



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR
Faculdade de Engenharia

Mitigação da formação de gelo em banco de permutadores compactos através da regulação das condições de operação

Pedro Ricardo Elvas Panoias

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

Orientador: Prof. Doutor Pedro Nuno Dinho Pinto da Silva

Covilhã, outubro de 2018

Dedicatória

Aos meus pais e irmã, por tudo.

“Tudo o que chega, chega por uma razão.”

Fernando Pessoa

Agradecimentos

Após ultrapassados os desafios inerentes ao percurso académico chega a hora de agradecer a todos os que contribuíram para o meu sucesso. Aos que sempre estiveram presentes nos bons e maus momentos. A todos eles o meu profundo agradecimento.

Aos meus pais, que ao longo de toda a minha vida sempre acreditaram nas minhas capacidades, sempre estiveram disponíveis com o seu apoio incondicional. Hoje sou quem sou graças a eles.

À minha irmã que apesar de longe, sempre esteve perto e com total disponibilidade para mim. Sem ela não teria sido possível alcançar o que alcancei.

Ao meu orientador, Professor Doutor Pedro Dinho da Silva, por toda a disponibilidade, prestabilidade e conhecimentos transmitidos fundamentais para o desenvolvimento da presente dissertação.

À Ana Silva, pelos momentos de alento, ternura e cumplicidade partilhados.

Ao meu grupo de amigos, que sempre me incentivaram a continuar a trabalhar e a lutar por aquilo que sempre quis alcançar, e por todos momentos incríveis vividos durante todos estes anos.

Por fim, um agradecimento aos docentes do Dep. de Engenharia Eletromecânica da UBI.

Resumo

A refrigeração, numa perspectiva doméstica ou industrial, assume um papel preponderante na sociedade. Possuindo como principal objetivo a minimização dos processos de desenvolvimento 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.

A necessidade de obtenção de temperaturas inferiores às existentes no meio ambiente para conforto térmico e conservação de alimentos é atualmente inevitável. Assim, exige-se que os sistemas de refrigeração, em particular o componente permutador de calor, opere a temperaturas inferiores às do ponto de congelação da água, facto que inequivocamente propicia a formação de gelo nas suas superfícies. A formação de gelo é prejudicial para o sistema a nível energético e térmico pelo que, a sua atenuação ou remoção é essencial, de modo a garantir as condições de funcionamento desejadas. Para determinar as medidas de atenuação da formação de gelo mais eficientes, é importante perceber quais os fatores que influenciam a sua formação e qual a sua contribuição individual.

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

Os resultados do estudo experimental desenvolvido, revelam que as condições de operação com desativação estratégica da circulação de fluido no permutador de calor revelou ser uma condição de operação viável, uma vez que permitiu um prolongamento do processo de arrefecimento e a potência térmica se manteve estável.

Palavras-chave

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

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.

The need to obtain lower temperatures that exists in the environment for thermal comfort and food preservation is now inevitable, therefore it is required that the cooling systems, in particular the evaporator component, operate at lower temperatures than the water freezing point, a fact which clearly favors the formation of ice on their surfaces. The ice formation is detrimental to the system at thermal and energy level's, reason why its mitigation or removal is essential to ensure the desired operating conditions. In order to determinate the most efficient attenuation measurements in the ice formation it's important to realize which factors influence it's formation and what is their contribution.

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

The results of the experimental study showed the operating conditions with the strategic deactivation of the refrigerant circulation proved to be a viable operating condition since it allowed a prolongation of the refrigeration cycle and thermal power was stable during the operating time.

Keywords

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

Índice

AGRADECIMENTOS.....	V
RESUMO	VII
ABSTRACT.....	IX
1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. PERSPETIVA GERAL	1
1.2. PROBLEMA EM ESTUDO E A SUA RELEVÂNCIA	3
1.3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
1.4. OBJETIVOS E CONTRIBUIÇÃO DA DISSERTAÇÃO	8
1.5. VISÃO GERAL E ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO	9
2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS	11
2.1. INTRODUÇÃO	11
2.1.1. REFRIGERAÇÃO	11
2.2. SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO	12
2.2.1. CICLO DE COMPRESSÃO DO VAPOR.....	13
2.2.2. COMPONENTES DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR	16
2.2.3. APLICAÇÃO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR.....	21
2.3. PSICROMETRIA	22
2.3.1. PROPRIEDADES DO AR SECO	22
2.3.2. PROPRIEDADES DO VAPOR DE ÁGUA.....	23
2.3.3. PROPRIEDADES DO AR HÚMIDO	24
2.3.4. VARIÁVEIS PSICROMÉTRICAS	24
2.4. FORMAÇÃO DE GELO NA SUPERFÍCIE DOS EVAPORADORES.....	27
2.4.1. MECANISMOS DE FORMAÇÃO DE GELO.....	28

2.4.2.	PROCESSO DE FORMAÇÃO DE GELO	30
2.4.3.	IMPACTO DA FORMAÇÃO DE GELO.....	32
2.5.	MÉTODOS TÍPICOS DE DESCONGELAÇÃO	33
2.5.1.	DESCONGELAÇÃO POR CONVECÇÃO NATURAL	33
2.5.2.	DESCONGELAÇÃO POR RESISTÊNCIA ELÉTRICA.....	34
2.5.3.	DESCONGELAÇÃO POR CICLO REVERSO (RCD)	34
2.5.4.	DESCONGELAÇÃO POR PULVERIZAÇÃO DE ÁGUA.....	34
2.5.5.	DESCONGELAÇÃO POR GÁS QUENTE	35
2.5.6.	DESCONGELAÇÃO POR CONTROLO DIFERENCIAL DE PRESSÃO	35
2.5.7.	DESCONGELAÇÃO POR QUEBRA MECÂNICA DO GELO	35
2.6.	MÉTODO DE DESCONGELAÇÃO PROPOSTO/UTILIZADO	36
2.7.	FORMULAÇÃO	37
2.7.1.	CÁLCULO DA PRESSÃO DE SATURAÇÃO DO VAPOR	37
2.7.2.	CÁLCULO DA PRESSÃO PARCIAL DO VAPOR DE ÁGUA.....	37
2.7.3.	CÁLCULO DA HUMIDADE ABSOLUTA	38
2.7.4.	ENTALPIA DO AR HÚMIDO.....	38
2.7.5.	CÁLCULO DO VOLUME ESPECÍFICO DO AR HÚMIDO	38
2.7.6.	CÁLCULO DO CAUDAL VOLÚMICO	38
2.7.7.	CÁLCULO DO CAUDAL MÁSSICO:	38
2.8.	NOTA CONCLUSIVA.....	39
3.	<u>PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL.....</u>	41
3.1.	INTRODUÇÃO	41
3.2.	BANCO DE PERMUTADORES DE CALOR.....	41
3.3.	ESQUEMA DO CONJUNTO	42
3.4.	EQUIPAMENTO EXPERIMENTAL	43
3.4.1.	CHILLER DE REFRIGERAÇÃO	43
3.4.2.	FLUIDO FRIGORIGÉNEO.....	46

3.4.3.	BOMBA SUBMERSÍVEL.....	47
3.4.4.	UNIDADE DE AR CONDICIONADO (UAC)	48
3.5.	INSTRUMENTAÇÃO.....	51
3.5.1.	ANEMÓMETRO DE FIO QUENTE.....	51
3.5.2.	CONTROLADOR DE HUMIDADE RELATIVA (FONTE DE TENSÃO).....	52
3.5.3.	HIGRÓMETRO DIGITAL.....	53
3.5.4.	TERMOPARES	57
3.5.5.	DATALOGGER DE TEMPERATURA.....	58
3.5.6.	CÂMARA DIGITAL.....	60
3.6.	NOTA CONCLUSIVA.....	61
<u>4.</u>	<u>ANÁLISE E DISCUSSÃO DE RESULTADOS.....</u>	<u>63</u>
4.1.	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	63
4.2.	RESULTADOS	65
4.2.1.	ANÁLISE DO DESEMPENHO DA CONFIGURAÇÃO A	65
4.2.2.	ANÁLISE DE DESEMPENHO DA CONFIGURAÇÃO B PARA A PRIMEIRA CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO.70	
4.2.3.	ANÁLISE DE DESEMPENHO DA CONFIGURAÇÃO B PARA A SEGUNDA CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO.75	
<u>5.</u>	<u>CONCLUSÃO</u>	<u>81</u>
5.1.	RECAPITULAÇÃO	81
5.2.	SUGESTÕES PARA TRABALHO FUTURO.....	82
<u>BIBLIOGRAFIA</u>	<u>.....</u>	<u>83</u>
<u>6.</u>	<u>ANEXOS</u>	<u>87</u>

Lista de Figuras

Figura 2.1 - Esquema de funcionamento da máquina de refrigeração (Dias, 2017).....	13
Figura 2.2 - Esquema representativo de um sistema básico de refrigeração por compressão de vapor	14
Figura 2.3 - Diagrama T-s (em cima) e Diagrama p-h (em baixo) - (Adaptado de Carrilho, 2016)	15
Figura 2.4 -Tipos de compressores: (a) compressor alternativo; (b) compressor centrífugo; Compressor axial; (d) compressor de parafuso (Koelet, 1997).....	16
Figura 2. 5 -Tipos de condensadores -- Refrigerado a ar(I); Refrigerado a água (II); Evaporativo (III) (Jabardo, et al., 2002).....	18
Figura 2.6 - Evaporador de sistema de alimentação do tipo seco (Dias, 2017)	20
Figura 2.7 - Evaporador de sistema de alimentação do tipo inundado (Dias, 2015)	20
Figura 2.8 - Representação do diagrama psicométrico (ASHRAE, 2005).....	25
Figura 2.9 - Diagrama de fases da água (Silva, 2012)	29
Figura 2.10 - Características dos cristais de gelo em função da temperatura e da sobressaturação do ar para a pressão de 1 atm (adaptado Libbrecht, 2001)	30
Figura 2.11 - Evolução da formação de gelo ao longo do tempo sobre uma superfície plana (adaptado Tao et. al., 1993).....	31
Figura 2.12 - Processo real da formação de cristais de gelo (Amer M. et. al., 2017).....	31
Figura 2.13 - Processo de formação de gelo (adaptado de Amini et. al., 2014).....	32
Figura 3.1 - Protótipo Experimental	42
Figura 3. 2 - Diagrama das ligações dos equipamentos	43
Figura 3.3 - Chiller de refrigeração TAE Evo 031	44
Figura 3.4 - Bomba Submersível HYDOR (adaptado de Carrilho, 2016).....	47
Figura 3.5 - Unidade de Ar Condicionado A573 PA HILTON	48
Figura 3.6 - Esquema dos componentes da UAC (Dias, 2017)	49
Figura 3.7 - Anemómetro de Fio Quente TESTO 425.....	51
Figura 3.8 - Fonte de tensão AC de regulação variável	53
Figura 3.9 - Higrómetro digital HygroLog HL-NT2	54
Figura 3.10 - Sonda Higrométrica	55

Figura 3.11 - Termopar do tipo T	57
Figura 3.12 - Localização dos termopares nas faces do permutador de calor (Carrilho, 2016) 58	
Figura 3.13 - DataLogger de temperatura PICO TC-08	59
Figura 3.14 - Câmera GoPro Hero 5.....	60
Figura 4.1 - Evolução do Caudal Mássico para os ensaios A1, A2, A3 e A4.....	65
Figura 4.2- Temperatura na área refrigerada para os ensaios A1, A2, A3 e A4.....	66
Figura 4.3 - Potência térmica para os ensaios A1, A2, A3 e A4.....	66
Figura 4.4 - Acumulação de gelo no ensaio A1.....	67
Figura 4.5 - Detalhe de gelo na superfície do permutador no ensaio A1.....	68
Figura 4.6 - Acumulação de gelo no ensaio A2.....	68
Figura 4.7 - Detalhe de gelo na superfície do permutador no ensaio A2.....	69
Figura 4.8 - Acumulação de gelo (esq.) e detalhe do gelo formado (dir.) no ensaio A3	69
Figura 4.9 - Acumulação de gelo (esq.) e detalhe do gelo formado (dir.) no ensaio A4	69
Figura 4. 10 - Gráfico de temperatura dos ensaios B1, B2, B3 e B4	72
Figura 4. 11 - Gráfico de potência dos ensaios B1, B2, B3 e B4	73
Figura 4. 12 - Gelo acumulado no permutador aos 105min (esq.) /Gelo acumulado após pausa aos 108min (dir.) para o ensaio B1.....	73
Figura 4. 13 - Gelo acumulado no permutador aos 112min (esq.) /Gelo acumulado após pausa aos 115min (dir.) para o ensaio B2.....	74
Figura 4. 14 -Gelo acumulado no permutador aos 72min (esq.) /Gelo acumulado após pausa aos 75min (dir.) para o ensaio B3	74
Figura 4. 15 - Gelo acumulado no permutador aos 105min (esq.) /Gelo acumulado após pausa aos 108min (dir.) para o ensaio B4.....	75
Figura 4. 16 - Gráfico de temperatura dos ensaios B7, B8 e B9	76
Figura 4. 17 - Gráfico de potência dos ensaios B7, B8 e B9	77
Figura 4. 18 - Gelo acumulado no permutador aos 92min (esq.) /Gelo acumulado após pausa aos 95min (dir.)	77
Figura 4. 19 - Gelo acumulado no permutador aos 96min (esq.) /Gelo acumulado após pausa aos 99min (dir.)	78
Figura 4. 20 - Gelo acumulado no permutador aos 92min (esq.) /Gelo acumulado após pausa aos 95min (dir.)	78

Lista de Tabelas

Tabela 3.1 - Parâmetros configuráveis do chiller de refrigeração (MTA Water Refrigerators, 2002)	46
Tabela 3.2 - Características do anticongelante utilizado (REPSOL, 2015)	47
Tabela 3.3 - Características da Bomba Submersível (Foster e Smith, 2002)	48
Tabela 3.4 - Características de UAC A573 PA HILTON	50
Tabela 3.5 - Características Anemómetro de fio quente TESTO 425 (TESTO, 2009)	52
Tabela 3.6 - Características Higrómetro Digital HygroLog HL-NT2 (Rotronic, 2009).....	55
Tabela 3.7 - Características das sondas (Rotronic, 2009).....	56
Tabela 3.8 - Características DataLogger PICO TC-08 (PicoTech Ltd., 2013).....	59
Tabela 4.1 - Parâmetros para o ensaio da configuração A.....	63
Tabela 4.2 - Temperaturas médias registadas na superfície do permutador e do fluido frigorígeno	70
Tabela 4.3 - Parâmetros para o ensaio de referência	71
Tabela 4.4 -Parâmetros para o ensaio com 2 permutadores em ciclo de 15 -3.....	71
Tabela 4.5 -Parâmetros para o ensaio com 2 permutadores em ciclo de 30 -3.....	76

Nomenclatura

c_p	Calor específico a pressão constante	[kJ/kgK]
$c_{p,ar}$	Calor específico do ar seco	[kJ/kgK]
h	Entalpia específica	[kJ/kg]
h_{da}	Entalpia do ar seco	[kJ/kg]
h_g	Entalpia do vapor de água saturado	[kJ/kg]
\dot{m}	Caudal mássico do ar	[kg/s]
p	Pressão total da mistura	[k.Pa]
p_{ar}	Pressão parcial do ar seco	[k.Pa]
p_w	Pressão parcial do vapor de água	[k.Pa]
\dot{Q}_H	Potência térmica do condensador	[W]
\dot{Q}_L	Calor latente	[W]
T	Temperatura	[°C]
T_v	Temperatura do vapor de água	[°C]
T_L	Temperatura da fonte fria	[°C]
T_H	Temperatura da fonte quente	[°C]
t	Tempo	[s]
V	Tensão	[V]
\dot{V}	Caudal volúmico	[m ³ /s]
\dot{W}_{comp}	Potência mecânica do compressor	[W]
\dot{W}_{in}	Taxa de trabalho fornecido à máquina	[W]
ω	Humidade absoluta	[kg/(kg ar seco)]

Acrónimos

AC	Corrente Alternada
CFD	Computacional Fluid Dynamics
HR	Humidade Relativa
RCD	Descongelção por Ciclo Reverso
UAC	Unidade de Ar Condicionado
USB	Universal Serial Bus
UBI	Universidade da Beira Interior

1. Introdução

O primeiro capítulo nesta dissertação pretende enquadrar o leitor da importância dos sistemas de refrigeração no quotidiano nos tempos atuais. A seguir dar-se-á uma perspetiva sobre o estado atual da eficiência energética e os contributos desta para o meio ambiente e para o nosso futuro. Posteriormente, serão abordados estudos de outros autores neste ramo e para terminar serão enumerados os objetivos da presente dissertação bem como da sua estrutura.

1.1. Perspetiva Geral

Hoje em dia, a preocupação com o aquecimento global aumenta a passos largos, isto advém do consumo irracional e também ineficiente dos recursos energéticos fósseis. Nos últimos anos os maiores consumidores de energia a nível mundial têm vindo a desenvolver programas e estratégias de forma a melhorar a eficiência energética, através de ações de sensibilização da população, indústria e governos.

O forte crescimento da utilização das energias renováveis, para permitir uma menor necessidade de utilização de combustíveis fósseis e a preocupação com o aumento da eficiência energética quer de edifícios, quer de equipamentos, são alguns dos objetivos presentes nesses programas para melhorar a eficiência energética, estabelecidos pelos maiores consumidores mundiais de energia.

A melhoria da eficiência energética nos equipamentos, é a principal motivação para a realização deste trabalho. Nos dias que correm são cada vez mais utilizados sistemas de refrigeração para conforto ou para a conservação de produtos alimentares.

Os sistemas de refrigeração desempenham um papel preponderante na conservação de bens alimentares. Isto é, através destes sistemas é possível melhorar a qualidade dos alimentos, bem como aumentar o seu prazo de validade.

Desde sempre a espécie Humana teve necessidade de procurar soluções para conservar os alimentos que apenas estavam disponíveis em determinadas épocas do ano. Inicialmente foram usados métodos de conservação (salga, fumagem, secagem, etc.) que apresentavam inconvenientes, como por exemplo, alteração da aparência e sabor dos alimentos. Embora estes métodos resolvessem o problema da conservação havia essas desvantagens. Mais tarde com a contínua tentativa de minimizar esses problemas, o Homem descobriu não só uma nova forma de conservação que praticamente não alterava as características dos alimentos, como ainda se mostrava eficiente na mínima perda de qualidade dos produtos, o frio.

Mais tarde, já em pleno séc. XIX pelas mãos de Carl Von Linden surge a primeira máquina de refrigeração. (125 years of Linde)

Introdução

Esta descoberta deu o principal impulso para a evolução do dimensionamento das máquinas de refrigeração artificial. A partir daqui, foram-se introduzindo novos mecanismos de operação, como a utilização de fluidos frigoríficos à base de gases CFC, até, mais recentemente, a introdução de controladores de temperatura e humidade. Estes sistemas de refrigeração à base de fluidos com capacidades criogénicas têm a capacidade de remover calor do sistema através de evaporação utilizando permutadores de calor.

Com a utilização massiva dos sistemas de refrigeração, é cada vez mais urgente e necessário estudar o seu elemento mais importante, o permutador de calor, pois este é o responsável pelo arrefecimento do fluido em escoamento, pois com a sua superfície em alhetas revela-se como a forma mais eficaz para a transferência de calor através de convecção (Amini et al. 2014).

