura da mesma. O ensaio laboratorial levado a cabo contém um ciclo de compressão de vapor, uma câmara climática e um sistema de humidificação. Fazendo um balanço de massa do valor da HR entre as secções de entrada e saída do evaporador, calcula-se a massa de gelo formado. Demonstra-se que através da distribuição ideal do aquecimento proveniente das resistências de descongelação, se conseguem atingir valores de eficiência de descongelação próximos da unidade, levando apenas 3,67 min, cerca de metade do que levaria no caso da ativação normal das resistências. Por outro lado, a manutenção do tempo de descongelação diminuiria a resistência necessária de 235 para 100 W.

1.3.7. Aplicação de Sinais Ultrassónicos e Campos Eléctricos

Tan *et al.* (2015) realizam um estudo de desempenho de um método de descongelação por vibração ultrassónica intermitente, através da propagação da onda de energia por uma placa de alumínio, induzindo-lhe uma tensão de corte. A placa foi instrumentada com um microscópio, 6 termopares e 2 sensores de humidade, e a emissão ultrassónica foi feita alterando os tempos de paragem e a duração. Verifica-se que, para aplicações de vibração durante 10s, intervaladas de 170 a 230 s, existe uma tendência de crescimento da camada de gelo em *zig-zag*. Por outro lado, aplicações com mesma duração e menores intervalos de tempo intermédios (50 a 100 s) potenciam o descongelamento. Sendo assim, os autores revelam que a determinação do período ideal é baseada na ressonância da frequência de excitação, e na frequência natural dos cristais de gelo. O intervalo de tempo entre vibrações deve ser então menor que 2 min e a HR do ar deve ser maior que 85% para que se obtenha um descongelamento mais eficiente. Concluindo, é referido que determinadas frequências de excitação e amplitudes podem causar a laminação do gelo, podendo prevenir a formação de gelo até aos -15 °C.

Wang *et al.* (2011) abordam a aplicação de um sistema análogo ao anterior, mas desta feita caracterizado por uma emissão contínua de sinal ultrassónico, para descongelamento da superfície alhetada de um permutador de calor. Utilizando um sinal contínuo de baixa amplitude e alta frequência, criam-se maiores tensões de corte, aumentando a eficiência do processo de remoção de gelo. Através de fotografia microscópica, uma fonte de potência e transdutor ultrassónicos, os autores concluem que este processo se torna mais eficiente se for aplicado durante o processo de formação de cristais de gelo, uma vez que a sua aplicação numa fase mais avançada do processo de formação de gelo apenas remove as suas “ramificações”.

Joppolo *et al.* (2011) estudam a influência da aplicação de dois campos elétricos DC sobrepostos no descongelamento de evaporadores de tubos alhetados. A sobreposição altera a morfologia das gotículas de condensado e provoca uma solidificação de cristais sem “ramificações”. Os dados obtidos apontam que existe uma redução de 20% na massa de gelo, aplicando uma corrente de Corona² menor que 5 μA , e um aumento de 100% na sua espessura, aplicando uma corrente do mesmo tipo na ordem dos 120 μA . Por outro lado, verifica-se uma redução de 14% na espessura, aquando da aplicação de uma tensão de 15 kV, e um aumento de 20% da mesma, aplicando uma tensão de valor simétrico. Sendo assim, a frequência de quebra dos cristais de gelo aumenta com a aplicação de um campo elétrico de polaridade negativa, demonstrando que a relação da formação de gelo com a tensão aplicada possui uma tendência parabólica. Com a aplicação de campos elétricos sobrepostos, a capacidade de arrefecimento do sistema pode gerar poupanças de energia na ordem dos 11,5%, em relação a processos de RCD.

1.3.8. Aplicação de Revestimentos Hidrofóbicos

Wang *et al.* (2015) estimam o desempenho de um permutador de calor com alhetas revestidas por um material superhidrofóbico³ de hidróxido de sódio e fluorossilano⁴, para reduzir a força de adesão das partículas, em conjunto com a aplicação de um escoamento de ar quente a alta velocidade, para as afastar. Recorrendo à passagem de ar quente, é possível eliminar os embriões de gelo na fase inicial da sua formação, ou seja, o descongelamento pode ser efetuado sem interromper a unidade de refrigeração. O fluxo de ar quente expelle qualquer embrião com raio maior que o raio crítico, parâmetro que está diretamente relacionado com a velocidade do escoamento. Por outro lado, os embriões residuais que se mantêm aderentes à superfície das alhetas serão facilmente evaporados devido às suas pequenas dimensões e ângulo de contacto com a superfície da alheta. A passagem de ar quente a 38 °C, e a uma velocidade de 10,2 m/s, garante uma evaporação de embriões restantes na ordem dos 3,5 s. Energeticamente, este método apresenta um consumo 279 kJ menor que um método RCD, numa aplicação com 180 min.

² - Descarga elétrica oriunda do processo de ionização de um fluido, quando as condições não são suficientes para criar arco elétrico.

³ - Ângulos de contacto das moléculas de água a uma superfície metálica: hidrofílico - $<90^\circ$; hidrofóbico - 90 a 150° ; superhidrofóbico - $>150^\circ$.

⁴ - Molécula saturada da família dos silanos (SiH_4).

Liu *et al.* (2005) investigam experimentalmente o comportamento de uma placa de cobre inserida numa unidade de refrigeração, e sujeita à aplicação de uma pintura hidrofóbica, garantindo a capacidade de retardar a nucleação de gelo ao mesmo tempo que minimiza o seu crescimento. O ensaio experimental monitoriza a temperatura e a humidade do ar, bem como a temperatura de superfície da placa com termopares do tipo T, sendo que a placa de cobre é revestida apenas numa metade, mantendo a outra inalterada de forma a poder comparar resultados. Comprova-se a capacidade de retardo da formação de gelo, uma vez que se conseguiram 3 h de atraso para uma temperatura de superfície de $-8,2\text{ }^{\circ}\text{C}$, 20 min para $-15,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ e 15 min para $-20,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Após 2 h de teste, a $-8,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ e a 57% de HR, a espessura da camada de gelo tem 2,3 mm, enquanto não se verifica qualquer deposição na camada revestida.

Um dos processos semelhantes à aplicação de revestimentos hidrofóbicos é a utilização de dissecantes sólidos de forma a reduzir o valor da humidade do ar, geralmente a montante do evaporador do ciclo de refrigeração. A sua aplicação, conforme é indicado por Tang *et al.* (2016), tem a capacidade de evitar a formação de gelo eficientemente, diminuindo a HR do ar numa fase inicial, mesmo que o elemento dissecante demonstre uma taxa de degradação ao longo do tempo. O calor libertado durante o processo de adsorção causa um aumento da temperatura do ar quando este passa pelo dissecante, aumentando a temperatura de evaporação e melhorando os índices de eficiência do processo de descongelamento (Wang *et al.*, 2014). Ainda assim, segundo Jani *et al.* (2016), o uso destes materiais mantém as características do ar pós-refrigeração, através do uso otimizado de energia térmica, consumindo menos energia e evitando a congelação.

Neste contexto, Wang e Liu (2003) testam um processo de desumidificação do ar a montante do evaporador a partir de um absorvente sólido, reduzindo-lhe a HR e aumentando a temperatura, por absorção de calor. A camada absorvente é composta por placas zeólitas⁵ revestidas por uma camada de silicato de sódio e carbono processado, com alta porosidade, aumentando assim a área de troca de energia. Para além disso, a camada dissecante possui a capacidade de absorver radiação solar direta, através da qual alimenta uma resistência elétrica de aquecimento, que coopera no processo de descongelamento. Esta estrutura minimiza significativamente a perda de carga à passagem de ar no evaporador e consegue, segundo os autores, obter valores de HR mais baixos que aqueles inseridos no

⁵ - Minerais com estrutura molecular porosa.

circuito de ar. A temperatura máxima do adsorvente dá-se quando o efeito de refrigeração do ar iguala o calor de adsorção⁶ libertado.

1.3.9. Instalação de Permutadores de Calor Adicionais

Num processo análogo ao que vai ser levado a cabo durante a presente dissertação, são apresentados alguns dos estudos mais inovadores que se baseiam na adição de um permutador de calor extra ao ciclo de refrigeração. Este localiza-se geralmente em série com o evaporador, segundo Jani *et al.* (2016), e pode inclusivamente criar uma zona de recirculação de ar entre si e o evaporador do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, de forma que haja uma carga térmica contínua aplicada ao ar escoado.

Yang (2010) sugere a aplicação de um permutador adicional, no sentido de combater a dificuldade do método RCD, quanto à necessidade de redução da temperatura do refrigerante antes de ser escoado pelo evaporador, para evitar o choque térmico prejudicial ao processo. Segundo a sua montagem, é assegurado que o refrigerante que retorna ao compressor é vapor saturado. Comparando o processo de descongelamento proposto com processo de descongelamento com resistência elétrica, verificam-se vantagens no intervalo de tempo do processo de descongelamento (19 min), em relação a um processo de descongelamento por resistência elétrica (25 min). Quanto ao consumo, este é reduzido em cerca de 27%, em relação ao mesmo processo.

Zhang *et al.* (2012), utilizando o mesmo princípio, criam um processo inovador de descongelamento, a partir da aplicação análoga de um permutador de calor adicional revestido por um elemento dissecante sólido. Durante o processo de dessorção do dissecante, é criado um escoamento de ar entre o permutador de calor revestido e o evaporador, de forma a recuperar o calor sensível e latente deste último. Sendo que a capacidade de adsorção do dissecante irá ser afetada ao longo do processo, surge a necessidade do processo inverso, o de dessorção, um processo alcançável pelo dissecante com facilidade, a baixas temperaturas. A partir de modelação matemática, comprovada por um protótipo experimental, conclui-se que o COP do sistema de refrigeração pode ser aumentado até 30%, comparativamente a um mecanismo de injeção de gás quente. O método proposto revela-se ainda vantajoso, quando comparando com o método RCD ou a aplicação de dissecantes sem recirculação de ar.

⁶ - Adsorção diz respeito à interação molecular onde o adsorvido adere à superfície do adsorvente. Dessorção surge como o processo inverso.

Wang *et al.* (2014) dimensionam, no mesmo âmbito, um dispositivo de refrigeração com o acoplamento de um permutador de calor adicional, revestido por um dissecante sólido à base de sílica gel. O protótipo encontra-se ainda equipado com um dispositivo de armazenamento de energia que absorve o calor residual da condensação. Este acumulador é composto por uma material de mudança de fase e uma camada isolante para prevenir perdas de calor. Sendo assim, o calor utilizado para a regeneração do dissecante é maioritariamente proveniente do acumulador, em vez do ar de recirculação. Em comparação com os métodos de descongelação por injeção de gás quente e resistência elétrica, este processo resulta num aumento do COP em 7,25 e 46,3%, respetivamente.

1.3.10. Aplicação de Componentes Adicionais ao Ciclo de Refrigeração

Mader e Thybo (2012) estudam a aplicação de um evaporador multicircuitos, de forma a retardar a formação de gelo com base na desativação ou operação em circuitos individuais de refrigerante, pela ação de uma válvula distribuidora associada a um disco rotativo a montante do evaporador. Com a utilização desta válvula, permite-se que o fluxo de refrigerante seja feito apenas através de uma das saídas, obtendo uma boa distribuição de ar e refrigerante, eliminando assim as zonas de sobreaquecimento do evaporador e melhorando o seu desempenho térmico. A comprovação experimental dos autores é baseada numa UAC de 10,5 kW. Demonstra-se que com a válvula de disco, se consegue operar continuamente sem queda nos valores de potência ou do COP, aumentando a eficiência na ordem dos 15%, em comparação com a utilização de uma VET.

Zhiyi *et al.* (2008) desenvolvem um sistema de descongelamento de evaporadores baseado num compensador de carga de refrigerante em detrimento do vaso acumulador⁷. Este elemento aumenta a taxa de escoamento de refrigerante, ajudando a estabelecer as pressões de descarga e sucção do compressor mais rapidamente. Passando o gás de sucção pelo compensador, o fluido refrigerante consegue condensar antes de entrar na VET, normalizando o valor da carga de refrigerante⁸ e acelerando o processo de descongelação. Utilizando um sistema de refrigeração de 25 kW para validar o método, conseguem-se obter maiores pressões de descarga (0,6 MPa com e 0,4 MPa sem compensador) e maiores

⁷ - Componente do compressor que armazena refrigerante líquido, separando-o dos componentes gasosos.

⁸ - Quantidade de refrigerante, no estado líquido, presente no sistema durante o processo de descongelação.

pressões de sucção (0,2MPa com e 0,1 sem compensador), evidenciando também um aumento significativo da potência do compressor.

Ge *et al.* (2015) analisam a viabilidade de um processo de descongelação por TEPS, iniciado segundo as informações recolhidas pelos sensores fotoelétricos circundando a serpentina do evaporador. Estes consistem num par emissor-recetor de infravermelhos, que converte a altura da camada de gelo num sinal de tensão. Os testes laboratoriais foram levados a cabo utilizando um sistema de refrigeração de 14 kW, equipado com 8 sensores instalados nas tubagens, um sistema de captação de imagem e um aparelho de medição do volume de água condensada. Sendo que com a utilização do método TEPS, os intervalos de descongelação se podem moldar segundo as características da camada gelo medidas em tempo real, obteve-se uma redução de 62,2% da energia gasta na descongelação e um aumento de 4,1% no COP, dado que não existem descongelações desnecessárias.

Zhang *et al.* (2012) concebem um método de deteção direta da presença de camada de gelo, que se concentra na redução do custo por um sensor de fibra ótica. Este sensor baseia-se no efeito fotoelétrico, sendo constituído por um par emissor-recetor de infravermelhos, dispostos em direções paralelas. Assim, garante-se que o feixe emitido só chegará ao recetor quando houver refração através da camada de gelo, devido à sua estrutura complexa, deteriorando a uniformidade do índice refrativo. A partir do arranjo de valores padrão de tensão em função da espessura da camada de gelo e de amplificações no sinal no recetor, conseguem-se obter resultados com erro relativo de 15% quando a camada de gelo é inferior a 5 mm, o que permite iniciar o processo de descongelação com maior eficiência, trazendo igualmente vantagens no custo, consistência de resultados e fácil instalação.

1.4. Objetivos e contribuição da dissertação

Mesmo com os avanços verificados na área, os problemas fundamentais dos processos de descongelação permanecem por resolver (Tang *et al.*, 2016), sendo que os métodos apresentados apresentam entraves, como o calor disponível insuficiente, baixa estabilidade do sistema no seu todo, tempos de descongelamento excessivamente prolongados, efeitos adversos verificados na zona a refrigerar, e variações significativas nas temperaturas de operação do compressor.

Então, a solução proposta terá o objetivo de minimizar o custo e a complexidade de implementação, ao mesmo tempo que contribui para o aumento da eficiência do sistema

como um todo. A ausência de dispositivos de aquecimento ou elementos dessecantes, limitados respetivamente pelo maior consumo de energia e pelo seu desgaste gradual, constitui uma das premissas para a construção do protótipo experimental.

O objetivo da presente dissertação passa por duas fases: a primeira será caracterizar a variação da camada de gelo, e os seus efeitos, em função das condições laboratoriais impostas, simulando a operação em elementos de refrigeração industrial ou comercial; a segunda define-se como a fase de testes propriamente dita, onde será ensaiado um método de descongelação inovador, com o objetivo primordial de retardar e atenuar a formação da camada de gelo. Deste modo, do presente trabalho resultará um túnel de testes para adaptação posterior a uma UAC, constituído por uma estrutura de permutadores de calor com secção reduzida. A sua geometria compacta possuirá como característica principal a adaptabilidade a diferentes configurações, podendo operar com um ou vários permutadores de calor em série permitindo dar um contributo para a melhoria da eficiência energética dos sistemas de refrigeração.

1.5. Visão geral e organização da dissertação

A presente investigação consiste num conjunto de informações teóricas, que servem de base para comparação de dados e introdução ao fenómeno de formação de gelo em evaporadores. De igual forma, compreende todo o processo de desenvolvimento do protótipo, desde o seu esboço até aos resultados laboratoriais dele advindos.

Sendo assim, a dissertação aqui apresentada foi dividida em 5 capítulos:

O capítulo atual, o capítulo 1, compreende a informação essencial acerca do problema estudado, e a forma como este tem sido encarado nos últimos anos. Consequentemente, apresentam-se também os mecanismos adotados mais frequentemente para a sua atenuação ou retardação no tempo. Posto isto, será importante perceber os avanços tecnológicos e investigacionais, no sentido do desenvolvimento de novos métodos de descongelação. Para isso, foi sintetizada uma revisão bibliográfica que contém trabalhos de diferentes autores, em publicações de revistas internacionais do ramo.

O capítulo 2 encara a evolução da camada de gelo em evaporadores de forma mais aprofundada, apresentando uma explicação mais detalhada do processo termoquímico que envolve o seu aparecimento e desenvolvimento. Para isso, é necessário compreender previamente o modo de operação do ciclo de refrigeração usado, o ciclo de compressão

mecânica de vapor. Seguidamente, é então apresentado o método inovador proposto, contrastando as suas características com as vantagens e desvantagens dos métodos revistos anteriormente.

Desta feita, o capítulo 3 insere-se no âmbito da introdução ao protótipo experimental propriamente dito. Aqui, é revelada a metodologia do dimensionamento, construção e instrumentação do mesmo, respeitando as imposições trazidas ao nível da dimensão, do equipamento laboratorial disponível, ente outros.

O capítulo 4 apresenta uma descrição detalhada dos ensaios experimentais, mostrando passo a passo as características de cada teste levado a cabo. Paralelamente, são demonstrados todos os testes introdutórios à montagem, de forma a perceber como o protótipo funciona em vazio, sem aplicação de cargas térmicas. Posteriormente, é então avaliado o processo de formação de gelo em função das alterações dos parâmetros de ensaio, bem como o estudo acerca da aplicação da solução proposta.

O capítulo 5 comporta todas as conclusões retiradas, avaliando a eficiência do processo testado, e fazendo uma comparação com dados presentes na literatura. Finalmente, são feitas algumas sugestões no sentido do desenvolvimento do método proposto, para que se possa aferir a sua utilidade com mais clareza e possuir uma base de dados de comparação mais alargada.

2. Fundamentos teóricos

2.1. Introdução

O conhecimento prévio e detalhado acerca do processo de formação de gelo no evaporador, bem como do ciclo de refrigeração que o constitui, permite definir com mais clareza o estado e as características do fluido refrigerante, que escoam pelos diferentes componentes (Byun *et al.*, 2007). O funcionamento esquemático do ciclo de compressão de vapor, e a apresentação detalhada dos mecanismos e fases de desenvolvimento da camada de gelo surgem então como suporte fundamental aos dados obtidos experimentalmente.

2.1.1. Ciclo de Compressão de Vapor

Um ciclo de compressão mecânica de vapor apresenta, como objetivo primordial, a remoção de calor do ar escoado, de modo a refrigerá-lo. Sendo percorrido por um fluido refrigerante, este terá que possuir a capacidade de retirar calor ao ar, enquanto se evapora a baixa pressão.

Os dispositivos de refrigeração compostos por ciclos de compressão de vapor requerem grandes quantidades de energia para a sua operação (Jani *et al.*, 2016). Num aparelho associado a esta tipologia de ciclo, como as vitrinas de refrigeração ou arcas frigoríficas, o evaporador constitui o elemento direto de refrigeração, definindo-se como a interface entre o ciclo e o espaço a refrigerar (Sette, 2015).

O ciclo de compressão mecânica de vapor é então constituído por 4 fases, descritas esquematicamente na Figura 2.1. Estas encontram-se diretamente relacionadas a 4 elementos principais: o compressor, que quando é ativado, realiza trabalho sobre o fluido, comprimindo-o idealmente num processo isentrópico, e aumentando consecutivamente a sua temperatura; o condensador, que recebe o vapor saturado do compressor e, através da superfície externa, rejeita calor para o ambiente, condensando o refrigerante; a válvula de expansão, que admite o líquido saturado do condensador e, através de um processo isentálpico e altamente irreversível, reduz a sua pressão. Passando o refrigerante por esta obstrução, resulta uma mistura vapor-líquido; o evaporador, que absorve calor do espaço a refrigerar, transformando a fração de líquido da mistura em vapor. Assim, à sua saída, constará vapor saturado.

Logo, o ciclo encontra-se fechado, uma vez que o evaporador se encontra consecutivamente conectado ao compressor, a jusante. Na Figura 2.1 é exibido o esquema genérico do ciclo de compressão mecânica de vapor, aliado aos diagramas termodinâmicos do seu funcionamento. O ciclo de refrigeração pode ainda possuir outros dispositivos auxiliares, como o vaso acumulador, o filtro, ou, no domínio da refrigeração doméstica, o vaso capilar (Mader e Thybo, 2012). As válvulas de expansão termostáticas (VET) são os dispositivos de expansão mais utilizados em sistemas de refrigeração de expansão direta (Sette, 2015).

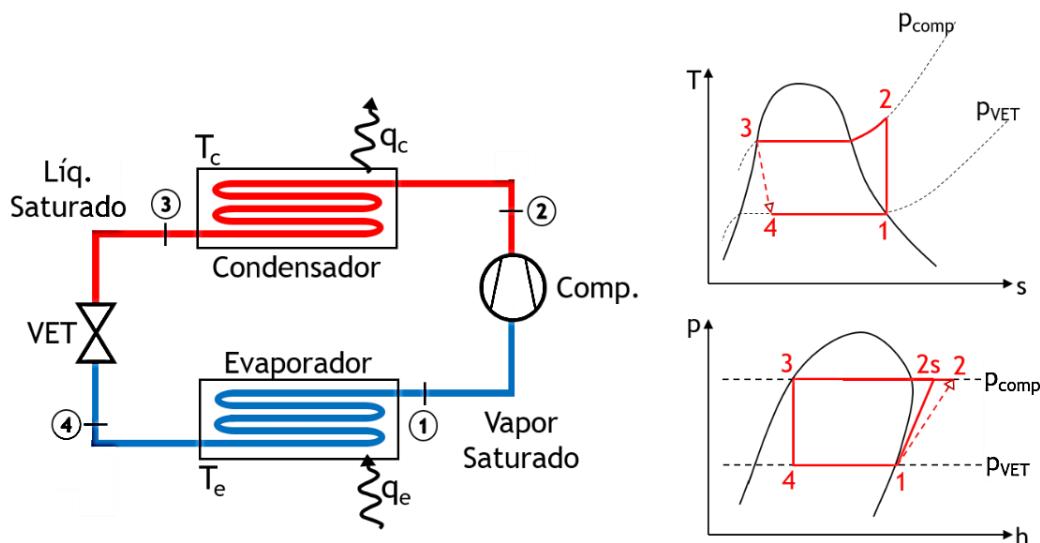


Figura 2.1 - Ciclo de compressão de vapor (esq.) e diagramas T-s e p-h (dir.)

A utilização dos diagramas p-h constitui uma ferramenta largamente utilizada no âmbito da refrigeração. No caso do ciclo de compressão mecânica de vapor, esta abordagem divide-o em duas partes, uma de alta pressão (vermelho), definida pelo circuito de refrigerante desde a descarga do compressor até à secção de entrada da VET, e uma de baixa pressão (azul), constituída pelo circuito complementar. Para além disso, permite observar as linhas de pressão constante numa perspetiva horizontal, mesmo nas zonas de líquido subarrefecido e vapor sobressaturado.

2.2. A formação de gelo na superfície dos evaporadores

2.2.1. Mecanismos de Formação de Gelo

Do ponto de vista da mudança de fase, a formação de gelo pode resultar de um processo vapor-líquido-sólido, ou então de uma transição direta vapor-sólido. A partir do diagrama de fases da água, presente na Figura 2.2, podem identificar-se dois mecanismos de formação de gelo. O processo I (gelo) define-se como a solidificação pura da água,

resultando forçosamente em gelo sólido e maciço. O processo II (geada) surge como a sublimação do vapor de água, quando este se encontra a pressões abaixo daquela presente no ponto triplo⁹ da água.

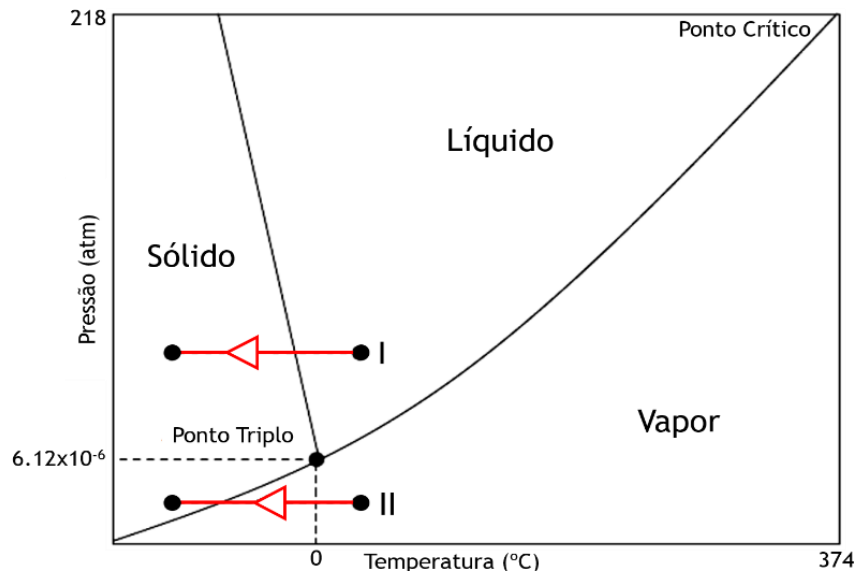


Figura 2.2 - Diagrama de fases da água (Adaptado de Sette, 2015)

Como resultado da diferenciação entre as propriedades termofísicas dos dois produtos (gelo e geada), é importante referir que estes possuem coeficientes de transferência de calor diferentes, derivado às disparidades entre as condições para a sua formação (Sette, 2015).

O processo de formação de gelo, explicado mais detalhadamente no subcapítulo “2.2.2 - Processo de Formação de Gelo” é caracterizado pela formação inicial e posterior congelação das gotículas de condensado. As gotículas subarrefecidas congelam mais rapidamente quando sujeitas a temperaturas de superfície menores e HR maiores, apresentando um menor tamanho com temperaturas de superfície menores e HR menores (Wu *et al.*, 2007). Sendo assim, em função de variáveis como a velocidade e tendência direcional de crescimento, é possível analisar o mecanismo de formação de gelo quanto à geometria dos cristais de gelo resultantes do processo de congelação.

⁹ - Estado particular da água, função da sua temperatura e pressão, no qual coexistem em equilíbrio as três fases de agregação de uma substância.

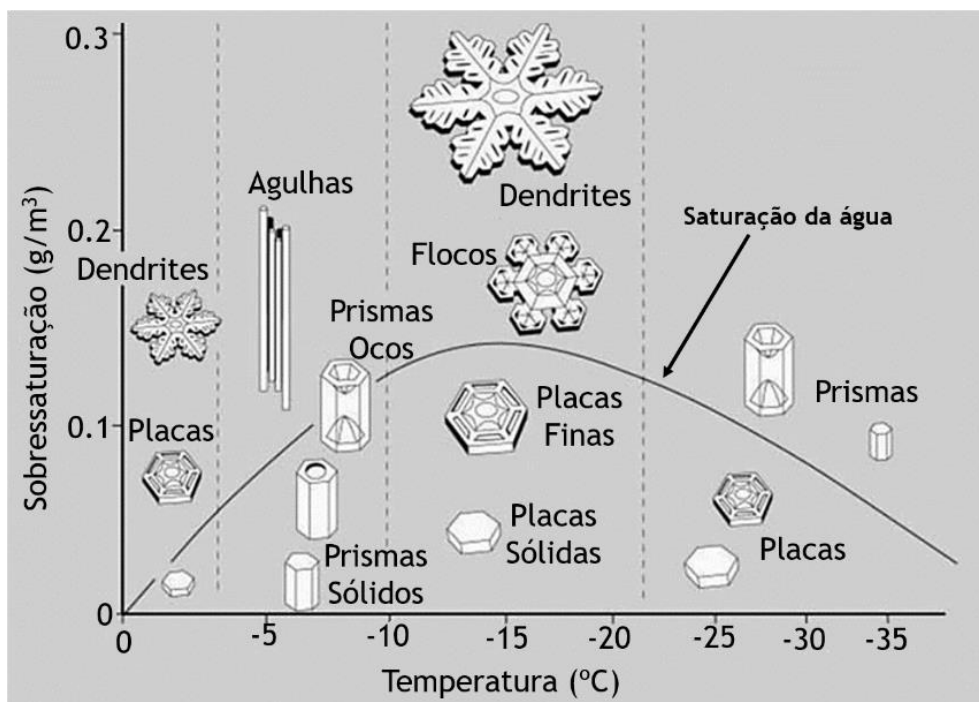


Figura 2.3 - Formas geométricas dos cristais de gelo (Adaptado de: Petzold e Aguilera, 2009)

A partir da Figura 2.3, podemos observar que as formas geométricas de deposição de cristais de gelo, na literatura, são: dendrites, flocos, agulhas, prismas e placas (Wu *et al.*, 2007). As condições de formação dos cristais de agulha e de prisma são semelhantes, pelo que são geralmente formados sob as mesmas condições, e em simultâneo. Os cristais de floco apresentam um melhor arranjo que as dendrites, e os cristais de agulha e prisma tendem a surgir apenas no topo da camada de gelo.