Para atingir temperaturas baixas o suficiente de forma a garantir a conservação dos produtos, o fluido frigorífico necessita de estar a temperaturas negativas. O ar húmido ao entrar em contacto com as alhetas inicia um processo de deposição de gotículas que, ao fim de algum tempo, acabam por solidificar e formar gelo. O processo de refrigeração é cada vez menos eficiente à medida que o tempo avança, uma vez que a passagem do ar começa a ficar obstruída parcialmente (Seker et al. 2004).

Embora haja cada vez mais estudos nesta área, a formação de gelo continua a ser um problema que torna a utilização deste tipo de sistemas pouco eficiente, uma vez que ocorrem demasiados períodos dedicados à descongelação, o que faz com que a temperatura na área a refrigerar tenha demasiadas oscilações. Assim, vai ocorrer uma maior necessidade de consumo de energia para manter o valor de temperatura pretendido.

1.2. Problema em estudo e a sua relevância

Atualmente, deparamo-nos com grandes problemas trazidos pela utilização desmedida e descontrolada da utilização de recursos fósseis. Esta utilização e dependência, trouxeram consequências prejudiciais à economia de vários países e também à própria sustentabilidade do nosso planeta. Hoje em dia somos constantemente alertados para o efeito nocivo das emissões de gases contribuintes para o efeito de estufa e para o problema do aquecimento global. A aposta em fontes de energia renovável devido aos benefícios que trás ao planeta, a eficiência energética dos equipamentos e o que deve ser a gestão sensata da energia disponível, são temas cada vez mais presentes na atualidade.

Com todo este panorama em mente, e observando as implicações que o crescimento da utilização de sistemas de refrigeração representa em consumo energético a nível mundial, é de extrema importância estudar formas de colocar os sistemas de refrigeração a funcionar com uma maior eficiência energética.

No desempenho e funcionamento dos sistemas de refrigeração, há imensos fatores a considerar. Nesta dissertação em particular, serão estudadas as consequências da formação de gelo na superfície do permutador de calor, bem como os procedimentos que permitem amenizá-las.

O permutador de calor é dos elementos com maior importância num sistema de refrigeração, uma vez que é lá que ocorre a transferência de calor entre o meio não refrigerado e o que se pretende refrigerar. O estudo de soluções que permitam aumentar a eficiência através da redução ou atraso da formação de gelo em permutadores de forma a maximizar o aproveitamento energético, são primordiais.

A deposição de gelo nas alhetas do permutador, faz com que a temperatura na área refrigerada esteja sujeita a variações, o que traz consequências prejudiciais à boa conservação dos bens alimentares, acabando por fazer com que estes se deteriorem precocemente. Esta deposição de gelo dá-se devido à passagem do ar húmido pelo permutador, que tem nele fluido frigorífero em constante circulação, fazendo com que a temperatura seja suficientemente baixa para que na passagem ocorra condensação seguida de solidificação. A conservação através do frio dá-se através da remoção de calor. Os alimentos ao serem mantidos a temperaturas baixas podem ser conservados durante mais tempo e com as suas propriedades e características originais. O processo da formação de gelo nas alhetas dos permutadores será abordado de uma forma mais aprofundada mais à frente.

De acordo com estudos já efetuados, sabe-se que o consumo energético de um sistema de refrigeração aumenta à medida que a espessura da camada de gelo aumenta. Por exemplo, num sistema de refrigeração com uma camada de 5 mm sobre a superfície do evaporador, o consumo energético é aumentado em 20% em relação a um sistema sem camada de gelo ainda formada, e um sistema com 10 mm de camada de gelo tem um consumo 30% superior. (Zhang

et al., 2012) Torna-se, assim, relevante encontrar soluções que permitam atenuar a formação de gelo em permutadores de calor.

1.3. Revisão Bibliográfica

No âmbito do tema que se pretende estudar nesta dissertação, foram lidos e estudados outros trabalhos já publicados. É, de seguida, apresentada uma revisão bibliográfica diversificada com estudos sobre diferentes trabalhos experimentais e de simulação numérica, que incidem no problema principal, a formação de gelo em sistemas de refrigeração. São aqui enumerados trabalhos que foram analisados e que abordam os processos mais inovadores e eficientes em deteção antecipada dessa formação e métodos de atenuação ou retardação da formação gelo na superfície alhetada do permutador.

Foi possível encontrar um número relevante de estudos de algoritmos computacionais de previsão de formação de gelo e também sobre as características do gelo. A análise de estudos numéricos consegue facilitar a tarefa do dimensionamento dos permutadores de calor, por exemplo, o espaço que deve existir entre as alhetas do permutador e a temperatura a que deve estar o fluido frigorífero, entre outros. Ismail et al. (2007) realizaram estudos experimentais e teóricos sobre a influência que tem o processo inicial da formação de uma camada fina de gelo no permutador de calor. Tanto em ambiente húmido como em ambiente seco. Neste estudo concluiu-se que em ambiente seco a condutibilidade do permutador foi 38% superior do que para as mesmas condições de ensaio em situação de ambiente húmido.

(Tassou e Datta, 1999) investigaram e quantificaram o efeito das condições psicométricas do ar sobre a formação de gelo em sistemas de refrigeração comercial. Analisaram também os produtos conservados e a eficiência energética dos equipamentos. Foram utilizados dois equipamentos similares, um instalado com condições controladas de temperatura e humidade relativa do ar e outro num supermercado. Após a análise aos resultados que se obtiveram, foi possível concluir que a HR do ar, que usualmente não é controlada, se apresenta como a variável com maior cota no número de ciclos de descongelação requeridos. Assim, torna-se perceptível que um maior número de ciclos de descongelação e de maior duração, se relacionam diretamente com o aumento da HR do ar à qual o equipamento se encontra sujeito.

(Amini et al., 2014), investigaram a redução da camada de gelo formada num permutador de calor com superfície alhetada através da convecção natural do ar. Foram efetuados ensaios com o fluido frigorífero a 10°, 15°, 20° e 30°C e fixando a HR entre 50% e 70%. Assim, para condições ambiente distintas, verificou-se que a camada de gelo tem influência direta na variação da transferência de calor. Este estudo permitiu perceber que a camada de gelo aumenta rapidamente na fase inicial do ensaio, abrandando gradualmente até ao final do ensaio.

(Aljuwayhel, 2006) realizou o estudo experimental e numérico sobre a formação de gelo na superfície do permutador de calor, bem como, da descongelação por gás quente. Para este estudo foi utilizado um permutador com tubos de aço galvanizado e alhetas em alumínio e foi utilizada amónia como fluido frigorígeno a circular no interior da tubagem. Através da recolha e análise dos valores da temperatura, humidade relativa e velocidade da passagem do ar, foi possível identificar o melhor momento para se proceder ao ciclo de descongelação. Com a análise dos resultados foi possível determinar que o auge do desempenho térmico do sistema é atingido quando no permutador se verifica a formação de uma camada fina de gelo.

(Liu *et al.*, 2006) através da implementação de pintura anti geada num evaporador, estudaram a atenuação da formação da camada de gelo. Como resultado deste estudo experimental, concluiu-se que a aplicação deste método retarda a formação de gelo em quinze minutos e diminuíram a sua espessura em 40%, em comparação a uma superfície sem nenhum tipo de revestimento.

(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.

(Hamza e Ismail, 2007) estudaram o efeito que a condensação do vapor de água presente no ar húmido, tem na formação de gelo sobre a superfície da serpentina dos permutadores. O estudo computacional realizado possibilitou o estudo de alguns parâmetros que experimentalmente seriam mais difíceis de analisar. Por exemplo, a relação existente entre a área húmida da serpentina com a totalidade da área do permutador e também a relação que existe entre o calor latente do permutador e a potência térmica. Os autores concluíram que a atenuação da formação de gelo é conseguida se a velocidade do escoamento do ar for aumentada. No caso de uma serpentina gelada em relação a uma serpentina que esteja seca, a transferência de calor é 8% maior.

(Al-Essa e Al Zgoul, 2012) são responsáveis pelo desenvolvimento de um algoritmo capaz de calcular a espessura da camada de gelo em função da HR presente, caudal mássico e o espaço existente entre as alhetas do permutador. Para chegarem a estes resultados os autores utilizaram um ciclo de refrigeração com uma duração de 18h, isto permitiu concluir que quando o caudal do ar escoado é baixo e a HR tem um valor mais elevado, existe um aumento da espessura da camada de gelo. No caso de aumento simultâneo da HR e da velocidade do ar, pode ser observado um aumento da espessura até 65%

Introdução

(Kim e Lee, 2015) conseguiram deduzir um parâmetro baseado apenas na medição de temperaturas, que torna possível a detecção da tendência de variação da taxa de transferência de calor de um evaporador num ciclo de refrigeração. Com o balanço de energia com baseado nas entalpias, conseguiram determinar os momentos exatos onde o processo de descongelação se deve iniciar para diferentes condições de operação. Concluíram ainda que o aumento da HR é responsável pela formação mais rápida de uma camada de gelo.

(Jiang *et al.*, 2013) dimensionaram a aplicação de um sistema de pulverização de glicerina na superfície do evaporador com o intuito de atenuar a formação de gelo. O sistema é constituído por reservatórios e bicos injetores, é ativado quando a camada de gelo se encontra com uma espessura pouco significativa, conseguindo-se desta forma, potenciar a transferência de calor que existe entre o ar escoado e a superfície do permutador, através da troca que ocorre entre de calor latente e ar húmido e a solução pulverizada. Os resultados que apresentaram demonstram que 50% de glicerina é a quantidade de concentração ótima de forma a prevenir a demasiada viscosidade da solução e capaz de reduzir o *input* de energia dos injetores.

(Tang *et al.*, 2016) desenvolveram um sistema de descongelação que utiliza 8 resistências elétricas com 80 W de potência. Cada uma destas resistências é controlada de forma independente. Desta forma, é possível que o processo seja contínuo, o que acaba por evitar oscilações de temperatura na área a refrigerar. Este sistema consiste em utilizar cinco das resistências para a prevenção da formação de gelo, e as outras três para fazer o aquecimento do fluido. Os resultados obtidos mostram que para temperaturas mais baixas e maior percentagem de HR, o processo de formação de gelo é minimizado, quando comparado a um aparelho de refrigeração comercial.

(Knabben *et al.*, 2011) estudaram a aplicação de resistências elétricas para atenuação da formação de gelo no evaporador de um ciclo de refrigeração e analisaram o escoamento do ar, taxas de transferência de calor e massa para a camada de gelo e a evolução da espessura da mesma. Neste ensaio laboratorial é demonstrado que através da distribuição de calor proveniente das resistências, é possível efetuar a descongelação com valores de eficiência bastante elevados em cerca de 4 minutos, isto é, metade do que o tempo necessário para o caso normal de ativação das resistências.

(Yang, 2010) recorreu à adição de um permutador de calor, com o objetivo de aumentar a eficiência da utilização do método RCD. Com a adição deste permutador minimizou-se a necessidade da redução da temperatura do fluido frigorífero antes deste ser escoado através do permutador, evitando o choque térmico que é prejudicial ao processo. Desta montagem resulta que o processo estudado por este autor seja vantajoso no que diz respeito ao intervalo de tempo, demorando 19 minutos o processo de descongelação. O método que utiliza a resistência elétrica necessita de 25 minutos para completar a descongelação. Além de melhorar o tempo necessário à descongelação este processo mostrou-se vantajoso a nível de consumo energético com uma redução na ordem dos 27% em relação ao método em que é utilizada a resistência elétrica.

(Zhang *et al.*, 2012), desenvolveram um novo processo de descongelamento. Com a aplicação de um permutador de calor adicional revestido por um elemento dissecante sólido. Enquanto decorre o processo de absorção do dissecante, consegue-se promover o escoamento de ar entre o permutador de calor revestido e o evaporador, assim é possível recuperar calor sensível e latente do evaporador. Com o decorrer do ensaio a capacidade de absorção do dissecante fica comprometida e é necessário realizar um processo inverso. A baixas temperaturas o processo inverso, a dessorção, ocorre com alguma facilidade. Este método, quando comparado com o método RCD ou métodos com aplicação de dissecantes sem recirculação de ar mostra-se bastante vantajoso.

Wang *et al.* (2014), dimensionaram um dispositivo de refrigeração onde foi introduzido um permutador de calor adicional revestido por dissecante sólido feito à base de sílica gel. Neste sistema existe um dispositivo que armazena a energia resultante da absorção do calor residual da condensação. Neste caso o calor utilizado para regenerar o dissecante é proveniente do dispositivo de armazenamento e não da recirculação de ar. Este processo mostra-se mais eficaz quando comparado com outros métodos de descongelação como o método por resistência elétrica ou o método de injeção de gás quente.

(Li *et al.*, 2018) O objetivo do estudo realizado por estes autores foi investigar a viabilidade da utilização de um permutador de entalpia (PE) de forma a reduzir o gelo que se acumula na superfície do evaporador no caso dos congeladores *no-frost*. A influência do PE na circulação de ar e no processo de mudança da humidade do ar é analisada, e é indicado que a aplicação de PE é capaz de diminuir a quantidade de vapor de água que entra no evaporador e, conseqüentemente, reduzir o gelo que se acumula na superfície do evaporador. Foi verificado experimentalmente que a aplicação de um PE diminui em 18,8% o gelo acumulado.

1.4. Objetivos e contribuição da dissertação

Face à revisão bibliográfica efetuada constata-se que os sistemas de refrigeração, apesar dos avanços que se têm vindo a verificar nesta área continuam com problemas. Os métodos utilizados para minimizar a formação de gelo ainda têm problemas por solucionar (*Tang et al., 2016*).

Tendo em conta os problemas existentes, a presente dissertação assenta no estudo da atenuação da formação de gelo nos permutadores. Recorrendo à regulação das condições de operação, tem-se como objetivo a diminuição de custos associados à refrigeração e maximizar a eficiência energética do sistema, mais especificamente melhorando o desempenho do evaporador que neste caso específico é um permutador de calor.

Nesta dissertação os ensaios realizados serão de dois tipos distintos. Inicialmente o sistema trabalhará apenas com um permutador de calor, em que o sistema permanecerá ligado para que ocorra a formação e deposição de gelo nas alhetas do permutador e para se perceba a quantidade de gelo acumulado para diferentes condições de operação. Numa segunda fase será posto em funcionamento um outro permutador que será ligado em paralelo. Este segundo permutador, que será colocado a montante do que já estava instalado, ficará a trabalhar continuamente, enquanto que o permutador que está em contacto direto com a área a refrigerar será desligado em intervalos predefinidos. A circulação do fluido será desativada, mas a circulação forçada de ar permanecerá em funcionamento. O objetivo é quantificar tempos de interrupção e perceber a sua influência no que diz respeito à formação de gelo sobre as superfícies de permuta.

1.5. Visão geral e organização da dissertação

A presente dissertação é composta por cinco capítulos que vão ser descritos de seguida.

O presente capítulo é a introdução ao trabalho realizado. É também referido o trabalho desenvolvido por outros investigadores durante os últimos anos na temática em estudo. É apresentado o problema estudado e a importância e contributo de ser estudado.

O capítulo 2 é referente aos fundamentos teóricos requeridos para uma melhor compreensão da dissertação e dos resultados que foram obtidos. Neste capítulo é abordada a temática da refrigeração e do que é necessário para o ciclo de refrigeração através da compressão de vapor. É apresentada a origem do gelo formado na superfície dos permutadores de calor e os métodos mais comuns para a sua atenuar este problema. No final são apresentadas as fórmulas utilizadas para os cálculos necessários à obtenção dos resultados.

O capítulo 3 reúne toda a informação sobre os equipamentos necessários para a realização dos ensaios laboratoriais.

No capítulo 4 está descrito o procedimento experimental utilizado. É onde estão apresentados os parâmetros de cada ensaio e estão apresentados os gráficos e imagens que permitam uma melhor compreensão dos resultados obtidos.

No capítulo 5 são apresentadas as considerações finais sobre todo o estudo realizado e os seus resultados. São também apresentadas sugestões para próximos estudos com vista a melhorar o processo de atenuação da formação de gelo.

2. Fundamentos Teóricos

2.1. Introdução

O principal objetivo neste capítulo é dar a conhecer ao leitor o sistema de refrigeração em estudo na presente dissertação, bem como o problema em questão, a formação de gelo nas superfícies dos permutadores de calor. Vão ser também aqui apresentados dispositivos e métodos de mitigação da formação de gelo ou de descongelação.

Sendo a Psicrometria o estudo das propriedades termodinâmicas de misturas de ar seco e de vapor de água, será também neste capítulo, feita uma abordagem a este estudo.

Durante as últimas décadas têm sido desenvolvidas várias investigações no âmbito da refrigeração. Estas investigações têm tido como alvo diferentes elementos dos sistemas de refrigeração de forma a aumentar a sua eficiência. A refrigeração é definida como sendo o processo de extração de calor de um meio, seja qual for o estado físico em que se encontre, (sólido, líquido ou gasoso) com a finalidade de diminuir a temperatura. (Dinçer e Kanoglu, 2010).

A refrigeração é um processo que mesmo para acontecer naturalmente, é necessário a introdução de um agente externo, para que se torne possível a remoção de calor do meio que se pretende refrigerar para o meio mais quente, causando assim o fluxo inverso da transferência de calor de acordo com a segunda lei da termodinâmica.

Nos próximos subcapítulos, serão dissertados os pontos fundamentais para a compreensão do trabalho desenvolvido e a sua relevância.

2.1.1. Refrigeração

Na atualidade, no quotidiano de qualquer pessoa é difícil imaginar como seria estar sem aparelhos de refrigeração, uma vez que podem ser considerados quase indispensáveis na medida em que abrangem um grande número de aplicações. Assim, é com facilidade que se podem dar exemplos de instalações que utilizam sistemas de refrigeração como é o caso de hospitais, laboratórios e também em habitações e na indústria. Quer estes sejam com o propósito de manter alimentos conservados ou apenas para conforto térmico, permitindo, desta forma, um aumento significativo na qualidade de vida.

A refrigeração é um processo que pode ser natural ou mecânico. Isto é, para que seja um processo de refrigeração natural o ar tem que ser escoado através de blocos de gelo e assim haver transmissão do calor do ar para os blocos de gelo (Dias, 2017). Por outro lado, processo mecânico de refrigeração, consiste na utilização de um fluido refrigerante que “transportará” o calor absorvido na fonte fria e vai libertá-lo numa fonte quente.

A procura por soluções de conservação vem já dos primórdios da humanidade. Era fundamental encontrar formas que permitissem o transporte de alimentos sem que estes se estragassem devido à necessidade de deslocamentos e escassez de alguns alimentos devido à sua sazonalidade. Foram então desenvolvidas algumas técnicas, mas que acabavam por trazer várias desvantagens, entre as quais, alteração do sabor e baixo tempo de capacidade de conservação. Até que mais tarde foi descoberto um outro método de conserva e que não causava alterações aos alimentos e apresentava perda de qualidade insignificante, o frio. (Batista et. Al., 2007). Em meados do sec. XIX descobriu-se que era possível retirar calor de um sistema quando o gás é expandido e foi então que apareceu a primeira máquina de refrigeração, patenteada por Jacob Perkins no ano de 1834, esta máquina era capaz de realizar um ciclo de refrigeração por compressão de vapor (Critchell e Raymond, 1912). A compressão de vapor é uma temática que será analisada com detalhe mais à frente ainda no presente capítulo.

Os contínuos estudos e investigações nesta temática levaram ao desenvolvimento constante destas máquinas. O desenvolvimento exponencial de máquinas de refrigeração conduziu à descoberta de novos fluidos que podem ser utilizados como fluidos refrigerantes, mas também levaram ao desenvolvimento de novas máquinas de refrigeração com uma panóplia de modos de funcionamento. Já recentemente, nos finais do séc. XX e início do séc. XXI, foi iniciado o desenvolvimento de circuitos eletrónicos de operação e controlo para os equipamentos de refrigeração, esta é uma área em franca expansão e com grande margem para desenvolvimento (Firme, 2015).