2.2.2. Processo de Formação de Gelo

O processo de formação de gelo na superfície exterior das serpentinas do evaporador define-se como um mecanismo complexo não-estacionário, envolvendo variações espaciais e temporais das taxas de transferência de calor e massa (Jiang *et al.*, 2013), que são dependentes do ambiente externo e das características do evaporador, como o material constituinte e os detalhes da própria geometria.

Quando o ar húmido se revela em estado sobressaturado, e entra em contacto com uma superfície fria cuja temperatura se encontra abaixo do ponto de orvalho e do ponto de solidificação da água, dá-se origem à deposição de gelo (Wu *et al.*, 2007). A formação desse sedimento tem um efeito direto na qualidade do ar refrigerado, e no comportamento do ciclo de refrigeração como um todo (Lenic *et al.*, 2012).

O surgimento de gelo nos evaporadores é um processo dependente de 6 parâmetros fundamentais: temperatura, velocidade, pureza e HR do ar, bem como a temperatura e as propriedades da superfície metálica. Assim, segundo Aljuwayhel *et al.* (2007), a partir do momento em que o ar húmido é arrefecido, atinge-se um estado metastável que é altamente influenciável pelas condições de teste.

A transição do vapor de água para gelo ou geada, inclui um processo de formação do cristal (embrião). Este define-se como a sucessão da condensação e crescimento da gotícula condensada, seguida da coalescência e congelamento de gotículas subarrefecidas (Chen *et al.*, 2015). Os cristais de gelo formados a baixas temperaturas tendem a depositar-se nas alhetas e nas serpentinas devido à sua grande força de adesão.

Portanto, a camada de gelo é inicialmente composta por uma estrutura porosa de cristais de gelo dispersos. A existência de bolsas de ar no seu interior garante a presença de zonas mais propícias à difusão da humidade presente no ar escoado (Hamza e Ismail, 2007). O processo de formação de gelo surge então como 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).

É importante referir ainda que, na fase inicial de deposição dos cristais de gelo, estes funcionam como alhetas e ajudam inclusivamente a maximizar o processo de transferência de calor entre a superfície e o ar, devido ao aumento da turbulência do escoamento. Depois de se formar uma camada contínua de gelo, esta torna-se num isolante, degenerando a transferência de calor severamente (Liu *et al.*, 2005).

Quando o embrião cresce e atinge o raio crítico, formam-se cristais de gelo no seu topo. Seguidamente, repete-se o processo, ramificando a estrutura de gelo, tal como é mostrado sucintamente na Figura 2.4. Com isto se verifica que o crescimento da camada de gelo não é uniforme na direção do fluxo de ar nem na direção perpendicular à mesma (Joppolo *et al.*, 2011).



Figura 2.4 - Processo de deposição de gelo numa superfície fria (Fonte: Tao *et al.*, 1993)

Sendo assim, pode dividir-se o processo de formação de gelo em 3 fases principais sucessivas: período de nucleação; período de crescimento da camada de gelo; período de camada completamente desenvolvida.

O período de nucleação é tido como aquele no qual os átomos se arranjam de uma forma definida e periódica, formando a estrutura do cristal (Prolss *et al.*, 2006). É um processo heterogéneo, uma vez que envolve a ação de vapor de água, ar e gelo, e contém a formação do “embrião” de gelo na superfície, segundo os dois mecanismos demonstrados no subcapítulo “2.2.1 - Mecanismos de Formação de Gelo”, gelo e geada. Durante o processo de crescimento de cristais, verifica-se uma evolução unidimensional na direção perpendicular à superfície fria (Al-Essa e Al-Zgoul, 2012).

O período de crescimento da camada de gelo surge, como referido anteriormente, com a deposição de cristais no topo do “embrião”, quando este, também denominado por “núcleo”, atinge o tamanho correspondente ao raio crítico. A partir deste momento, o processo tende a repetir-se, fazendo surgir as ditas ramificações com geometrias análogas às apresentadas na Figura 2.5.

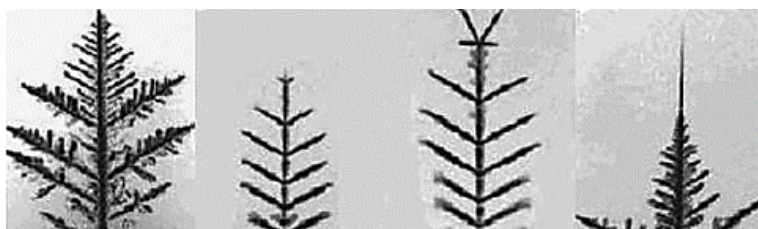


Figura 2.5 - Geometria microscópica das ramificações da camada de gelo (Joppolo *et al.*, 2011).

Durante o período da refrigeração, a camada de gelo torna-se mais espessa e a temperatura da sua superfície aumenta, surgindo uma resistência térmica. Assim que esta atinge os 0 °C, tem lugar a terceira fase da formação da camada de gelo (Lenic *et al.*, 2006).

Portanto, o período de camada de gelo completamente desenvolvida é iniciado quando os graus de sobressaturação e sobrearrefecimento no evaporador são anulados. Grande parte dos métodos típicos de descongelação, segundo Al-Essa e Al-Zgoul (2012), são ativados neste momento, criando um processo cíclico de derretimento, congelação e acumulação.

A deposição de partículas sólidas numa camada de gelo completamente desenvolvida contribui para o aumento da sua espessura. Por outro lado, devido à estrutura porosa da camada, a eventual difusão do vapor de água presente no ar, que sublima no seu interior,

provoca o aumento da sua massa volúmica. A condutibilidade térmica da camada de gelo é significativamente afetada pelo valor da sua massa volúmica, sendo que o ar enclausurado na sua estrutura porosa exhibe uma condutibilidade térmica consideravelmente menor que o gelo.

2.2.3. Impacto no desempenho térmico

O processo de formação da camada de gelo à superfície de evaporadores pode resultar em diferentes intensidades de bloqueio, em função das condições nas quais foi criada. No setor do armazenamento de alimentos, segundo Al-Essa e Al-Zgoul (2012), existe deposição de gelo na superfície externa das serpentinas, sendo motivada pela sua operação a temperaturas de superfície abaixo dos 0 °C. No uso de permutadores de calor de serpentinas alhetadas, o gelo formado entre alhetas irá obstruir a passagem de ar, e afetar diretamente o seu escoamento na zona circundante àquela referente à circulação de fluido refrigerante.

Um rápido incremento na espessura da camada de gelo resulta então numa minimização do fluxo de ar, e no aumento da resistência térmica entre o ar húmido e a superfície do evaporador, devido à reduzida condutibilidade térmica da camada depositada. Este processo causa uma diminuição da energia absorvida pelo refrigerante a baixas temperaturas, e pode, segundo Yang (2010), impactar a capacidade de refrigeração desde 30 a 57%, quando a área de secção se encontra obstruída por uma camada de gelo completamente desenvolvida.

O surgimento da resistência térmica relacionada à transferência de calor num processo de refrigeração pode ser facilmente comparável com a resistência associada à condução de energia elétrica (Incropera *et al.*, 2008), sendo que a transferência de massa que a origina apresenta como força motriz a diferença entre a humidade absoluta do ar escoado e aquela medida à superfície da alheta (Ye *et al.*, 2014).

O custo do equipamento pode também ser influenciado pela camada de gelo, devido à adição de estruturas de descongelamento, que estão associadas a elementos de aquecimento, ou componentes de aspersão de água, sensores, entre outros. Por sua vez, os processos cíclicos de congelação-descongelação causam problemas significativos que, para além da redução da eficiência global do sistema (Wang e Liu, 2003), podem contribuir para a deterioração do dispositivo de refrigeração.

Numa fase mais avançada do processo de formação de gelo, a capacidade de troca de calor do evaporador degrada-se por completo quando a diferença entre a temperatura de evaporação e a temperatura da zona refrigerada se anula (Byun *et al.*, 2007).

2.2.4. Métodos Típicos de Descongelção

Os processos de descongelção associados a ciclos de refrigeração constituem um largo conjunto de opções, caracterizadas pelo impacto individual na eficiência do permutador de calor, e pelas alterações na sua geometria ou nos componentes do circuito no seu todo. As metodologias mais utilizadas atualmente são:

- A descongelção por convecção natural, baseada simplesmente na interrupção do processo de descongelção, que pode ser efetuada com recurso a um interregno periódico controlado por um temporizador, ou recorrer simultaneamente a um temporizador e um termostato.

O primeiro procedimento, vulgarmente denominado por método T (efetua unicamente a contagem do tempo de operação do dispositivo de refrigeração), é aquele que ainda está mais presente no mercado (Jiang *et al.*, 2013). Isto deve-se ao facto da ausência que ainda se verifica na criação de parâmetros consensuais entre os métodos recentes, com maior complexidade e custo de implementação. A avaliação incorreta de um temporizador associado a um processo de descongelção T provoca, em 27% dos casos, uma descongelção necessária, gastando energia excessiva (Zhang *et al.*, 2012).

O segundo modo, designado por método T-T na literatura, leva em conta a temperatura de superfície do evaporador, e o tempo de funcionamento da unidade de refrigeração, e é ativado quando qualquer um dos valores pré-definidos é atingido. Analogamente ao anterior, causa geralmente uma descongelção deficiente, não considerando parâmetros mais significativos na formação da camada de gelo, como a HR e o caudal de ar escoado. O processo de descongelção, por vezes, segundo Zhu *et al.*, (2015), é iniciado sem sequer ainda ter sido depositado gelo nas alhetas.

- A descongelção por aplicação de resistências elétricas no canal de refrigeração, juntamente ao elemento evaporador, conferindo um controlo mais automatizado ao sistema. Neste caso, o término do processo é feito pela aplicação somente de um termostato (Figura 2.6). As suas principais desvantagens são o atraso do processo e o incremento na deposição de gotículas em evaporadores com localizações próximas.

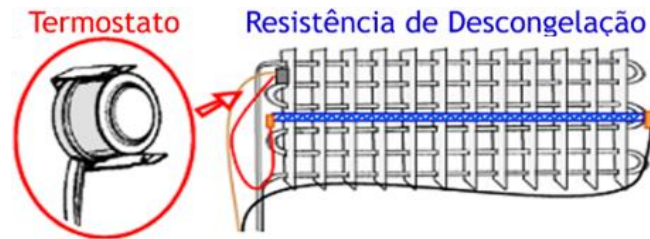


Figura 2.6 - Exemplo de emprego de resistências de descongelção (Adaptado de: Appliance411, 1997)

- A descongelção por pulverização de água na superfície externa do evaporador, provando-se útil em áreas onde a descongelção é uma necessidade repetida (Kerbyson, 2000). Permite uma rápida descongelção, mas por outro lado é afetada pelo custo elevado da água, e pelas possíveis inundações no canal de escoamento de ar.

Tanto o método de aspersão de água como a aplicação de resistências elétricas conferem ao sistema uma relativa redução no consumo de energia (Sette 2015). Porém, devido às modificações que requerem na estrutura, conferem inviabilidade ao sistema, quando projetado para aplicação residencial ou comercial de pequena escala.

- A descongelção RCD, baseada na adição de um componente extra ao sistema, tipicamente uma válvula de 4 vias, de forma a reverter o ciclo de fluido refrigerante. Assim, o evaporador assume o papel de condensador, libertando calor ao invés de absorver.

Aplicando este método, a geração do calor para descongelção é feita dentro do ciclo de refrigeração, conferindo-lhe maior eficiência (Kerbyson, 2000). Sendo que apresenta um processo de manutenção simples, a válvula adicional confere tipicamente uma grande perda de carga ao fluido refrigerante.

- A aspersão de gás quente, geralmente proveniente da descarga do compressor, que se revela um método menos ruidoso e com menor flutuação de temperatura externa ao sistema, mesmo sendo relativamente mais moroso que os restantes. (Tang *et al.*, 2016). A sua implementação surge no sentido de evitar a interrupção em geral do processo de refrigeração (Kim *et al.*, 2015).
- A descongelção por quebra mecânica do gelo, que pode ser alcançada recorrendo a emissores ultrassônicos ou à passagem de campos elétricos pelo permutador de calor. A fratura da camada de gelo é consequência das tensões de corte induzidas, e faz uso do

processo de cavitação¹⁰ que se dá nos líquidos (Wang *et al.*, 2011). Uma das desvantagens da utilização de ambos os métodos é o decréscimo da amplitude de vibração, com o aumento da distância do ponto de emissão até à extremidade oposta da camada de gelo (Tan *et al.*, 2015).

- A descongelação por controlo diferencial de pressão, onde é medida a resistência ao escoamento entre a secção de entrada e saída dos evaporadores, para determinar se existe gelo formado (Lee, 1996). Este método consegue calcular os intervalos de tempo de início do processo de descongelação de forma precisa, mas apresenta um custo exagerado e usa um transdutor com tempo de vida útil curto.

Qualquer um destes procedimentos deve ser melhorado de forma a conseguir adaptar o intervalo de tempo entre descongelações à necessidade do aparelho de refrigeração. Assim, deverá iniciar o processo durante a fase de crescimento da camada de gelo, ao invés de proceder ao mesmo durante a fase inicial de formação (número excessivo de ativações) ou durante a fase de camada completamente desenvolvida (maior gasto de energia).

2.3. Método de Atenuação Proposto

Um método de descongelação puro, mesmo considerando todos os avanços na criação de mecanismos para a maximização da sua eficiência, irá sempre revelar-se insuficiente, uma vez que o processo de descongelação é iniciado sob circunstâncias “críticas”. Nesse momento, já se verificam condições prejudiciais ao processo de refrigeração, tal como a presença significativa de gelo, ou a tendência de decaimento da capacidade de refrigeração e do COP.

Um processo de atenuação da formação de gelo deve ser gerido de forma a apresentar um equilíbrio entre a necessidade de descongelação e a utilização de energia. Nesse sentido, urge encontrar uma solução, não para minimizar os efeitos adversos dos processos de descongelação consecutivos, mas que retarde ou atenuie efetivamente o desenvolvimento da camada de gelo.

¹⁰ - Processo de vaporização seguido instantaneamente de condensação, como efeito da redução da pressão.

O método de descongelação proposto nesta dissertação baseia-se então na adição de um permutador extra ao circuito de refrigeração, na zona a montante do evaporador do ciclo de compressão de vapor. Este permutador adicional irá ser percorrido por um fluido que, sendo obtido a partir da fonte de refrigerante que alimenta o evaporador do ciclo de refrigeração, ou por outra fonte externa, garanta que a temperatura da sua superfície externa crie condições para o processo de condensação do vapor de água presente no ar escoado.

Se a temperatura de superfície das alhetas se encontrar acima da temperatura do ponto de orvalho¹¹ para as mesmas condições psicrométricas de temperatura e HR, o ar será arrefecido sem que a sua HR seja modificada (Albert *et al.*, 2008). Portanto, pode concluir-se que, na presença de temperaturas de superfície menores que aquela relativa ao ponto de orvalho, o vapor de água presente no fluxo de ar condensa, dando origem ao aparecimento de um fluxo de calor latente, em adição ao fluxo de calor sensível correspondente ao arrefecimento puro de ar.

Se as condições do ar escoado, juntamente com aquelas verificadas no fluxo de refrigerante, resultarem numa temperatura entre o ponto de orvalho e o ponto de congelamento, consegue-se manter o evaporador a operar continuamente em modo de condensação, através da adesão de gotículas às alhetas por consequência do fenómeno da tensão de superfície¹². Assim sendo, a desumidificação do ar à entrada do evaporador do ciclo de refrigeração (Figura 2.7) reduz o calor latente no mesmo, reduzindo a potencialidade de formar gelo.

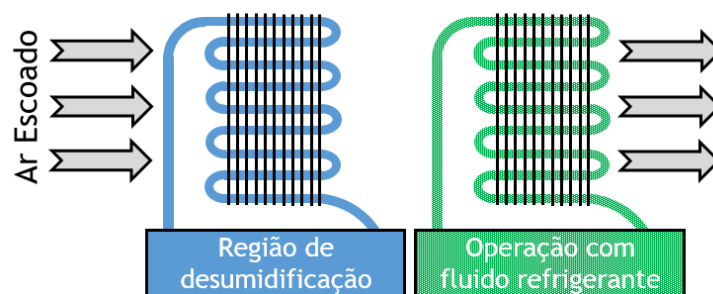


Figura 2.7 - Representação do método proposto.

¹¹ - Ponto de saturação que designa a temperatura à qual ocorre a condensação, para um determinado valor de pressão.

¹² - Formação de uma membrana elástica nas extremidades das gotículas líquidas, motivada pelas forças de coesão entre moléculas.

Os sistemas que acoplam um permutador de calor adicional ao ciclo de refrigeração são conhecidos como sistemas híbridos (Jani *et al.*, 2016), e têm o objetivo de remover eficientemente a humidade do ar ventilado, resultando apenas na remoção do calor sensível por parte do ciclo de refrigeração.

Segundo as informações contidas em “1.3.3 - Criação de Parâmetros de Cálculo de Eficiência Térmica”, e com base em Kim e Lee (2015) e Sette (2015), definem-se dois coeficientes para a avaliação da taxa de formação da camada de gelo em evaporadores: O EMF e a Resistência Térmica à troca de calor, respetivamente.

Assim, fazendo um balanço de energia baseado na entalpia à saída do evaporador (equação 2.1), e considerando um estado de conservação de massa no mesmo local (equação 2.2), produz-se um parâmetro adimensional baseado puramente na medição da temperatura nas secções de entrada e saída do evaporador, bem como a temperatura do fluido refrigerante à entrada do mesmo.

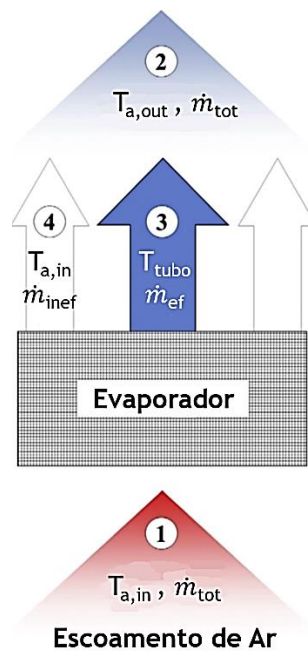


Figura 2.8 - Representação da conservação de massa no evaporador (Adaptado de Kim e Lee, 2015)

Uma vez que os processos de mudança de fase, num evaporador, ocorrem a uma temperatura de evaporação reduzida, considera-se que, para o efeito de cálculo, a temperatura da parede da serpentina é igual à temperatura do fluido refrigerante. Por isso, o registo das temperaturas externas dos tubos à entrada dos evaporadores, como é

referido no subcapítulo “3.6.2 - *DataLogger* de Temperatura”, transcreve com fiabilidade a temperatura do fluido refrigerante à entrada dos mesmos.

Com base na Figura 2.8, observa-se que, à saída do evaporador, existe uma porção do caudal de ar escoado que se encontra à mesma temperatura do ar de entrada, não sendo desta feita impactado pelo processo de refrigeração, definindo-se como caudal mássico ineficiente (\dot{m}_{inef}). Posto isto, o balanço de energia no evaporador, com base nas informações contidas em Kim e Lee (2015), pode ser dado por:

$$\dot{m}_{ef} c_{p,ar} T_{tubo} + \dot{m}_{inef} c_{p,ar} T_{ar,in} = \dot{m}_{tot} c_{p,ar} T_{ar,out} \quad (2.1)$$

Considerando a conservação de massa, e sendo o calor específico do ar um valor presente em todos os termos, podendo ser removido, tem-se que a fração de caudal mássico efetivo é dada por:

$$EMF = \frac{\dot{m}_{ef}}{\dot{m}_{tot}} = \frac{T_{ar,in} - T_{ar,out}}{T_{ar,in} - T_{tubo}} \quad (2.2)$$

Assim, obtém-se um parâmetro de aferição da obstrução à passagem de ar no evaporador, somente com a medição de temperaturas. Através do circuito montado laboratorialmente, que mede as temperaturas em ambas as faces do evaporador e na secção de entrada das serpentinas de alimentação de fluido refrigerante (“3.6.2 - *DataLogger* de Temperatura”), é possível verificar a variação deste parâmetro ao longo de todo e qualquer ensaio.

Para além do cálculo do parâmetro EMF, pode ainda recorrer-se a outra dedução matemática, adaptada de Sette (2015), que se relaciona com maior fiabilidade à taxa de crescimento da camada de gelo no evaporador. Esta representa a resistência térmica no evaporador, derivada do aparecimento da camada de gelo, e tem por base a equação da conservação da energia numa unidade de evaporador:

$$q = \dot{m}(h_{ar,in} - h_{ar,out}) = \dot{m}c_p(T_{ar,in} - T_{ar,out}) \quad (2.3)$$

$$q = A \frac{T_{ar,evap} - T_{tubo}}{R_{térmica}} \quad (2.4)$$

Considerando a temperatura do ar à passagem pelo evaporador ($T_{ar,evap}$) como sendo a média entre as temperaturas na secção de entrada ($T_{ar,in}$) e saída ($T_{ar,out}$), o valor da resistência térmica surge como:

$$R_{\text{térmica}} = \frac{A}{\dot{m}c_p} \frac{\frac{T_{\text{ar,in}} + T_{\text{ar,out}}}{2} - T_{\text{tubo}}}{T_{\text{ar,in}} - T_{\text{ar,out}}} \quad (2.5)$$

Sendo que A representa a área de troca de calor, que pode ser dada como a multiplicação da área de secção das alhetas pela quantidade das mesmas. O parâmetro que representa o calor específico do ar, c_p , segundo Martinelli (2003), no campo de aplicação da refrigeração, possui uma variação insignificante entre -71 e 124 °C, pelo que pode assumir o valor constante de 1880 J/kg·K.

Uma vez que a montagem laboratorial apresenta um banco de evaporadores e não apenas um evaporador em particular, a análise térmica feita considerará $T_{\text{ar,in}}$ como sendo a temperatura à entrada do primeiro evaporador do banco, e $T_{\text{ar,out}}$ como a temperatura à saída do evaporador mais a jusante.

Uma das análises térmicas mais incidentes na literatura, dirigida de igual forma à avaliação do desempenho de evaporadores em ciclos de refrigeração por compressão de vapor, é o cálculo do coeficiente de desempenho (COP). Este parâmetro, considerando um ciclo de refrigeração ideal, e sem a presença de irreversibilidades, é dado pelo quociente entre a capacidade do evaporador retirar calor ao ar escoado, e a potência despendida pelo compressor do ciclo de refrigeração.

O facto pelo qual este último não foi avaliado, na presente dissertação, baseia-se na ideia de que, segundo Qu *et al.* (2011), pode por vezes não refletir a realidade, uma vez que o *output* total de energia sob a forma de calor, do processo de descongelação, não é apenas utilizado para o derretimento da camada de gelo, mas também para o aquecimento ligeiro do ar ventilado. Sendo assim, parte do calor gerado por alguns processos de descongelação é imediatamente desperdiçado no evaporador e no ar circundante.

2.4. Nota conclusiva

O método proposto, apresentando um alargamento da complexidade do ciclo de refrigeração somente em termos geométricos, uma vez que o permutador adicional é alimentado por uma fonte externa de fluido que permite a desumidificação prévia do ar, surge no sentido de contrariar as limitações dos outros métodos revistos. Como podemos verificar no capítulo “1.3 - Revisão bibliográfica”, grande parte dos métodos apresentam desvantagens ao nível da aplicação.

A descongelação por temporizador e/ou termostato decorre, em 76,7% das vezes, num momento inoportuno, aumentando o consumo de energia ou repetindo-se demasiadas vezes durante um dia (Ge *et al.*, 2015).

Os modelos matemáticos apresentam resultados conservadores, não considerando o fluxo de ar por entre os poros da camada de gelo (Lenic *et al.*, 2006). A produção de resultados díspares deve-se também às hipóteses assumidas quanto às propriedades do ar escoado, não tendo igualmente em conta o carácter não-uniforme das condições de fronteira.

A injeção de gás quente causa um decréscimo repentino da temperatura de saída do compressor (Kim *et al.*, 2015), resultando no ampliação do intervalo de tempo correspondente ao processo de descongelação.

O método RCD, revertendo frequentemente a válvula de 4 vias, pode provocar a dissipação de calor através do invólucro do compressor (Long *et al.*, 2014), para além de causar fugas de refrigerante. É um processo prolongado e possui baixa estabilidade (Jiang *et al.*, 2013).

A aplicação de resistências elétricas, para além de apresentar valores de eficiência na ordem dos 0,15-0,25 (Wang *et al.*, 2016), origina camadas de gelo com características distintas (Tang *et al.*, 2016). O seu posicionamento no sistema também tem influência direta na distribuição espacial de temperatura e velocidade do ar escoado.

O uso de dissecantes sólidos revela-se aplicável apenas a evaporadores com baixo FPC, uma vez que é um sistema robusto (Wang e Liu, 2003). A necessidade da sua regeneração acresce também a resistência ao fluxo de ar e o consumo de energia (Jiang *et al.*, 2013).

3. Instalação experimental

3.1. Introdução

Como já foi referido no subcapítulo “1.4 - Objetivos e contribuição da dissertação”, o objetivo primordial da mesma passa por construir uma estrutura (secção de estudo) para acoplamento ao circuito de ar criado por uma UAC. O protótipo deverá consistir num túnel que possua a particularidade de, através do seu arranjo mecânico e dimensionamento prévio, apresentar uma configuração variável composta por três ou dois permutadores em série ou, obviamente, apenas um permutador.

A estrutura a desenvolver será subdividida em 4 partes fundamentais:

- O banco de evaporadores, cujos permutadores de calor se encontrarão conectados em série, criando um circuito de fluido refrigerante entre as suas serpentinas;
- Uma extensão a montante do anterior, com o comprimento de 1 m, que consistirá no prolongamento do túnel de forma a garantir a uniformidade do fluxo de ar à entrada do primeiro evaporador e minimizar a turbulência;
- Uma estação de recolha de condensados, que fará a acumulação individual do vapor de água que condensa nas alhetas do permutador, e congela posteriormente. Assim, permite-se a contabilização do volume de água condensado por cada permutador de calor ao fim de cada ensaio, e da posterior gravitação da água em estado líquido.
- Uma extensão a jusante do banco de evaporadores, com menor comprimento que a sua homónima, para que a medição de temperatura e HR à saída da secção de estudo apresente resultados com mais fiabilidade.

3.2. Seleção do Evaporador

Após uma comparação com outras geometrias de permutadores de calor, numa análise que contempla as características de eficiência térmica, a tipologia selecionada para a construção do banco de evaporadores foi a de permutadores de calor compactos de serpentina alhetada. Se bem que uma das principais desvantagens na utilização destes permutadores de calor se revela pela elevada perda de carga no lado externo aos tubos (Silva *et al.*, 2012), a extensa área de troca de calor motivada pela grande densidade de alhetas confere-lhe maior potencialidade em processos de refrigeração associados a ventilação forçada (Sette, 2015). O conjunto de alhetas surge então como uma superfície secundária de absorção de calor (Knabben *et al.*, 2011).

Recentemente, têm-se verificado na literatura vários esforços no sentido do desenvolvimento e aplicação de evaporadores *no-frost*. Nestes, o escoamento de ar dá-se no sentido da sua altura, passando por um maior número de tubos e apresentando uma menor área de incidência (Melo *et al.*, 2006). Mas, uma vez que nos permutadores de calor desse tipo, o espaçamento entre alhetas não é uniforme ao longo da secção de trocas térmicas, e o caudal utilizado nos dispositivos de refrigeração é de pequena escala, cerca de 50 m³/h, (Borges *et al.*, 2015), optou-se pela utilização de permutadores de calor com a geometria referida no parágrafo acima.

Após uma extensa pesquisa no mercado de forma a colmatar as exigências demonstradas pela estrutura a construir, tanto ao nível das dimensões máximas como em relação à eficiência global do elemento, selecionou-se o permutador de calor cujo modelo é o G308C160, desenvolvido pela GRAMEC Lda. (Figura 3.1), estando as suas características principais enumeradas na Tabela 3.1. Este permutador apresenta um conjunto de alhetas paralelas, de reduzida espessura, acopladas a uma serpentina de cobre através do processo de expansão mecânica.

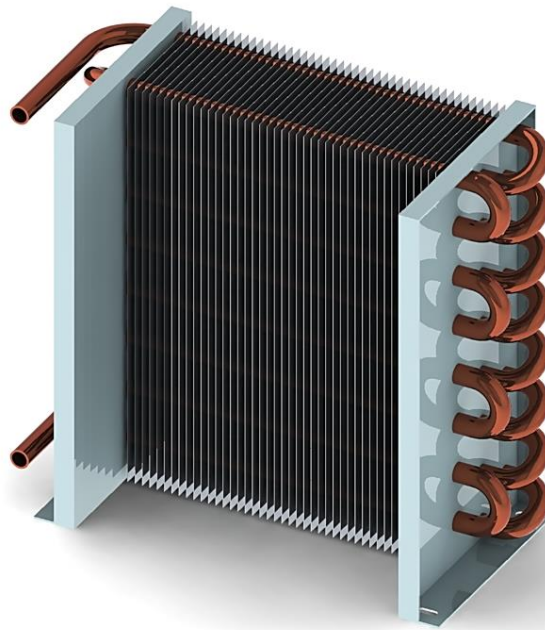


Figura 3.1 - Representação do permutador adquirido.

Tabela 3.1 - Características do permutador de calor.

Altura do permutador (mm)	205
Largura do permutador (mm)	216,8
Comprimento do permutador (mm)	110
Diâmetro dos tubos (mm)	9,53 (3/8 in)
Fileiras de tubos	16
Número de alhetas	44
Altura das alhetas (mm)	200
Comprimento das alhetas (mm)	65
Área de uma alheta (mm ²)	13x10 ³
Espessura das alhetas (mm)	~0,2
Passo das alhetas (m)	0,00362
Área de troca de calor (mm ²)	572x10 ³ (44x13x10 ⁵)
Parâmetro FPC	2,75
Secção de passagem de ar (mm ²)	32x10 ³ (160x200)

O desenho técnico do permutador, fornecido pela empresa à qual foi adquirido, encontra-se presente no Anexo 3. No campo da refrigeração, segundo Byun *et al.* (2007), um permutador otimizado possui geralmente um parâmetro FPC (*fins per centimeter*) de 3 a 5, sendo que quanto maior se revelar o seu valor, mais intensa será a formação da camada de gelo sobre a sua superfície.

Devido a esse facto, pode-se apontar que o permutador utilizado possui, dentro do conjunto dos que foi tido em conta durante o processo de seleção, um parâmetro FPC razoável, para efeitos de observação da camada de gelo formada.

Uma vez que o aumento da resistência ao fluxo de ar provoca uma redução da quantidade de ar que o permutador de calor consegue escoar através da sua superfície (Aljuwayhel *et al.*, 2007), uma maior densidade de alhetas será prejudicial ao sistema de refrigeração no seu todo.

No que toca à sua implementação, os permutadores de calor adquiridos conferem ao circuito uma alimentação de fluido refrigerante em contracorrente cruzada, ou seja, assumindo ambos os sentidos tanto no plano transversal ao escoamento de ar, como num plano horizontal paralelo ao mesmo, como é esquematizado na Figura 3.2.

Numa perspetiva geral, a alimentação de permutadores de calor em contracorrente (pura em permutadores líquido-líquido, e cruzada em permutadores de serpentinas alhetadas) produz camadas de gelo com uma distribuição mais uniforme pela área de secção de passagem de ar (Kim *et al.*, 2013), em comparação com uma distribuição em equicorrente.

Além do mais, um permutador que tenha uma operação em contracorrente confere maior eficiência ao processo de refrigeração no seu todo, reduzindo o número de processos de descongelação. Num permutador com esta configuração, segundo Oliveira (2012), A interação entre os dois fluidos em sentidos opostos confere-lhes um diferencial de temperatura praticamente constante ao longo do ciclo de refrigeração.

Já um permutador a trocar calor em equicorrente, terá uma maior acumulação de gelo na zona da entrada de fluido refrigerante, causando um maior número de interrupções ao longo do intervalo de tempo de operação.

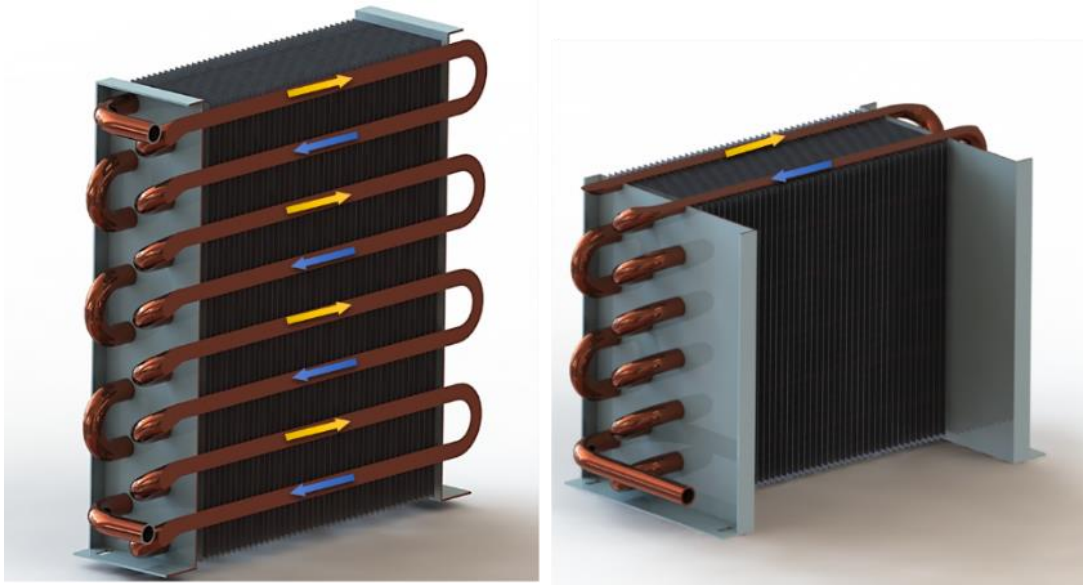


Figura 3.2 - Esquemática da contracorrente cruzada no permutador.

3.3. Desenho e Otimização do Protótipo

As imposições principais à construção do túnel, de forma a garantir um correto funcionamento do circuito no seu todo, passam por: conservação de uma secção constante de passagem de ar, para que não haja perdas de carga induzidas pela variação da mesma; estanquicidade do túnel, em relação às arestas de conexão entre unidades de evaporador, de forma a garantir que não surjam perdas de carga e reduções no caudal, causadas por fugas de ar localizadas; adaptabilidade ao número de evaporadores a utilizar nos ensaios laboratoriais, no sentido de permitir, através de uma estrutura apoiada por ligações mecânicas, a montagem de unidades de evaporador de forma rápida e direta; existência de uma estação de recolha de condensados por gravidade, com o objetivo de efetuar a contabilização volumétrica do líquido obtido durante e após o processo de formação de gelo; transparência do material utilizado durante a construção, permitindo assim a observação e acompanhamento, a qualquer momento, do processo de formação de gelo, no intuito de assegurar a captação de imagem.

Idealmente, poderá dizer-se que a única fuga de ar permitida será a da furação para recolha de condensados, que poderá ser desprezada para efeito de realização de ensaios laboratoriais.

Posto isto, o primeiro passo na construção do protótipo foi o seu desenho CAD, que desde o seu primeiro esboço, sofreu várias alterações no sentido de racionalizar a utilização de

material, facilitar a interligação entre evaporadores, e minimizar a complexidade das peças e, consecutivamente o seu custo. Então, acordou-se que as medidas das extensões a montante e a jusante do banco de evaporadores, referidas anteriormente, seriam de 1 e 0,5 m, respetivamente. Quanto à secção de passagem de ar, esta deverá possuir uma área a rondar os $0,04 \text{ m}^2$ ($0,2 \times 0,2$). Então, a estrutura final do protótipo experimental, para ligação à UAC, deverá inserir-se nas dimensões apresentadas na Figura 3.3:

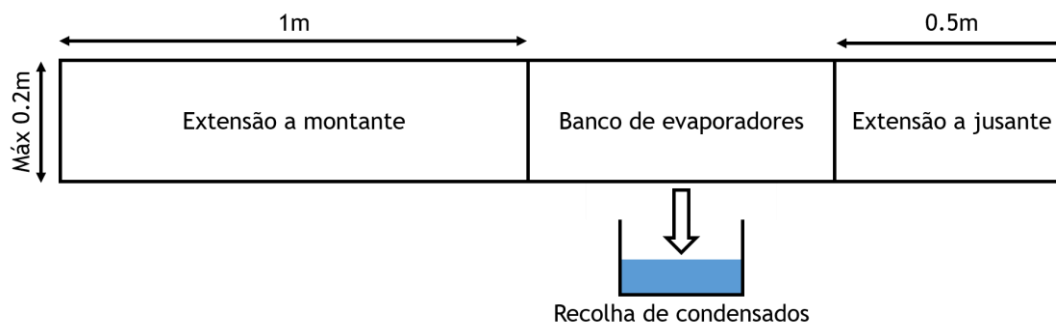


Figura 3.3 - Estrutura genérica do protótipo experimental.

No seguimento da imposição de transparência, o material utilizado para a constituição do túnel foi o acrílico. As vantagens trazidas por esta escolha surgem devido à grande resistência e durabilidade, suportando inclusivamente até um peso 10 vezes maior que um vidro da mesma espessura (Wang *et al.*, 2014). Em relação à operação com ligações mecânicas, como parafusos, é um elemento cada vez mais utilizado na construção de túneis de vento (Bejan e Vargas, 1995). Por outro lado, permite uma maior liberdade de dimensionamento, uma vez que pode ser adquirido com várias espessuras distintas.

Uma das peças mais importantes do banco de evaporadores, não só pela sua utilidade, mas também pela complexidade de maquinaria, é a peça que efetua o dreno de condensados do evaporador, por efeito da gravidade. Este elemento, realçado a amarelo à esquerda da Figura 3.4, foi desenvolvido no sentido de evitar a utilização de um componente extra, e tem a função de escoar a água para um furo localizado no centro da depressão da geometria cónica que possui. Durante o dimensionamento desta peça, foi utilizado acrílico de maior espessura, para permitir uma maquinaria mais segura.

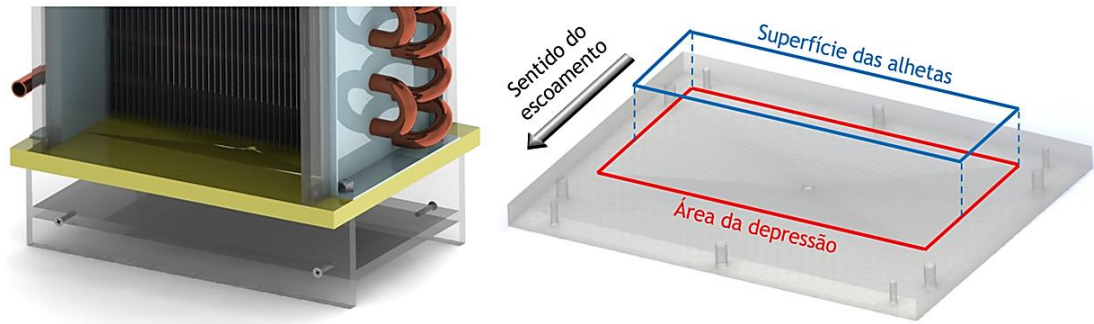


Figura 3.4 - Localização (esq.) e configuração (dir.) da peça de recolha de condensados.

Como é perceptível pela Figura 3.4, a escavação afunilada possui dimensões maiores que aquelas correspondentes à área de alhetas que a sobrepõe. Assim, consegue-se garantir que a possível deslocação das gotículas de condensado no sentido do escoamento de ar, devido à passagem do mesmo a relativa velocidade, não as faz precipitar fora da área da depressão, o que aconteceria se esta última coincidissem exatamente com a área ocupada pelas alhetas suspensas no seu topo.

Em relação às peças que compõem uma unidade de evaporador, resta destacar a sua base. Para além de conferir estabilidade e a linearidade com as restantes secções do túnel, permite que se crie uma diferença de altura, de forma a colocar posteriormente a tubagem para recolha de condensados. Visto que a peça de depressão afunilada não tem capacidade de armazenamento, torna-se necessária a extração constante por gravidade, para um reservatório individual. Assim sendo, cada unidade de evaporador deverá possuir um reservatório deste tipo, com conexão à tubagem de dreno.

Desta forma, o resultado final para a estrutura associada a cada evaporador (unidade de evaporador), com a capacidade de conexão a geometrias semelhantes, é apresentado na Figura 3.5, com recurso a um *software* de desenho CAD, *SolidWorks* 2014, propriedade da marca DASSAULT SYSTEMS, utilizado durante todo o dimensionamento da estrutura. O acoplamento entre unidades de evaporador é feito através de peças retangulares que funcionam como “trinques”, com recurso a elementos mecânicos de fixação. Todos os furos foram dimensionados para que a estrutura completa esteja à compressão, evitando a fuga de ar pelos seus interstícios.

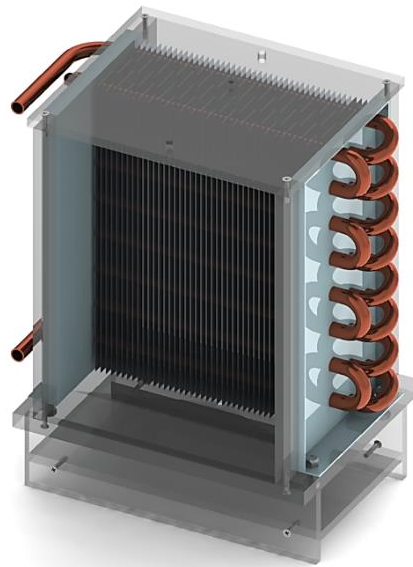


Figura 3.5 - Representação de uma unidade de evaporador.

De forma a aumentar a potencialidade da estrutura a desenvolver, a distância entre permutadores é um parâmetro que poderá ser alterado. Para esse efeito, projetaram-se 2 peças para conectar a unidades de evaporador, e assim alargar o comprimento do banco (Figura 3.6). Estes elementos possuem uma geometria linear, conferindo simplesmente uma extensão ao comprimento do túnel de passagem de ar, mantendo a secção do mesmo constante. É importante salientar que a estrutura está dimensionada para poder também operar sob um arranjo sem qualquer extensão entre evaporadores, apenas com uma conexão direta entre unidades de evaporador.

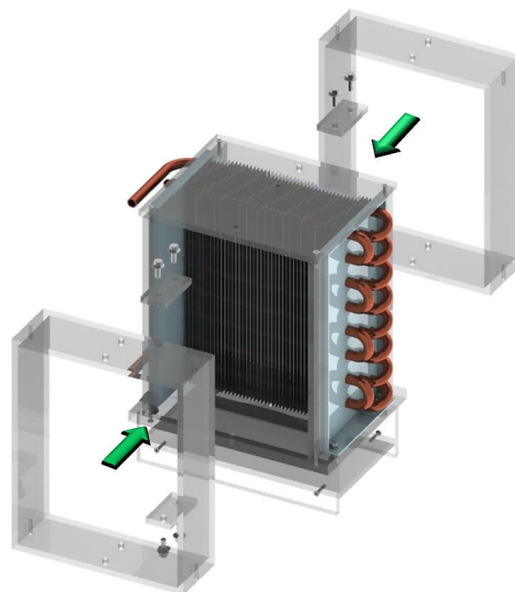


Figura 3.6 - Modo de implementação das extensões entre evaporadores.

Nesta fase, estão reunidas as condições para apresentar o resultado final para o banco de evaporadores dimensionado (Figura 3.7), com 3 unidades de evaporador e 2 peças de conexão entre os mesmos. Analogamente, são ainda demonstradas as localizações dos “trinques” referidos anteriormente.

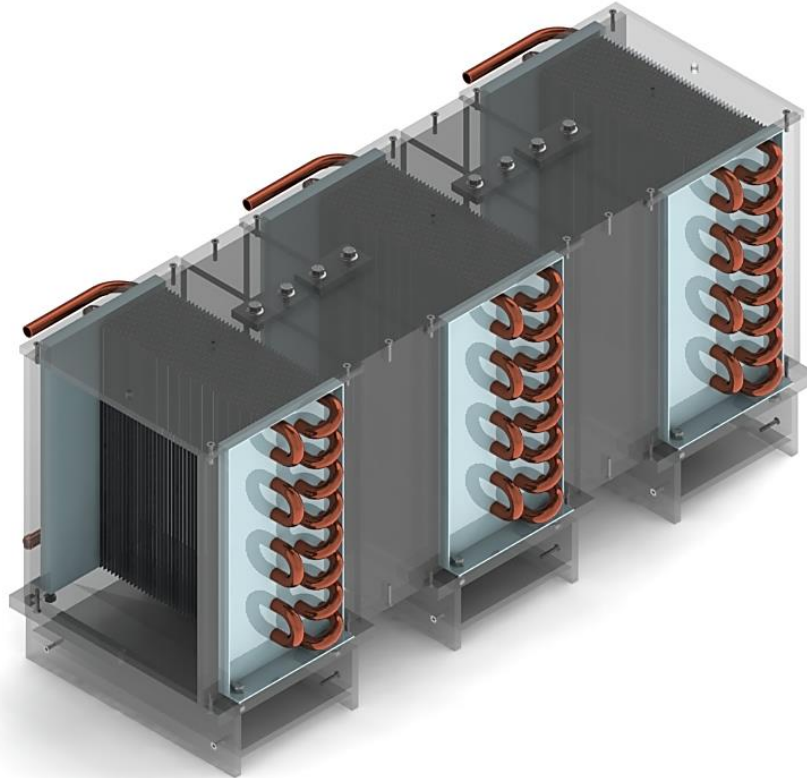


Figura 3.7 - Representação do banco de evaporadores.

3.4. Construção do Protótipo

Tendo como base todo o processo de dimensionamento e desenho da estrutura, procedeu-se à planificação do corte das peças. Para além de uma maior celeridade e precisão na incisão, o método de corte térmico por emissão de feixe *laser* garante uma superfície de corte mais vítrea, ao invés do corte por disco ou serra elétrica, processos puramente mecânicos que formariam uma camada com relativa rugosidade e opacidade. A obtenção de uma superfície de corte translúcida é um fator que permite assim uma melhor observação e captação de imagem do processo de formação de gelo no interior.

Todas as peças foram desenhadas de forma que, quando dispostas em conjunto, pudessem reduzir ao máximo o tamanho da chapa de acrílico a adquirir (Figura 3.8). A máquina utilizada para o seu corte possui o modelo LC6090C da marca G-WEIKE e tem capacidade de produzir uma incisão eficiente sobre chapas de acrílico até 10 mm.

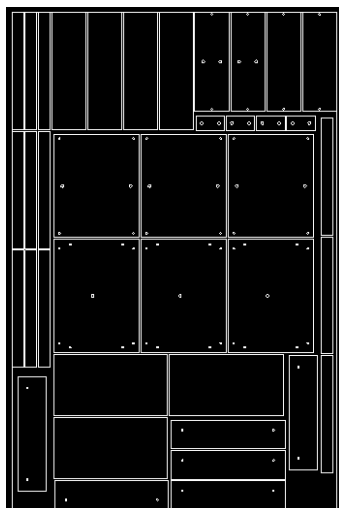


Figura 3.8 - Método de planificação do corte a *laser*.

A espessura da chapa de acrílico utilizado para todas as peças constituintes do protótipo foi de 6 mm, à exceção daquelas projetadas para a recolha de condensados, que terão que apresentar uma maior robustez para permitir uma maquinação mais segura e eficaz. Assim, estas últimas foram produzidas em acrílico com 10 mm de espessura.

Uma vez que a geometria tridimensional destas peças é mais complexa, e não poderia ser obtida recorrendo a corte a *laser* puramente perpendicular à superfície da chapa de acrílico, foi utilizada para o efeito uma fresa *CNC*. Através do *upload* do ficheiro relativo à peça da Figura 3.4 em formato *.stl* para o aparelho, procedeu-se à maquinação da depressão cónica.

Ainda que o processo resultante apresente um grau de acabamento relativamente alto, seria impraticável programar a máquina para que esta criasse uma superfície perfeitamente lisa e sem rugosidade, com a agravante do diâmetro da fresa utilizada ser de 6 mm.

A Figura 3.9 relata as fases do processo de aprimoramento manual do interior da superfície cónica, que engloba a utilização inicial de uma lixa de água para desgaste das irregularidades, seguida da aplicação de uma máquina de polir, de forma a obter uma superfície o mais lisa possível. Todo este procedimento tem a finalidade de produzir uma drenagem mais uniforme da água condensada que gravita das alhetas, de forma que esta não fique retida nas zonas de maior aspereza.



Figura 3.9 - Fases do aprimoramento manual da superfície da peça de recolha de condensados.

O resultado do processo é demonstrado então de seguida na Figura 3.10, comparando a aparência da zona central da depressão da peça depois de maquinada pela fresa CNC, e após a fase de acabamento manual.



Figura 3.10 - Resultado final do processo de aprimoração.

Nesta fase, já se encontravam todos os componentes preparados para a montagem propriamente dita das unidades de evaporador, e das respetivas conexões entre permutadores de calor. Portanto, procedeu-se ao acoplamento e marcação das peças constituintes, de forma que a furação não se procedesse em localizações descentradas, num processo representado pela Figura 3.11. Com o auxílio de um engenho de furar, cujo modelo é o SB401 da marca EINHELL, e respeitando as respetivas marcações referidas, foi iniciado o processo de furação para inserção das ligações mecânicas (parafusos). Obtém-se assim uma maior estabilidade e perpendicularidade nos orifícios.



Figura 3.11 - Colocação e marcação das peças para furação.

Após a furação das peças em concordância com a estrutura projetada, o próximo passo foi o de abertura de rosca para implementação dos parafusos. Para isso, utilizou-se um macho M3 desenvolvido para o efeito, acoplado a uma aparafusadora. Sendo que o macho de abertura de rosca tem a capacidade de extração de aparas, consegue obter-se uma superfície roscada sem irregularidades, conforme a fotografia seguinte (Figura 3.12).

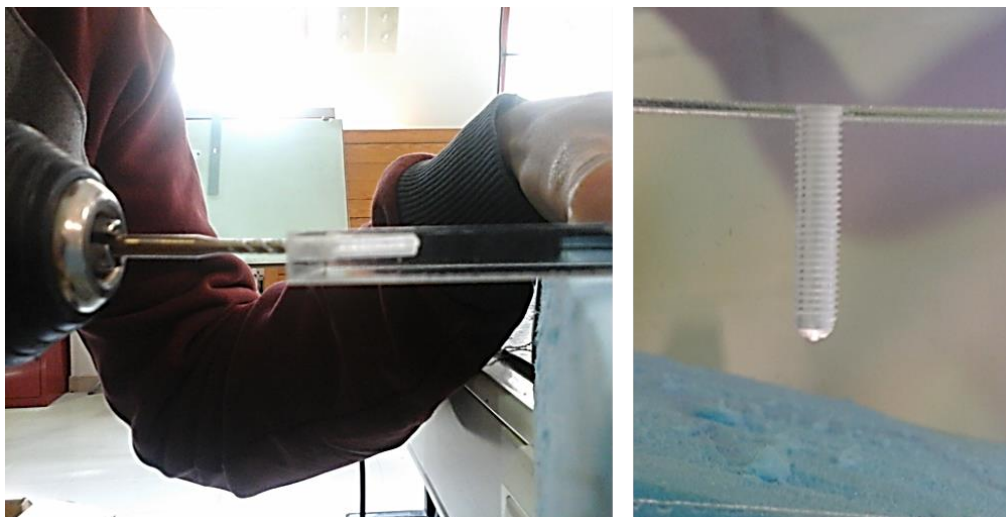


Figura 3.12 - Processo de abertura de rosca nos furos efetuados.

Seguidamente, para que os parafusos aplicados pudessem ter a extremidade alinhada com a superfície do acrílico, procedeu-se à abertura parcial dos furos efetuados com um escareador M3, acoplado à aparafusadora referida. Assim, estes elementos de fixação, quando estiverem sob o aperto indicado, não causarão conflito com a superfície exterior.

Para que a extração de líquido condensado a partir da depressão cônica pudesse ser realizada e armazenada individualmente, será necessário implementar uma tubagem na parte inferior da unidade de evaporador. De forma a evitar uma colagem direta (e potencialmente insuficiente) de um tubo à parte inferior da peça de recolha, foi desenvolvida uma peça em CAD para esse efeito. Para além da vantagem que demonstra ao evitar um processo de colagem de um tubo de plástico a uma superfície acrílica, evita a flexão excessiva e conseqüente bloqueio do mesmo, com origem na reduzida margem de manobra provocada pela dimensão reduzida dos apoios dos evaporadores.

A peça desenhada está apresentada na Figura 3.13. Como é facilmente observável, esta possui uma superfície cônica numa das suas extremidades, de forma a aumentar a área de colagem. É constituída ainda por dois orifícios para aplicação de parafusos, no intuito de auxiliar o acoplamento e garantir a sua estabilidade. No extremo oposto, onde será feita a

conexão ao tubo plástico, possui saliências concêntricas para que o tubo possa ser inserido sob pressão. Este componente foi projetado para garantir uma curva de 90 graus à passagem de água, mantendo uma área de secção interior constante.

O processo de maquinação da peça baseia-se numa impressão tridimensional, recorrendo ao *upload* do ficheiro em formato *.stl* para uma impressora da marca 3D SYSTEMS, com o modelo *Viper SLS*, sendo que o resultado final do elemento e o conseqüente processo de acoplação das extremidades está demonstrado na figura abaixo (Figura 3.13).



Figura 3.13 - Representação, resultado final e modo de implementação da peça impressa.

No que toca à imposição apresentada no âmbito da obtenção de estanquicidade, ficou definido que todas as arestas resultantes da conexão entre componentes teriam que ser preenchidas por um elemento que garantisse o isolamento da unidade. Assim, foi aplicado silicone transparente em todos esses locais, à exceção daqueles que representam as ligações entre unidades de evaporador.

Aqui, uma vez que existe um maior nível de exigência em relação às perdas de carga, optou-se por colocar uma “moldura” rodeando a secção correspondente ao perímetro do túnel de escoamento de ar, por intermédio de uma fita de calafetagem, tipicamente utilizada no isolamento de frestas em portas e janelas.

Com a aplicação desta fita, garante-se que apenas se conseguiriam apertar os parafusos imprimindo uma certa compressão à estrutura, fazendo com que o elemento plástico se deformasse e diminuísse a sua espessura, anulando as fugas de ar pelas extremidades das placas de acrílico. Ainda assim, foi aplicado, sempre que necessário, silicone transparente para maximizar a margem de segurança, como se pode observar na Figura 3.14.



Figura 3.14 - Aplicação de silicone transparente (esq.) e da fita de calafetagem (dir.).