2.2. Sistemas de refrigeração

Na atualidade, os sistemas de refrigeração fazem produção de frio continuamente e utilizam fluidos frigorigéneos em circuito fechado. Estes tipos de sistemas podem ser distinguidos entre sistemas de compressão de vapor, sistemas de absorção e sistemas de expansão de ar ou gás.

O sistema por compressão a vapor é o sistema que é possível observar na maioria das aplicações de produção de frio a nível mundial (Koelet, 1997), esta escolha advém da capacidade, baixo custo e ótima eficiência energética, que quando comparado com outros tipos de sistemas, é capaz de satisfazer as temperaturas padrão da indústria.

Segundo o físico Rudolf Clausius, a transmissão de energia é feita sob a forma de calor, essa transmissão é feita de uma fonte de calor com uma temperatura mais alta para uma outra com a temperatura mais baixa. O processo de refrigeração é o inverso, e para que possa acontecer, é necessário fornecer energia ao sistema sob a forma de trabalho. (Transmissão de calor, 2015)

O propósito das máquinas de refrigeração é a remoção de calor da fonte fria, que se apresenta com a temperatura (T_L), à qual vai removida uma carga térmica (Q_L) correspondente à energia por quantidade de tempo. Assim, obtém-se a potência de refrigeração. Neste processo, existe rejeição de carga térmica para a fonte quente, potência de aquecimento \dot{Q}_H , que se encontra

a uma temperatura T_H . Os processos de transferência de calor enumerados só se tornam possíveis com o fornecimento de potência mecânica, à máquina, sob a forma de trabalho W , para que possa funcionar. O funcionamento da máquina de refrigeração é apresentado na figura.

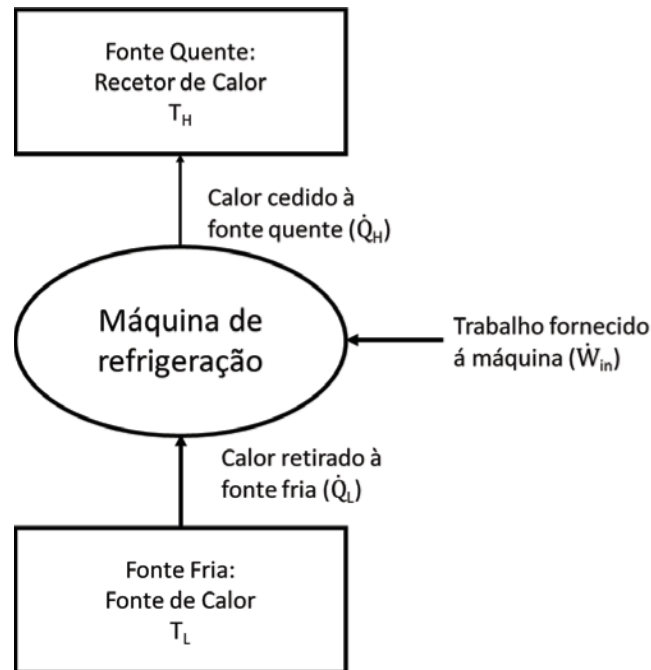


Figura 2.1 - Esquema de funcionamento da máquina de refrigeração (Dias, 2017)

2.2.1. Ciclo de compressão do vapor

O ciclo de compressão do vapor é o ciclo por compressão que mais é utilizado na área da refrigeração. Este ciclo está presente nas mais diversas máquinas utilizadas no dia a dia, como por exemplo, frigoríficos, sistemas de AC, sistemas de refrigeração industriais entre outros. O ciclo de refrigeração a vapor pretende remover calor presente no ar que é escoado para assim se dar o ciclo de refrigeração. Para que ocorra refrigeração o sistema de refrigeração tem que ser percorrido por um fluido frigorigéneo de forma cíclica e que será sujeito a processos de compressão, arrefecimento com condensação, expansão e aquecimento com evaporação.

As máquinas de refrigeração que se caracterizam pela utilização de ciclos de compressão de vapor exigem quantidades de energia significativas para poderem refrigerar como é pretendido (Jani et al., 2015). Nos aparelhos que utilizam esta tipologia de ciclo, como é o caso das vitrinas de refrigeração, o permutador de calor constitui o elemento direto de refrigeração, assumindo-se como o elo de ligação entre o ciclo e o espaço a refrigerar (Sette, 2015).

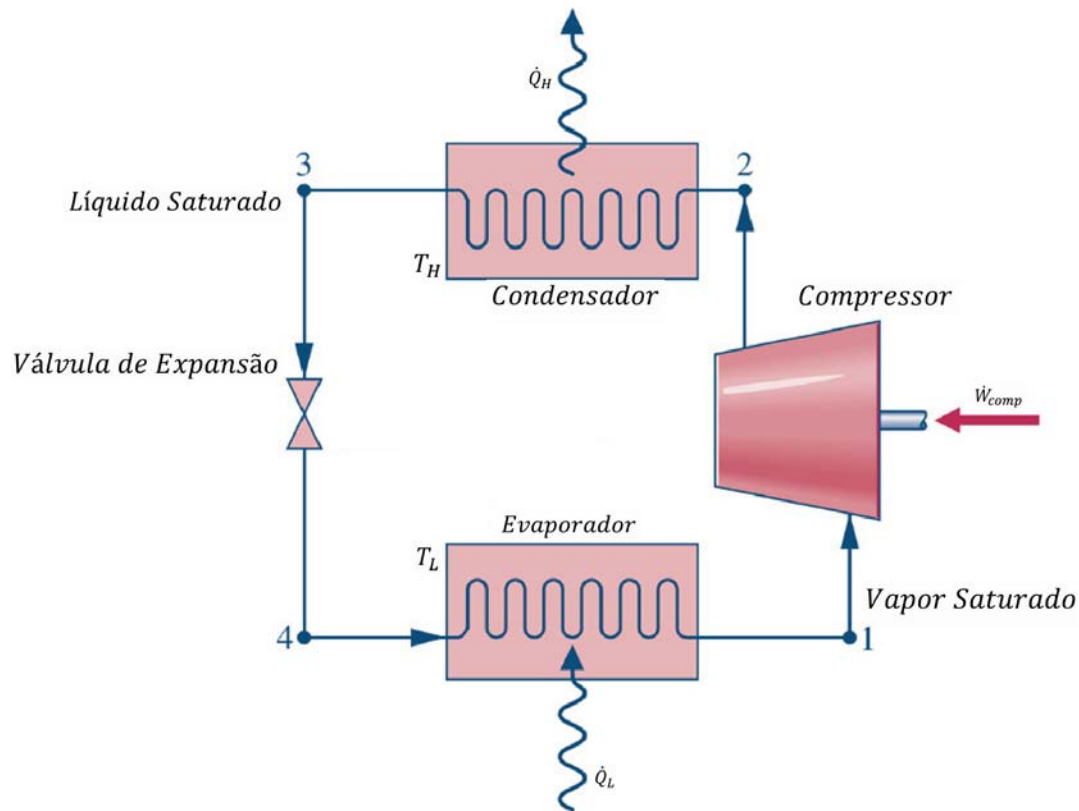


Figura 2.2 - Esquema representativo de um sistema básico de refrigeração por compressão de vapor

Na figura anterior é possível observar as 4 fases que fazem parte do ciclo de compressão mecânica de vapor. Estes 4 processos que descrevem devidamente o funcionamento cíclico do sistema de refrigeração de compressão são descritos de seguida:

- 1- O compressor é o responsável por bombear o fluido frigorígeno em todo o sistema. Nesta fase 1-2, o vapor saturado sofre uma compressão adiabática. O fluido frigorígeno passa por uma diminuição de volume e sofre um aumento de pressão e temperatura
- 2- Na fase 2-3, acontece um processo de arrefecimento isobárico, é daqui que o vapor sobreaquecido, que está com pressão e temperatura elevadas, segue até ao condensador. Durante este trajeto, o fluido frigorígeno é arrefecido e passa da fase gasosa à fase líquida.
- 3- A fase 3-4, é a fase onde o fluido frigorígeno deixa o condensador em direção à válvula de expansão, aqui, vai passar por um processo de expansão isentálpica. Este processo faz com que haja um decréscimo da pressão e haja evaporação parcial do fluido. Com este processo há uma mistura de líquido com vapor a pressão e temperatura baixas.
- 4- A mistura anterior de líquido e vapor a baixa pressão e temperatura chega ao evaporador onde vai receber o calor que de seguida vai remover da área a refrigerar.

- 5- Para terminar o ciclo de vapor, a fase 4-1, é a fase onde se dá a evaporação total do fluido frigorígeno, este processo através do qual ocorre a evaporação denomina-se por aquecimento isobárico. O ciclo fica completo quando o vapor saturado entra de novo no compressor e volta a iniciar-se o ciclo termodinâmico.

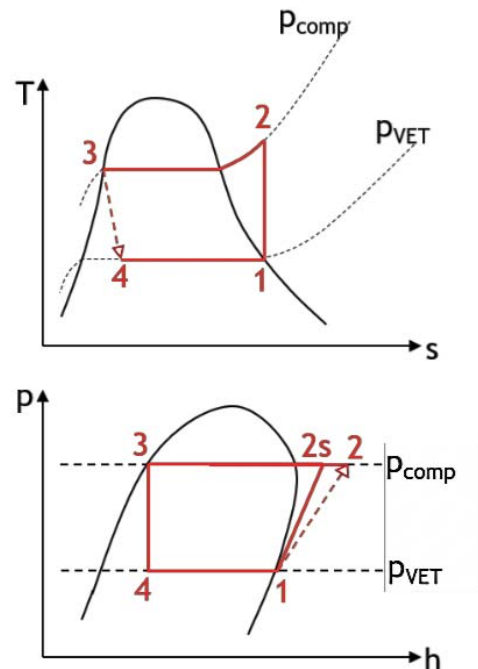


Figura 2.3 - Diagrama T-s (em cima) e Diagrama p-h (em baixo) - (Adaptado de Carrilho, 2016)

Os diagramas T-s e p-h devem sempre acompanhar a descrição do ciclo de compressão do vapor pois são fundamentais para uma melhor compreensão do ciclo.

No ciclo de compressão do vapor há parâmetros importantes que devem ser considerados, tais como:

- \dot{Q}_H - Potência transferida pelo condensador
- \dot{Q}_L - Potência frigorífica
- \dot{W}_{comp} - Potência do compressor

Destes parâmetros é possível fazer o cálculo de energia através da equação (2.1)

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

O valor da eficiência do ciclo de compressão do vapor é obtido através do cálculo do quociente da potência frigorífica e a potência do compressor, expressão (2.2)

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

2.2.2. Componentes do sistema de refrigeração por compressão de vapor

A capacidade de refrigeração de um sistema de refrigeração depende das características individuais de cada um dos elementos constituintes. O sistema de refrigeração é composto por quatro elementos principais, o compressor, o condensador, o dispositivo de expansão e o evaporador. Estes quatro elementos têm que estar devidamente dimensionados para que todos estejam em equilíbrio aquando o acionamento do ciclo, perante isto é indispensável o estudo aprofundado das características funcionais de cada um dos elementos.

2.2.2.1. Compressor

O compressor é um dos quatro elementos essenciais num sistema de refrigeração. É o componente que no que toca a conhecimentos mecânicos exige maior saber. O compressor é o elemento dos quatro que tem o maior consumo energético no sistema de refrigeração e é também o elemento responsável pela inflação do custo operacional do sistema. A sua função é a de fornecer um diferencial de pressão, para que a evaporação do fluido frigorigéneo seja garantida, a uma temperatura inferior à temperatura de condensação, fazendo a movimentação do fluido no circuito de refrigeração (Jabardo et al., 2002). A Figura 2.4 representa quatros dos tipos de compressores existentes.

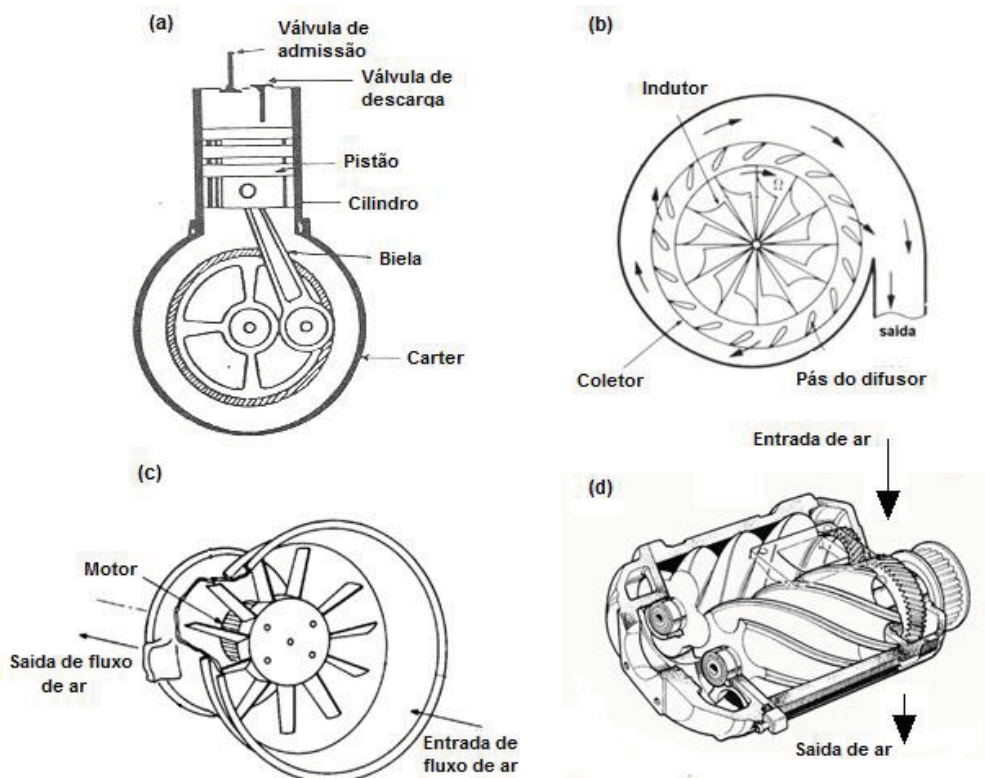


Figura 2.4 -Tipos de compressores: (a) compressor alternativo; (b) compressor centrífugo; Compressor axial; (d) compressor de parafuso (Koelet, 1997)

O compressor a escolher vai depender da potência de refrigeração ou aquecimento que se pretende. Os compressores podem ser distintos e classificados de forma diferente, podem ser máquinas de deslocamento vertical ou máquinas positivas (Dinçer e Kanoglu, 2010). As máquinas de deslocamento positivo, são desenvolvidas com o objetivo de aumentar a pressão como por exemplo, os compressores alternativos, compressores de parafuso, compressores rotativos de palhetas e também os Wankel, fazem o aumento da pressão de vapor do fluido frigorígeno, recorrendo à redução do volume interno da câmara de compressão. Quanto aos compressores que aumentam a pressão do fluido frigorígeno recorrendo à conversão dinâmica para pressão estática, existem os compressores de turbina, centrífugos e compressores dinâmicos.

2.2.2.2. Condensador

O condensador é o elemento do sistema de refrigeração que é responsável pela transferência de calor que ocorre entre o fluido frigorígeno e o fluido absorvente, rejeitando todo o calor do sistema. Industrialmente, os condensadores que existem são maioritariamente condensadores arrefecidos a ar, são utilizados também condensadores que são arrefecidos a água e há ainda condensadores evaporativos. Na figura 2.6, apresentada de seguida é possível observar os vários diferentes tipos de condensadores enumerados anteriormente.

Este é utilizado para arrefecimento, condensação e subarrefecimento do fluido frigorígeno proveniente do compressor. O fluido quando vem do compressor encontra-se a elevada pressão e temperatura, à entrada do condensador este passa ao estado de vapor sobreaquecido e acaba por sair sob a forma de líquido saturado. Para se escolher um condensador para um sistema de refrigeração é fundamental saber qual a sua capacidade de transferência de calor.

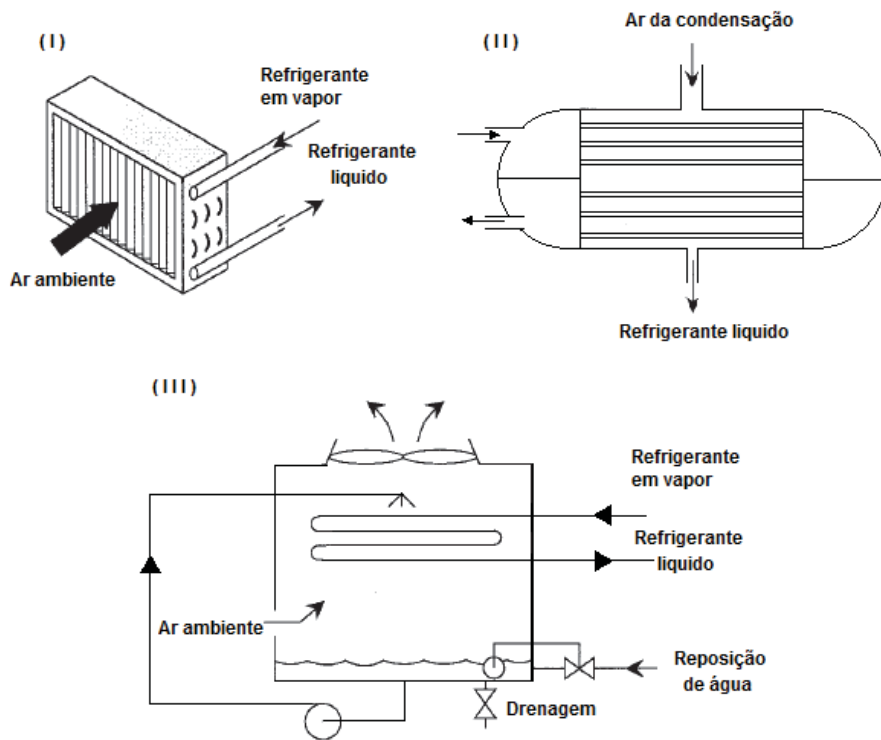


Figura 2. 5 -Tipos de condensadores -- Refrigerado a ar(I); Refrigerado a água (II); Evaporativo (III) (Jabardo, et al., 2002)

Como foi referido anteriormente, há condensadores que são arrefecidos de diferentes formas. Os condensadores que são recorrentemente utilizados em sistemas de refrigeração são arrefecidos a ar e funcionam a potências mais baixas, entre os 3,5 e os 352 kW. Com o passar dos anos a utilização deste tipo de condensadores tem vindo a aumentar, e têm sido implantados em instalações de potências mais elevadas. O custo de manutenção reduzido deste tipo de condensador aliado à facilidade de instalação, fazem com que cada vez mais a preferência de aplicação de condensadores seja a do tipo refrigerado a ar.

Os condensadores com arrefecimento a água, são condensadores apropriados para funcionar com pressões de condensação mais elevada e assim tornando o sistema mais eficiente.