Devido ao facto de ser um permutador de calor, uns dos parâmetros principais e mais evidentes a medir no sistema será a temperatura à sua superfície (Cui *et al.*, 2010). Assim sendo, a instrumentação de cada unidade, abordada no subcapítulo “3.6 - Instrumentação”, contemplará a medição das temperaturas nas secções de entrada e saída do mesmo. Para isso, foi efetuada uma furação na zona superior de cada unidade de evaporador, de forma que pudessem ser inseridos os fios de termopar para futura aplicação. Este processo foi realizado de forma que o furo se localizasse no centro geométrico do retângulo formado pelo perímetro do conjunto de alhetas, tal como se demonstra na Figura 3.15.

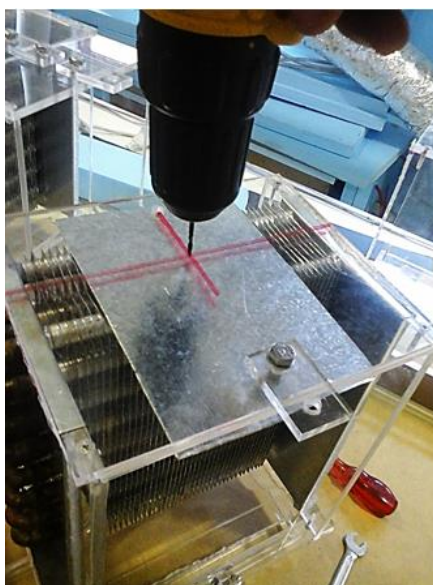


Figura 3.15 - Processo de furação para inserção de filamentos de termopares.

Após a assemblagem das unidades de teste (unidades de evaporador) aos anéis de acrílico, foi feita uma verificação em termos geométricos, para que todos os parafusos aplicados

fossem seccionados de forma que a sua extremidade coincidisse perfeitamente com a linha interior da secção de passagem de ar, quando estivessem completamente apertados (Figura 3.16).

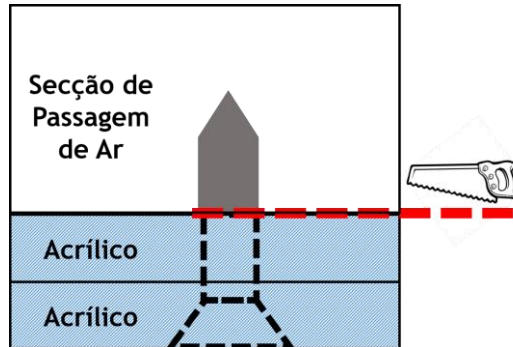


Figura 3.16 - Seccionamento dos parafusos nas extremidades do túnel de acrílico.

Este processo evita a perturbação do escoamento de ar, mantendo a secção uniforme, uma das imposições apresentadas nos objetivos de construção. Por outro lado, foi imperativo colocar os permutadores de calor orientados de forma que houvesse menor perda de carga, otimizando em simultâneo o raio de curvatura e o comprimento das tubulações dos mesmos. Assim sendo, demonstra-se na imagem seguinte (Figura 3.17) a estrutura do banco de evaporadores finalizada, de acordo com o que foi projetado anteriormente.



Figura 3.17 - Banco de evaporadores construído.

O último passo na construção do protótipo é relativo às extensões do túnel a montante e a jusante do banco de evaporadores (Figura 3.18). A estrutura montada para o efeito possui

uma forma coincidente à secção de passagem de ar no banco e, uma vez que não existe necessidade de obtenção de imagem através da sua superfície, o corte das peças que a compõem foi realizado através de uma serra circular de bancada. Analogamente à construção das unidades de evaporador, foi feita uma furação apoiada em marcações prévias, e as suas bases de apoio, foram criadas recorrendo a duas molduras de placas *MDF*, igualando em altura as bases das unidades de evaporador.



Figura 3.18 - Construção das extensões do túnel de acrílico.

Analogamente ao processo de furação na zona superior da unidade de evaporador para medição de temperaturas, utilizaram-se 2 bocais metálicos, representados na Figura 3.19, para ligação das extensões do túnel de acrílico às tubagens provenientes do circuito de ar condicionado. Estas peças foram conectadas às extremidades do túnel através da aplicação de um anel de silicone transparente, e perfuradas no seu topo, de forma a permitir a inserção de uma ferramenta para medição da velocidade do escoamento de ar.



Figura 3.19 - Bocais metálicos para acoplamento das tubagens da UAC.

Finalizado o processo de construção na íntegra, apresenta-se na Figura 3.20 o protótipo experimental, já conectado à UAC por intermédio de tubos de fibra de vidro e alumínio. É visível, de igual forma, a ligação entre permutadores para o caso da operação com 3 unidades de evaporador em série, com a presença dos tubos relativos à recolha individual de condensados.



Figura 3.20 - Aplicação do túnel de testes ao circuito da UAC.

3.5. Equipamento Experimental

3.5.1. Unidade de Ar Condicionado (UAC)

Um dos elementos imprescindíveis para a realização dos ensaios laboratoriais é a UAC, apresentada na Figura 3.21, que permite o escoamento de ar que posteriormente vai ser refrigerado à passagem pelo banco de evaporadores construído. Este elemento, projetado para utilização laboratorial, é constituído sobretudo por um ciclo de refrigeração de compressão mecânica de vapor e um ventilador de turbina centrífuga.

A circulação forçada de ar é feita pelo ventilador, através da conversão de energia elétrica em energia mecânica para o movimento das pás, proveniente de um motor *DC* acoplado. Este tipo de ventiladores apresentam, segundo (Sette, 2015), uma curva de potência em função do caudal escoado relativamente constante ao longo da sua operação, e são aconselhados a processos onde existe uma larga quantidade de ar escoado com valores reduzidos de diferenças de pressão (Silva *et al.*, 2011).



Figura 3.21 - Unidade de ar condicionado (UAC) utilizada.

O equipamento define-se como o modelo A573 da marca PA HILTON, e possui uma caldeira, com 3 resistências imersas para aquecimento e transporte de vapor de água para o circuito de ar. A ativação ou desativação das resistências da caldeira, bem como do compressor do circuito pode ser feita a montante do evaporador, no painel de controlo.

A caldeira possui uma bóia de retenção de água, que evita a sobrealimentação e o aumento de pressão nas suas paredes, permitindo que o fluxo de vapor de água apresente uniformidade ao longo do tempo.

A velocidade de rotação do ventilador, que irá influenciar diretamente a quantidade de ar escoado, e consecutivamente, permitir a operação do protótipo sob diferentes valores de caudal volúmico, como é mencionado no subcapítulo “4.2 - Procedimento experimental”, pode ser ajustada recorrendo a um regulador de caudal manual, conectado ao eixo da turbina.

As resistências de reaquecimento, localizadas a jusante do evaporador do circuito de refrigeração, servirão para reaquecer o ar escoado, uma vez que o circuito de ar se encontrará fechado, havendo uma realimentação à saída do banco de evaporadores.

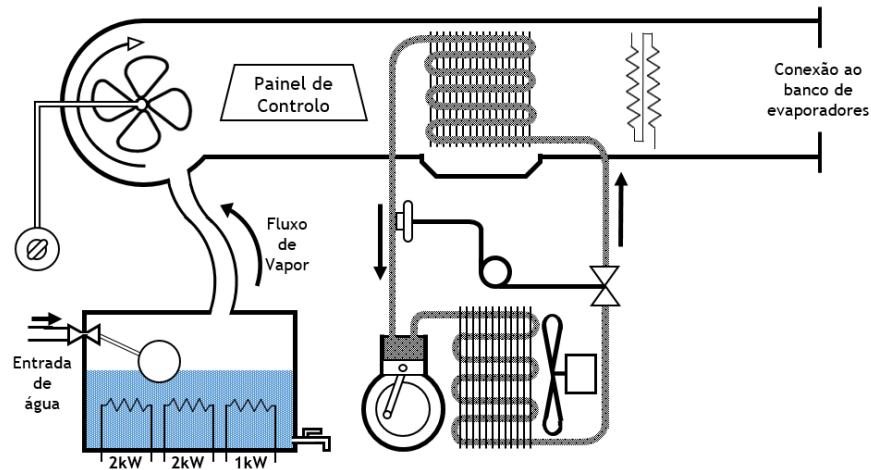


Figura 3.22 - Esquematização dos componentes da UAC (adaptado de informação no seu invólucro).

Na Figura 3.22 constam apenas os componentes da UAC que foram utilizados para operação durante os ensaios realizados. Assim sendo, é importante demonstrar os restantes, de forma a adquirir um conhecimento mais alargado da unidade experimental.

Sendo assim, são referidos adicionalmente o termómetro analógico, para medição da temperatura do fluido refrigerante, bem como o rotâmetro, para medição do caudal do mesmo (Figura 3.23).

O rotâmetro, igualmente denominado por “medidor de fluxo de área variável”, envolve a suspensão de um corpo “flutuante” em aço inoxidável que se desloca da base para o topo, assumindo liberdade de movimento vertical (Matheson, 2008).

Assim, é gerado um diferencial de pressão, fazendo com que a altura a que o corpo “flutuante” estabiliza corresponda ao equilíbrio entre a referida força ascendente e a força que aponta no sentido descendente, o próprio peso do corpo (ABB Automation Products GmbH, 2006). O resultado que provém deste equilíbrio de forças demonstra o valor do fluxo instantâneo de fluido refrigerante.

Através de um acompanhamento constante deste valor ao longo dos ensaios, verifica-se a estabilidade do sistema no seu geral, bem como a viabilidade dos resultados finais, no caso de não se verificarem oscilações no parâmetro descrito.



Figura 3.23 - Conjunto Rotâmetro/Termómetro.

Os restantes componentes da UAC que não foram utilizados são o manómetro de tubo inclinado, para medição da pressão dentro da secção de passagem de ar, e o filtro secador para garantir níveis de absorção de humidade elevados, removendo de igual forma ácidos orgânicos e inorgânicos (Kostic, 1997).

Na tabela 3.2 são apresentadas as características técnicas da UAC:

Tabela 3.2 - Características da unidade de ar condicionado (Fonte: Kostic, 1997)

Resistências de Reaquecimento (W)	2 x 500 (a 220 V)
Caudal de Ar (m ³ /s)	0,13 (máximo)
Volume de ar varrido (m ³ /revolução)	2,595x10 ⁻⁵
Potência de entrada (W)	120 (A 240 V e 50 Hz)
Resistências da caldeira (W)	1x 1000 (a 220 V)
	2x 2000 (a 220 V)
Velocidade Angular do Compressor (rpm)	2700 a 3000 (a 220 V e 50 Hz)

3.5.2. Chiller de Refrigeração

No sentido de permitir o arrefecimento do fluido refrigerante que irá percorrer os 2 permutadores de calor em série, integrantes do banco de evaporadores, usou-se um *Chiller* de refrigeração por compressão de vapor. Devido à sua indispensabilidade para o funcionamento do protótipo experimental, detalha-se abaixo o seu funcionamento e características técnicas.

Sendo que o caudal de saída é muito elevado, relativamente à área de secção das serpentinas utilizadas, optou-se por fazer a extração do líquido refrigerante para um reservatório, do qual seria feita simultaneamente uma subtiragem, por forma a fechar o ciclo de alimentação dos permutadores de calor no túnel de acrílico.

Assim sendo, será necessário o emprego de uma bomba submersível de circulação de fluido refrigerante, no interior do reservatório alimentado pelo *Chiller*. A respetiva descrição técnica deste elemento encontra-se delineada no sub-capítulo seguinte, “3.5.3 - Bomba Submersível”.

O *Chiller* de refrigeração utilizado é o modelo TAE Evo 031, da marca MTA, sendo constituído principalmente pelos 4 componentes primários de um ciclo de compressão de vapor: condensador, evaporador, compressor e válvula de expansão. Define-se como um sistema versátil de refrigeração, indicado para a utilização em situações onde é necessária a climatização do espaço, assim como a refrigeração de componentes (MTA Water Refrigerators, 2002).



Figura 3.24 - *Chiller* de refrigeração utilizado.

O fluido refrigerante empregue é constituído por um mistura de água (60%) e glicol (40%), apresentando assim, através de dados recolhidos em REPSOL (2014), um ponto de congelação de -25 °C. Desta forma, consegue assegurar-se um funcionamento seguro e contínuo do ciclo de refrigeração, sendo que a temperatura imposta ao fluido refrigerante à saída do *Chiller* foi de -7 °C.

Segundo o fabricante, o produto é formulado quimicamente à base de aditivos anticorrosivos e antiespuma, conferindo-lhe a proteção adequada contra a corrosão e cavitação. Uma vez que é miscível com a água segundo várias proporções, são apresentadas na Tabela 3.3 as diferentes configurações que pode tomar:

Tabela 3.3 - Características do Anticongelante Utilizado (Fonte: REPSOL 2014)

Porcentagem de Anticongelante	Temperatura de Proteção
10%	-4 °C
20%	-11 °C
30%	-18 °C
40%	-25 °C
50%	-37 °C

Surgindo como parte integrante do ciclo de refrigeração do *Chiller*, o compressor apresenta-se como sendo do tipo hermético, e tem uma potência de 745,7 W. O controlo da sua operação é delineado por uma unidade eletrónica no sentido de manter o fluido refrigerante a uma temperatura dentro dos valores pré-estabelecidos pelo utilizador (MTA Water Refrigerators, 2002). Sob outra perspetiva, o condensador do circuito interior da máquina é constituído por um permutador de calor de grandes dimensões, como é observável na Figura 3.24, com alhetas em alumínio e tubos em cobre desoxidado.

O reservatório de acumulação de refrigerante possui capacidade para 115 litros e é constituído por aço carbono. A mistura refrigerante contida no seu interior é succionada por uma bomba centrífuga em aço inoxidável, com um caudal variável de 1,7 a 6 m³/h, cuja potência absorvida é de 750 W. Em sentido contrário, o *Chiller* possui outra bomba semelhante para a extração do fluido reaquecido no reservatório do protótipo experimental. Esta última, constituída pelo mesmo material, possui um caudal variável de 1,7 a 4,8 m³/h e uma potência absorvida de 1100 W. Para além dos componentes referidos, o *Chiller* possui ainda: duas turbinas, uma axial e uma centrífuga, para efeitos de ventilação e arrefecimento; filtro de secagem; medidor de caudal; VET; manómetros de pressão de gases.

Em referência aos parâmetros que o *Chiller* permite configurar, é importante expor os que foram utilizados durante os ensaios realizados. Para determinar qual seria a temperatura de *output* do líquido refrigerante, estabeleceu-se o *SetPoint* de Temperatura (Parâmetro R1) para -7 °C. Quando este valor é atingido durante o teste laboratorial, o termostato responsável pelo controlo da temperatura de saída do fluido desativa o compressor. Ainda assim, a bomba de água que transporta a mistura de água-glicol continua a operar.

A interface entre o *Chiller* e o utilizador, para efeitos de configuração, é um *display* eletrónico que permite, para além de configurar a temperatura do fluido refrigerante à saída da máquina, adaptar o funcionamento da mesma a diferentes ambientes e aplicações. Após a consulta pormenorizada do manual de instruções e operação do *Chiller*,

verificou-se que existem vários parâmetros disponíveis para alteração, relatados na Tabela 3.4.

Tabela 3.4 - Parâmetros de Configuração do *Chiller* (MTA Water Refrigerators, 2002).

Parâmetros	Função
Proteção Anticongelamento	Ativação das resistências de descongelação e alarme de gelo.
Operação de Turbinas	Controlo <i>ON-OFF</i> das turbinas de arrefecimento.
Operação do Compressor	Configuração dos tempos de ativação, atraso e paragem.
Operação de Sondas	Corrige valores das sondas de condensação e temperatura.
Parâmetros Gerais	Bloqueio do <i>display</i> , inversão entre operação de inverno/verão.
Configuração de Alarmes	Ativação/desativação de: Alarmes; Bombas de circulação; Compressor
Processo de Descongelação	Ativa a descongelação do evaporador interno.

3.5.3. Bomba Submersível

De forma a permitir a troca de calor entre as serpentinas do banco de evaporadores e o ar escoado instalou-se, no interior do reservatório de fluido refrigerante, uma bomba submersível que efetua a descarga da mistura água-glicol para os permutadores, seguindo o trajeto já referido no subcapítulo anterior.

A instalação deste componente foi feita no fundo do reservatório, tal como é ilustrado na Figura 3.25, de forma a conferir estabilidade e garantir um funcionamento silencioso, segundo as normas de instalação do manual (Foster-Smith, 2002).

O modelo da bomba é o SELTZ L40 II, da marca HYDOR, e possui as características enumeradas na Tabela 3.5:

Tabela 3.5 - Características da bomba submersível (Fonte: Foster-Smith, 2002)

Dimensões (m)	0,17x0,89x0,13
Caudal (m ³ /s)	77,8x10 ⁻⁵
Conexões (m)	0,016 (5/8 in)
Potência (W)	55

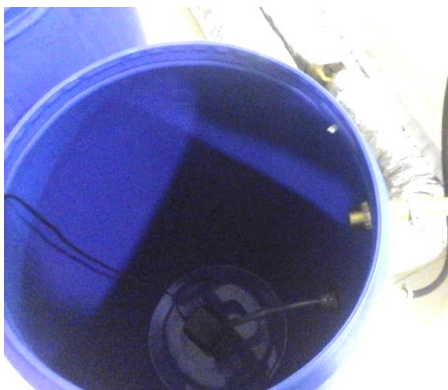


Figura 3.25 - Modo de implementação da bomba submersível.

3.5.4. Bomba de Circulação

Como parte integrante do circuito de alimentação dos permutadores, foi utilizada uma bomba exterior de circulação, com sentido único de fluxo e caudal variável. Esta garante o escoamento de fluido para desumidificação no permutador adicional, instalado a montante dos restantes evaporadores do banco, e é proveniente do respetivo reservatório.

Para que a água seja bombeada em regime permanente, o componente deve efetuar o processo a partir de um ponto abaixo do reservatório, de forma a evitar a reversão de fluxo. Assim, a pressão exercida pela altura de coluna de água à entrada da bomba garante que não existem infiltrações de bolhas de ar nos tubos.

Optou-se então por colocar a bomba de circulação à saída do reservatório e à altura da sua extremidade inferior (Figura 3.26), utilizando uma tubagem flexível de plástico transparente com diâmetro externo de 16 mm. Assim, consegue-se, para além do descrito no parágrafo anterior, minimizar a perda de carga que seria imposta no caso do tubo que conecta a saída da bomba ao permutador ser mais extenso.



Figura 3.26 - Mode de implementação da bomba exterior de circulação.

O modelo da bomba de circulação descrita é o RL2S 25-40, da marca ERRELLE. Segundo o manual de instruções para instalação e operação (ERRELLE, 1999), consegue bombear água até uma altura manométrica de 4 m, apresentando as seguintes especificações (Tabela 3.6):

Tabela 3.6 - Características da bomba de circulação (Fonte: ERRELLE, 1999)

	III	II	I		
P (W)	75	47	33	Pressão nominal	10 bar
I _n (A)	0,33	0,23	0,16	Alimentação	230 V
n (rpm)	2500	2200	1600		50 Hz, classe F
				Capacidade	2,7 μF

As características apresentadas na tabela à esquerda dizem respeito aos parâmetros variáveis do componente, uma vez que a bomba pode fazer escoar fluido segundo 3 caudais diferentes, respetivos às velocidades III, II e I. Os restantes dados dizem respeito à potência elétrica e corrente nominal, bem como à velocidade de rotação associada a cada caudal (P, I_n e n, respetivamente). A tabela do lado direito apresenta os parâmetros hidráulicos e elétricos fixos.

3.6. Instrumentação

3.6.1. Anemómetro de Fio Quente

A medição da velocidade do ar à entrada do túnel de acrílico foi feita com recurso a um anemómetro de fio quente, cujo modelo é o 425 da marca TESTO (Figura 3.27). Um componente deste tipo é desenhado especificamente para tarefas de medição de caudal volúmico em condutas, e é constituído por uma sonda telescópica de velocidade e temperatura, aliada a um termistor NTC conectado permanentemente (Testo, 2009).



Figura 3.27 - Anemómetro de fio quente utilizado.

O princípio de operação de um anemómetro de fio quente, frequentemente denominado por termoanemómetro, baseia-se na medição da velocidade do fluido escoado a partir da deteção de mudanças na taxa de transferência de calor do elemento sensível (Moraes, 2003), quando este é aquecido eletricamente e colocado sob a ação de um fluxo de ar.

O circuito interno pelo qual é composto o anemómetro estabelece então uma relação entre a variação da resistência elétrica do filamento e a velocidade do fluxo de ar.

Na Tabela 3.7 são apresentados os dados técnicos recolhidos do manual de instruções do aparelho:

Tabela 3.7 - Características do anemómetro de fio quente (Fonte: Testo, 2009)

Resolução (m/s)	0,01
Exatidão (m/s)	$\pm 0,03 + 5\%$ do valor medido
Alcance de Medição (m/s)	0 aos 20

As vantagens da aplicação de um anemómetro de fio quente para medição de caudal de ar surgem no baixo nível de intrusão ao escoamento, devido às reduzidas dimensões do elemento sensível, tornando-se assim o componente indicado para medição em espaços reduzidos.

Os bons níveis de fiabilidade e adaptação a locais com turbulência permitem a instalação na secção de entrada do túnel de acrílico, mais especificamente na zona superior do bocal metálico, uma vez que suporta as mudanças repentinas de área de secção. Assim, evita-se de igual forma a abertura de um orifício adicional na estrutura adicional de 1 m de acrílico, mantendo a secção de escoamento de ar a montante do banco de evaporadores.

3.6.2. *DataLogger* de Temperatura

O registo global dos valores das temperaturas no protótipo experimental foi efetuado com auxílio de um coletor de dados eletrónico, cujo modelo é o *DataLogger* TC-08 da marca PICO (Figura 3.28). Sendo que a sua alimentação é feita a partir de uma porta *USB*, não necessita de fonte de energia externa (PicoTech Ltd, 2013). Os termopares utilizados pertencem ao tipo T (Cobre e Constantan¹³, apresentando alta precisão para medições de temperaturas negativas, possuindo de igual forma um limite superior bastante seguro, que pode distar até aos 350 °C, uma vez que o cobre sofre um processo agressivo de oxidação

¹³ - Liga metálica de alta resistividade, composta por níquel (60%) e cobre (40%).

apenas a partir dos 400 °C. Devido às suas características e potencialidades, esta tipologia de termopares é bastante utilizada, como aponta Sette (2015), na indústria de refrigeração e criogenia. Visto que este componente possui 8 canais para ligação a terminais elétricos de termopares, a divisão dos mesmos foi feita aplicando um elemento sensível a cada face do evaporador, perfazendo o total de 6 termopares instalados nas alhetas. Os restantes 2 canais foram preenchidos com termopares ligados, respetivamente, à superfície dos tubos de cobre à entrada para o túnel de acrílico, no 2º e 3º evaporadores.



Figura 3.28 - DataLogger e respetivas ligações de termopares.

A instalação dos termopares nas alhetas dos permutadores de calor foi efetuada, como já foi referido no subcapítulo “3.4 - Construção do Protótipo”, fazendo passar os filamentos por um furo localizado ao centro da zona superior da área de passagem de ar.

A definição do local de colagem do termopar define-se como a zona central da secção de passagem de ar, aderindo ao centro geométrico da fileira de alhetas. Esse local compreende a porção mais significativa de fluxo de ar direto advindo da UAC, possuindo características propícias à formação de gelo mais uniformemente devido ao menor valor de turbulência nessa zona, com base nos valores referidos adiante, no subcapítulo “4.1 - Testes preliminares”.

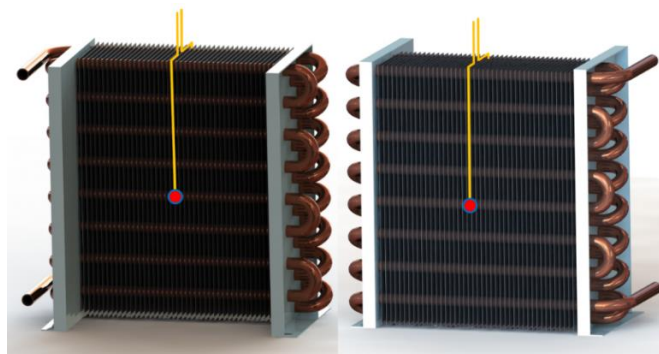


Figura 3.29 - Localização dos termopares nas faces do permutador de calor.

A ponta sensível do termopar é conectada então na extremidade das alhetas do permutador, conforme a Figura 3.29.

Recorrendo a fita de alumínio, cria-se um invólucro que encosta simultaneamente na extremidade do termopar e na superfície alhetada, como é observável na Figura 3.30. Sendo assim, garante-se uma maior fiabilidade dos resultados obtidos pelo *DataLogger*, que não seria obtida no caso da ponta de medição estar sujeita à passagem de ar a um valor de temperatura diferente.



Figura 3.30 - Modo de implementação dos termopares.

A conexão a um computador pessoal, e a utilização do *software* de aquisição de dados (*PicoLog Recorder*) permite observar a variação dos valores matricial ou graficamente, com intervalo de tempo entre medições programável. Durante os ensaios efetuados, este parâmetro foi configurado para assumir o valor de 5 min.

A partir de uma seleção das informações recolhidas do manual de instruções do componente, apresentam-se seguidamente as características mais revelantes, durante a operação do mesmo.

Tabela 3.8 - Características do *DataLogger* de temperaturas (Fonte: PicoTech Ltd, 2013)

Intervalo de medição (°C)	-270 a 1820 (-270 a 350 para termopares do tipo T)
Canais para terminais de termopares	8
Precisão (°C)	0,2% do valor \pm 0,5°C
Tensão de <i>input</i> (V)	$\pm 70 \times 10^{-3}$
Taxa de aquisição de dados (leituras/s)	Valor máximo: 10
Tempo de conversão (s)	0,1
Condições de operação (T)	0 a 50
Condições de operação (HR)	5 a 100

3.6.3. Higrómetro Digital

Com o intuito de recolher informações internas ao circuito de refrigeração, quanto à HR e temperatura, utilizou-se um higrómetro digital, paralelamente ao *software* correspondente de aquisição de dados (*HW4*). Assim, conseguem-se observar as variações destes parâmetros, com intervalo de tempo fixo entre medições de 1 min. Como já foi referido anteriormente, os dados foram discretizados para um intervalo de tempo de 5min, para o efeito dos ensaios efetuados. A utilização de um componente deste tipo é requerida sob condições de HR fora do intervalo típico dos valores verificados em ambiente externo.

O aparelho utilizado é o modelo *HygroLog HL-NT2* (Figura 3.31), propriedade da marca *ROTRONIC*, que é alimentado por uma fonte de energia externa, equipado com 6 entradas para conexão a terminais de sondas higrométricas.



Figura 3.31 - Higrómetro digital utilizado.

O funcionamento de um higrómetro convencional baseia-se num algoritmo de intercalação com informações matriciais de um diagrama psicrométrico (Grass et al., 2012). Então, de forma a recolher informações acerca dos valores psicrométricos de HR e temperatura à saída da UAC e à entrada e saída do banco de evaporadores, instalou-se um conjunto de 4 sondas.

As sondas S1 e S2 foram utilizadas para medição de valores ambiente e na secção de saída da UAC, respetivamente. Por outro lado, as sondas S3 e S4, denominadas pelo fabricante por “sondas de miniatura”, foram acopladas às secções de entrada e saída do banco de evaporadores, seguindo a configuração mostrada na Figura 3.32. As sondas S1 e S2 são mais robustas e versáteis, conferindo ao sistema de aquisição uma maior fiabilidade de recolha de dados, razão pela qual foram inseridas em zonas onde o escoamento poderia

ser ligeiramente perturbado pela sua presença. Por outro lado, as duas sondas aplicadas ao banco de evaporadores (S3 e S4) apresentam menores dimensões e materiais mais leves, possibilitando a minimização do efeito da turbulência inserida ao fluxo de ar.

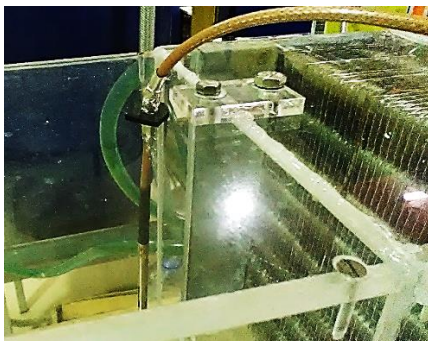


Figura 3.32 - Modo de implementação das “sondas de miniatura”.

Deste modo, apresentam-se então nas Tabelas 3.9 e 3.10 as características técnicas relativas ao higrômetro digital, bem como aos dois conjuntos de sondas.

Tabela 3.9 - Características do higrômetro digital (Fonte: Rotronic, 2009)

Intervalo de operação com sondas integradas	-50 a 100 °C (Temperatura) 0 a 100% (HR)
Memória de medição	5 s a 24 h
Software utilizado	HW4
Exatidão a 23 ± 5°C	±0,1 °C (Temperatura) ±0,8% (HR)

Tabela 3.10 - Características das sondas psicrométricas (Fonte: Rotronic, 2009)

Características	Sondas	
	S1 e S2	S3 s S4
Diâmetro (m)	15 x 10 ⁻³	6 x 10 ⁻³
Comprimento (m)	83 x 10 ⁻³	74 x 10 ⁻³
Intervalo de operação (Temperatura e HR)	-50 a 100°C	-40 a 85°C
	0 a 100%	
Exatidão a 23 ± 5°C (Temperatura e HR)	±0,1°C	± 0,3°C
	±0,8%	± 1,5%
Sensor de humidade	Hygromer IN-1	
Sensor de temperatura	PT100 Classe A	PT100 DIN Classe B
Tempo de resposta	< 15 s	
Material	PEEK - Poliariétercetona	PTFE - Politetrafluoretileno
	Capa de Policarbonato	Capa de Aço Inoxidável V2A
Sinal de output (V _{DC})	0 a 1	

3.6.4. Controlador de Temperatura

De forma a efetuar os ensaios a níveis térmicos constantes ao longo do tempo, empregou-se um controlador de temperatura digital, cujo modelo é o *Digi-Sense Temperature Controller R/S Model 89000-15*, da marca *COLE-PARMER* (Figura 3.33).



Figura 3.33 - Controlador eletrônico de temperatura utilizado.

O equipamento recebe um *input* de dados com recurso a uma ligação que pode ser feita através de um termopar, um termistor ou uma termorresistência (*RTD*). No caso da montagem efetuada, procedeu-se à conexão de um terminal de um termopar do tipo K (Cromel¹⁴ e Alumel¹⁵), sendo que a extremidade sensível está instalada na secção de passagem de ar. O controlador recebe o sinal do termopar e aciona as resistências de reacquecimento constituintes da UAC, colocadas a jusante do evaporador do ciclo de refrigeração da mesma. Assim, garante-se a estabilidade dos valores de temperatura à saída da UAC, configurando um *SetPoint* previamente. A tabela a seguir enumera as características principais do aparelho, quanto à sua utilização.

Tabela 3.11 - Características do controlador de temperatura (Fonte: Cole-Parmer Instrument Co., 2003)

Resolução (°C)	0,1 (1 quando acima dos 9999°C ou abaixo dos -99,9°C)
Precisão (°C)	$\pm 0,4 \pm 0,1\%$ da leitura
Estratégia de Controlo	<i>ONF/OFF</i> ou <i>PID</i>

¹⁴ - Liga metálica constituída por Níquel (90%) e Crómio (10%).

¹⁵ - Liga metálica constituída por Níquel (95%) e Alumínio (5%).

3.6.5. Câmera Fotográfica

As imagens recolhidas durante os ensaios laboratoriais são utilizadas na avaliação da evolução da camada de gelo depositada nos evaporadores. Adicionalmente, foi utilizado o mesmo método para arquivo e acompanhamento do processo de construção do protótipo experimental, como também para o registo de imagens no sentido da demonstração dos componentes do circuito dimensionado.

A captação de imagem por câmara fotográfica revela-se, segundo Moallem *et al.* (2010), o método mais indicado para avaliação da camada de gelo, em detrimento de micrómetros, que implicariam a paragem sistemática do processo de refrigeração, de sistemas de medição por *laser*, inconclusivos devido à rugosidade da camada de gelo, e de métodos mais obsoletos como a raspagem e a pesagem do gelo, por consequência da sua imprecisão.

A câmara fotográfica utilizada é parte integrante de um *smartphone*, uma vez que apresenta vantagens no ponto de vista da mobilidade e facilidade de acesso aos diferentes ângulos de visão. Posto isto, o registo e tratamento de imagens é facilitado, mantendo a mesma qualidade e definição de uma câmara fixa, dado que possui 8 *megapixels*.

3.7. Esquema de Conjunto

Respeitando o que foi mencionado anteriormente no subcapítulo “3.5.2 - *Chiller* de Refrigeração”, é importante referir que a fonte de fluido para desumidificação se baseia num reservatório com uma mistura de água+gelo. A adição de gelo a um volume de água já contido, foi levada a cabo de forma intervalada ao depósito, e foi submetida a um controlo de temperatura por intermédio de um termómetro analógico.

Assim, poder aferir-se qual o intervalo de tempo em que o permutador adicional conseguiria ser percorrido pela mistura, enquanto esta se encontra abaixo da temperatura de ponto de orvalho respetiva às condições impostas pela UAC.

Posto isto, e adicionalmente às informações relatadas ao longo do capítulo, pode apresentar-se o esquema funcional do protótipo experimental (Figura 3.34), considerando já as ligações aos elementos exteriores ao túnel de acrílico construído.

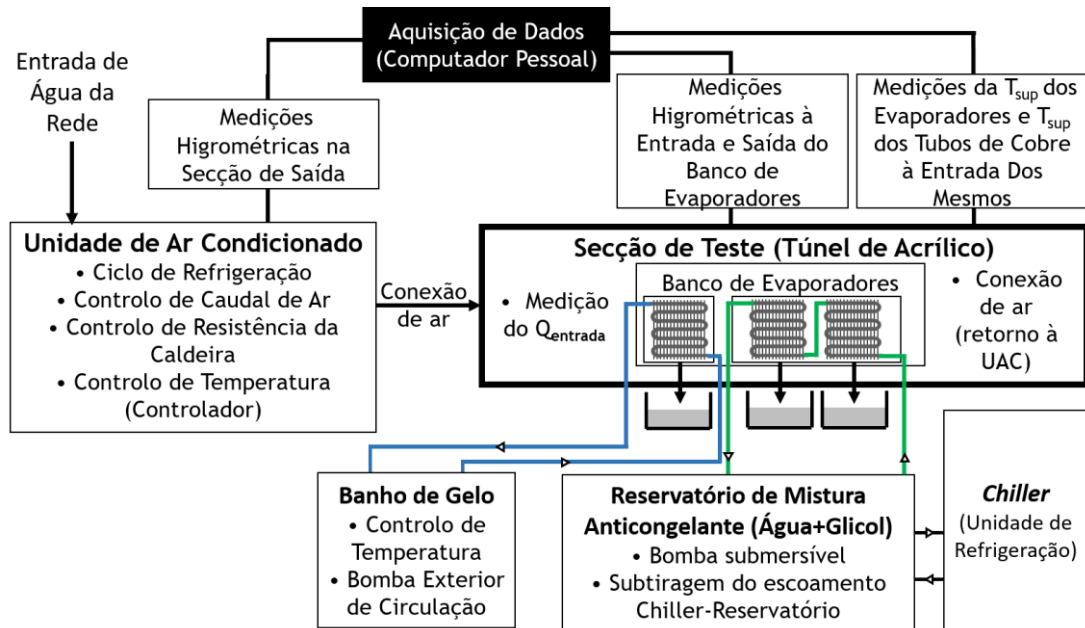


Figura 3.34 - Diagrama funcional do protótipo experimental.

No Anexo 1, é apresentado o diagrama completo da montagem laboratorial, descrevendo com mais detalhe as ligações dos termopares, do higrómetro digital e dos próprios componentes do ciclo de compressão de vapor da UAC, numa maior aproximação à realidade.

Este esquema adicional servirá, de igual modo, para observar mais claramente os fluxos de ar proveniente da UAC, de refrigerante do ciclo de compressão de vapor da UAC, da mistura água+gelo para desumidificação do ar a montante dos evaporadores do ciclo de refrigeração, e da mistura água-glicol, que escoo pelo banco de evaporadores construído.

3.8. Nota conclusiva

Neste capítulo foi acompanhado o processo de dimensionamento, maquinação e montagem do protótipo experimental. O capítulo segue uma lógica cronológica para que se possam perceber os objetivos da montagem, e as razões pelas quais se optou por determinado elemento. O dimensionamento prévio, como processo de melhoria contínua permite, para além de melhorar todos os fatores já referidos, observar em antemão possíveis conflitos na construção e, posteriormente, na alteração da geometria do túnel.

4. Análise e discussão de resultados

4.1. Testes preliminares

Os testes inaugurais, precedentes aos ensaios experimentais propriamente ditos, possuem o objetivo de verificar os perfis de velocidade ao longo da secção de entrada dos evaporadores refrigerados pela mistura água-glicol.

Para avaliar somente a variação da taxa de crescimento da camada de gelo em função das condições impostas pela UAC, não é necessário ativar o evaporador mais a montante. Esta unidade de evaporador, alimentada pela mistura água+gelo, irá operar apenas numa fase final, após ser testada a variação de todos os parâmetros referidos (temperatura, HR e caudal volúmico de ar).

Mesmo assim, de modo a que os ensaios pudessem ser iniciados sob condições otimizadas de uniformização do escoamento, com níveis de perturbação reduzidos, optou-se por manter a primeira unidade de evaporador conectada ao restante túnel, mesmo durante os ensaios experimentais que antecedem a avaliação do método de atenuação proposto. Durante estes, a passagem de ar pelas alhetas paralelas do primeiro evaporador, em estado seco, minimiza a sua turbulência, permitindo uma deposição de gelo mais uniforme no banco de evaporadores a montante.

Assim, para verificar se o canal agregado de 1 m de comprimento, acoplado a uma unidade de evaporador, seriam suficientes para a estabilização do fluxo de ar, procedeu-se à sua conexão à secção de saída da UAC.

Desta forma, recorrendo a um anemómetro de turbina (Testo 416), com características técnicas semelhantes ao modelo referido em “3.6.1 - Anemómetro de Fio Quente”, definiu-se um conjunto de 25 pontos separados por distâncias equivalentes, distribuídos pela secção de escoamento de ar. Colocando a extremidade sensível do anemómetro nesses 25 pontos, retiram-se os valores da velocidade individualmente, recorrendo à metodologia apresentada na Figura 4.1.



Figura 4.1 - Medição dos perfis de velocidade do escoamento de ar.

A Figura 4.2 revela os valores médios da velocidade em m/s para os pontos de medição escolhidos, retirados ao fim de 1 min de medição. É importante referir que o tubo de alumínio que interliga a UAC ao túnel de acrílico foi mantido sempre coincidente com a direção do escoamento de ar, gerada na UAC. Evita-se assim o surgimento de um ângulo de ataque à entrada, obtendo consequentemente valores de velocidade melhor distribuídos e mais elevados junto ao centro da secção retangular.

Então, na secção de saída do evaporador de alisamento, resulta o seguinte perfil de velocidades, com a direção do escoamento de ar perpendicular ao plano da folha:

● Escoamento de ar

1.6	1.6	1.6	1.7	1.4
1.6	1.8	1.7	1.7	1.7
1.5	1.5	1.6	1.7	1.6
1.7	1.6	1.6	1.6	1.5
2.3	2.4	2.6	2.5	2.2

Figura 4.2 - Perfil de velocidade do escoamento de ar no protótipo.

A obtenção destes valores foi efetuada com o ventilador regulado para operar sob valores de potência máxima, de forma a introduzir mais turbulência no escoamento e obter valores para o caso mais desfavorável.

Como se pode visualizar, os valores da velocidade na porção inferior da secção retangular possuem maior amplitude, devido à presença do desnível afunilado para recolha de condensados (Figura 4.3). Uma vez que o ar escoado encontra menos resistência à sua passagem, consegue manter a sua velocidade passando por uma zona sem alhetas.

Através de uma análise simples, verifica-se uma relativa uniformidade entre os valores obtidos. Sendo assim, demonstram-se desvios pontuais não significativos para as zonas mais distantes do centro geométrico da secção de passagem de ar, sendo que os valores distam entre si, no máximo, 0,4 m/s.

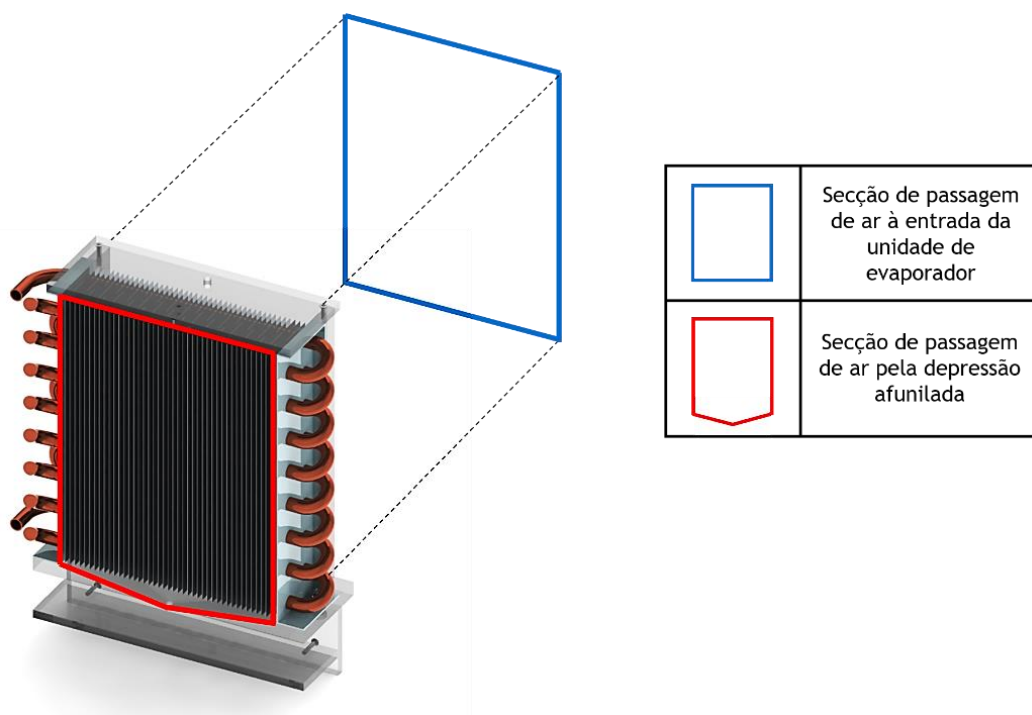


Figura 4.3 - Alteração da secção de passagem de ar na depressão afunilada.

A fase seguinte dos testes preliminares utiliza a UAC com realimentação de ar, ou seja, já com todas as unidades de evaporador acopladas, e a saída do protótipo conectada à secção do ventilador. Este processo foi levado a cabo para estudar as variações no seu *output* consoante as condições impostas. Assim, poderá observar-se a evolução dos parâmetros a controlar posteriormente, não inserindo qualquer carga térmica ao circuito de ar.

Os níveis distintos de temperatura, velocidade e HR do ar escoado são obtidos variando a potência das resistências da caldeira, o *SetPoint* do Controlador de Temperatura, a magnitude de rotação do ventilador no painel de controlo e a operação do compressor para ativação do circuito de refrigerante da UAC. Através de ensaios com a duração de 120

min, realizados durante o mês de junho de 2016, estudou-se a variação destas 3 grandezas, associada à combinação dos elementos da montagem laboratorial referidos.

4.2. Procedimento experimental

Existem muitos fatores que influenciam a formação de gelo e o próprio processo de deposição, que podem incluir: a temperatura da superfície fria; a temperatura, HR e velocidade do ar; as características do material da superfície; a pressão de funcionamento do sistema (Liu *et al.*, 2005). Sob as mesmas condições, a deposição da camada de gelo pode apresentar diferentes características, em termos de massa volúmica e espessura. Por isso, têm sido levados a cabo bastantes esforços no sentido do otimizar a operação de unidades de refrigeração, através da determinação das condições iniciais, da duração, e dos intervalos de tempo entre cada descongelamento.

Este processo surge em concordância com o apresentando num largo conjunto de investigações experimentais do ramo, que afirmam que a eficiência global de um sistema de refrigeração poderia ser alterada na ordem dos 10 a 15%, através de alterações puramente nos parâmetros de operação relacionados com o ciclo de refrigeração (Lenic *et al.*, 2012).

Posto isto, pode dividir-se a execução dos ensaios laboratoriais em duas fases:

- O estudo da variação da camada de gelo em função das propriedades termodinâmicas controláveis do ar escoado (temperatura, HR e caudal volúmico), constituindo o conjunto de ensaios N;
- A avaliação do método de atenuação proposto, integrando o grupo de ensaios P.

Numa perspetiva geral, um processo de *design* e otimização em engenharia envolve 3 ou mais parâmetros essenciais de teste, que requerem uma análise de relação potencial entre eles (Tang *et al.*, 2016). Posto isto, utilizando 2 níveis de temperatura, humidade e velocidade do ar, ter-se-iam que efetuar 8 testes (2^3) no mínimo para obter um conjunto de resultados fidedigno. Portanto, tendo como base um conjunto de ensaios onde apenas um dos parâmetros é variado, mantendo os outros dois constantes, obter-se-ia um conjunto de 8 experiências laboratoriais, às quais pode ser adicionada uma, que demonstrará os valores de referência. Concluindo, iguala-se o número de ensaios mínimos para uma obtenção de resultados creíveis.

As tabelas seguintes (Tabela 4.1 e Tabela 4.2) demonstram então a metodologia dos ensaios efetuados, e a finalidade experimental de cada um, com base nos valores obtidos durante os testes preliminares de variação do *output* da UAC.

Tabela 4.1 - Metodologia dos ensaios da avaliação da formação de gelo.

Ensaio N: Variação da camada de gelo com as propriedades do escoamento.					
		Temp.(°C)	HR (%)	Ensaio	
Aumento do Q_{vol}	$Q_v = 176.3$ m^3/h	16	35	N1	Aumento da Temperatura
		21	35	N2	
		19	27	N3	Aumento da HR
		19	57	N4	
	$Q_v = 213.8$ m^3/h	16	35	N5	Aumento da Temperatura
		21	35	N6	
		19	27	N7	Aumento da HR
		19	57	N8	

Tabela 4.2 - Metodologia dos ensaios do novo método de atenuação.

Ensaio P: Avaliação do método proposto.			
	Temp.(°C)	HR (%)	Ensaio
Obtenção de valores de Referência	25	71	P1
	25	71	P2
Ativação do Permutador Adicional	25	71	P3
	25	71	P4

Como se pode ver, os ensaios laboratoriais (realizados desde o dia 4 até ao dia 22 de Julho de 2016) são feitos segundo diferentes condições de temperatura, caudal volúmico e HR do ar. Para os dois ensaios iniciais do grupo P (P1 e P2), o objetivo será o de estabelecer valores de referência, que demonstrem temperatura e HR mais altas. Assim, a temperatura de ponto de orvalho do escoamento de ar aumenta, de forma a minimizar a quantidade necessária de gelo sólido colocado no reservatório para desumidificação. Desta forma, garante-se com mais facilidade uma temperatura abaixo desse ponto, idealmente

constante, com recurso a inserções mais intervaladas de blocos de gelo no interior do reservatório.

Sendo que as condições psicrométricas para os ensaios do grupo P são de 25 °C para a temperatura e 71% para a HR, a temperatura de ponto de orvalho resulta como sendo de 19 °C, com base em dados fornecidos por uma carta psicrométrica. Então, para que o vapor de água presente no ar condense, é necessário manter uma temperatura de superfície externa do evaporador adicional abaixo deste valor. Para que isto se verifique, optou-se por levar a temperatura no interior do reservatório até aos 10 °C. Tal processo surge de modo a possuir uma maior margem de segurança, tendo em conta as trocas térmicas do permutador de calor com o ar escoado, a uma temperatura mais elevada.

O primeiro passo de um ensaio laboratorial do grupo N é a ativação da UAC, do *Chiller* de refrigeração e da bomba submersível em simultâneo, estando a primeira configurada previamente para que no seu *output* se verifiquem valores análogos aos dos testes preliminares. Após a ativação destes elementos, é iniciado o registo de temperaturas dos termopares do banco de evaporadores, através do *DataLogger*, como também é iniciado o registo de temperatura e HR a montante e a jusante do mesmo, bem como da secção de saída da UAC, com recurso ao higrómetro digital.

Quanto aos ensaios do conjunto P, a diferença reside no fato de que, como já foi referido, as condições psicrométricas dentro do túnel de acrílico serem propícias à existência de uma temperatura de ponto de orvalho maior.

Os ensaios laboratoriais de ambos os grupos têm a duração de 440 min, sendo que a partir dos 400 min o *Chiller* de refrigeração é desativado, mantendo-se o registo de temperaturas e HR de todo o circuito ativos. O processo de formação e desenvolvimento da camada de gelo foi documentado fotograficamente, num intervalo de tempo correspondente a cada 120 min e ao fim do ciclo de refrigeração (400 min). A cada 120 min, foram retiradas 5 fotografias a cada evaporador do banco (10 para duas unidades), perfazendo o total de 40 fotografias por cada ensaio. A obtenção de imagem a partir de vários ângulos, como os laterais e o superior, tem o objetivo de permitir a avaliação da evolução da camada de gelo, em termos de massa volúmica e espessura, ao longo das alhetas e na superfície exterior das serpentinas.

Uma vez que o protótipo experimental construído foi dimensionado para operar sob um processo de descongelação por convecção natural, o volume de água condensada, armazenado nos reservatórios individuais, poderá ser posteriormente contabilizado e

relacionado diretamente com a quantidade de gelo depositado na superfície externa do evaporador, ao fim dos 400 min.

A elevação da temperatura do fluido refrigerante, derivada da interrupção da refrigeração, causa a fusão da camada de gelo, num processo inverso à formação da mesma. Analisando este processo, conclui-se que a descongelação terá uma duração prolongada, pelo que a quantificação do volume de água recolhido em cada permutador de calor só poderá ser feito no dia seguinte.

Os evaporadores de serpentinas alhetadas, além das vantagens referidas no subcapítulo “3.2 - Seleção do Evaporador” para a utilização nesta instalação, são os mais indicados para a visualização do processo de formação de gelo, sendo que, segundo (Vali *et al.*, 2009), são a tipologia mais afetada pela acumulação de gelo, em detrimento dos evaporadores com outras configurações geométricas.

Sendo assim, e derivado das características geométricas destes elementos, é expectável que a zona das alhetas correspondente à secção de saída do evaporador, fique igualmente coberta por gelo, uma vez que, para uma alheta individual, os dois fluxos laterais de ar convergem na extremidade oposta.

4.3. Ensaio N - Formação de gelo em função das características do ar

4.3.1. Variações na temperatura do ar escoado

Seguindo a ordem cronológica dos ensaios realizados, observa-se que a primeira variação imposta ao circuito de refrigeração, é o aumento de temperatura do ar (Ensaio N1 e N2). Posto isto, e considerando os dois parâmetros termodinâmicos apresentados, irá verificar-se inicialmente a influência do aumento de 5 °C no ar escoado, na taxa de crescimento da camada de gelo, visualizando a sua deposição ao fim do ciclo de refrigeração imposto ao circuito.

A partir dos dados recolhidos em ambiente laboratorial (Anexo 2), calcularam-se então os parâmetros EMF e $R_{t\acute{e}rmica}$ para os ensaios N1 e N2 (Figura 4.4 e Figura 4.5, respetivamente).

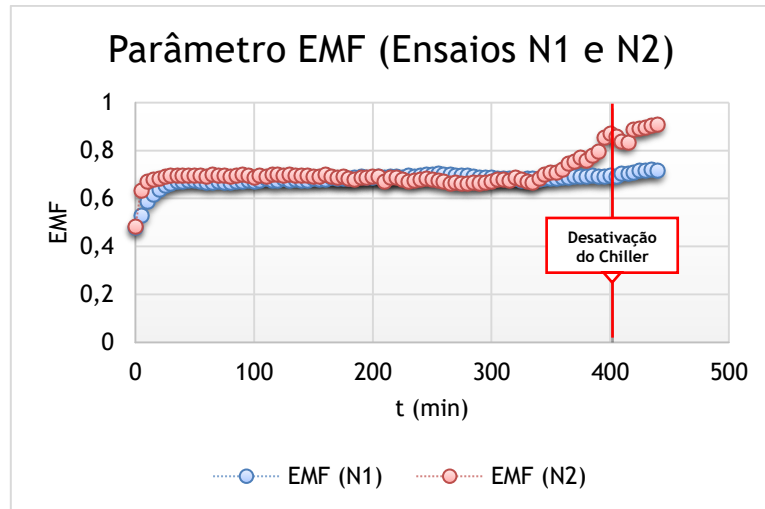


Figura 4.4 - Variação do parâmetro EMF ao longo dos ensaios N1 e N2.

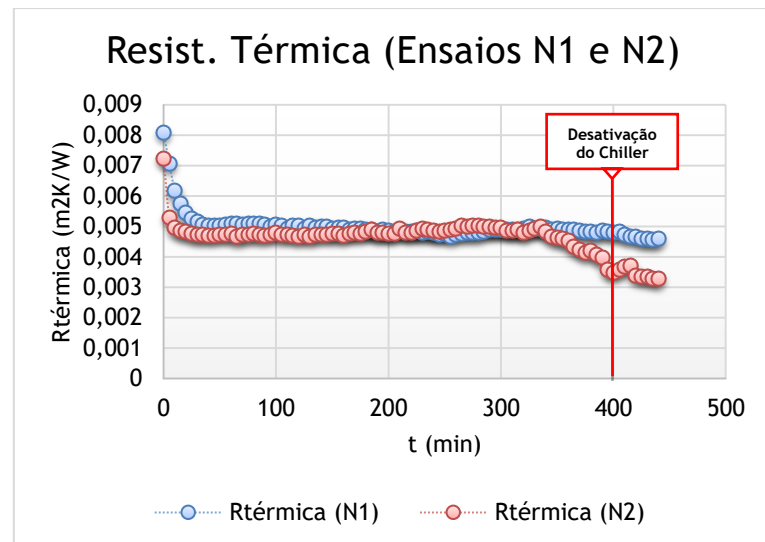


Figura 4.5 - Variação da resistência térmica para os ensaios N1 e N2.

Como se pode verificar pelos dois gráficos apresentados, ambos os métodos de cálculo produzem resultados semelhantes, mas simétricos em relação ao eixo horizontal. Tal facto surge obviamente da relação inversa entre a resistência térmica e a taxa de transferência de calor demonstrada pelo parâmetro EMF. Consecutivamente, pode afirmar-se que o aumento da temperatura registado provoca uma redução significativa da resistência térmica no banco de evaporadores, durante a última hora de ensaio. O seu valor, ao fim do ciclo de refrigeração, é então menor cerca de 27,3% no ensaio de maior temperatura (N2), comparativamente ao anterior (N1).

Sendo assim, demonstra-se que a taxa de crescimento da camada de gelo é tanto maior quanto menor for a temperatura do ar escoado, mantendo os valores de caudal volúmico e

HR do ar constantes. Tal afirmação pode ser sustentada ainda com os dados fotográficos e de recolha de condensados obtidos após os ensaios N1 e N2, respetivamente.

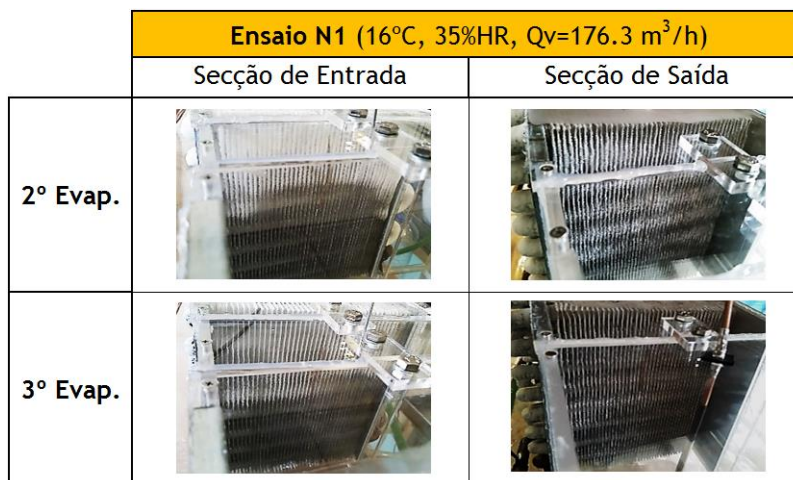


Figura 4.6 - Registo fotográfico da camada de gelo formada nos evaporadores (Ensaio N1).