Preferencialmente, para a remoção de calor de um sistema, o condensador evaporativo continua a ser o eleito, apesar das complexas características de funcionamento. (Firme, 2015)

2.2.2.3. Válvula de expansão

A válvula de expansão tem como finalidade a redução da pressão de condensação do fluido frigorífero até à pressão de evaporação de forma a regular o caudal aquando da entrada no evaporador. Para as diferentes situações e condições de aplicação existem diversos tipos de dispositivos de expansão. Para aplicações que sejam simples e de pequena capacidade opta-se por utilizar o tubo capilar que é o mais simples. Neste tubo haverá perda de carga no fluido frigorífero devido ao movimento que o fluido faz dentro do tubo, a diferença de pressão

resulta do ajuste que se faz entre o diâmetro interno e o comprimento do tubo capilar. Para sistemas de maior capacidade, isto é, capacidade superior a 10 kW, é preferível utilizar válvulas termostáticas. Estas válvulas funcionam com base na oscilação da temperatura verificada à saída do evaporador, estas válvulas funcionam através do abrir e fechar das mesmas, de forma a que temperatura se mantenha constante na linha de sucção do compressor, sobreaquecendo o fluido frigorífero (Jabardo, et al., 2002). Existem também válvulas eletrónicas, estas, com um custo de aquisição superior, sendo mais eficientes acabam por se tornar vantajosas devido à automatização da regulação de caudal.

2.2.2.4. Evaporador

Como já referido, nesta dissertação, o evaporador, último elemento constituinte do sistema de refrigeração é também um permutador de calor. Este elemento tem como função, a transferência de calor do ambiente refrigerado para o fluido frigorífero que está em circulação nas serpentinas que passam no evaporador. O evaporador é utilizado para refrigeração, arrefecimento, congelação e condicionamento de ar, com o objetivo de retirar carga térmica do ambiente onde se pretende diminuir a temperatura.

O evaporador como elemento por si só, apresenta-se como um dispositivo simples, mas quando este está associado a um sistema de refrigeração desempenha uma função importantíssima e que o torna imprescindível. O evaporador é o elemento do sistema de refrigeração que tem o propósito de retirar calor de uma substância ou local.

Quando se seleciona um evaporador para um sistema de refrigeração há que ter em conta vários fatores. Um evaporador é selecionado com foco na eficiência que se pretende para o funcionamento do sistema, a superfície deverá permitir uma absorção de carga térmica de forma eficaz e deverá estar dimensionado de forma a permitir uma pequena queda de pressão entre a entrada e a saída (Ferraz, 2008).

Quanto ao sistema de alimentação há duas classificações possíveis para os evaporadores, secos ou inundados, a opção de utilização entre um ou outro tipo depende do meio que se pretende refrigerar.

Os evaporadores do tipo seco são utilizados principalmente em instalações onde se pretenda climatizar o espaço, ou seja, arrefecer o ar em ambientes fechados, servem de exemplo os equipamentos de ar condicionado. No funcionamento deste tipo de evaporadores o fluido frigorífero entra no evaporador de forma descontínua, com a ajuda de uma válvula de expansão termostática, ocorrendo a sua total vaporização e sobreaquecimento resultado do escoamento no interior dos tubos, figura 2.6.

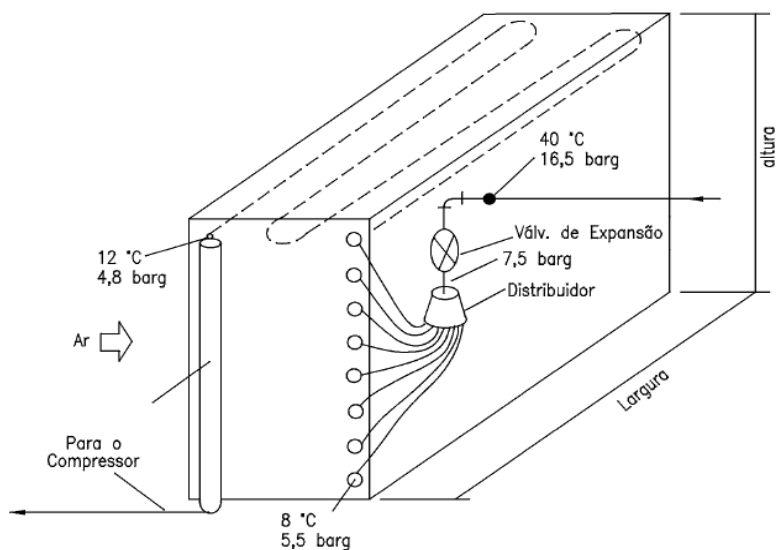


Figura 2.6 - Evaporador de sistema de alimentação do tipo seco (Dias, 2017)

Os evaporadores do tipo inundado, figura 2.7, são utilizados essencialmente em sistemas frigoríficos. Depois de o líquido ser admitido através de uma válvula de expansão, de boia, flui pela serpentina do evaporador e dessa vai removendo o calor presente no ar da área a refrigerar. O evaporador ao receber calor fará com que parte do fluido frigorigéneo evapore, formando uma mistura de líquido e vapor. Numa fase seguinte o vapor saturado volta a passar pelo compressor, e o fluido volta ao evaporador durante todo o tempo em que o sistema estiver em funcionamento. Este tipo de sistema requer um investimento inicial bastante elevado e também a necessidade de aquisição de grandes quantidades de fluido frigorigéneo.

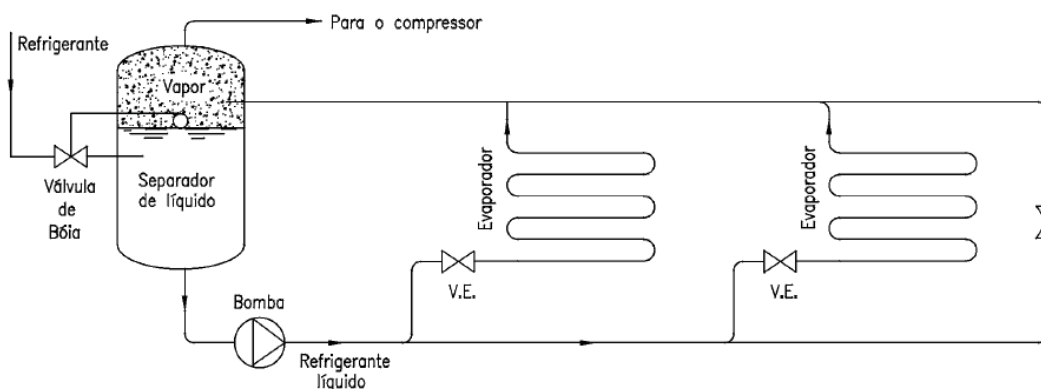


Figura 2.7 - Evaporador de sistema de alimentação do tipo inundado (Dias, 2015)

2.2.3. Aplicação do sistema de refrigeração por compressão de vapor

A refrigeração é algo que está presente e se pode afirmar ser indispensável para o cotidiano. O sistema de refrigeração mais comum atualmente é o que utiliza a compressão do vapor, estes sistemas estão presentes em situações ou lugares que não se imaginava, como por exemplo nos transportes, nas habitações e também na indústria.

Os frigoríficos, congeladores, equipamentos de ar condicionado, são exemplos de sistemas de refrigeração que utilizam o ciclo de compressão do vapor em ambiente doméstico. Os frigoríficos e congeladores são dispositivos que têm como objetivo prolongar a validade dos alimentos, permitindo assim que estes se conservem durante mais tempo. Os equipamentos de ar condicionado, que são para utilização doméstica, são equipamentos de climatização que proporcionam a regulação da qualidade do ar interior dos edifícios e são equipamentos igualmente capazes de num único sistema fornecer aquecimento ou arrefecimento de acordo com o que o utilizador pretender.

A nível industrial, os sistemas de refrigeração por compressão de vapor são utilizados fundamentalmente na indústria petroquímica, química e alimentar. A adoção deste tipo de sistema por parte da indústria química e petroquímica, permite realizar diversos processos químicos a temperaturas controladas, bem como permitir o armazenamento a temperaturas predefinidas. No caso da indústria alimentar a utilização deste sistema é fundamental, para o armazenamento de alimentos congelados, como para a conservação dos alimentos a temperaturas baixas. A congelação de produtos agroalimentares permite a conservação e transporte dos alimentos, garantindo que durante todo o processo, desde o embalamento até que sejam consumidos, tudo se proceda em condições de conservação que mantenham os produtos em condições ideais para o consumo.

Os sistemas de refrigeração por compressão do vapor são utilizados no setor comercial, uma vez que são parte integrante de diversos equipamentos, tais como, as máquinas de venda e expositores de produtos alimentares.

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

Os sistemas de refrigeração por compressão de vapor, estão a ganhar cota na aplicação em grandes infraestruturas, estes sistemas servem para a refrigeração de complexos onde existem grandes sistemas computacionais, utilizados para armazenamento e processamento de dados informáticos.

2.3. Psicrometria

A psicrometria é a área dedicada ao estudo das propriedades termodinâmicas de misturas de ar seco e de vapor de água, e também a aplicação e análise de processos que envolvem o ar atmosférico (Stoecker e Jones, 1985).

A psicrometria está relacionada, por exemplo, com o estudo do que é o ar atmosférico, uma vez que este é uma mistura de gases, vapor de água e também de contaminantes atmosféricos (fumo, poeira, etc.) e que se encontram bastante distantes da fonte de emissão.

A psicrométrica pode ser classificada como uma parte da termodinâmica dedicada ao estudo mais objetivo do ar húmido, constituintes e propriedades.

2.3.1. Propriedades do ar seco

O ar seco define-se como uma mistura de gases, os gases que são mais comuns nessa mistura são o azoto (N_2) e o oxigénio (O_2). É comum encontrar outros gases mas com valores residuais, como é o caso do dióxido de carbono (CO_2). A composição da mistura que constitui o ar seco varia de acordo com a localização geográfica, posto isto, de forma a consensualizar os estudos psicrométricos, os estudos que envolvam a utilização de ar seco devem reger-se pelas condições pré-estipuladas (ASHRAE, 2005).

2.3.1.1. Volume específico do ar seco

De acordo com a literatura, considera-se o volume específico do ar seco, o volume ocupado por unidade de massa de ar seco e expresso em (m^3/Kg). Para calcular o valor do volume específico, do ar seco, é utilizada a equação 2.3, na equação R_{ar} ($287,058 J/(kg \cdot K)$) representa a constante específica do gás para o ar seco. (ASHRAE, 2005)

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

2.3.1.2. Calor específico do ar seco

Define-se como calor específico do ar seco, a quantidade de calor que é necessário produzir para que uma unidade de massa aumente a temperatura em $1^\circ C$, com pressão constante. O valor do calor específico do ar seco é de $1,006 kJ/kg.K$, na faixa de temperaturas entre os $-40^\circ C$ e $+80^\circ C$. (ASHRAE, 2005).

2.3.1.3. Entalpia do ar seco

É a propriedade termodinâmica resultante da soma da energia interna de um sistema com o resultado do cálculo do produto da pressão com o volume do sistema. (ASHRAE, 2005)

A equação responsável pela obtenção do valor da entalpia do ar seco é a equação 2.4, é o produto do calor específico do ar seco com a temperatura do ar seco.

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

2.3.2. Propriedades do vapor de água

A quantidade de vapor de água varia muito em função das condições climáticas ocorrentes nas diferentes regiões do planeta, devido aos valores de precipitação de típicos de determinados locais.

O vapor de água é encontrado em suspensão no ar principalmente nas camadas baixas da atmosfera, mais precisamente na troposfera, o vapor de água encontrado nesta zona da atmosfera tem como propósito regular a entrada de radiação solar infravermelha na Terra, e assim assumir também o papel de controlador da temperatura à superfície do planeta. (Romero, 2000).

2.3.2.1. Volume específico do vapor de água

Considerando o vapor de água como sendo um gás perfeito, o seu volume específico pode ser obtido através do cálculo da equação 2.5. (Frade e Severo, 2006).

Constante individual do vapor de água $R_v = 461,5$ (J/kgK)

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

2.3.2.2. Calor específico do vapor de água

O calor específico do vapor de água tem uma variação mínima, para o intervalo de temperaturas entre os, -70°C e os 125°C , como foi visto anteriormente que acontecia também para o calor específico do ar seco. Assim, tendo em conta esta baixa variação de valores assume-se, que o calor específico do vapor de água, para situações consideradas regulares é de $1,84$ kJ/kg.K (Frade e Severo, 2006).

2.3.2.3. Entalpia do vapor de água

Expressa-se o valor da entalpia, para o vapor de água, com recurso à equação 2.6. Como referido no ponto 2.3.2.2 da presente dissertação, o valor do calor específico da água, assume um valor constante e considerando que os estudos psicrométricos são desenvolvidos em condições normais, o valor 1,84 kJ/kg deve ser substituído na equação 2.6 dando origem à equação 2.7.

Assumindo assim a equação 2.7, temos apenas como variável o valor da temperatura. Na equação há ainda um valor constante de 2501 kJ/kg, este é valor correspondente ao calor latente de sublimação (Frade e Severo, 2006).

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

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

2.3.3. Propriedades do ar húmido

O ar na atmosfera pode ser considerado como uma mistura de gases de dois componentes, sendo eles o ar seco e o vapor de água. A quantidade de água no ar húmido varia de zero (ar seco) até um máximo que depende da temperatura e da pressão. Tanto o ar húmido ou seco, como o vapor de água são gases perfeitos e obedecem à lei de Dalton.

De acordo com a Lei de Dalton, numa mistura gasosa, cada um dos elementos exerce a mesma pressão, sendo mistura ou o elemento isolado, no mesmo espaço e à mesma temperatura. (ASHRAE, 2005; Frade e Severo, 2006).

No caso particular, em que o ar seco está misturado com vapor de água, o resultado do cálculo da pressão total para a mistura, é igual à soma da pressão parcial do ar seco com a parcial do vapor de água como é demonstrado na equação 2.8.

$$p = p_{ar} + p_v \quad (2.8)$$

2.3.4. Variáveis psicrométricas

São variáveis psicrométricas, as variáveis que caracterizam o ar húmido. A temperatura de bolbo seco e de bolbo húmido, a temperatura de ponto de orvalho, a humidade específica e relativa e a entalpia e volume específicos. (ASHRAE, 2005).

Estas variáveis estão representadas no diagrama psicrométrico apresentado na figura 2.8

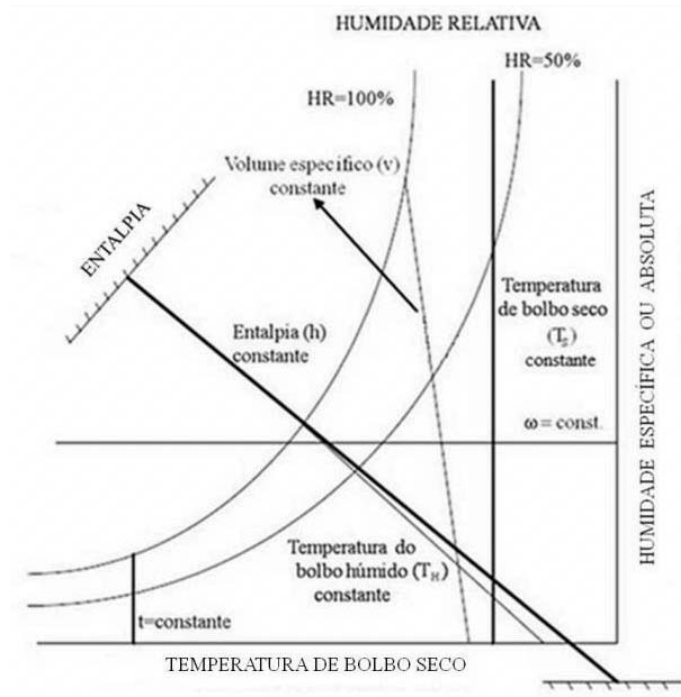


Figura 2.8 - Representação do diagrama psicrométrico (ASHRAE, 2005)

Nos pontos que se seguem será feita uma breve caracterização de cada uma destas variáveis.

2.3.4.1. Temperatura de ponto de orvalho

É denominada temperatura de ponto de orvalho a temperatura a que o ar húmido passa a estar saturado, ou seja, quando o vapor de água começa a condensar devido a um processo de refrigeração. É o ponto no qual a quantidade de vapor de água atinge o seu máximo para uma determinada temperatura e pressão constante. (ASHRAE, 2005)

2.3.4.2. Temperatura de bolbo seco

A temperatura vulgarmente denominada por temperatura do ar, corresponde à temperatura de bolbo seco. Esta temperatura é medida com recurso a um termómetro comum que servirá para efetuar a medição de temperatura de um espaço e sem que o termómetro seja exposto à radiação. O seu valor apurado não é afetado pela humidade relativa do ar. (ASHRAE, 2005)

2.3.4.3. Temperatura de bolbo húmido

É a temperatura mais baixa que pode ser alcançada apenas pela evaporação da água. É um tipo de medida de temperatura que reflete as propriedades físicas de um sistema constituído pela evaporação da água no ar. A evaporação consome calor para acontecer, ocasionando arrefecimento, pois, como as moléculas de maior energia escapam (evaporam) e as que ficam têm menor energia cinética média, a temperatura do líquido diminui. Este fenómeno também

é chamado de arrefecimento evaporativo. Ao contrário da temperatura de bolbo seco, a temperatura de bolbo húmido é uma indicação da quantidade de humidade no ar. Quanto menor for a humidade relativa do ar, maior será o arrefecimento.

A temperatura de bolbo húmido é medida por um termómetro de bolbo húmido. O termómetro de bolbo húmido tem o bolbo coberto por uma malha porosa (geralmente de algodão), que fica mergulhada num recipiente contendo água destilada. Esta malha fica constantemente húmida devido ao efeito de capilaridade. A evaporação da água contida na malha envolvente retira calor do bolbo, fazendo com que o termómetro de bolbo húmido indique uma temperatura mais baixa do que a do ar ambiente (medida por um termómetro de bolbo seco). Essa evaporação, e consequentemente a redução na temperatura de bolbo húmido, é tanto maior quanto mais seco está o ar atmosférico e é nula quando a atmosfera está saturada de vapor de água (humidade relativa do ar igual a 100%). (ASHRAE, 2005).

2.3.4.4. Humidade absoluta

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

A humidade específica ou absoluta de uma amostra de ar é a quantidade absoluta (real) de água contida numa amostra de ar. A humidade absoluta é expressa em grama por m^3 (g/m^3), é medida através da condensação de toda a água contida em determinada amostra de ar para um recipiente, de seguida o recipiente será pesado e assim será possível quantificar a humidade absoluta nessa amostra. (ASHRAE, 2005).

2.3.4.5. Humidade relativa

A humidade relativa é a quantidade de vapor de água presente na atmosfera. Fisicamente, a humidade relativa é definida como a razão da quantidade de vapor de água presente numa amostra de ar atmosférico, com a quantidade máxima de vapor de água que a atmosfera pode suportar a uma determinada temperatura e pressão. A humidade relativa permite avaliar e ajudar na previsão do tempo e indicando a possibilidade de precipitação, orvalho ou nevoeiro (ASHRAE, 2005).

2.3.4.6. Entalpia

A entalpia é a energia contida por unidade de massa numa mistura de ar húmido (ar seco mais vapor de água).

A entalpia de uma mistura é expressa através da soma da entalpia dos seus componentes, equação 2.9.

$$h = (Cp_a \times T) + (Cp_w \times T + h_{we}) \times \omega \quad (2.9)$$

2.3.4.7. Calor sensível

Denomina-se calor sensível a energia térmica que é obtida através da transferência de calor entre dois meios a diferentes temperaturas. Esta transferência pode ocorrer por condução, convecção e radiação. (Stoecker e Jones, 1985).

2.3.4.8. Calor latente

O calor latente é a quantidade de energia necessária para que determinada substância mude de estado físico. Durante o processo de mudança de estado físico há um aumento de humidade absoluta sem que haja alteração no valor da temperatura. O calor latente pode ser apresentado com valores positivos ou negativos, desta forma saber-se-á se a substância está a receber ou a ceder calor. (Stoecker e Jones, 1985) e (Freitas, 2007).