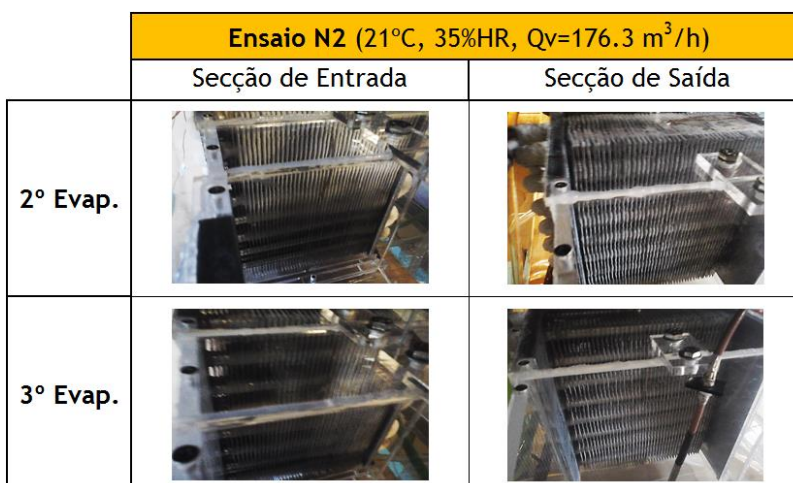


Figura 4.7 - Registo fotográfico da camada de gelo formada nos evaporadores (Ensaio N2).

Como é visível pela comparação entre as Figuras 4.6 e 4.7, a camada de gelo depositada é bastante mais visível no Ensaio N1, com o escoamento de ar realizado sob condições de temperatura mais reduzida.

Ainda assim, e tal como foi referido ao longo da dissertação, a quantidade de gelo formada no banco de evaporadores pode ser ainda associada ao volume de água condensada, recolhida posteriormente nos reservatórios individuais das unidades de evaporador (Figura 4.8) que compõem o protótipo.

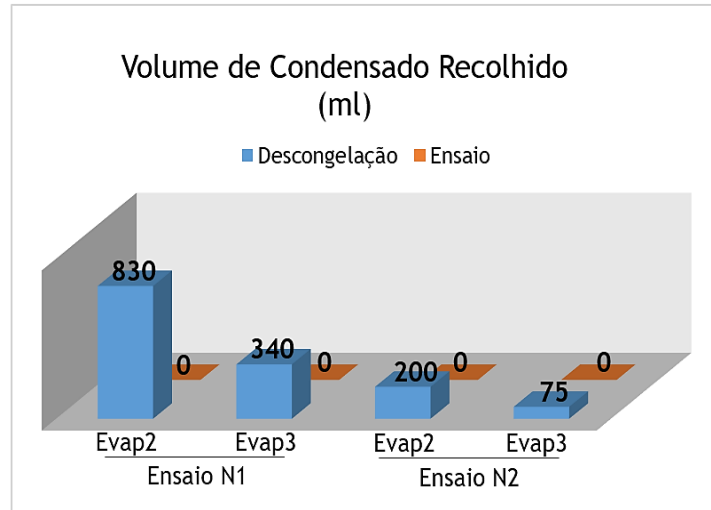


Figura 4.8 - Volumes de água condensada recolhidos nos Ensaios N1 e N2.

Por conseguinte, conclui-se que o aumento da temperatura do ar escoado, verificado no ensaio N2, causa um decréscimo do volume de gelo formado à superfície dos evaporadores. Assim, demonstra-se que o volume da camada de gelo decresce cerca de 75,9 e 77,9% para o segundo e terceiro evaporadores, aquando do aumento da temperatura em 5 °C.

Revelando-se similares, não existe a necessidade da aplicação dos dois métodos de cálculo (EMF e $R_{t\acute{e}rmica}$) para os ensaios posteriores. Sendo assim, optou-se por utilizar somente a análise da evolução da resistência térmica, uma vez que tem em conta as pequenas alterações na massa volúmica do ar, motivadas pelas variações de temperatura e HR entre ensaios (Anexo 5). Sendo assim, utilizou-se uma carta psicrométrica com valores de pressão de 1 atm, para aferir o valor da massa específica do ar em função destas duas últimas variáveis.

4.3.2. Variações na HR do ar escoado

Na literatura consultada, pode existir uma aparente contradição, no que toca à taxa de crescimento da camada de gelo, quando influenciada pelo aumento da temperatura do ar escoado (Ye *et al.*, 2014). A quantidade absoluta de vapor de água no ar aumenta com a sua temperatura, devido ao incremento da energia cinética das moléculas de água presentes no ar escoado, que permite uma evaporação mais célere das mesmas. Então, devido à relação direta entre a pressão de vapor e a temperatura do ar, os resultados podem ser interpretados como se fosse o aumento da HR a levar à amplificação da taxa de crescimento da camada de gelo.

Esta relação entre as duas grandezas referidas é analisada, no âmbito da engenharia, pela equação de Antoine (Equação 4.1), adaptada de Poling *et al.* (2001), onde A, B e C são constantes para as diferentes substâncias, que neste caso será a o vapor de água e o ar seco contidos no escoamento, e T representa a temperatura, em °C, da mistura. A partir de dados tabelados em Poling *et al.* (2001), verifica-se que a pressão de vapor é tanto maior quanto maior for o valor da temperatura do ar.

$$\ln(p_v) = A - \frac{B}{C + T} \quad (4.1)$$

Sendo assim, é importante referir que os testes de variação da HR são feitos individualmente e mantendo um valor de temperatura praticamente constante. O aumento do valor da HR é obtido ativando as resistências da caldeira, cujo efeito na alteração da temperatura é regulado por ação do controlador digital referido no subcapítulo “3.6.4 - Controlador de Temperatura”.

A próxima avaliação é referente ao par de ensaios N3-N4, com operações do ciclo de refrigeração sujeitas a diferentes níveis de HR do ar. Adotando uma análise semelhante à anterior, para o aumento da temperatura, irá visualizar-se graficamente a influência do incremento da HR em 30 pontos percentuais, no processo de formação da camada de gelo na superfície externa da serpentina e alhetas metálicas.

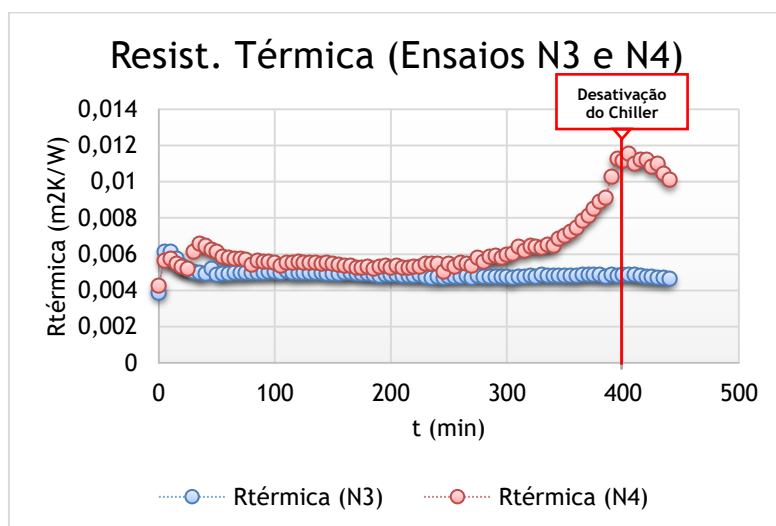


Figura 4.9 - Variação da resistência térmica para os ensaios N3 e N4.

Analisando a Figura 4.9, verifica-se um aumento de resistência térmica bastante agressivo ao longo do intervalo de tempo do ciclo de refrigeração testado, para o ensaio de maior HR (Ensaio N4). Inclusivamente, ao fim do ciclo de refrigeração, após a desativação do

Chiller, a resistência térmica do ensaio N4 revela-se 236% maior que aquela demonstrada no ensaio N3, com menor HR, no mesmo instante.

Ainda assim, é importante realçar o decréscimo ligeiro da resistência térmica verificado entre os 40 e os 100 min de ensaio, para o ensaio N4. Esta variação, tal como referido em “2.2.2 - Processo de Formação de Gelo”, transcreve o decurso da deposição de cristais na superfície externa do permutador de calor, e o aumento de transferência de calor dele advindo. Tal como é referido nesse subcapítulo, a formação da camada de gelo é benéfica para o processo de refrigeração, apenas numa fase inicial, derivado ao aumento da turbulência do ar escoado, à passagem pelos cristais formados.

Ensaio N3 (19°C, 27%HR, Qv=176.3 m ³ /h)		
	Secção de Entrada	Secção de Saída
2° Evap.		
3° Evap.		

Figura 4.10 - Registo fotográfico da camada de gelo formada nos evaporadores (Ensaio N3).

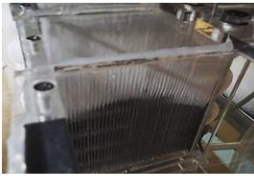



Ensaio N4 (19°C, 57%HR, Qv=176.3 m ³ /h)		
	Secção de Entrada	Secção de Saída
2° Evap.		
3° Evap.		

Figura 4.11 - Registo fotográfico da camada de gelo formada nos evaporadores (Ensaio N4).

Como seria expectável, e surgindo em conformidade com os dados apresentados na Figura 4.9, o aumento da HR do ar escoado no túnel de acrílico causa uma deposição de gelo

bastante mais considerável, em ambas as faces dos permutadores de calor sujeitos à circulação de fluido refrigerante.

A camada de gelo formada em ambos os ensaios (N3 e N4) apresenta maior rugosidade e desarranjo de cristais na secção de saída dos evaporadores, comparativamente à de entrada. Tal acontecimento deve-se ao aumento do grau de sobressaturação do ar na superfície da camada de gelo, motivado pelo valor mais alto de HR. A recolha de imagens mais aproximadas (Figura 4.12) demonstra a formação de dendrites e flocos pontiagudos no topo da camada de gelo à superfície da secção de saída, tal como informa o gráfico presente na Figura 2.3.

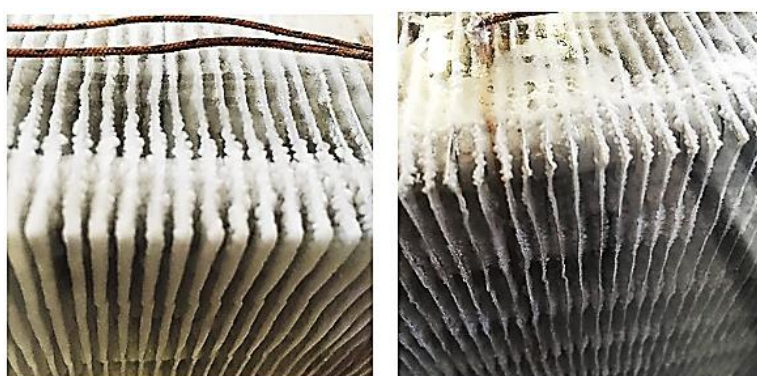


Figura 4.12 - Secção de entrada (esq.) e saída (dir.) do evaporador ao fim do ensaio N3.

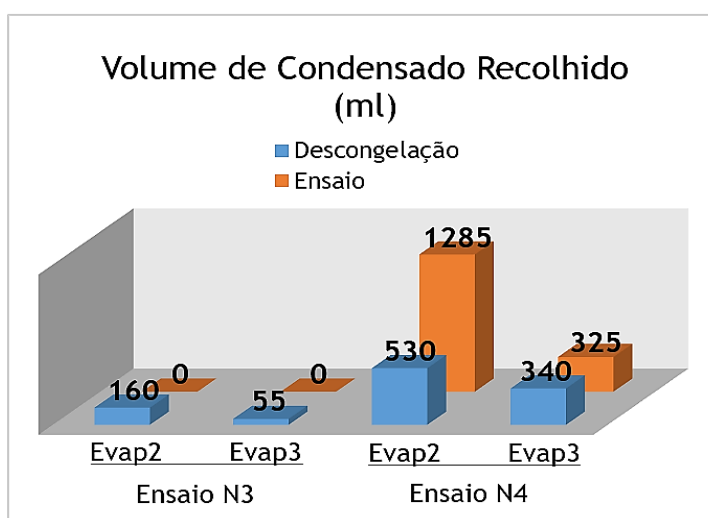


Figura 4.13 - Volumes de água condensada recolhidos nos Ensaio N3 e N4.

Conforme esperado, o volume de água condensada recolhido no ensaio de maior HR é bastante mais significativo. Através de uma relação percentual simples, pode concluir-se que um acréscimo em 30% no valor da HR resulta no aumento do volume da camada de gelo formada na ordem dos 331 e 618% para o segundo e terceiro evaporadores do banco,

respetivamente. Ou seja, para as mesmas condições de temperatura e caudal volúmico, a variação da HR constitui um fator preponderante nas características da camada de gelo resultante.

4.3.3. Variações no caudal volúmico do ar escoado

Tendo como dado adquirido a influência da variação da temperatura e HR do escoamento, resta referir de que forma um incremento no caudal volúmico de ar escoado afeta o processo de formação de gelo. Na literatura consultada, é usualmente referido que o seu aumento intensifica a turbulência criada, ampliando o coeficiente de transporte de energia, mas por outro lado resulta num maior fator de atrito e perda de carga. Nesse sentido, foram repetidos todos os ensaios referidos até este ponto (N1, N2, N3 e N4), mas desta feita sujeitos a um valor de caudal volúmico superior. O valor registado até então foi de $176,3 \text{ m}^3/\text{h}$, sofrendo para os ensaios posteriores (N5, N6, N7, N8) um aumento na ordem dos 17,5%, atingindo os $213,8 \text{ m}^3/\text{h}$. Sucintamente, é avaliada a resistência térmica associada ao aumento da temperatura do ar em $5 \text{ }^\circ\text{C}$ e da HR em 30%, sob um escoamento de ar mais veloz e, consecutivamente, com maior valor de caudal volúmico.

Em relação aos ensaios de aumento de temperatura, e com base na Figura 4.14, pode afirmar-se que a resistência térmica apresenta um perfil inverso ao verificado para os ensaios N1 e N2, sendo que o ensaio realizado a uma temperatura mais elevada (N6) apresenta uma amplificação mais significativa por volta dos 330 min, atingindo no fim do ensaio valores cerca de 1,74 vezes maiores que o seu homónimo (N5).

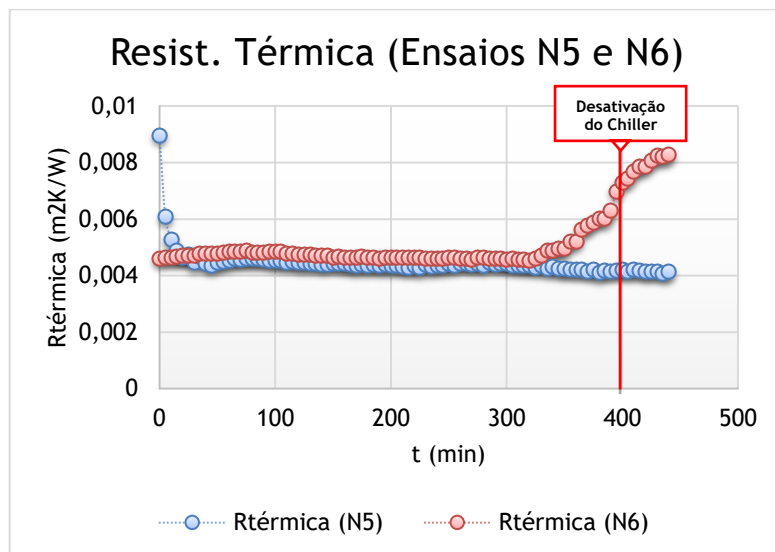


Figura 4.14 - Variação da resistência térmica para os ensaios N5 e N6.

Uma vez que para o par de ensaios de variação de temperatura sob condições de caudal volúmico reduzido (N1-N2), o valor da resistência térmica diminui 1,44 vezes, conclui-se que o aumento do caudal de ar escoado não constitui um fator significativo na magnitude da variação da resistência térmica do evaporador, mesmo apresentando uma tendência oposta.

Fazendo uma análise em conjunto com os ensaios anteriores, verifica-se que, para os ensaios sob as mesmas condições de temperatura e HR (N1-N5 e N2-N6) existem comportamentos diferentes em função do caudal volúmico associado. Como se pode visualizar na Figura 4.15, que compara os dois pares de ensaios referidos, existe uma atenuação da formação da camada de gelo de N1 para N5, sendo que, por outro lado, surge uma deposição de gelo mais acentuada de N2 para N6.

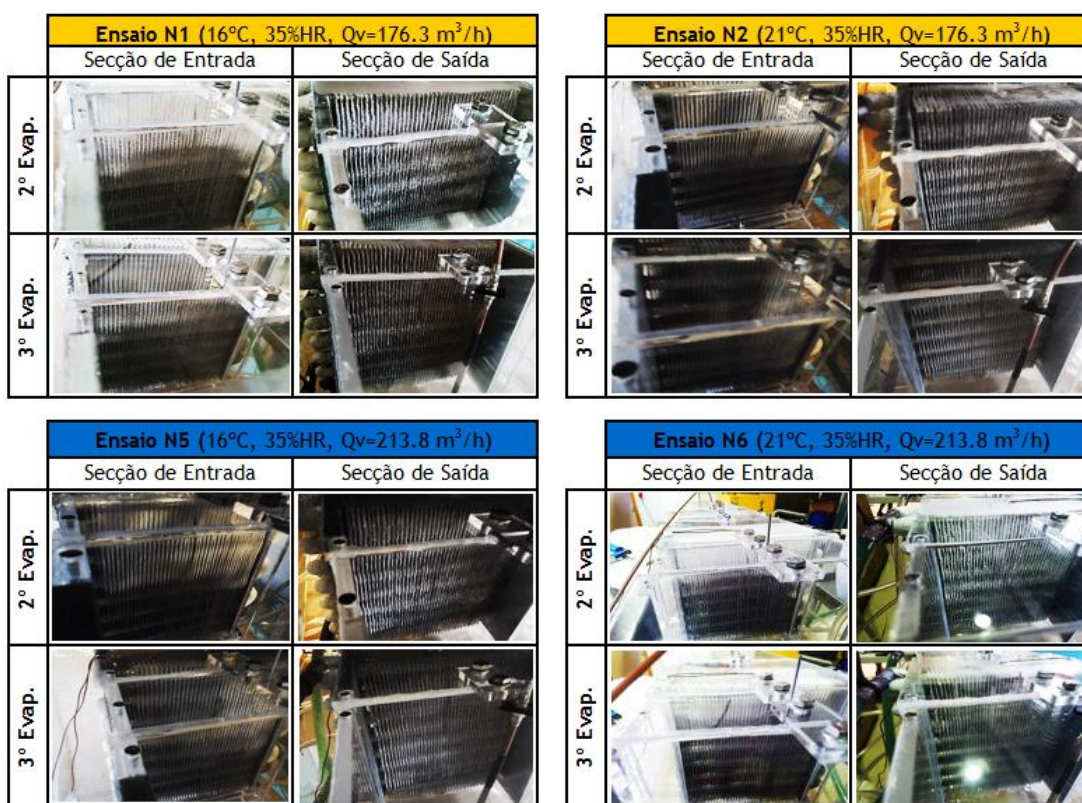


Figura 4.15 - Comparação do registo fotográfico entre ensaios de aumento da temperatura.

Associado às fotografias captadas durante estes ensaios, o volume de água condensada recolhida nos reservatórios também demonstra uma ambiguidade de valores. Como podemos ver na Figura 4.16, do ensaio N1 para o ensaio N5 existe uma redução no volume recolhido em 68,7% para o segundo evaporador e 61,8% para o terceiro. Em sentido contrário, é recolhida cerca de 203% da água no segundo e 273% no terceiro evaporador, do ensaio N2 para o N6.

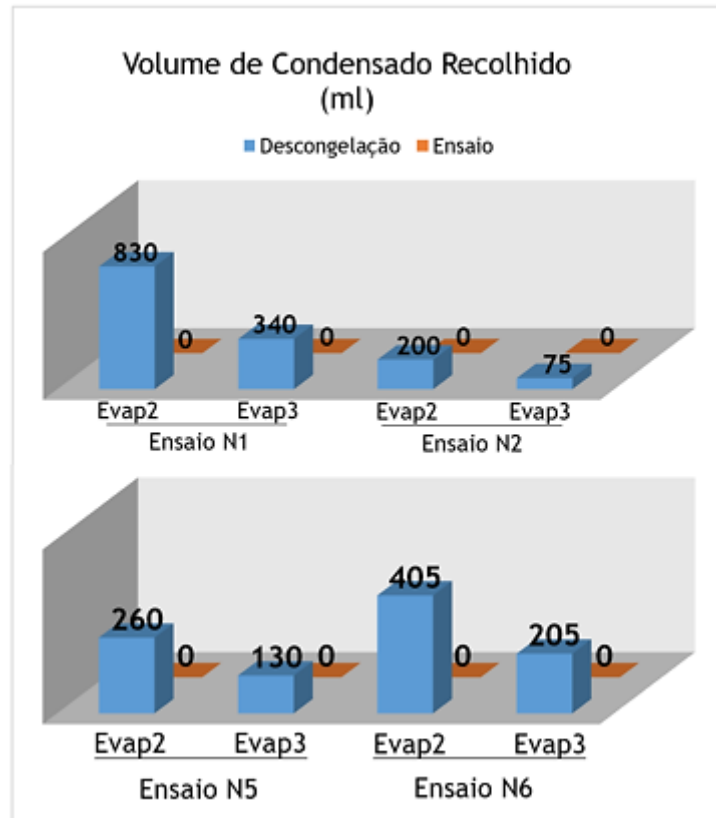


Figura 4.16 - Comparação da recolha de condensados entre ensaios de aumento da temperatura.

Uma vez que já foi referido que a variação do caudal volúmico não causa grandes alterações na resistência térmica, é importante determinar qual o parâmetro que é alterado, e que causa consequentemente a disparidade de resultados observada.

Assim sendo, expõe-se que o aumento da temperatura na secção de entrada do permutador, sujeito a um caudal volúmico elevado, forma uma camada de gelo com maior massa volúmica. Pode parecer contraintuitivo, mas segundo Lee *et al.* (1996), tal acontece devido à maior quantidade de vapor de água transferida para a camada de gelo, originada pelo aumento do gradiente de temperatura e de pressão do vapor de água na sua superfície, como consequência do aumento do fluxo de energia para a mesma.

Já em relação aos testes de variação da HR, sob valores de caudal maximizados, demonstra-se o mesmo efeito flexível, mas desta feita acompanhado por um comportamento mais linear do perfil de resistência térmica ao longo dos 400min.

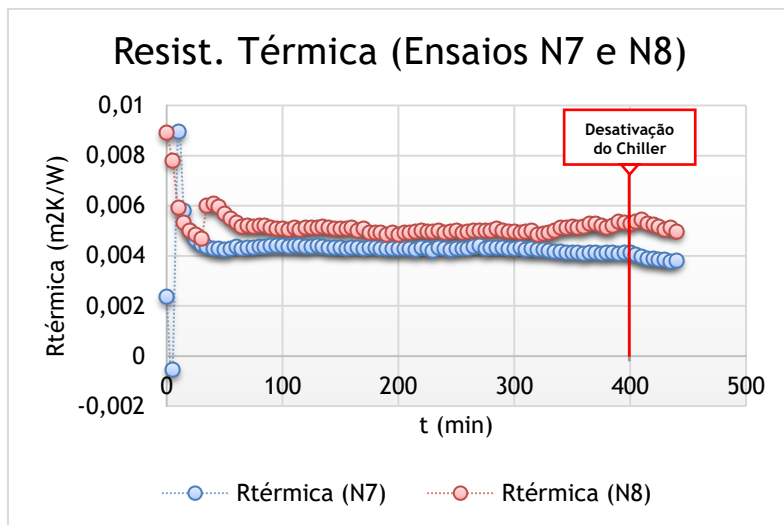


Figura 4.17 - Variação da resistência térmica para os ensaios N7 e N8.

Na Figura 4.17, é possível visualizar que o valor da resistência térmica dos dois ensaios mantém uma magnitude semelhante aos ensaios anteriores. Ainda assim, existe um aumento verificado a partir dos 330 min, analogamente aos ensaios transatos, porém mais ténue e pouco significativo.

Então, garante-se que a operação sob condições de ar escoado que apresentem valores significativos de temperatura (19 °C neste caso) e HR mais reduzida (27% para o ensaio N7) permite uma deposição de gelo mais ligeira e uniforme ao longo do tempo, em conformidade com o referido na literatura consultada.

Faz-se então de seguida uma análise idêntica à anterior, de forma a comparar os dois pares de ensaios dirigidos ao estudo da variação da HR, com o objetivo de aferir o carácter ambivalente da operação de um sistema de refrigeração, sob condições de escoamento com caudal volúmico elevado.

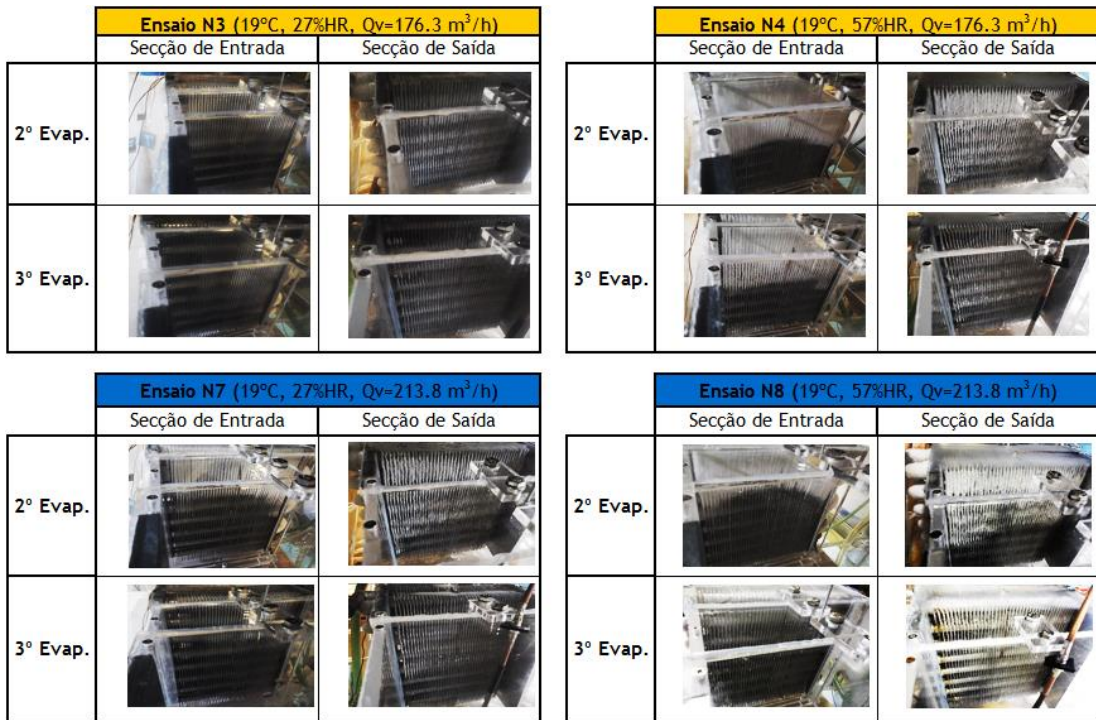


Figura 4.18 - Comparação do registo fotográfico entre ensaios de aumento da HR.