Quanto aos modos em que ocorre troca de calor latente, pode ocorrer através de fusão, evaporação, condensação, solidificação e sublimação (Stoecker e Jones, 1985).

2.3.4.9. Calor total

O calor total, como o nome indica, é o resultado da soma do valor do calor sensível com o valor do calor latente, fornecido ou retirado, numa massa de ar num determinado processo. O calor total pode também ser calculado através da equação para a variação de entalpia, equação 2.10 (Jabardo et al., 2002).

$$Q_T = \dot{m}_{ar} \times (h_1 - h_2). \quad (2.10)$$

2.4. Formação de gelo na superfície dos evaporadores

Neste ponto da presente dissertação serão abordados termos, definições e situações relativos à formação de gelo.

A refrigeração como foi referido anteriormente, está presente quer a nível doméstico quer a nível industrial. Os sistemas de refrigeração quando são aplicados têm o propósito de conseguir produzir frio, isto é, serem capazes de garantir temperaturas baixas num determinado espaço e conseguir manter esse espaço com baixa temperatura, utilizando para tal, ar. Os sistemas de ventilação para baixar a temperatura do ar recorrem à utilização de um fluido frigorífero que deverá estar a temperaturas inferiores a 0°C, assim quando o ar passa através do permutador de calor tem presente humidade que ficará depositada nas alhetas do mesmo. Devido às baixas temperaturas do fluido frigorífero as gotículas de água que acabam por se depositar nas alhetas irão solidificar, estreitando assim a área de passagem do ar. Tendo em conta esta deposição, é inerente que quanto mais tempo decorrer com o sistema em funcionamento maior será a deposição acumulada na superfície do permutador. Assim, o gelo tornar-se-á uma obstrução à passagem do ar que prejudicará o rendimento do sistema. Para minimizar esse efeito e garantir eficiência no sistema recorre-se a métodos de descongelação, todos estes fatores devem ser tidos em conta aquando o dimensionamento de um sistema de refrigeração.

2.4.1. Mecanismos de formação de gelo

O gelo que é formado e acumulado durante o funcionamento de permutadores de calor, origina um impacto prejudicial no desempenho térmico dos mesmos. (Jacobi & Robinson, 2001)

O gelo é água na sua fase sólida. O gelo, de acordo com as mudanças de fase pode resultar de um processo de transição de fase completo, isto é, vapor - líquido - sólido, ou então, de uma transição direta, vapor - sólido. Existem diferenças claras entre gelo e geada, pois as propriedades do sólido resultante de cada um são distintas.

O gelo caracteriza-se como uma estrutura praticamente maciça, enquanto que a geada é totalmente diferente sendo caracterizada por uma matriz, constituída por diversas ramificações dos cristais de gelo irregulares espacialmente intercaladas por ar húmido. É altamente porosa e existem grandes diferenças na sua formação de camada para camada. A geada é o resultado da sublimação do vapor de água.

Este processo dá-se quando o vapor de água se encontra a uma pressão muito inferior à pressão de saturação de água à temperatura do ponto triplo¹. Para ajudar à determinação dos mecanismos de formação de gelo existe o diagrama de fases da água, figura 2.9. Neste diagrama é possível observar dois processos, o processo I é o processo responsável pela formação de gelo, solidificação pura da água, dando origem a gelo sólido e maciço. O processo II identifica o processo de formação de geada, como referido anteriormente este processo denomina-se por sublimação do vapor de água.

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

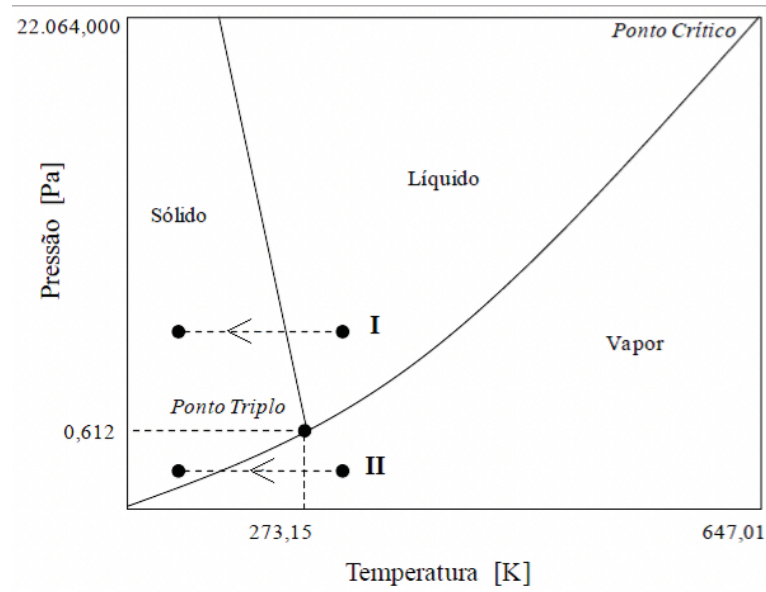


Figura 2.9 - Diagrama de fases da água (Silva, 2012)

Ainda neste capítulo mais à frente será detalhado o processo de formação de gelo, o surgimento de gelo deve-se à inicial formação seguida da congelação de um condensado. Este condensado, é formado por gotículas que são subarrefecidas acabando por congelar com maior rapidez e facilidade quando expostas a temperaturas de superfície menores e valores de HR maiores (Wu *et al.*, 2007). A velocidade e propensão direcional do crescimento, permitem analisar o mecanismo de formação de gelo, através da observação da geometria dos cristais de gelo resultantes do processo de congelação. As formas geométricas dos cristais de gelo depositados são, segundo a literatura disponível, dendrites, flocos, agulhas, prismas e placas (Wu *et al.*, 2007), estas formas podem ser observadas na figura 2.10.

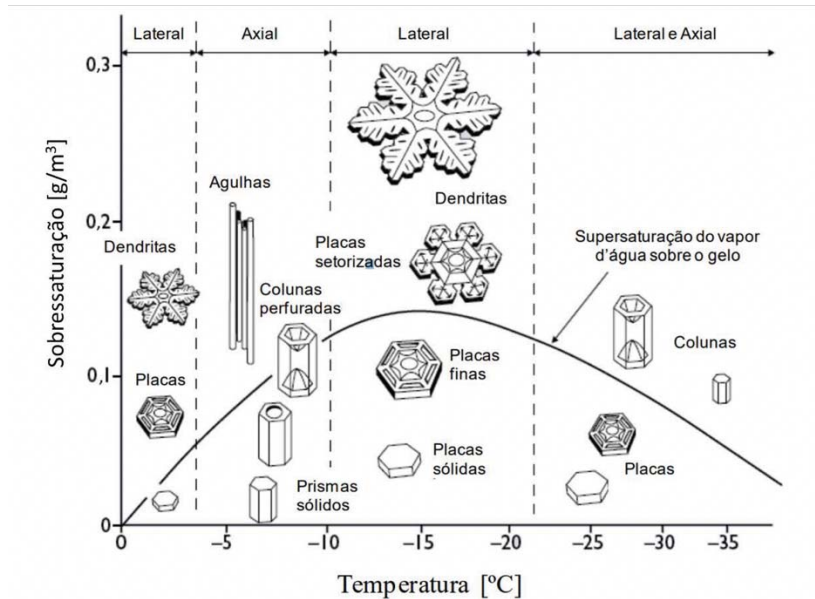


Figura 2.10 - Características dos cristais de gelo em função da temperatura e da sobressaturação do ar para a pressão de 1 atm (adaptado Libbrecht, 2001)

2.4.2. Processo de formação de gelo

Define-se como um mecanismo complexo não-estacionário, o processo de formação de gelo na superfície exterior das serpentinas do permutador de calor, envolvendo variações espaciais e temporais das taxas de transferência de calor e de massa. (Jiang et al., 2013). A formação de gelo é igualmente dependente do meio externo e das características do permutador. A formação de gelo num permutador é uma consequência do calor latente do fluxo de ar, apresenta-se como força motriz a diferença entre a humidade de saturação à superfície do permutador e a humidade absoluta do ar (Kim e Lee, 2015).

O processo de deposição de gelo numa superfície, inicia-se quando o ar húmido atinge o estado sobressaturado e se encontra a uma temperatura inferior ao ponto de orvalho e ao ponto de congelação da água, quando entra em contacto com uma superfície fria. (Wu et al., 2006). A deposição de gelo no permutador de calor depende da HR presente no meio, da temperatura e ainda do fluxo do ar, todas estas variáveis contribuem para a rapidez com que se torna possível observar a formação de gelo. Outros fatores que devem ser considerados para a ocorrência da deposição de gelo na superfície do permutador de calor são, a temperatura a que se encontra a superfície de contacto, isto é, temperatura das alhetas e dos tubos das serpentinas por onde flui o fluido frigorífero. Os cristais de gelo formados a baixas temperaturas tendem a depositar-se nas alhetas e nas serpentinas devido à sua grande força de adesão. A formação de gelo e o aumento de tamanho dos cristais conduzem a uma perda de rendimento do sistema de refrigeração, uma vez que a união dos cristais de gelo terá um efeito isolante bloqueando a passagem de ar no permutador (Liu et al., 2005).

A formação de gelo é um processo que se divide em três fases. A fase inicial é a fase de nucleação, segue-se a fase de crescimento e culmina na fase de saturação. É nesta última fase

que é possível observar uma camada de gelo totalmente desenvolvida. Na figura 2.11 está evidenciado o processo de formação de gelo sobre uma superfície fria, de forma a que melhor se possa perceber este processo.

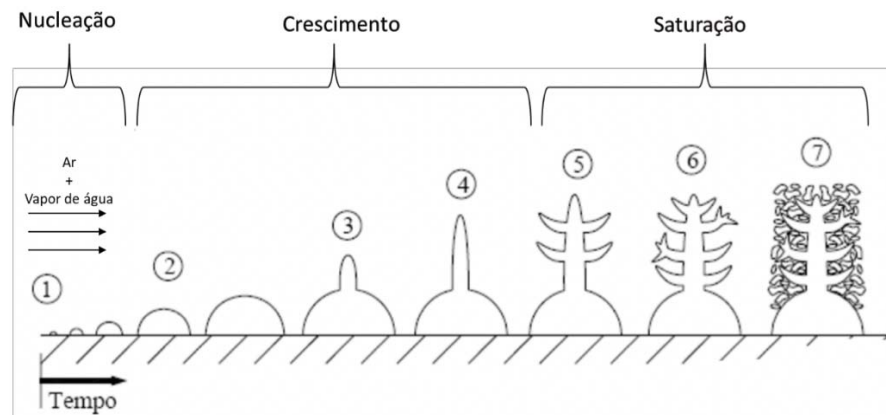


Figura 2.11 - Evolução da formação de gelo ao longo do tempo sobre uma superfície plana (adaptado Tao et. al., 1993)

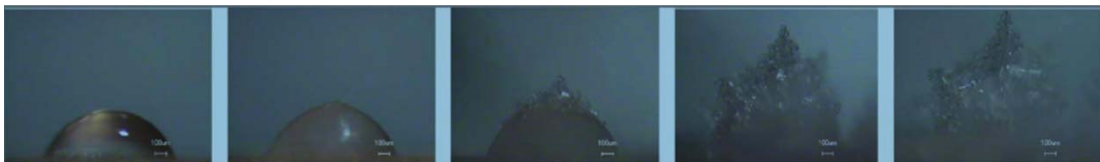


Figura 2.12 - Processo real da formação de cristais de gelo (Amer M. et. al., 2017)

Como referido anteriormente o processo de formação de gelo é um processo faseado, durante a 1ª fase, nucleação, o cristal de gelo, denominado por embrião, começa a aderir à superfície fria e transforma-se numa partícula sólida. Na fase 2, fase de crescimento do embrião, ocorre a união de novos cristais de gelo, depois de o primeiro atingir o seu máximo de expansão e não consegue crescer mais. Nesta fase de crescimento é possível observar através do processo 3, o desenvolvimento de um novo embrião e crescimento até outros novos cristais de gelo se formem, repetindo-se ao longo do tempo de refrigeração. Na última das três fases, fase de saturação dos embriões, é quando ocorre aumento de porosidade, e ocorrem inúmeras novas formações de embriões que vão ocupar os espaços livres, este processo de ocupação pode ser observado no processo 7 representado na figura 2.11 (Silva, 2012). Quando atingida a última fase, a camada de gelo já é visível com bastante facilidade e o fluxo de ar começa a ser prejudicado, conseqüentemente, o rendimento do processo de refrigeração diminui. É quando esta camada de gelo começa a perturbar o fluxo de ar que os métodos de descongelação devem ser utilizados.

2.4.3. Impacto da formação de gelo

A camada de gelo que se forma na superfície dos permutadores de calor pode bloquear o fluxo de ar com mais ou menos interferência, uma vez que a formação deste bloqueio depende das condições em que está inserido o permutador. De acordo com Al-Essa e Al-Zgoul (2012), no setor de armazenamento de bens alimentares, ocorre deposição de gelo nas serpentinas, uma vez que as arcas operam com temperaturas abaixo dos 0°C. Quanto ao gelo depositado em permutadores de calor que sejam constituídos por serpentinas com alhetas (caso prático da presente dissertação), o gelo que se deposita no espaço entre alhetas vai bloqueando a passagem do ar, figura 2.13.

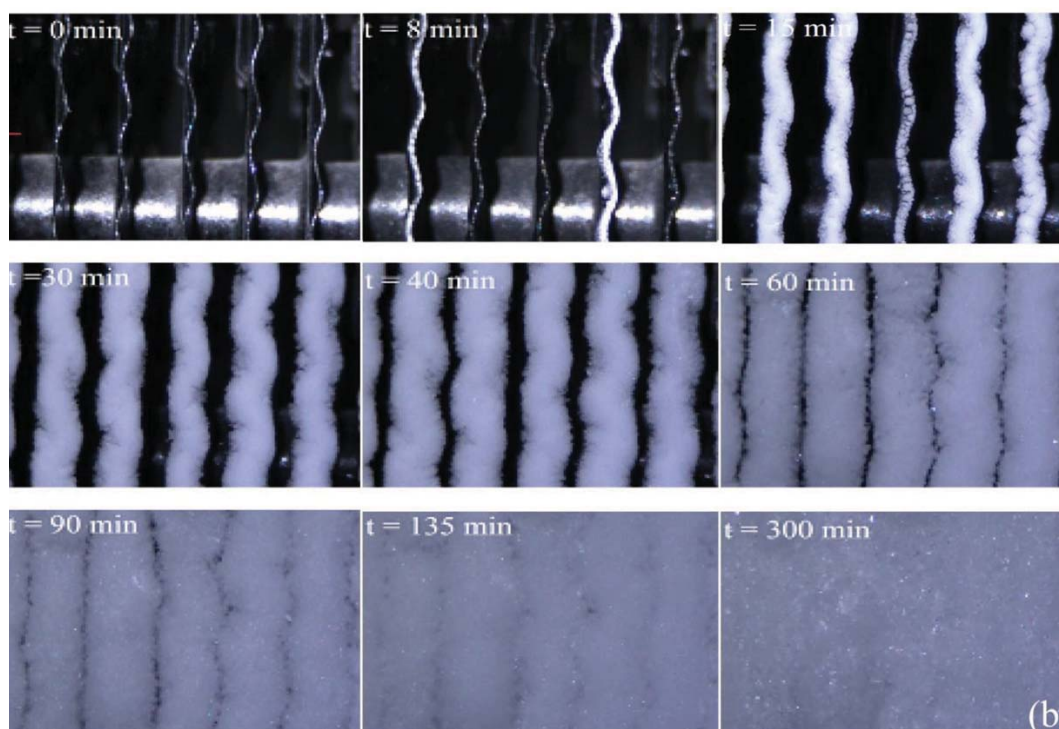


Figura 2.13 - Processo de formação de gelo (adaptado de Amini et. al., 2014)

No caso de um crescimento rápido da espessura da camada de gelo acumulada no permutador resultará numa diminuição aguda do fluxo de ar que resultará num acréscimo da resistência térmica entre o ar húmido e a superfície do permutador, uma vez que a camada de gelo tem uma baixa condutibilidade térmica. Ao ocorrer este processo de deposição irá existir uma diminuição da energia absorvida pelo fluido frigorífero, que de acordo com Yang (2010), irá resultar numa diminuição da capacidade de refrigeração entre 30 a 57%.

Devido ao acoplamento de métodos de descongelação o custo dos equipamentos para refrigeração aumenta. Para evitar o aumento do custo dos equipamentos pode optar-se por fazer ciclos de congelação - descongelação, mas que segundo Wang e Liu (2003), estes ciclos podem acabar por causar uma deterioração precoce dos dispositivos de refrigeração.

2.5. Métodos típicos de descongelação

Neste subponto da dissertação serão referidos vários métodos de descongelação, de atenuação ou previsão da formação de gelo nos permutadores de calor.

A escolha de um outro tipo de método de descongelação é dependente do tipo de sistema de refrigeração e a utilização que lhe será dada. A atenuação da formação de gelo serve essencialmente para retardar o aparecimento de gelo ao longo da utilização, isto, resulta num aumento da eficiência do sistema.

Tendo em conta o que foi abordado anteriormente no ponto 1.3 - Revisão Bibliográfica, serão descritos de uma forma geral vários métodos de descongelação, atenuação e previsão da formação de gelo.

2.5.1. Descongelação por convecção natural

A descongelação por convecção natural, é o tipo de descongelação mais utilizado no mercado, pode ser observado, por exemplo, em máquinas de venda de bebidas, uma vez que este tipo de descongelação que, é simplesmente a interrupção do ciclo de refrigeração, leva a um aumento de temperatura na área a refrigerar e faz com que a camada de gelo derreta. Esta pausa periódica pode ser controlada com recurso a um temporizador, ou à utilização conjunta de um temporizador e um termostato.

O processo que recorre unicamente à utilização do temporizador, que conta o tempo de funcionamento do sistema e assim quando atinge o tempo predefinido dá início ao ciclo de interrupção, designa-se usualmente por método T, e é o método mais utilizado no mercado. Este método tem como principal vantagem o preço de aquisição e a simplicidade de aplicação (Jiang et al., 2013). A forte aplicação deste método deve-se também ao facto de os métodos mais recentes terem um custo bastante elevado e ainda carecerem de simplicidade para aplicação e funcionamento. A utilização do temporizador tem a desvantagem de por vezes (27% dos casos) sejam feitos ciclos de interrupção desnecessários que acabam por levar a um gasto energético evitável. (Zhang et al., 2012) e (Moerman e Fikkin, 2015).

Quanto ao método em que são utilizados simultaneamente o temporizador e o termostato é comum ser designado por método T-T. Este método além de funcionar com o tempo de funcionamento do sistema de refrigeração, como o método anterior, funciona também com a temperatura que é registada. Quando é atingido um dos valores que previamente foram definidos, o ciclo de interrupção do sistema de refrigeração será iniciado. Este método, assim como, o anterior não tem em conta a HR que está presente no ar ou o fluxo de ar escoado, resultando por vezes numa descongelação deficiente. Há também outro problema associado, por vezes o tempo predefinido para efetuar a pausa no sistema é atingido e ainda não houve deposição de gelo no permutador de calor. (Zhu et al., 2015)

2.5.2. Descongelação por resistência elétrica

O método de descongelação por resistência elétrica (Moerman e Fikkin, 2015) tem um princípio de funcionamento não muito dispar do método referido anteriormente, tanto é que além da utilização de resistências elétricas acopladas à superfície do evaporador utiliza também o método de descongelação por convecção natural. Quando o processo de refrigeração é interrompido são ativadas resistências elétricas, que irão diminuir o tempo de descongelação. De uma forma mais explícita, este método de descongelação inicia-se com a interrupção de funcionamento do sistema de refrigeração e também da ventilação forçada. Esta interrupção como já foi referido, resulta da aplicação do método de descongelação T, isto é, um temporizador é responsável pela interrupção dos ciclos de refrigeração. Após findado o ciclo de descongelação o sistema de refrigeração volta, faseadamente, ao seu normal funcionamento, esta retoma ao funcionamento é faseada uma vez que a ventilação forçada permanece interrompida por um pequeno período de tempo, para que o que resta da descongelação não comprometa a integridade dos produtos e da superfície do permutador (Moerman & Fikkin, 2015).

2.5.3. Descongelação por ciclo reverso (RCD)

Um outro método que pode também ser aplicado é a descongelação por ciclo reverso, este é um processo bastante simples. Através da adição de uma válvula de 4 vias torna-se possível a inversão do sentido de circulação do fluido frigorífero. Este método de inversão faz com que o permutador/evaporador passe a funcionar como um condensador durante o processo de descongelação. (Moerman e Fikkin, 2015)

A aplicação deste método garante que haja geração de calor durante o ciclo de refrigeração o que lhe permite valores de eficiência mais elevados (Kerbyson, 2000). Este método tem a vantagem de ter um processo simples de manutenção, mas apresenta como desvantagem uma elevada perda de carga do fluido frigorífero devido à válvula adicionada.

2.5.4. Descongelação por pulverização de água

O método de descongelação por pulverização ou aspersão de água consiste como o próprio nome diz na pulverização direta de água à temperatura de 18°C na superfície do permutador de calor. Embora este método se mostre realmente eficaz no que toca à eliminação da camada de gelo, gera um grave problema, caso antes de se voltar a colocar em funcionamento o sistema de refrigeração, a superfície do permutador não estiver totalmente limpa, ou seja, a água que foi pulverizada bem como a água que passa ao estado líquido da camada de gelo tem que ser bem drenada para que não haja passagem da mesma para os produtos a conservar. Para que tal seja possível é imprescindível que as linhas de drenagem da água tenham sido dimensionadas

com um diâmetro considerável. (Moerman & Fikkin, 2015). Este método de descongelação é vantajoso em áreas onde a descongelação é uma necessidade repetida (Kerbyson, 2000), pois possibilita uma descongelação mais rápida, em contrapartida, pode ocasionalmente dar origem a possíveis inundações no canal de escoamento de ar.

2.5.5. Descongelação por gás quente

Apesar de este ser o método económica e energeticamente mais interessante, permitindo redução considerável no tempo e frequência de ciclos de descongelação, exige inicialmente um investimento muito superior quando comparado aos restantes métodos de descongelação já enunciados e requer uma atenção redobrada quando é dimensionado.

A descongelação por utilização de gás quente, como em métodos já referidos interrompe o ciclo de refrigeração. Este método baseia-se na descarga de vapor proveniente do compressor que incide diretamente na superfície do permutador. Neste método da mesma forma que no método de descongelação por resistência elétrica se realiza um compasso de espera, por forma a salvaguardar a drenagem de água, para se dar de novo início ao funcionamento do sistema de refrigeração, aqui acontece o mesmo (Moerman & Fikkin, 2015).

2.5.6. Descongelação por controlo diferencial de pressão

De acordo com Lee, 1996 a aplicação do método de descongelação por controlo do diferencial de pressão, tem por base a leitura dos valores de resistência ao escoamento entre a secção de entrada e saída dos permutadores, e assim ser capaz de determinar a formação ou não de gelo na superfície dos permutadores. Este método tem a capacidade de conseguir calcular os intervalos de tempo necessários do início do processo de descongelação com elevada precisão, em contrapartida apresenta um custo excessivo e necessita da aplicação de um componente, um transdutor, que apresenta uma duração de vida útil muito baixa.

2.5.7. Descongelação por quebra mecânica do gelo

O método de descongelação com recurso à quebra mecânica do gelo, é feito através da utilização de emissores ultrassónicos ou à passagem de campos elétricos pelo permutador de calor. Dá-se a fratura da camada de gelo acumulada na superfície dos permutadores através das tensões de corte aplicadas e ocorre também o processo de cavitação², (Wang *et al.*, 2011).

² - Processo de vaporização seguido instantaneamente de condensação, como efeito da redução da pressão.

A principal desvantagem que este método apresenta é a incapacidade de manter níveis de vibração iguais em pontos mais distantes da fonte de emissão. (Tan et al., 2015).

Todos os métodos supramencionados apresentam desvantagens na sua aplicação, quer sejam ciclos de descongelação desnecessários, preços de implementação elevados ou processo de aplicação de elevada complexidade.

Tendo em conta todas estas desvantagens é fundamental um bom dimensionamento prévio para saber qual método utilizar, bem como, conseguir avaliar quais os momentos ideais para que estes sistemas entrem em funcionamento e assim maximizar a eficiência dos sistemas.

2.6. Método de descongelação proposto/utilizado

Optar por aplicar um ou outro método de descongelação num sistema de refrigeração é algo que deve primeiramente ser estudado, analisado e verificado para desta forma evitar custos que mais tarde se verifica serem evitáveis e alcançar a maior eficiência possível para o sistema em questão. Para tal, há que determinar quais as temperaturas de funcionamento e finalidade dos equipamentos de refrigeração bem como o meio em que vai ser instalado. Então, depois de todos estes pontos referidos terem sido bem determinados e estarem claros deve ser feito um dimensionamento do sistema e assim saber qual o método de descongelação pelo qual se deve optar.

De acordo com o subtópico anterior, 2.5 Métodos típicos de descongelação, os métodos de descongelação só deverão entrar em funcionamento quando o gelo formado no evaporador perturbar o rendimento do sistema de refrigeração. Esta perturbação que se verifica é a causa do aumento da temperatura da área que se tenciona refrigerar.

Para que se possa evitar ou atenuar esta formação de gelo nos permutadores é necessário um bom levantamento de dados que serão importantes para o estudo de condições de funcionamento que consigam ultrapassar este flagelo ou minimizá-lo o máximo possível.

Tendo em conta a revisão bibliográfica, bem como toda a parte teórica que suporta o tema em análise na presente dissertação, foram estudados e discutidos os cenários em que seria ensaiado o banco de permutadores de calor compactos, de forma a obter resultados positivos no que toca à mitigação do processo de formação de camada de gelo nos permutadores de calor.

2.7. Formulação

Durante a realização dos ensaios procedeu-se à recolha de vários dados, como a temperatura, humidade, velocidade do ar e hora da medição. Com a análise destes dados é possível obter a evolução dos parâmetros relevantes ao longo do tempo e para tal recorre-se às equações que são enumeradas de seguida e explicadas.

2.7.1. Cálculo da pressão de saturação do vapor

O cálculo da pressão de saturação do vapor é fundamental para a determinação das características da humidade, tais como a razão de saturação. A pressão de saturação de vapor, à entrada e à saída do permutador, é calculada com recurso à fórmula (2.11) que é utilizada no caso específico de quando a pressão de saturação do vapor possui temperatura no intervalo dos 0° aos 200°. Os valores obtidos são apresentados em Pascal (Pa) (ASHRAE, 2011)

$$\ln(p_{ws}) = \frac{C_8}{T} + C_9 + C_{10}T + C_{11}T^2 + C_{12}T^3 + C_{13} \ln(T) \quad (2.11)$$

$$C_8 = -5800,22$$

$$C_9 = 1,391449$$

$$C_{10} = -0,04864$$

$$C_{11} = 4,18E-05$$

$$C_{12} = -1,4E-08$$

$$C_{13} = 6,545967$$

2.7.2. Cálculo da pressão parcial do vapor de água

Para calcular o valor da pressão parcial do vapor de água é utilizado o valor P_{ws} obtido através da fórmula anterior. (ASHRAE, 2011)

$$\phi = \frac{p_w}{p_{ws}} \Leftrightarrow p_w = \phi \times p_{ws} \quad (2.12)$$

2.7.3. Cálculo da humidade absoluta

Após o cálculo da pressão parcial do vapor de água, é necessário calcular a humidade absoluta, para tal é utilizada a expressão. (ASHRAE, 2011)

$$\omega = 0.621945 \frac{p_w}{p - p_w} \quad (2.13)$$

2.7.4. Entalpia do ar húmido

A entalpia de uma mistura de gases perfeitos é igual à soma das entalpias parciais de cada componente e obtém-se através da fórmula. (ASHRAE, 2011)

$$h = h_{da} + \omega h_g \quad (2.14)$$

Em que h_{da} representa a entalpia do ar seco, dada em kJ/kg_{da} , e h_g a entalpia do vapor de água saturado em kJ/kg_w . Para a determinação das mesmas, recorre-se à temperatura de bolbo seco dada em °C. (ASHRAE, 2011)

$$h_{da} \cong 1.006t. \quad (2.15)$$

$$h_g \cong 2501 + 1.86t. \quad (2.16)$$

Resultando na expressão final,

$$h = 1.006t + \omega(2501 + 1.86t) \quad (2.17)$$

2.7.5. Cálculo do volume específico do ar húmido

O volume específico do ar-húmido foi calculado a partir da expressão e é apresentado em $\text{m}^3/\text{kg}_{da}$.: (ASHRAE, 2011)

$$v = 0.287042(t + 273.15) \frac{(1 + 1607858\omega)}{p} \quad (2.18)$$

2.7.6. Cálculo do caudal volúmico

Foi também calculado o caudal volúmico: (ASHRAE, 2011)

$$\dot{V} = v \times \frac{\pi \times d}{4} \quad (2.19)$$

2.7.7. Cálculo do caudal mássico:

O caudal mássico é obtido através da expressão: (ASHRAE, 2011)

$$\dot{m} = \dot{V} \times \frac{1}{v} \quad (2.20)$$

2.8. Nota conclusiva

Durante este capítulo foram apresentados conceitos sobre a generalidade do sistema de refrigeração que se consideram fundamentais para a compreensão do estudo realizado. Foi abordado com relativo detalhe o funcionamento do ciclo de compressão do vapor e elementos necessários ao seu funcionamento. A psicrometria, formação de gelo nos permutadores de calor e métodos para evitar a formação de gelo foram também abordados. No final do capítulo foi apresentado o método elegido para o trabalho a realizar bem como todas as fórmulas necessárias à análise dos resultados obtidos experimentalmente

3. Procedimento Experimental

3.1. Introdução

Neste capítulo é feita a apresentação dos equipamentos de controlo, de arrefecimento que são utilizados, do banco de permutadores de calor e dos esquemas do conjunto e respetivas ligações de uma forma discriminada.

Para que os ensaios laboratoriais fossem viáveis foi necessário garantir que as condições tanto de HR como de temperatura, à entrada, fossem constantes ao longo de todo o ensaio. Assim, a entrada de ar foi efetuada a partir da Unidade de Ar Condicionado (UAC), a utilização da UAC torna possível regular o caudal do ar escoado.

Os ensaios decorreram à temperatura ambiente e a temperatura do fluido frigorigéneo foi garantida através do chiller de refrigeração. Os valores de humidade, caso houvesse necessidade de aumentar a HR, foram garantidos através de uma pequena caldeira situada à entrada do ventilador, que através da produção de vapor fazia aumentar o valor da HR.

Os valores de temperatura foram registados através de sondas, uma colocada antes dos permutadores de calor e a outra depois dos permutadores, já na área refrigerada. A medição da velocidade do ar escoado foi feita através de um anemómetro de fio quente.

Inicialmente foi utilizado apenas um permutador de calor para ensaios de referência e mais tarde foi introduzido um segundo permutador para se poder efetuar o estudo do problema em análise.

3.2. Banco de permutadores de calor

O estudo desenvolvido no âmbito da presente dissertação recorreu a uma unidade experimental de refrigeração existente no laboratório de Transmissão de Calor e já utilizada anteriormente em outro trabalho (Carrilho, 2016).

A unidade foi construída com o propósito de estudar a formação de gelo com um ou mais permutadores em série. Na presente dissertação o objetivo é estudar dois permutadores em funcionamento, com interrupção momentânea da circulação do fluido frigorigéneo no permutador em contacto com a área refrigerada. A unidade foi concebida em material transparente, permitindo assim a observação total e pormenorizada dos acontecimentos ao longo do tempo no interior do túnel de ensaios. Inicialmente foi utilizado apenas um permutador, com o decorrer dos ensaios, houve necessidade de efetuar alterações à instalação inicial e adicionou-se um segundo permutador. A acoplação de um novo permutador a montante foi feita com o objetivo de este estar sempre em funcionamento durante os ensaios, e no permutador montado inicialmente foram feitas as interrupções na circulação do fluido de forma

Procedimento Experimental

a poder estudar o efeito da interrupção. Na Figura é possível verificar-se o protótipo experimental devidamente montado e já com as referidas alterações.



Figura 3.1 - Protótipo Experimental

3.3. Esquema do conjunto

O esquema do conjunto, permite, de forma simples, observar todas as ligações existentes no banco de ensaios para que se pudesse proceder à realização de todos os ensaios laboratoriais.

O esquema de todas as ligações com maior pormenor está disponível na figura 3.2. Na figura é possível observar todas as ligações dos sensores de temperatura e de HR, assim como, as ligações para a circulação do fluido frigorífero e do ar que é introduzido no sistema através da UAC.

Todos os equipamentos experimentais e respetiva instrumentação são descritos em detalhe ao longo do capítulo e através do esquema é possível perceber o seu papel no banco de ensaios.

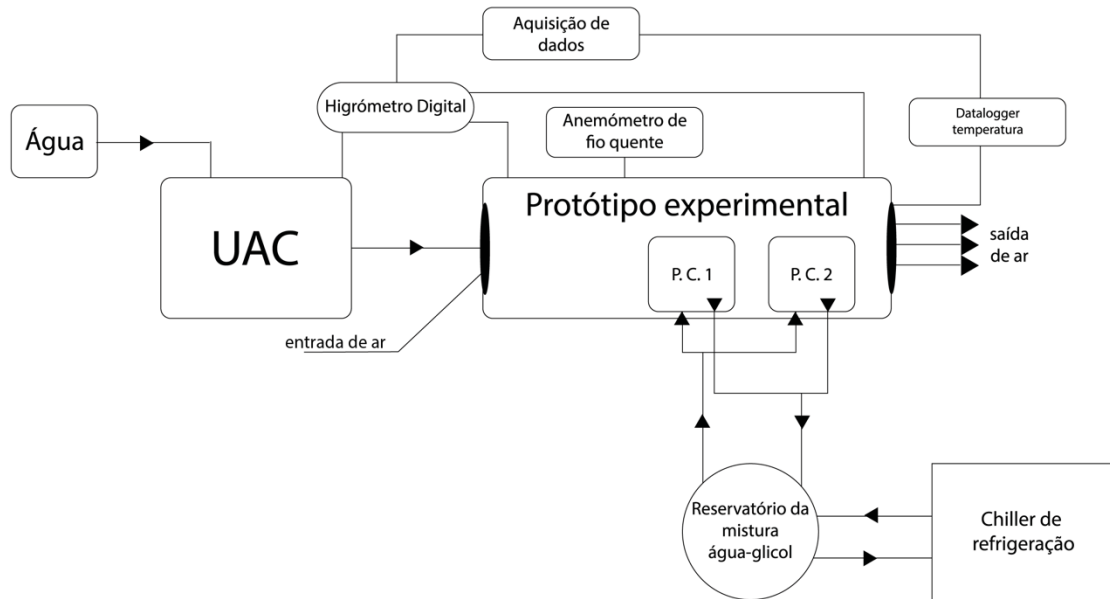


Figura 3. 2 - Diagrama das ligações dos equipamentos

A unidade de ar condicionado (UAC) é a unidade responsável pela introdução de ar ao banco de permutadores de calor.

O chiller de refrigeração é o responsável pela diminuição da temperatura da solução de água com glicol para os valores pretendidos, isto é conseguido através da circulação do fluido entre o depósito onde está armazenado e o interior do chiller. Dentro do depósito foi colocada uma bomba submersível que ficará responsável por manter a circulação da solução água-glicol no interior dos tubos dos permutadores.

O higrómetro digital permite medir a HR e a temperatura do ar tanto à entrada como à saída.

O PICO DataLogger de temperatura tem a função registar e medir, com auxílio de termopares do tipo T, os valores de temperatura à entrada e à saída das superfícies alhetadas e dos tubos de cobre constituintes dos permutadores.

3.4. Equipamento Experimental

3.4.1. Chiller de refrigeração

Em qualquer sistema de refrigeração há a necessidade de se arrefecer o fluido frigorígeno que passa pelo interior dos tubos dos permutadores.

Nos ensaios laboratoriais realizados foi utilizado um chiller de refrigeração por compressão de vapor. Com o auxílio deste equipamento será possível arrefecer o fluido frigorígeno que irá percorrer os dois evaporadores, em série, que fazem parte do banco de evaporadores.

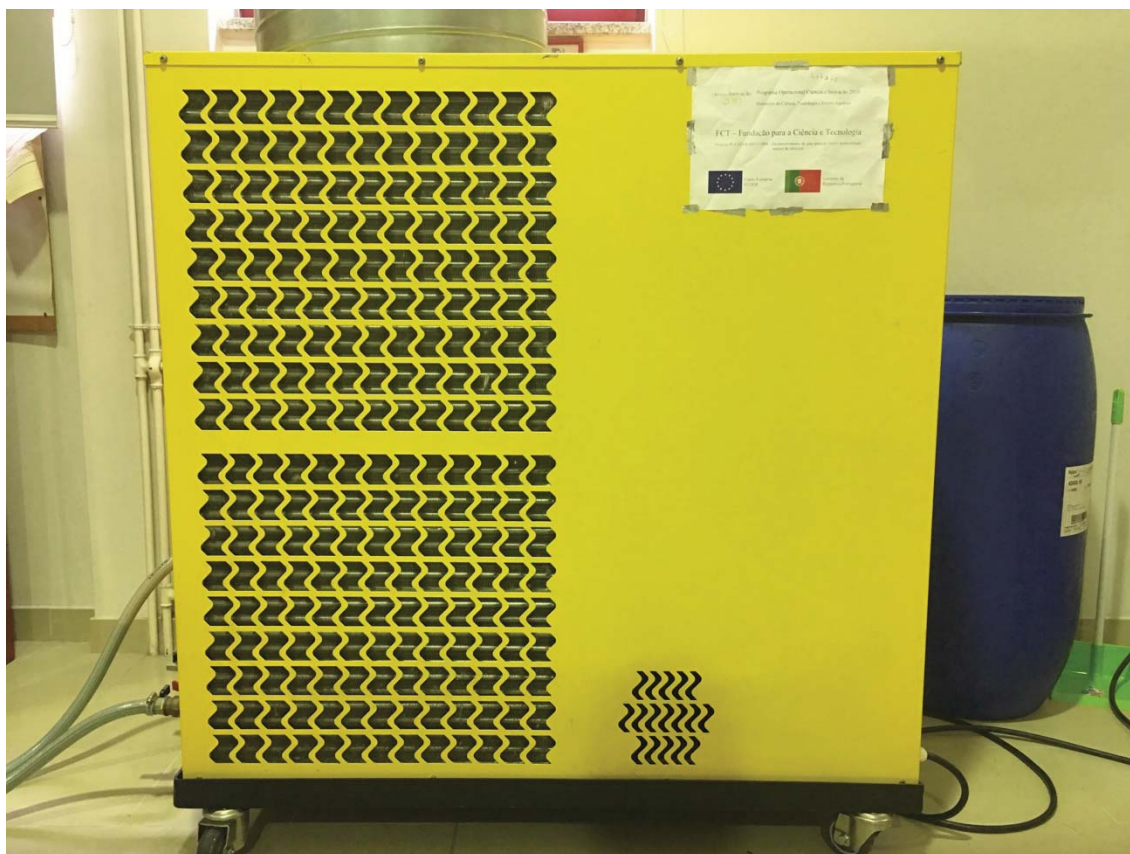


Figura 3.3 - Chiller de refrigeração TAE Evo 031

O chiller de refrigeração que se pode observar na figura (3.3) é da marca MTA, modelo TAE EVO031. De acordo com a informação providenciada pelo fabricante deste equipamento, o mesmo é ideal para climatizar espaços, refrigerar componentes, entre outras aplicações de refrigeração o que o torna um equipamento versátil. Na sua constituição é possível encontrar, um compressor, um evaporador, uma válvula de expansão e um condensador, assim este equipamento é constituído principalmente pelos quatro componentes primários de um ciclo de compressão de vapor (MTA Water Refrigerators, 2002)

A principal função do compressor do tipo hermético, com uma potência de 746 W, que está presente neste chiller é a compressão do fluido frigorigéneo, através da variação de volume na câmara de compressão. O controlo do seu funcionamento é feito através da unidade eletrónica, de forma a manter o fluido dentro dos valores de temperatura definidos pelo operador. (MTA Water Refrigerators, 2002)

O condensador deste chiller está colocado na lateral do equipamento, é constituído por um permutador de calor de grandes dimensões, tem uma superfície alhetada e os tubos que a percorrem são de cobre desoxidado.