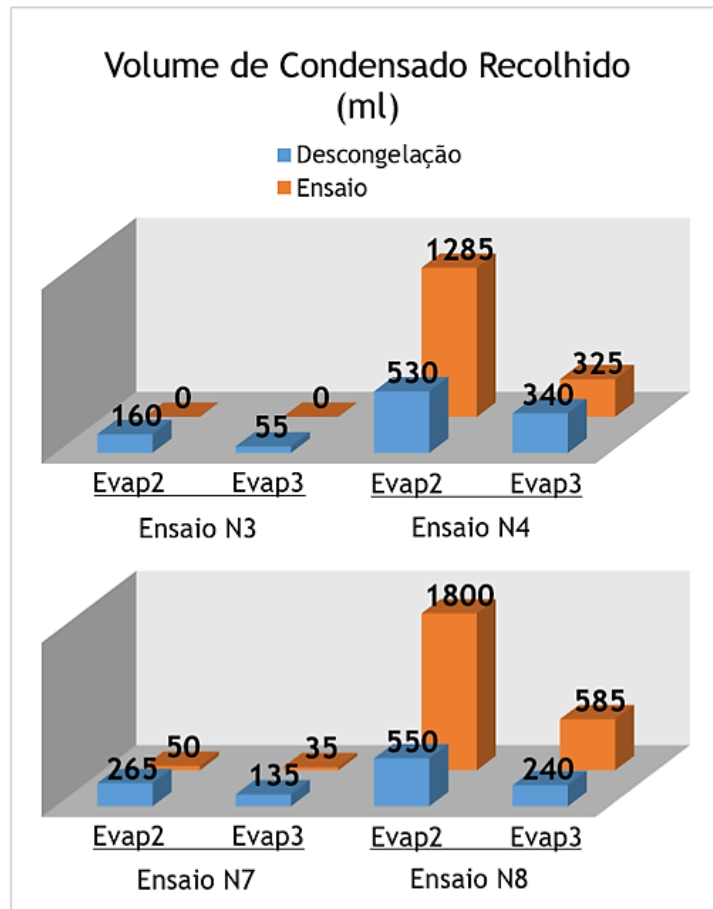


Figura 4.19 - Comparação da recolha de condensados entre ensaios de aumento da HR.

Como se pode verificar pela recolha de imagem fotográfica (Figura 4.18) e pela comparação entre o volume de líquido condensado recolhido (Figura 4.19), os dois pares de ensaios demonstram uma tendência ambígua, mas inversa à que é apresentada anteriormente, surgindo uma maior quantidade de gelo deposto nos evaporadores, em geral, com o aumento do caudal volúmico. A dilatação do valor do caudal volúmico para 213,8 m³/s causa, sob condições de HR reduzida, uma recolha de condensados 166% maior para o segundo evaporador e 245% maior para o terceiro. Em relação ao efeito do aumento do caudal volúmico em ciclos de refrigeração que operam sob condições de HR mais elevada, o comportamento sofre um volte-face, apresentando inclusivamente um ligeiro aumento no volume de recolha no segundo evaporador, e uma redução no terceiro, de 3,6% e 58,3%, respetivamente.

Resumidamente, poderá dizer-se que, no âmbito da refrigeração, o aumento da temperatura e da HR possuem efeitos diferentes, em função do valor da velocidade do escoamento de ar. Para velocidades mais reduzidas, e consecutivamente, menores caudais volúmicos, as configurações que contribuem para uma formação mais significativa de gelo à superfície do evaporador são aquelas que apresentam menores temperaturas e maiores valores de HR. O mesmo não se verifica sob ciclos de refrigeração com escoamento de ar a baixa velocidade, demonstrando-se uma tendência oposta.

Mesmo assim, é notório que a variação do caudal volúmico de ar não interfere com tanta relevância no processo de formação de gelo como a alteração da HR, que se revela, segundo Tan *et al.* (2015) o parâmetro capital em termos de influência no decurso da congelação de embriões. A elevação do gradiente de pressão do vapor de água e da difusão de massa na direção das alhetas, causadas pelo aumento da HR no escoamento de ar (Moallem *et al.*, 2010), resultam numa taxa de crescimento da camada de gelo mais célere e expressivo.

4.4. Ensaios P - Avaliação do método proposto

Possuindo nesta fase um conjunto de resultados que sustenta as diferentes taxas de formação da camada de gelo, em função das características psicrométricas do escoamento, é pertinente avaliar os ensaios efetuados para aferição da validade do método de atenuação proposto.

Por conseguinte, é notório que o leque de resultados é restringido apenas aos ensaios possíveis de obter, recorrendo a um reservatório com água+gelo. Configurando o circuito laboratorial para que o escoamento de ar seja feito sob condições de temperatura e HR

mais elevadas, e de forma a aumentar a temperatura de ponto de orvalho, num processo que tenta não se deslocar do âmbito da refrigeração e dos valores característicos de temperatura e HR nesse ramo, realizou-se um par de ensaios iniciais (P1 e P2). Estes ensaios possuem os mesmos valores de HR e temperatura, havendo apenas, e novamente, um incremento no caudal volúmico de ar, de P1 para P2.

Posto isto, apresentam-se na Figura 4.20, os perfis de resistência térmica para ambos os ensaios.

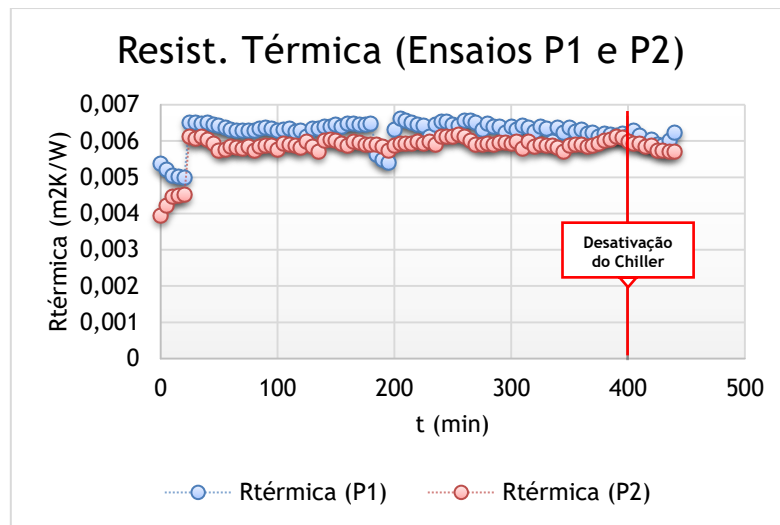


Figura 4.20 - Variação da resistência térmica para os ensaios P1 e P2.

Igualmente necessárias para a comparação do comportamento do ciclo de refrigeração sem, e com o permutador adicional ativo, são ilustradas a recolha de imagens da camada de gelo nas faces de entrada e saída de ar do evaporador (Figura 4.21), bem como a recolha de condensados (Figura 4.22), num procedimento análogo a todos os ensaios efetuados previamente.

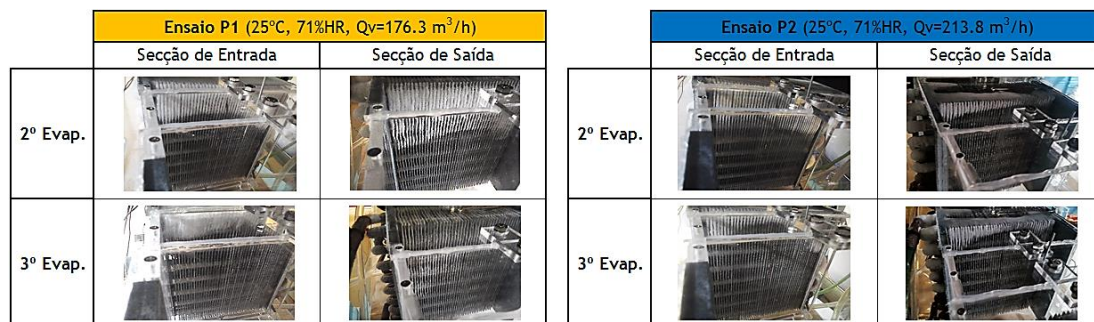


Figura 4.21 - Registo fotográfico da camada de gelo formada nos evaporadores (Ensaio P1 e P2).

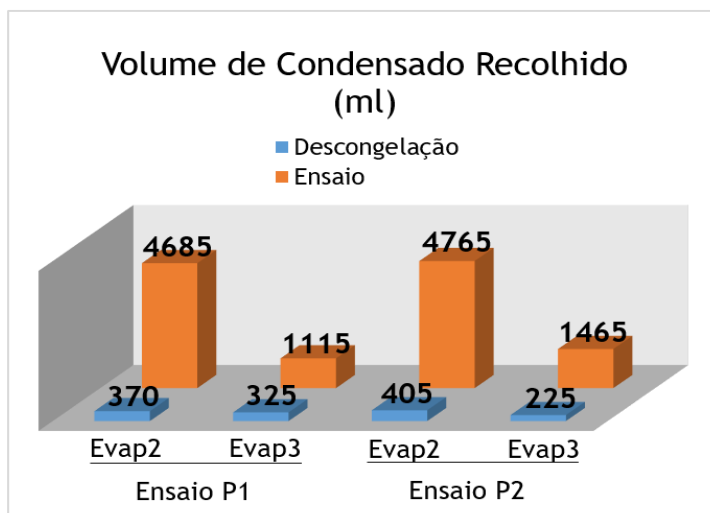


Figura 4.22 - Volumes de água condensada recolhidos nos Ensaios P1 e P2.

É importante realçar que os ensaios P1 e P2 produzem um grande volume de condensados, na medida em que operam sob escoamentos com um nível elevado de HR, superior aos testes efetuados no subcapítulo 4.3.

Os ensaios seguintes (P3 e P4), tal como informa a Tabela 4.2, destinam-se à ativação do fluxo da mistura de água+gelo pelo permutador de calor adicional. Sendo assim, é necessário efetuar o registo das temperaturas nas secções de entrada e saída do mesmo, como demonstra o Anexo 6, bem como verificar o volume de água recolhido durante o ensaio.

Derivado à função unicamente de desumidificação, este permutador não irá estar sujeito ao processo de descongelação, mantendo ao longo de todo o ensaio a temperatura externa entre o ponto de orvalho e o ponto de solidificação da água. Desta forma, não será necessário o registo fotográfico da formação de gelo neste evaporador.

Ativando o circuito de refrigeração, sob as mesmas condições de escoamento que aquelas verificadas nos ensaios P1 e P2, obtêm-se as distribuições de resistência térmica apresentadas na Figura 4.23.

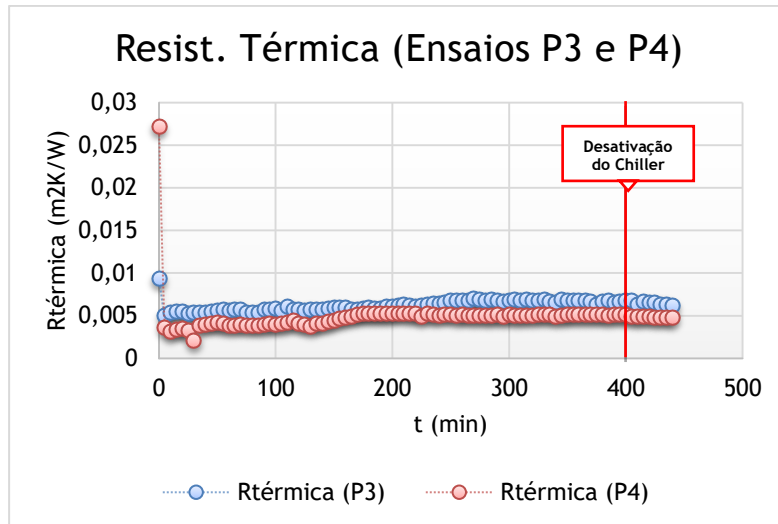


Figura 4.23 - Variação da resistência térmica para os ensaios P3 e P4.

Comparando exclusivamente os gráficos correspondentes à evolução temporal da resistência térmica para os dois pares de ensaios (sem o permutador adicional ativo - P1 e P2, e com o permutador adicional ativo - P3 e P4), verifica-se que esta assume valores ligeiramente mais baixos quando o evaporador extra se encontra ativo e percorrido pela mistura água+gelo. Enquanto na Figura 4.20 se verificam valores praticamente estagnados em redor de 0,006 m²K/W, nos ensaios correspondentes à aplicação do método proposto, verifica-se um valor praticamente constante de 0,005 m²K/W, apresentando uma redução de 16,67%.

Efetuada uma análise visual à formação de gelo nos ensaios P3 e P4, com o permutador adicional ativo, são apresentadas a Figura 4.24 e a Figura 4.25 que ilustram, respetivamente, as fotografias captadas durante os mesmos e o volume de condensados recolhidos.

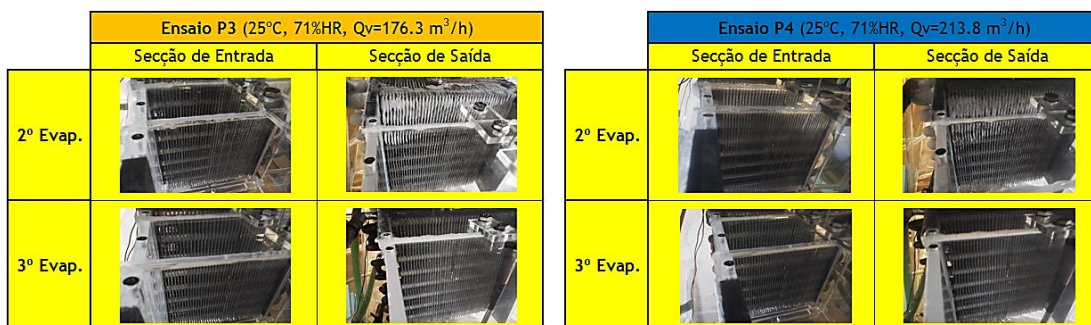


Figura 4.24 - Registo fotográfico da camada de gelo formada nos evaporadores (Ensaios P3 e P4).

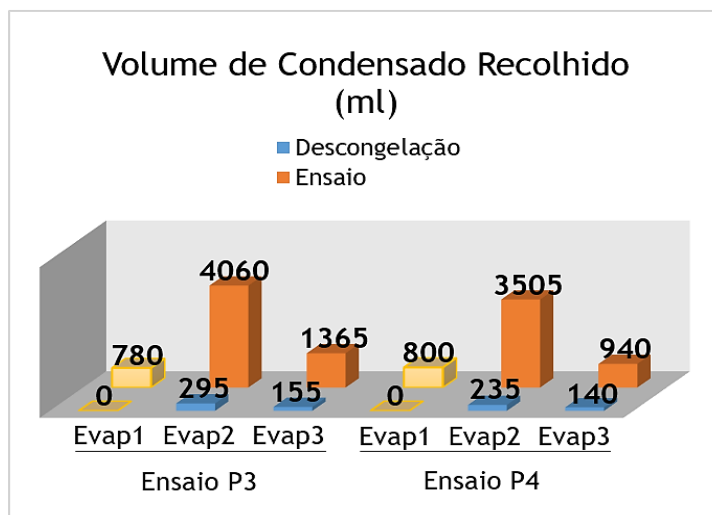


Figura 4.25 - Volumes de água condensada recolhidos nos Ensaios P3 e P4.

Como se pode observar através das imagens recolhidas, existe uma atenuação notória da camada de gelo nos ensaios que utilizam o permutador adicional a montante do banco de evaporadores. Para além da redução da resistência térmica durante todo o ensaio, consegue ainda avaliar-se a diminuição do volume de água obtido diretamente da gravitação de gotículas condensadas, que integravam anteriormente a camada gelada.

Utilizando o método proposto, conseguiu-se reduzir o volume recolhido em cerca de 20,3 e 52,3% para o segundo e terceiro permutadores, respetivamente, aquando da operação sob níveis reduzidos de caudal volúmico. Nos ensaios onde a refrigeração foi levada a cabo com valores mais elevados de caudal de ar, verificou-se uma redução no volume de 41,9% no segundo evaporador, e 37,8% no terceiro, constituindo uma solução potencialmente aplicável no setor da refrigeração comercial para conservação de produtos alimentares.

4.5. Nota conclusiva

Como já foi verificado, a solução proposta apresenta potencial para aplicação em sistemas de refrigeração baseados em ciclos de compressão mecânica de vapor. Dos parâmetros que influenciam a formação da camada de gelo, o valor da HR demonstra ser aquele que tem maior influência no processo de deposição de gelo na superfície alhetada. Inclusivamente, segundo Al-Essa e Al-Zgoul (2012), o aumento da HR e a redução simultânea da temperatura do ar escoado pode aumentar a taxa de deposição de gelo no evaporador até 65%.

Através da análise da variação da resistência térmica ao longo do período de tempo correspondente aos ensaios produzidos verifica-se, como seria expectável, um comportamento inverso ao da taxa de crescimento da camada de gelo que, segundo Amini *et al.* (2014), aumenta significativamente numa fase inicial, atingindo posteriormente um valor mais reduzido, assim como a taxa de transferência de calor, que aumenta inicialmente e depois estagna ao longo do processo.

Com base na análise visual das imagens recolhidas, verifica-se que a camada de gelo formada em todos os casos possui maior espessura na zona superior da área de secção de passagem de ar. Isto deve-se ao fato de o circuito de fluido refrigerante nos permutadores do banco ser efetuado numa primeira fase pela parte superior, descrevendo posteriormente um movimento descendente, tal como é demonstrado na Figura 3.2.

A recolha de imagens durante o processo de refrigeração revela também que a acumulação de gelo tende a diminuir ao longo do comprimento do evaporador, medido segundo uma direção coincidente com a do escoamento de ar. É ainda observado que a fase de nucleação do gelo não se dá a partir das gotículas de água enclausuradas entre alhetas, mas sim nas extremidades destas, na secção de entrada do permutador, visto que este são é um local de estagnação do fluxo de ar (Moallem *et al.*, 2010), onde existem grandes transferências de calor e massa.

5. Conclusão

5.1. Recapitulação

A presente dissertação é constituída pelo desenvolvimento de um protótipo experimental, para a avaliação do processo de formação de gelo na superfície externa dos evaporadores de ciclos de refrigeração. Antecedendo o processo de desenho e conceção da unidade experimental, delineou-se pormenorizadamente a configuração e o objetivo principal do método de descongelação proposto. Tal foi conseguido, recorrendo a um leque alargado de informações recolhidas na literatura consultada, acerca do processo e diferentes mecanismos de formação de gelo, bem como uma introdução aos restantes métodos de descongelação, inseridos no mercado em larga escala, ou apenas em fase de investigação.

De forma a obter uma análise com um caráter mais quantitativo entre os diferentes ciclos de refrigeração testados, enumeram-se na Tabela 5.1 os valores médios da resistência térmica durante os 400 min, e o volume de água condensada recolhida. Assim, será mais acessível derivar, a partir destes valores, uma análise percentual (Tabela 5.2), com o objetivo de determinar a sua variação, consoante as características do ar escoado pelo circuito de refrigeração.

Tabela 5.1 - Resistência térmica média e volume de condensados recolhidos.

Ensaio	Descrição	$R_{t\acute{e}rmica}$ (m^2K/W) (valor médio)	Recolha de condensados (ml)	
			2° Evap.	3° Evap.
N1	Aumento da Temp. (Q_v reduzido)	0,005027001	830	340
N2		0,004765894	200	75
N3	Aumento da HR. (Q_v reduzido)	0,004923741	160	55
N4		0,006090411	530	340
N5	Aumento da Temp. (Q_v elevado)	0,004491046	260	130
N6		0,004865328	405	205
N7	Aumento da HR. (Q_v elevado)	0,004295855	265	135
N8		0,005203245	550	240
P1	Obtenção de Valores de Referência	0,006256866	370	325
P2		0,005830283	405	225
P3	Ativação do Permutador Adicional	0,006109065	295	155
P4		0,004913271	235	140

Tabela 5.2 - Análise percentual da variação de resistência térmica média e volume de condensados recolhidos.

Ensaio	Análise Percentual		
	R _{térmica}	Recolha de condensados	
		2º Evap.	3º Evap.
N1	<5,19%	<75,90%	<77,94%
N2			
N3	>19,16%	>69,81%	>83,82%
N4			
N5	>7,69%	>35,80%	>36,59%
N6			
N7	>17,44%	>51,82%	>43,75%
N8			
P1	Valores	Valores	Valores
P2	Referência	Referência	Referência
P3	<2,36%	<20,27%	<52,31%
P4	<15,73%	<41,98%	<37,78%

Em relação aos ensaios N, pode verificar-se novamente o comportamento variável do aumento da temperatura, sujeito a diferentes níveis de caudal volúmico de ar. Isto é demonstrado ao fazer uma comparação entre os pares de ensaios N1-N2 e N5-N6, onde para o primeiro existe uma redução da resistência térmica e do volume de condensados, e para o segundo se verifica uma tendência inversa. A partir dos dados presentes na Tabela 5.2, verifica-se que o ensaio do grupo N menos prejudicial ao sistema de refrigeração, é aquele efetuado sob condições de temperatura elevada, e caudal volúmico e HR reduzidos.

De outra forma, e em relação aos ensaios P, referentes à avaliação do método proposto, traduz-se a ideia de que existe uma redução significativa no valor da resistência térmica média do banco de evaporadores ao longo dos 400 min, e consecutivamente, do valor do volume de água recolhido após descongelação. Esta melhoria no desempenho do dispositivo de refrigeração é mais notória quando este se encontra sujeito a valores de caudal volúmico mais elevados.

5.2. Sugestão para trabalho futuro

De forma a dar continuidade ao estudo sobre a temática da formação de gelo em evaporadores de sistemas de refrigeração, é importante indicar de que outras maneiras pode o protótipo construído ser testado, de forma a obter um leque mais estendido de resultados laboratoriais, comparando os dados com aqueles produzidos em outras investigações na literatura.

De acordo com a geometria do túnel de acrílico dimensionado, os testes à formação de gelo na superfície dos permutadores de calor podem apresentar mais variáveis, tais como: alteração da distância entre permutadores; alimentação de fluido refrigerante individual para cada unidade de evaporador; alteração dos níveis térmicos do fluido refrigerante na secção de entrada das serpentinas; alteração do caudal de refrigerante associado a cada unidade de evaporador.

A monitorização da formação de gelo poderá ser efetuada através da medição da pressão do fluido refrigerante à saída do evaporador, de forma a visualizar a queda de pressão associada à presença de gelo. Paralelamente, poderá ser feita uma análise fotográfica com mais detalhe, de forma a avaliar a espessura da camada de gelo. Esta última sugestão tem o objetivo de aferir com mais exatidão o valor da massa volúmica da camada de gelo, o que se revela um dos parâmetros mais comuns nos testes revistos da literatura.

No que toca à análise termodinâmica do processo de formação de gelo, será pertinente efetuar um cálculo análogo da resistência térmica, mas desta feita medindo ao valor da temperatura do ar entre unidades de evaporador.

A utilização de um banho termostático, em detrimento do banho de gelo utilizado na presente montagem, constituirá uma alimentação do permutador adicional mais uniforme e com melhor controlo de temperatura.

Referências bibliográficas

ABB Automation Products GmbH; *Variable Area Flowmeter - Basic Fundamentals and Descriptions; Technical Specifications, Rev. 01 D184B003U46*; Goettingen, Germany , janeiro de 2006

Albert, M; Sahinagic, R; Gasser, B; Wellig, B; Hilfiker, K; *Prediction of ice and frost formation in the fin tube evaporators for air/water heat pumps*; In 9th International IEA Heat Pump Conference, Zurich, Switzerland ,20-22 May 2008 (pp. 1-12). Lucerne University of Applied Sciences and Arts - Engineering Architecture, CC Thermal Energy Systems & Process Engineering; Technikumstrasse 21, CH-6048 Horw, Switzerland.

Al-Essa; A; 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; Reindl, D; Klein, S; Nellis, G (2007); *Comparison of parallel and counter-flow circuiting in na industrial evaporator under frosting conditions*; International Journal of Refrigeration 30 (2007) 1347-1357.

Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.04.009>

Amini, M; Pishevar, 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>

Appliance411 (1997); *How does a frost free refrigerator's defrost system work?*; Consultado em setembro 8, 2016, em: <http://appliance411.com/faq/howdefrostworks.shtml>

Bejan, A; Vargas, J (1993); *When to defrost a refrigerator, and when to remove the scale from the heat exchanger of a power plant*; International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.37 No.3, pp. 523-532, 1994; doi: 10.1016/0017-9310(94)90087-6

Borges, B; Melo, C; Hermes, C (2015); *Transient Simulation of a two-door frost-free refrigerator subjected to periodic door opening and evaporator frosting*; Applied Energy 147 (2015) 386-395; Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.01.089>

Byun, J; Lee, J; Jeon, C (2007); *Frost retardation of an air-source heat pump by the hot gas bypass method*; International Journal of Refrigeration 31 (2008) 328-334; Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.05.006>

Chen, Y; Lu, P; Shen, C; Zhang, Q (2015); *Experimental study on frost formation on a cold surface in low atmospheric pressure*; Applied Thermal Engineering 90 (2015) 86-93; Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.06.098>

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

COMISSÃO EUROPEIA; Comunicado n° COM(2016)51 ; *Comunicação da Comissão ao Parlamento Europeu, ao Conselho, ao Comité Económico e Social Europeu e ao Comité das Regiões - Estratégia da EU para o Aquecimento e Refrigeração*; Bruxelas, fevereiro de 2016

Cui, J; Li, W; Liu, Y; Zhao, Y (2010); *A new model for predicting performance of fin-and-tube heat exchanger under frost condition*; International Journal of Heat and Fluid Flow 32 (2011) 249-260;

Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2010.11.004>

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

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 27, 2016, em: http://www.drsfostersmith.com/product/prod_display.cfm?pcatid=21413.

Ge, Y; Sun, Y; Wang, W; Zhu, J; Li, L; Liu, J (2015); *Field test study of a novel defrosting control method for air-source heat pumps by applying tube encircled photoelectric sensors*; International Journal of Refrigeration 66 (2016) 133-144; Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.07.004>

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>

Incropera, F; Dewitt, D; Bergman, T; Lavine, A (2008); *Fundamentos de Transferência de calor e massa*; Editora LTC; Sexta Edição; ISBN 978-85-216-1584-2

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>

Jhee, S; Lee, K; Kim, W (2002); *Effect of surface treatments on the frosting/defrosting behavior of a fin-tube heat exchanger*; International Journal of Refrigeration 25 (2002) 1047-1053; Disponível em: [http://dx.doi.org/10.1016/S0140-7007\(02\)00008-7](http://dx.doi.org/10.1016/S0140-7007(02)00008-7)

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>

Joppolo, C; Molinaroli, L; De Antonellis, S; Merlo, U (2011); *Experimental analysis of frost formation with the presence of an Electric field on fin and tube evaporator*; International Journal of Refrigeration 35 (2012) 468-474; Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.10.017>

Kerbyson, A (2000); *Technical Bulletin No3 - DEFROSTING*; Service Engineers Section; Institute of Refrigeration, Kelvin House, 76 Mill Lane, Carshalton SM5 2JR; Disponível em: http://www.ior.org.uk/ior_/images/pdf/se/Bulletin%203%20-%20Defrost.pdf

Kim, K; Dong, K; Lee, K (2013); *Local frosting behavior of a plated-fin and tube heat exchanger according to the refrigerant flow direction and surface treatment*; International Journal of Heat and Mass Transfer 64 (2013) 751-758; Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.05.027>

Kim, M; Lee, K (2015); *Determination method of defrosting start-time based on temperature measurements*; Applied Energy 146 (2015) 263-269; Disponível 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; Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.07.006>

Kostic, M (1997); *Measurements of Flow Rate and Specific Heat of Air - P.A Hilton's Air-conditioning unit model A573 [Specifications]*; Northern Illinois University; Consultado em setembro 8, 2016, em: http://www.kostic.niu.edu/sp-heat_air.html;

Lawrence, J; Evans, J (2007); *Refrigerant flow instability as means to predict the need for defrosting the evaporator in a retail display freezer cabinet*; International Journal of Refrigeration 31 (2008) 107-112; Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.05.015>.

Lee, T; Lee, K; Kim, W; *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; Disponível em: <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/325>.

Lenic, K; Trp, A; Frankovic, B (2006); *Unsteady Heat and Mass Transfer During Frost Formation in a Fin-and-Tube Heat Exchanger*; Energy and the Environment (2006) 35-48; Disponível em: https://bib.irb.hr/datoteka/266104.EE2006-Lenic_Trp_Frankovic.pdf

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; Disponível em: https://bib.irb.hr/datoteka/596359.8._Lenic-Trp-Frankovic2.pdf

Li, D; Chen, Z; Shi, M (2010); *Effect of ultrasound on frost formation on a cold flat surface in atmospheric air flow*; Experimental Thermal and Fluid Science 34 (2010) 1247-1252; Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2010.05.005>.