O evaporador presente no interior do reservatório da mistura água-glicol é formado por tubos alhetados em que no seu interior passa um fluido frigorigéneo responsável por baixar a temperatura da mistura. A mistura circula no exterior do evaporador com velocidades baixas para garantir perdas de carga mínimas. O evaporador tem proteção contra a formação de gelo na sua superfície, uma vez que a unidade eletrónica está em constante monitorização de forma a prevenir que tal aconteça.

O reservatório de acumulação conta com capacidade para 115 litros e é formado por aço carbono. Para levar o fluido para o depósito exterior existe uma bomba centrífuga que é responsável por fazer chegar o fluido até lá. Depois de ter ocorrido a transmissão de calor neste depósito, uma outra bomba centrífuga fará com que o fluido que foi reaquecido retorne ao reservatório de acumulação. Como o caudal por onde sai o fluido do chiller é muito superior ao que a entrada dos permutadores permite, houve necessidade de no reservatório externo colocar uma bomba submersível que fica encarregue da circulação do fluido nos permutadores.

Embora o chiller tenha na sua composição uma válvula de expansão essa acabou por ser desativada uma vez que a circulação da mistura acontecia em circuito aberto. Quando o chiller está em modo de funcionamento de circuito fechado aí a válvula de expansão tem como função a regulação da quantidade de líquido que passa no evaporador.

Sendo estes quatro os principais constituintes do chiller de refrigeração, estes por si só não são suficientes para o seu funcionamento, há ainda que mencionar que na sua constituição o chiller tem duas turbinas, uma axial e outra centrífuga responsáveis pela ventilação e arrefecimento, filtros, manómetro de pressão de gases, medidor de caudal e a unidade de controlo.

O chiller através da interface montada na parte exterior, um pequeno display, permite ao operador introduzir os valores de arrefecimento da temperatura da mistura que se pretende que sejam atingidos para que, posteriormente, se possa dar início ao ensaio. Para o ensaio em causa, o valor definido para a temperatura foi -7°C (parâmetro R1), quando esta é atingida o termóstato que está responsável pelo controlo da temperatura da mistura à saída desativa o compressor, de forma a manter a temperatura no valor que foi definido. O compressor desativado não desativa a circulação da mistura.

Na tabela 3.1, são enunciados parâmetros que de acordo com as condições ambientes e de funcionamento que se pretende podem ser modificados.

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

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

3.4.2. Fluido frigorígeno

O fluido frigorígeno utilizado é uma mistura constituída por água e glicol a 60% e 40% respetivamente, esta mistura apresenta uma temperatura de congelação a -25°C. Sabendo que as temperaturas de funcionamento irão atingir no máximo a temperatura de -9°C, à entrada do permutador, significa então que o fluido conseguirá manter o seu estado líquido sem qualquer interferência para o ciclo de refrigeração pretendido (REPSOL, 2015).

Quanto à composição do fluido, de acordo com os dados providenciados pelo fabricante trata-se de um fluido de origem orgânica, aditivado com inibidores orgânicos, com capacidade de proteção contra a corrosão e contra a formação de espuma. Este fluido foi especialmente desenvolvido para se utilizar em circuitos de refrigeração feitos em cobre. Para uma maior noção das temperaturas de funcionamento e congelamento do fluido é apresentada a tabela 3.2 onde se mostra as diferentes percentagens de glicol na água e a temperatura a que atinge o ponto de congelação.

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

Percentagem de glicol (%)	Temperatura de congelação (°C)
10	-4
20	-11
30	-18
40	-25
50	-37

3.4.3. Bomba submersível

Como foi referido anteriormente no subcapítulo “3.4.1 - Chiller de refrigeração”, devido à diferença de caudal entre o chiller e o permutador de calor foi necessário introduzir no reservatório externo uma bomba submersível, para que desta forma o fluido passasse de forma eficaz pelos tubos no interior dos permutadores (Foster e Smith, 2002). De forma a garantir a estabilidade de funcionamento e minimizar as possíveis perdas, devido à introdução de um elemento no sistema, este, foi colocado no interior do reservatório. A bomba que foi utilizada é o modelo SELTZ L40 II da marca HYDOR.



Figura 3.4 - Bomba Submersível HYDOR (adaptado de Carrilho, 2016)

Procedimento Experimental

As características da bomba são:

Tabela 3.3 - Características da Bomba Submersível (Foster e Smith, 2002)

DIMENSÕES (m)	CAUDAL (m ³ /s)	CONEXÕES (m)	POTÊNCIA (W)
0,17 x 0,89 x 0,13	0,000778	0,016	55

3.4.4. Unidade de Ar Condicionado (UAC)

Para a realização dos ensaios laboratoriais foi necessário recorrer à utilização de uma unidade de ar condicionado, unidade essa apresentada na figura 3.5. Esta UAC é responsável pelo escoamento de ar que será refrigerado quando passar pelo banco de permutadores de calor montado. Os elementos que são utilizados foram projetados com o intuito de serem utilizados em ambiente laboratorial académico, temos então presente um equipamento A573 da marca PA HILTON. A secção responsável pelo arrefecimento do ar funciona com base no ciclo de refrigeração através de compressão mecânica do vapor.



Figura 3.5 - Unidade de Ar Condicionado A573 PA HILTON

Esta UAC faz a circulação forçada do ar com recurso a um ventilador de turbina centrífuga, através do motor DC acoplado ocorre conversão de energia elétrica em energia mecânica para

que haja movimento das pás. A velocidade de rotação pode ser ajustada recorrendo ao regulador manual que se encontra no painel da UAC. Em conformidade com (Sette, 2015), este tipo de ventilador apresenta uma curva de potência em função do caudal escoado, que é relativamente constante ao longo do período de funcionamento e é indicado para sistemas que necessitem de uma grande quantidade de ar escoado com diferenças de pressão mínimas. (Silva *et al.*, 2011).

Esta UAC está também equipada com uma caldeira para caso haja necessidade de se proceder ao aquecimento de água de forma a aumentar a humidade no ar. Esta caldeira é constituída por três resistências responsáveis pelo aquecimento de água proveniente do sistema público de abastecimento. Quando a água atinge o ponto de ebulição e passa a vapor de água, este, entra no ventilador através de convecção natural e fará com que o sistema trabalhe com os valores de HR pretendidos. De forma a garantir que o abastecimento de água seja constante e sejam evitadas fugas, a caldeira está equipada com uma boia de retenção.

Mais à frente no subcapítulo “3.5.2 - Controlador de Humidade Relativa” será feita a descrição mais pormenorizada deste equipamento que se verifica indispensável para que os valores de HR sejam constantes ao longo do ensaio, pois assim é possível garantir um controlo mais uniforme, uma vez que no painel de instrumentos da UAC apenas é possível controlar a resistência através do botão ON/OFF.

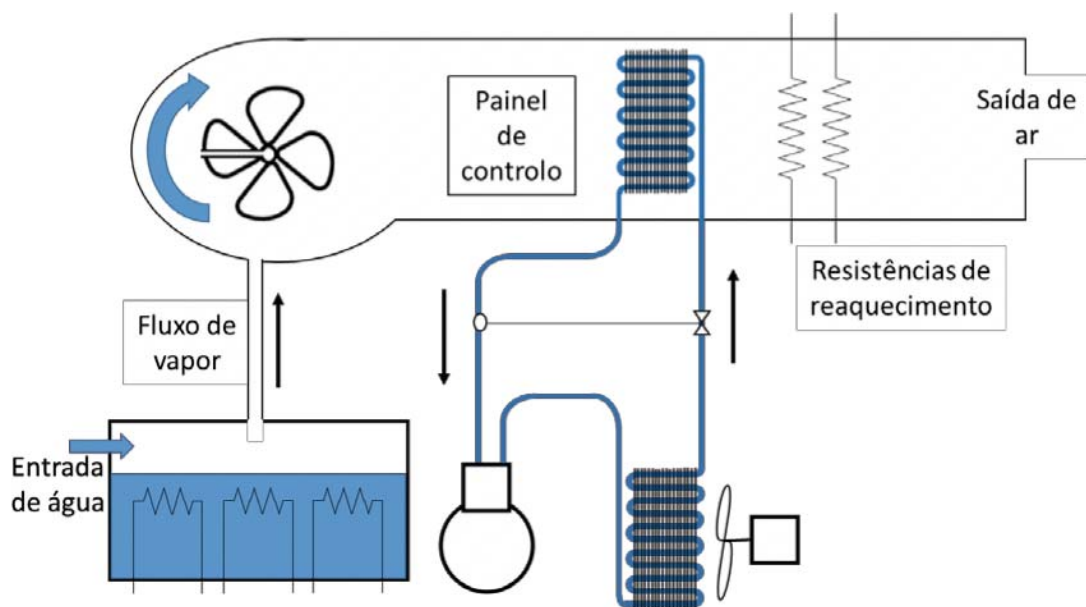


Figura 3.6 - Esquema dos componentes da UAC (Dias, 2017)

Procedimento Experimental

Tabela 3.4 - Características de UAC A573 PA HILTON

Caudal de ar (m^3/s)	0,13
Potência de entrada (W)	120
Resistência da caldeira	3 resistências, 1 de 1000w e 2 de 2000w
Resistência de reaquecimento	2 resistências de 500w
Velocidade angular do compressor (rpm)	2700 a 3000
Volume de ar varrido ($\text{m}^3/\text{revolução}$)	25×10^{-6}

3.5. Instrumentação

3.5.1. Anemómetro de fio quente

Para os ensaios realizados, um dos parâmetros que é necessário controlar de forma a conseguir que este se mantenha constante, é o escoamento do ar. Para tal, recorreu-se a uma ferramenta que foi desenhada especificamente para tarefas de medição de caudal volúmico em condutas, um anemómetro de fio quente. Este, foi colocado à entrada do banco de ensaios onde estão os permutadores de calor, para o ar chegar até aqui vindo da UAC, foi colocado um tubo de 2 metros de comprimento, sem curvas, de forma a minimizar as perturbações que pudessem existir e perturbassem o caudal de ar. Com o cuidado que se teve em minimizar as perdas de caudal, foi possível garantir que o caudal fosse constante até que a camada de gelo formada na superfície dos permutadores compromettesse o bom funcionamento do sistema.

Mais especificamente sobre o equipamento em questão, o anemómetro, este é da marca TESTO modelo 425 e pode ser observado na figura 3.7.



Figura 3.7 - Anemómetro de Fio Quente TESTO 425

Procedimento Experimental

Este anemómetro, como já foi referido, utiliza tecnologia por fio quente. É constituído por uma sonda telescópica que faz a medição tanto da velocidade do ar como também da temperatura, e integra ainda um sensor NTC³, ligado permanentemente. O anemómetro utilizado é mais recomendado para medições nestes ambientes, uma vez que para realizar a medição do caudal volumico, é pouco intrusivo devido às suas pequenas dimensões (Testo, 2009).

Um anemómetro de fio quente tem como princípio de funcionamento a transferência de calor por convecção forçada entre um filamento aquecido de forma elétrica e o fluido que é escoado pela conduta, os dados relativos à velocidade são obtidos através da variação da taxa de transferência de calor entre o ar escoado e a sonda. (Moraes, 2003). O circuito interno do anemómetro consegue estabelecer uma relação entre a variação que ocorre na resistência elétrica do filamento e a velocidade do fluxo do ar.

Os dados apresentados na tabela 3.5 são provenientes do manual de instruções do aparelho:

Tabela 3.5 - Características Anemómetro de fio quente TESTO 425 (TESTO, 2009)

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

3.5.2. Controlador de Humidade Relativa (Fonte de tensão)

É necessário que o valor de HR seja constante durante o decorrer de cada ensaio. O valor de HR é obtido através da produção de vapor na caldeira presente na UAC. O sistema de regulação desta mostrou-se insuficiente uma vez que pode apenas ser feito com recurso ao botão de ON/OFF, tornando assim impossível manter o valor de HR constante. Para colmatar essa falha foi aplicada uma fonte de tensão AC de forma a controlar da a produção de vapor na caldeira e assim obter um valor constante de HR.

A fonte de tensão aplicada é uma fonte AC com regulação de 0 V a 230 V de regulação variável, foi ligada a uma das resistências de 1kW que estão introduzidas na caldeira. Assim, com este controlo consegue-se regular a transferência de calor dessa resistência para a água de forma a controlar o aquecimento e conseqüentemente a formação de vapor que é o que faz variar a HR no sistema.



Figura 3.8 - Fonte de tensão AC de regulação variável

3.5.3. Higrómetro digital

Para proceder à recolha de dados relativos aos valores de HR e temperatura do interior do sistema de refrigeração, recorreu-se à utilização de um higrómetro digital, uma vez, que ocorrem variações no interior do sistema. Para se poder analisar o desempenho dos permutadores, o papel do higrómetro é fundamental. Para complementar a utilização do higrómetro, este foi ligado ao computador e através do programa de aquisição de dados HW4 foi possível em tempo real ter acesso tanto a todos os dados individuais, como aos de evolução do que estava a acontecer dentro do sistema ao longo do tempo. O programa regista os dados em intervalos de 1 minuto o que permite saber se há ou não necessidade de ajustar a HR à entrada do sistema.



Figura 3.9 - Higrómetro digital HygroLog HL-NT2

Quanto ao aparelho em si, é da marca ROTRONIC, modelo HygroLog HL-NT2 e pode ser observado na figura 3.9. O equipamento dispõe de seis canais de entrada para sondas higrométricas, dos quais apenas quatro foram utilizados para a realização dos ensaios laboratoriais. Na tabela 3.6 estão disponíveis para consulta as características de funcionamento do higrómetro.

Tabela 3.6 - Características Higrómetro Digital HygroLog HL-NT2 (Rotronic, 2009)

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

O higrómetro digital funciona através da resistência ou capacitância de uma amostra de ar. Um higrómetro que funcione por capacitância, tem duas placas de metal com ar no meio, neste caso quanto maior for a água existente na mistura de ar, menor será a capacidade de armazenamento de eletricidade estática. De acordo com a capacidade de carga elétrica que se conseguir armazenar será possível obter o valor de HR presente. Se o funcionamento do higrómetro for através de resistência, haverá entrada de um fluxo de ar que quando entra em contacto com a peça de cerâmica exposta fará variar o valor da resistência. Quanto maior for a quantidade de água presente no ar, mais água condensa no interior da cerâmica e assim é possível obter valores de HR. (Grass et al., 2012).



Figura 3.10 - Sonda Higrométrica

Juntamente com o higrómetro foram utilizadas quatro sondas iguais duas a duas, para as diferenciar foram nomeadas de S1, S2, S3 e S4. À entrada e saída do banco de permutadores foram colocadas as sondas S3 e S2, respetivamente. Estas sondas, consideradas pelo fabricante como sondas miniatura, podem ser observadas na figura 3.10. Apresentam dimensões reduzidas permitindo assim serem utilizadas em locais que sejam também de dimensões reduzidas. A utilização destas sondas permite ter acesso a dados do interior do sistema com perturbações mínimas no escoamento do fluido. A sonda S1 serviu para fazer a leitura dos valores do meio ambiente, enquanto que a sonda S4 foi colocada à saída da UAC para fazer a leitura dos valores antes da entrada no banco de ensaios. Ambas as sondas, S1 e S4, são sondas com uma configuração que representa uma maior perturbação no escoamento do ar, daí terem sido colocadas em locais em que a variação teria pouca interferência nos resultados obtidos.

Na tabela 3.7 estão disponíveis as características técnicas das sondas.

Tabela 3.7 - Características das sondas (Rotronic, 2009)

Características	Sondas S1 e S4	Sondas S2 e S3
Comprimento (m)	0,006	0,083
Diâmetro (m)	0,074	0,015
Precisão - temperatura	±0,3 °C para temperaturas entre 18 °C e 28 °C	±0,1 °C para temperaturas entre 18 °C e 28 °C
Precisão - Humidade Relativa	±1% HR para temperaturas entre 18 °C e 28 °C	±0,8% HR para temperaturas entre 18 °C e 28 °C
Intervalo de operação - temperatura	Entre -40 °C e 85 °C	Entre -50 °C e 100 °C
Intervalo de operação - Humidade Relativa	Entre 0% e 100%	Entre 0% e 100%
Material	PTFE - Politetrafluoretileno Capa de Aço Inoxidável V2A	PEEK - Poliarilétercetona Capa de policarbonato
Sensor de humidade	Hygromer IN-1	
Sensor de temperatura	PT100 classe A	PT100 DIN classe B
Sinal de output (V _{DC})	Entre 0 e 1	

3.5.4. Termopares

Para podermos analisar com mais rigor aquilo que se passa nos permutadores de calor ao longo do ensaio é pertinente utilizar alguma forma de obter dados provenientes da superfície dos mesmos, bem como do que acontece ao fluido ao percorrer o interior do permutador. Para isso foram utilizados termopares. Podem ser observados na figura 3.11. Os termopares utilizados são permutadores do tipo T (Cobre e Constantan)³. Estes são colocados em contacto direto com a superfície dos permutadores e de acordo com Sette (2015), são o tipo de termopares mais indicados para a utilização em sistemas de refrigeração e indústria alimentar, uma vez que estes apresentam uma grande precisão na obtenção de dados relativos a temperaturas negativas.