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; Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.05.018>.

Long, Z; Dong, J; Jiang, Y; Wang, Y (2014); *A novel defrosting method using heat energy dissipated by the compressor of an air source heat pump*; Applied Energy 133 (2014) 101-111; Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.07.039>

Mader, G; Thybo, C (2012); *A new method of defrosting evaporator coils*; Applied Thermal Engineering 39 (2012) 78-85; Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.01.033>.

Martinelli, L (2003); *Refrigeração e Ar-Condicionado - Parte IV: Psicrometria*; Universidade Federal do Vale de São Francisco. Consultado em setembro 3, 2016 em: http://www.refrigeracao.net/Topicos/estudo_psicometria.pdf.

MATHESON (2008); *Gas Detection - Purification and Control Equipment: Rotameters*; Consultado em setembro 18, 2016 em: <http://www.mathesongas.com/pdfs/products/Flowmeter-Product-Line-Overview.pdf>

Melo, C; Pereira, L; Beng, J; *Transferência de calor e perda de carga em evaporadores no-frost*; In Proceedings of the 11th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering Curitiba, Brazil 5-8 Dec. 2006 (Paper CIT06-0465) Brazilian Society of mechanical Sciences and Engineering - ABCM.

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; Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.08.010>.

Moraes, C (2003); *Anemómetro a Fio Quente*; Universidade Federal do Rio Grande do Norte; Consultado em agosto 18, 2016 em: http://www.dee.ufrn.br/~luciano/arquivos/ins_ele/Apresenta%E7%F5es_2008_2/CAYO%20CID/Instrumentao_Eletrnica_Cayo_Cid_200321285_AFQ.pdf

MTA Water Refrigerators (2002); *TAE EVO 015-161 - Maintenance and Operating Manual*;

Oliveira, A (2012); *Modelação Térmica e Hidrodinâmica de Escoamentos em Permutadores de Calor*; (Dissertação de Mestrado); Universidade do Minho - Escola de Engenharia.

PARLAMENTO EUROPEU; *Diretiva nº 2012/27/UE do Parlamento Europeu e do Conselho de 25 de outubro de 2012 relativa à eficiência energética, que altera as Diretivas 2009/125/CE e 2010/30/UE e revoga as Diretivas 2004/8/CE e 2006/32/CE*; Jornal Oficial da União Europeia; novembro de 2012

Petzold, G; Aguilera, J (2009); *Ice morphology: fundamentals and technological application in foods*; Food Biophysics - December 2009; doi: 10.1007/s11483-009-9136-5.

PicoTech Ltd (2013); *USB TC-08 Thermocouple Data Logger - Datasheet*; James House, Colmworth Business Park, Eaton Socon, St Neots, PE19 8YP. Poling, B; Prausnitz, J; O'Connell, J (2001); *The properties of Gases and Liquids, Fifth Edition*, Editora McGraw-Hill Education; ISBN: 9780070116825.

Pross, K; Schmitz, G (2006); *Modeling of Frost Growth on Heat Exchanger Surfaces*; Hamburg University of Technology, Modelica Association (4-5 Sep. 2006); Disponível em: <https://www.modelica.org/events/modelica2006/Proceedings/sessions/Session5b3.pdf>

Qu, M; Xia, L; Deng, S; Jiang, Y (2011); *An experimental investigation on reverse-cycle defrosting performance for an air source heat pump using an electronic expansion valve*; Applied Energy 97 (2012) 327-333;

Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.11.057>.

REPSOL (2014); *Anticongelante Refrigerante Maximum Quality Puro - Car Care*; Disponível em: http://repsol.co.th/wpcontent/uploads/2015/09/RP_ANTICONGELANTE_REFRIGERANTE_ORGANICO_MAXIMUM_QUALITY_PURO_EN_tcm11-689302.pdf

Rotronic (2009); Products - *Hygrolog DataLoggers*; Consultado em setembro 18, 2016 em: <http://www.rotronic.com/en/hygrolog-hl-nt3.html>; 2009

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; Hermes, C; Melo, C (2011); *First-principles modeling of frost accumulation on fan-supplied tube-fin evaporators*, Applied Thermal Engineering 31 (2011) 2616-2621; Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.04.029>.

Tan, H; Xu, G; Tao, T; Sun, X; Yao, W (2015); *Experimental Investigation on the Defrosting performance of a finned-tube evaporator using intermittent ultrasonic vibration*; Applied Energy 158 (2015) 220-232;

Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.08.072>.

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.

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

Vali, A; Simonson, C; Besant, R; Mahmood, G (2009); *Numerical model and effectiveness for a run-around heat recovery system with combined counter and cross flow exchangers*; International Journal of Heat and Mass Transfer 52 (2009) 5827-5840; Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.07.020>.

Wang, D; Tao, T; Xu, G; Luo, A; Kang, S (2011); *Experimental Study on frosting suppression for a finned-tube evaporator using ultrasonic vibration*; Experimental Thermal and Fluid Science 36 (2012) 1-11; Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2011.03.002>.

Wang, F; Liang, C; Yang, M; Zhang, X (2015); *Preliminary study of a novel defrosting method for air source heat pumps based on superhydrophobic fin*; Applied Thermal Engineering 90 (2015) 136-144; Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.07.003>.

Wang, S; Liu, Z (2003); *A new method for preventing HP from frosting*; Renewable Energy 30 (2005) 753-761; Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2003.07.001>.

Wang, Z; Zheng, Y; Wang, F; Wang, X; Lin, Z; Li, J; Huan, C (2014); *Experimental analysis on a novel frost-free air-source heat pump water heater system*; Applied Thermal Engineering 70 (2014) 808-816; Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.05.038>.

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; Lee, K (2013); *Performance prediction of a fin-and-tube heat exchanger considering air-flow reduction due to the frost accumulation*; International Journal of Heat and Mass Transfer 67 (2013) 225-233;
Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.08.026>.

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>.

Zhang, L; Zhang, J; Hong-Wei, L; Qing, H; *The research of optical fiber frost sensor and intelligent refrigerator defrost system*; In 2012 IEEE International Conference on Signal Processing (ICSP) 21-25 Oct. 2012; doi:10.1109/ICoSP.2012.6492017.

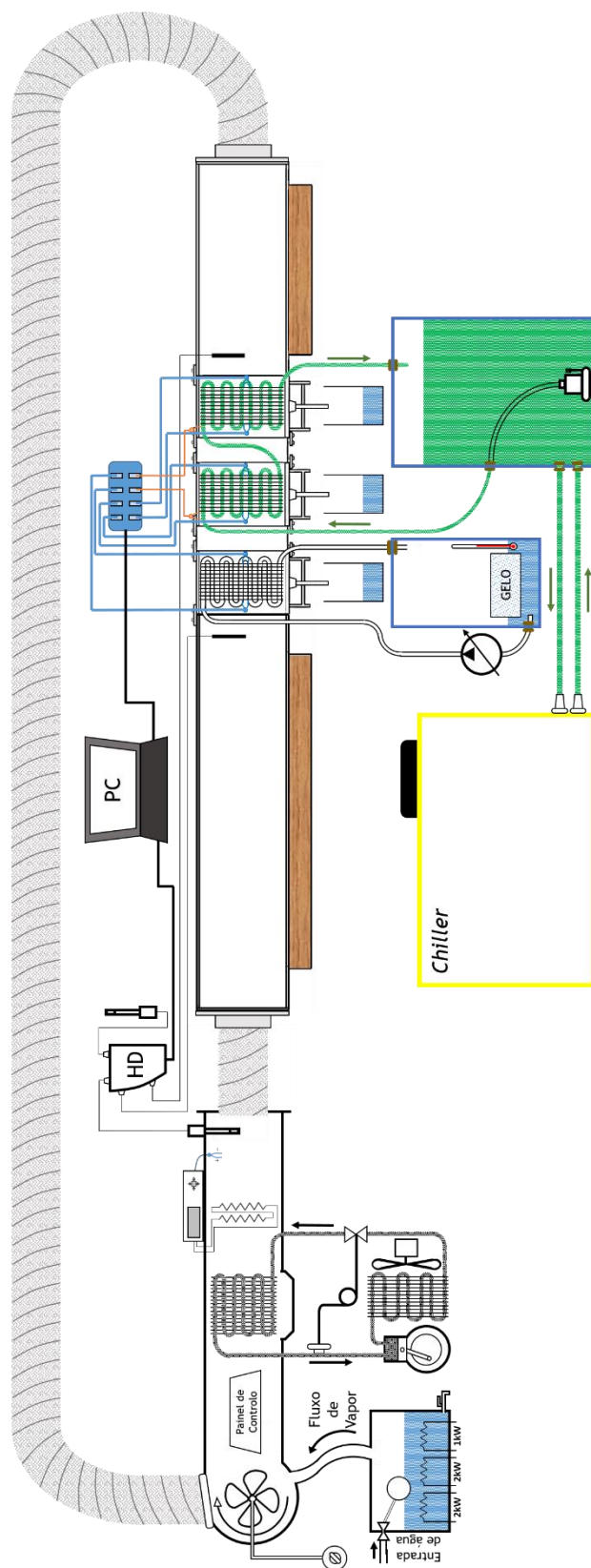
Zheng, X; Wang, R; Ge, T (2016); *Experimental study and performance predication of carbon based composite desiccants for desiccant coated heat exchangers*; International Journal of Refrigeration (2016);
Disponível em: <http://dx.doi.org/doi:10.1016/j.ijrefrig.2016.03.013>

Zhiyi, W; Xinmin, W; Zhiming, D (2008); *Defrost Improvement by heat pump refrigerant charge compensating*; Applied Energy 85 (2008) 1050-1059; Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2008.02.020>.

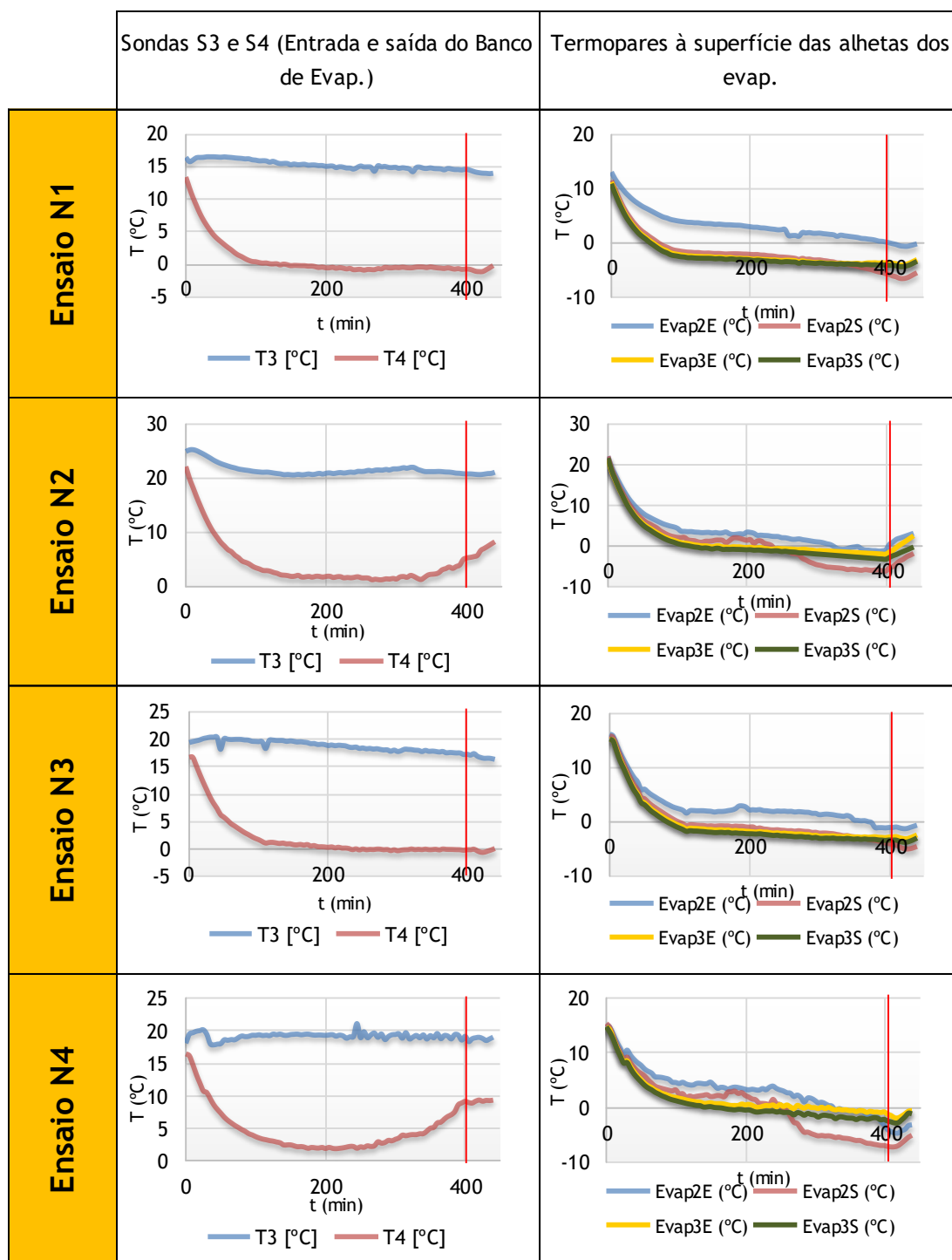
Zhu, J; Sun, Y; Wang, W; Ge, Y; Li, L; Liu, J (2015); *A novel temperature-humidity-time defrosting control method based on a frosting map for air-source heat-pumps*; International Journal of Refrigeration 54 (2015) 45-54;
Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.02.005>.

Anexos

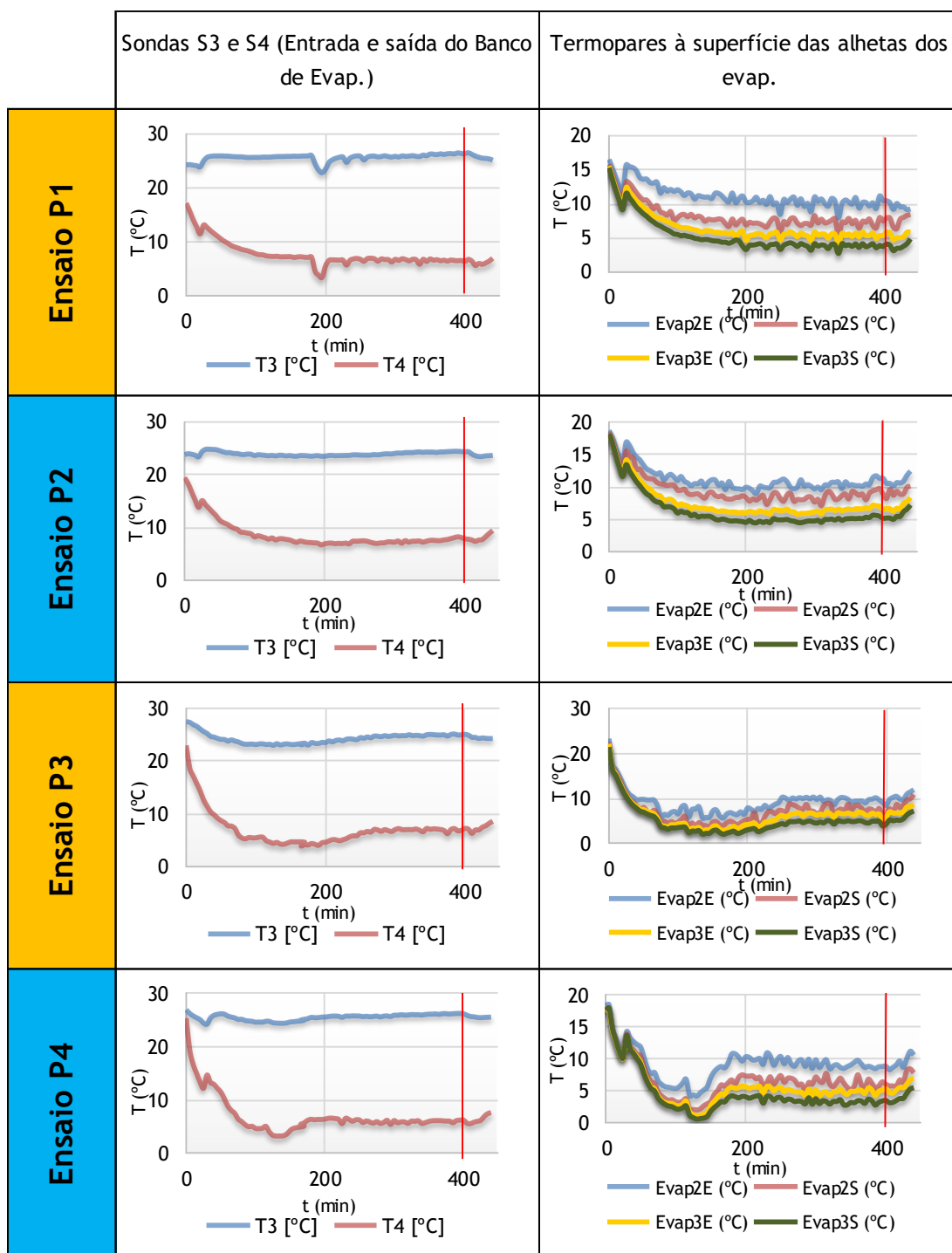
Anexo 1 - Esquema Integral da Montagem



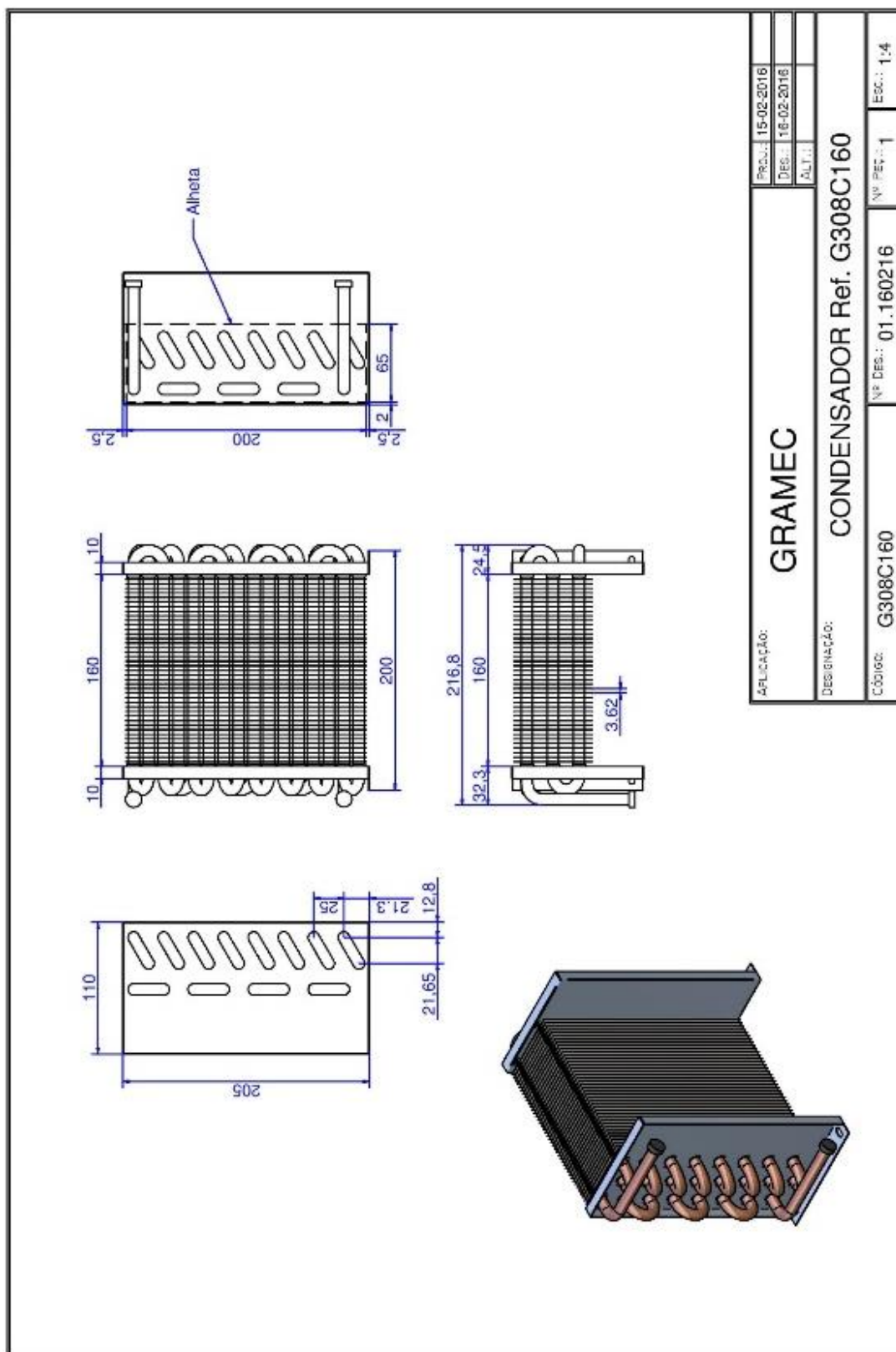
Anexo 2 - Medições Laboratoriais de Temperatura no Banco de Evaporadores



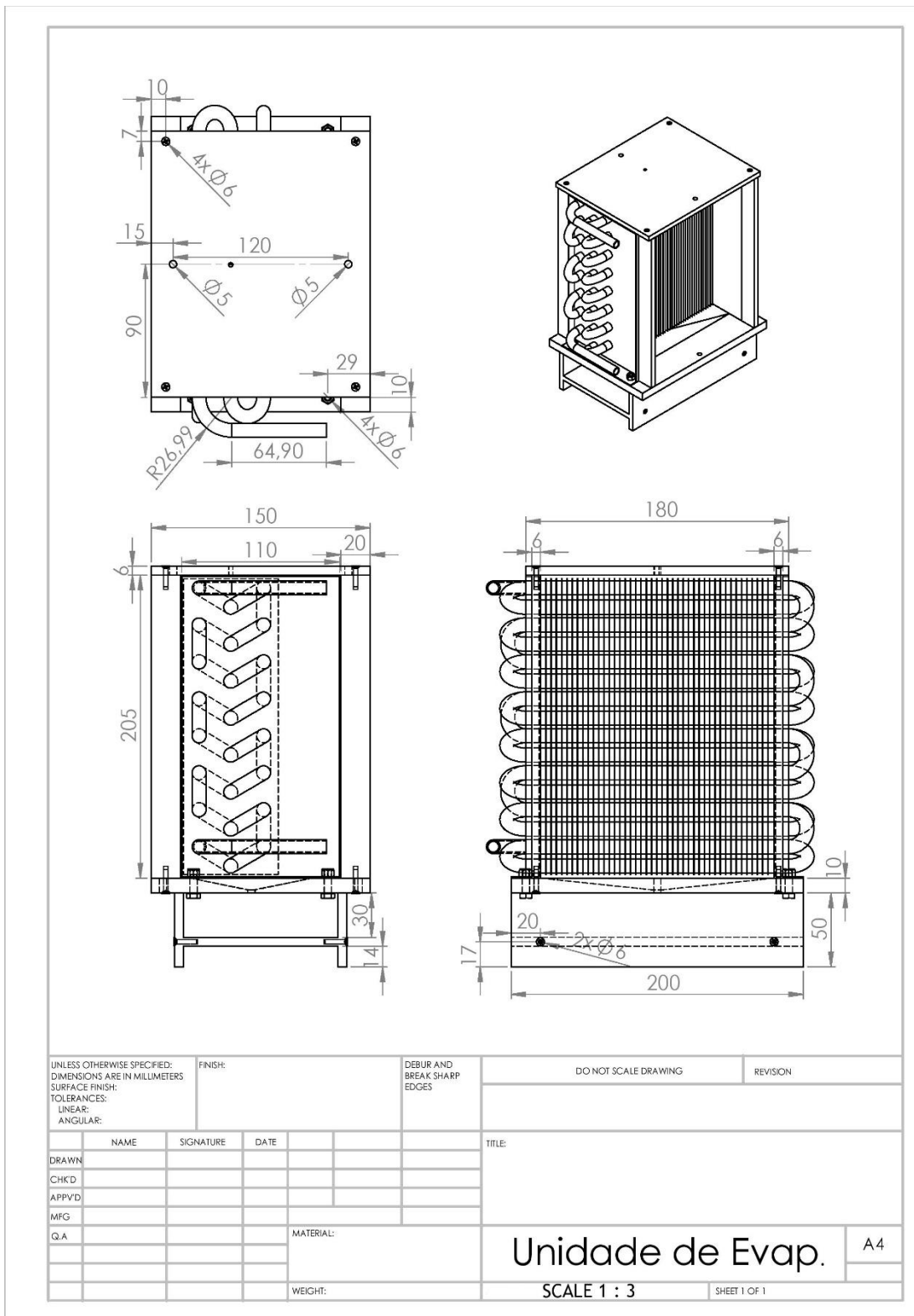
	Sondas S3 e S4 (Entrada e saída do Banco de Evap.)	Termopares à superfície das alhetas dos evap.
Ensaio N5	<p>Graph showing temperature T (°C) vs time t (min) for Sondas S3 and S4. T3 (blue) is constant at approximately 16°C. T4 (red) starts at 13°C and drops to approximately -1°C by 400 minutes.</p>	<p>Graph showing temperature T (°C) vs time t (min) for surface thermocouples. Evap2E (blue) starts at 10°C and drops to 0°C. Evap2S (red) starts at 15°C and drops to -5°C. Evap3E (yellow) starts at 10°C and drops to 0°C. Evap3S (green) starts at 10°C and drops to 0°C.</p>
Ensaio N6	<p>Graph showing temperature T (°C) vs time t (min) for Sondas S3 and S4. T3 (blue) is constant at approximately 20°C. T4 (red) starts at 12°C and drops to approximately 10°C by 400 minutes.</p>	<p>Graph showing temperature T (°C) vs time t (min) for surface thermocouples. Evap2E (blue) starts at 10°C and drops to 0°C. Evap2S (red) starts at 15°C and drops to -2°C. Evap3E (yellow) starts at 10°C and drops to 0°C. Evap3S (green) starts at 10°C and drops to 0°C.</p>
Ensaio N7	<p>Graph showing temperature T (°C) vs time t (min) for Sondas S3 and S4. T3 (blue) is constant at approximately 20°C. T4 (red) starts at 22°C and drops to approximately 2°C by 400 minutes.</p>	<p>Graph showing temperature T (°C) vs time t (min) for surface thermocouples. Evap2E (blue) starts at 20°C and drops to 0°C. Evap2S (red) starts at 25°C and drops to -2°C. Evap3E (yellow) starts at 20°C and drops to 0°C. Evap3S (green) starts at 20°C and drops to 0°C.</p>
Ensaio N8	<p>Graph showing temperature T (°C) vs time t (min) for Sondas S3 and S4. T3 (blue) is constant at approximately 18°C. T4 (red) starts at 25°C and drops to approximately 5°C by 400 minutes.</p>	<p>Graph showing temperature T (°C) vs time t (min) for surface thermocouples. Evap2E (blue) starts at 15°C and drops to 0°C. Evap2S (red) starts at 20°C and drops to -2°C. Evap3E (yellow) starts at 15°C and drops to 0°C. Evap3S (green) starts at 15°C and drops to 0°C.</p>



Anexo 3 - Desenho técnico do evaporador adquirido (Fornecido por: GRAMEC Ltd.)





Anexo 4 - Desenho técnico de uma unidade de evaporador.



Anexo 5 - Valores da massa volúmica do ar para os diferentes ensaios.

Ensaio	T (°C)	HR (%)	Volume específico (m ³ /kg) Obtido pela carta psicrométrica	Massa volúmica [1/V _e] (kg/m ³)
N1	16	35	0,824	1,214
N2	21	35	0,841	1,189
N3	19	27	0,832	1,202
N4	19	57	0,838	1,193
N5	16	35	0,824	1,214
N6	21	35	0,841	1,189
N7	19	27	0,832	1,202
N8	19	57	0,838	1,193

 176,3m³/h

 213,8 m³/h

P1	25	71	0,863	1,159
P2	25	71		
P3	25	71		
P4	25	71		

Anexo 6 - Medição de temperaturas no permutador adicional (Ensaio P2 e P3)