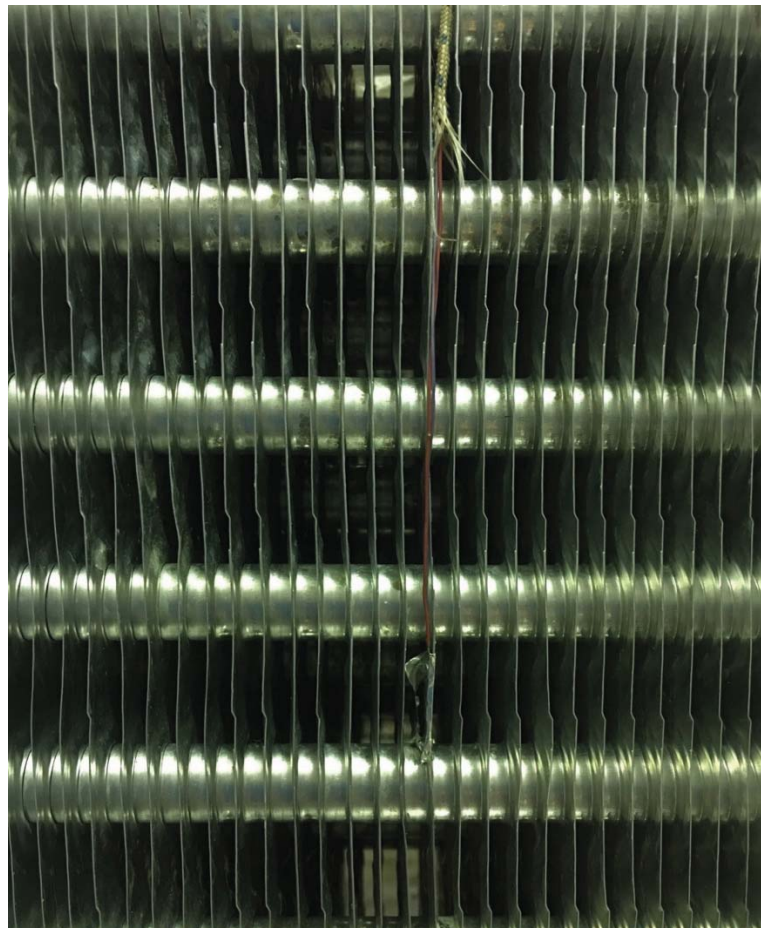


Figura 3.11 - Termopar do tipo T

O termopar é composto por dois condutores elétricos, esses condutores são de material distinto um do outro. Para poderem obter dados, uma das extremidades do termopar, extremidade

³ - Liga metálica de alta resistividade, composta por níquel (60%) e cobre (40%).

sensível, é fixada numa alheta do permutador como se pode verificar na figura anterior. A outra extremidade será conectada ao aparelho responsável por fazer a aquisição de dados e a passagem para o computador onde podem ser lidos os valores em tempo real. (Dinçer e Kanoglu, 2010).

No banco de permutadores foram instalados oito termopares, quatro em cada permutador, a montagem dos termopares foi a mesma num e noutro permutador. Assim, foi instalado um termopar para obter valores antes da passagem do ar pelo permutador e o outro imediatamente à saída, os outros dois fazem a leituras dos valores de entrada e saída do fluido. A montagem pode ser vista na representação 3D dos permutadores da figura 3.12.

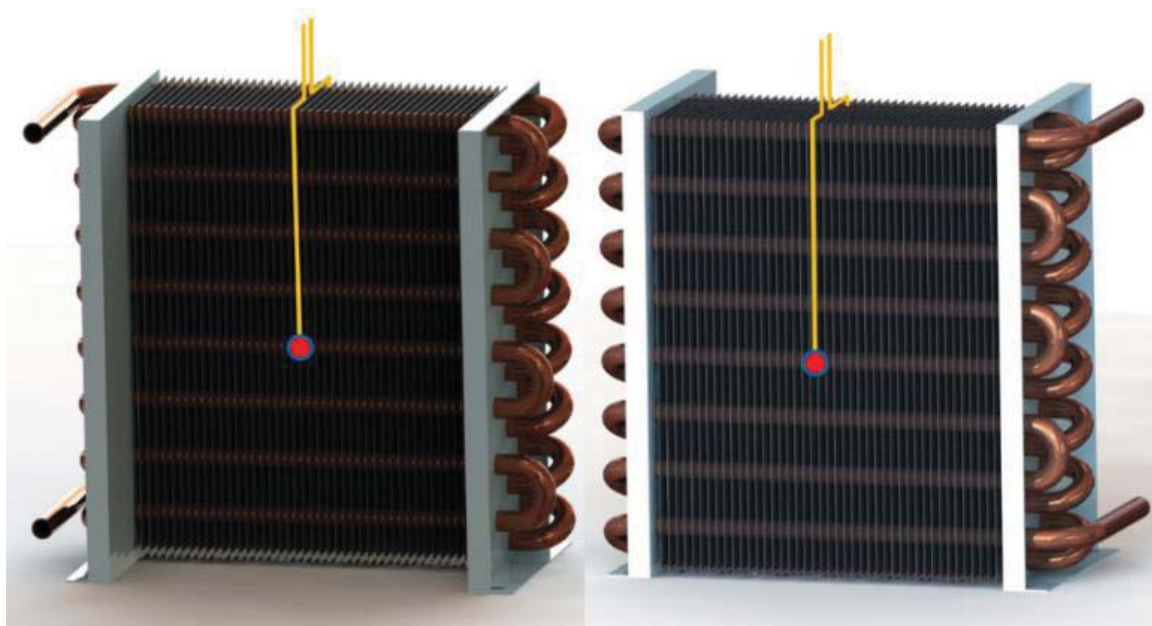


Figura 3.12 - Localização dos termopares nas faces do permutador de calor (Carrilho, 2016)

3.5.5. Datalogger de temperatura

Os termopares abordados no subcapítulo para que fosse possível fazer a leitura e análise dos dados adquiridos, necessitam de estar ligados a um DataLogger de temperatura. O funcionamento deste será agora descrito mais aprofundadamente e apresentadas a suas características.

A utilização dos termopares do tipo T em conjunto com o datalogger, permite como referido a obtenção de valores em tempo real dos permutadores de calor. A melhor forma de caracterizar a capacidade que um fluido frigorígeno tem em retirar calor de um meio, é através do cálculo da diferença existente entre as temperaturas obtidas antes e depois da passagem do ar pelo permutador.

O datalogger de temperatura utilizado para registar as temperaturas é o modelo TC-08 da marca PICO, pode ser observado na figura 3.13. Este equipamento é alimentado através da porta USB que tem no topo e pela qual efetua a passagem de dados para o computador ao qual está ligado. (PicoTech LTd, 2013).



Figura 3.13 - DataLogger de temperatura PICO TC-08

Este dispositivo permite a ligação de oito canais em simultâneo, o que no caso dos ensaios realizados foi suficiente, uma vez, que inicialmente apenas foram necessários quatro e só mais tarde foi utilizada a totalidade dos canais. No computador foi instalado o software PicoLog Recorder e através deste foram registados os valores das temperaturas para o intervalo que foi previamente definido. Na tabela 3.8 estão as características do PICO TC-08.

Tabela 3.8 - Características DataLogger PICO TC-08 (PicoTech Ltd., 2013)

Nº de canais para terminais	8
Condições de operação - Temperatura (°C)	Entre 0 e 50
Condições de operação - Humidade Relativa (%)	Entre 0 e 100
Amplitude de medição - temperatura (°C)	Entre -270 e 350 (termopares tipo T)
Precisão	0,2% do valor $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$

Taxa de aquisição de dados (leituras/s)	10
Tempo de conversão (s)	0,1
Tensão de input (V)	±0,07

3.5.6. Câmara digital

Para se poder analisar a evolução da formação da camada de gelo na superfície dos permutadores de calor ao longo do tempo, segundo Moallem ET. AL., (2011) o melhor método é através da utilização de uma câmara fotográfica.

Para a recolha de imagens, foi utilizada uma *action cam* da marca GoPro, modelo Hero5.



Figura 3.14 - Câmara GoPro Hero 5

Esta câmara devido à possibilidade que tem de ser utilizada em ambientes mais hostis permitiu que sem qualquer problema fosse colocada dentro do sistema de modo a garantir uma proximidade ao permutador que permitisse captar imagens com grande qualidade e nitidez, mas também sem perturbar significativamente o fluxo do ar. A câmara foi fixada através de um suporte de ventosa de modo a garantir o mínimo de alteração da posição de foco ao longo do ensaio.

Principais características

- Fotografia: 12 MP, disparo contínuo e *Time Lapse*
- Vídeo: 4K30 fps/ 1080P120 fps
- À prova de água: até 10 metros

3.6. Nota Conclusiva

Neste capítulo foram apresentados todos os instrumentos e equipamentos necessários para realizar os ensaios laboratoriais. Os equipamentos foram apresentados de forma a que fosse possível perceber a interligação entre cada um, tanto a sua caracterização e modo de funcionamento, bem como, o seu papel para o funcionamento geral do sistema.

No próximo capítulo serão apresentados os resultados obtidos ao longo dos ensaios e será feita a sua análise detalhada.

4. Análise e discussão de resultados

O presente capítulo é o culminar do estudo efetuado ao longo dos últimos meses de trabalho, pesquisa bibliográfica e realização dos ensaios de acordo com o que foi lido nos vários artigos já mencionados ao longo dos capítulos anteriores. Serão aqui apresentados os resultados obtidos experimentalmente, valores de temperatura após a passagem do ar pelos permutadores e antes da passagem pelos permutadores, valores de temperatura na superfície dos permutadores e os valores de HR analisados. Os gráficos resultantes acompanhados do registo fotográfico permitiram uma análise mais detalhada e uma melhor perceção daquilo que ocorre durante cada ensaio.

4.1. Procedimento experimental

De acordo com Lenic et al., (2012) a introdução de variações nos parâmetros de operação pode levar a que um sistema de refrigeração aumente a sua eficiência em até 15%.

Nos ensaios realizados no âmbito desta dissertação, as condições de operação foram definidas de acordo com o que foi analisado no material bibliográfico.

De acordo com o que foi descrito no capítulo “2. Fundamentos Teóricos”, foram selecionadas as condições de operação. Os ensaios laboratoriais foram divididos em duas partes:

Realização de ensaios com um só permutador para comparação do efeito do aumento de HR entre eles, este ensaio designa-se por configuração A.

Posterior aplicação de um permutador adicional a montante do permutador já instalado na configuração A, para assim, aumentar a capacidade de refrigeração. Nesta nova configuração, denominada configuração B, foi implementado o método de descongelação proposto, no segundo permutador. Definidos os intervalos de funcionamento e de paragem, foi comparado o efeito do aumento de HR em relação ao ensaio de referência R1.

Como referido no subcapítulo “2.5 Métodos típicos de descongelação”, a melhor forma de se avaliar a eficiência de um evaporador é efetuando o cálculo da potência térmica. Os resultados deste cálculo são bastante precisos, pois para o efetuar são utilizados os valores das temperaturas registadas e também das entalpias, antes e depois da zona onde se dá a refrigeração do ar.

Na tabela seguinte, estão presentes os parâmetros dos 4 ensaios realizados para as diferentes percentagens de HR, definidas para efetuar a análise e o tempo de duração de cada um dos ensaios.

Tabela 4.1 - Parâmetros para o ensaio da configuração A

Análise e Discussão de Resultados

Ensaio	HR (%)	T _{amb} (°C)	P _{atm} (hPa)	Duração (min)
A1	30	19,8	1017,6	195
A2	50	19,5	1009	245
A3	75	19,6	1011	146
A4	90	19,2	1011	110

Os ensaios laboratoriais, foram iniciados quando as condições de operação atingiram as desejadas. Para tal, foi necessário definir um procedimento operacional que fosse aplicado a todos os ensaios, este procedimento foi faseado. As fases do procedimento foram delineadas de forma a garantir que os ensaios apenas tivessem início quando os valores de HR, de temperatura do ar e do fluido frigorífero fossem os definidos para o ensaio a realizar e estas se mostrassem estáveis.

A primeira fase do procedimento, comum para todos os ensaios laboratoriais, era a ativação dos equipamentos, UAC, chiller de refrigeração e controlador de HR. De seguida foram ligados os instrumentos de medida e de obtenção de valores, de forma a poder ser possível a monitorização das condições desejadas bem como a sua estabilidade. Quando estas se verificavam dava-se então início aos ensaios laboratoriais.

Para iniciar o ensaio procedeu-se ao acionamento da bomba submersível do depósito do fluido frigorífero, já à temperatura pretendida. Com o fluido em circulação pela tubagem dos permutadores o calor presente no ar escoado foi removido.

Para terminar o ensaio procedeu-se à desativação de todos os instrumentos de medida e equipamentos utilizados para a realização do ensaio.

Como é possível observar na tabela 4.1, os tempos de duração de cada ensaio foram diferentes. Isto deveu-se à quantidade de gelo presente na superfície do permutador ser a desejada para poder ser avaliada, ou à incapacidade de formação de gelo devido à temperatura do ar à entrada ser demasiado elevada, fazendo com que o permutador não tivesse capacidade suficiente para a remoção de calor do ar escoado.

No segundo caso estudado, configuração B, foi definido que a duração mínima para os ensaios foi de 90 minutos. Para dar por concluído o ensaio era necessário ter dados suficientes para que mais tarde os mesmos pudessem ser analisados e permitissem chegar a resultados viáveis.

Todos os ensaios realizados foram acompanhados com uma câmara GoPro de forma a ser possível um bom registo de imagem, para mais tarde ser possível uma melhor avaliação e compreensão do que se passou durante o processo de refrigeração.

4.2. Resultados

De seguida serão analisados os resultados dos ensaios referentes à configuração A, no seguimento do subcapítulo serão também analisados os resultados obtidos na configuração B.

4.2.1. Análise do desempenho da configuração A

De acordo com o gráfico da figura 4.1, verifica-se que para os ensaios de A1, A2 e A3 a temperatura decresce inicialmente até um valor mínimo (A1 - 1,9°C; A2 - 5,4°C; A3 - 5,7°C), altura em que se começa a sentir o efeito prejudicial da formação de gelo na superfície do permutador. O aumento da temperatura na zona após a refrigeração, é gradual, à medida que a formação de gelo vai aumentando a temperatura aumenta também, devido à diminuição de quantidade de ar que consegue passar pela zona ainda não obstruída da superfície alhetada do permutador. Essa diminuição pode ser constatada no gráfico da figura 4.1.

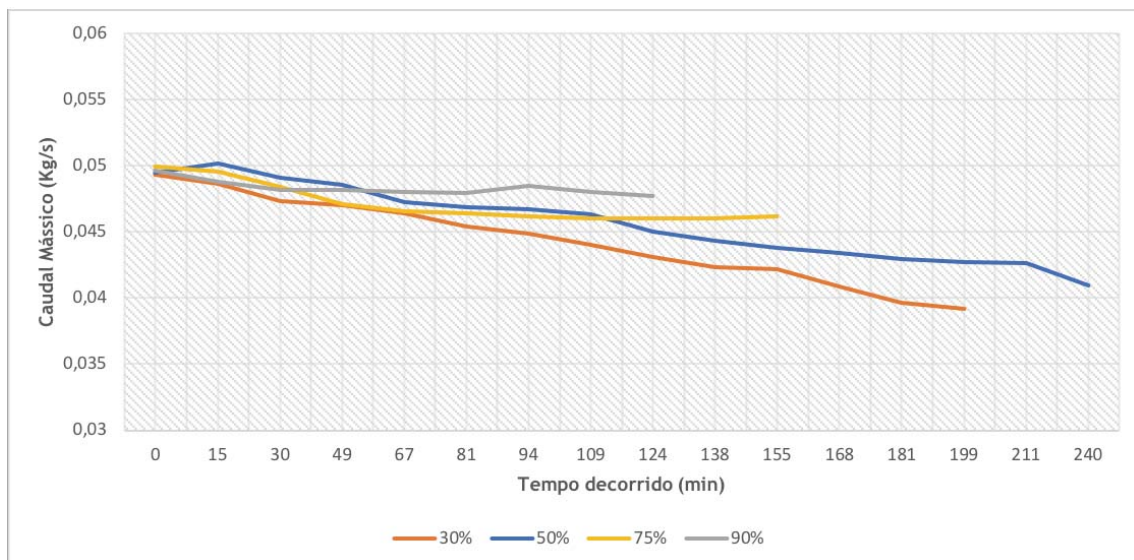


Figura 4.1 - Evolução do Caudal Mássico para os ensaios A1, A2, A3 e A4

Para o ensaio A4 (90% HR), não se consegue verificar claramente o efeito da acumulação de gelo uma vez que este é mínimo devido à temperatura do ar à entrada ser demasiado elevada. Este valor acentuado de temperatura deve-se ao facto da produção de vapor na caldeira, que com o ferver da água permite a obtenção de um valor maior de HR mas também de temperatura. Assim, para os ensaios com HR até 75%, consegue-se observar a deposição de gelo nas alhetas do permutador, bem como, o efeito que esta deposição provoca na dificuldade em manter a temperatura na zona após a passagem da área de refrigeração. O efeito da formação de gelo chega a ser de tal ordem que a temperatura obtida na sonda colocada imediatamente após a zona de refrigeração, volta aos valores iniciais de temperatura.

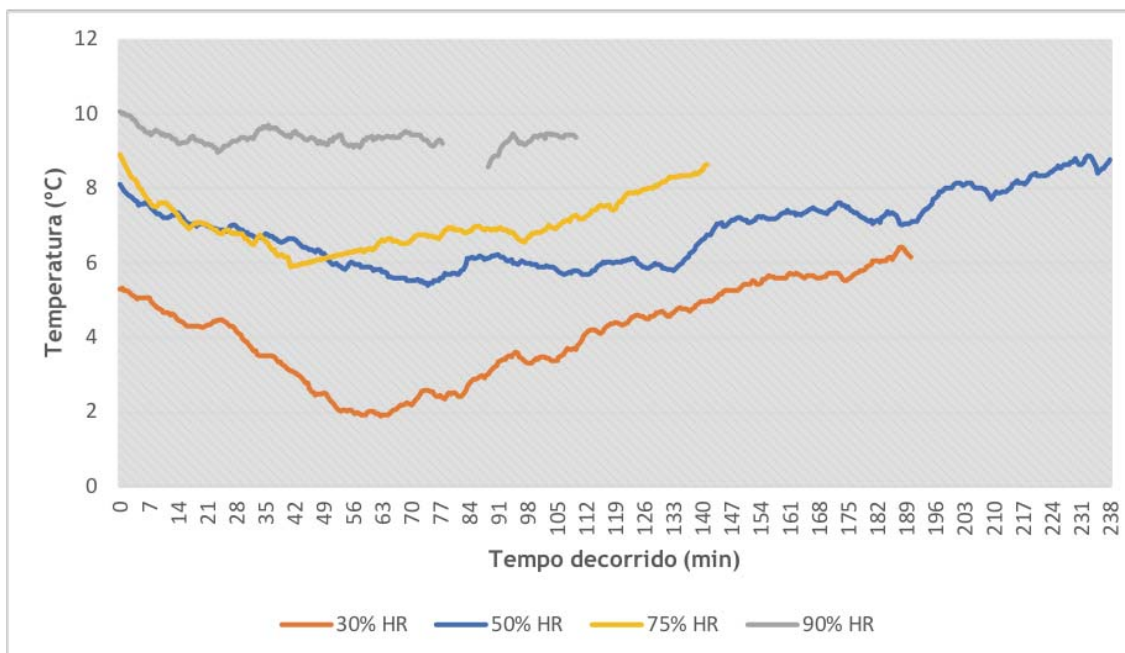


Figura 4.2- Temperatura na área refrigerada para os ensaios A1, A2, A3 e A4

Quanto aos valores obtidos de potência térmica retirada ao ar escoado, estes estão diretamente relacionados com as temperaturas registradas após a remoção de calor do ar escoado. Assim, através da análise do comportamento das curvas dos dois gráficos é possível afirmar que o adensar do gelo formado na superfície do permutador, que além do aumento da temperatura verificado, a potência retirada ao ar diminui. Com o aumento de HR no sistema, por observação direta do gráfico, verifica-se que o rendimento do sistema é abalado, o que significa que a capacidade de refrigeração do permutador diminui.

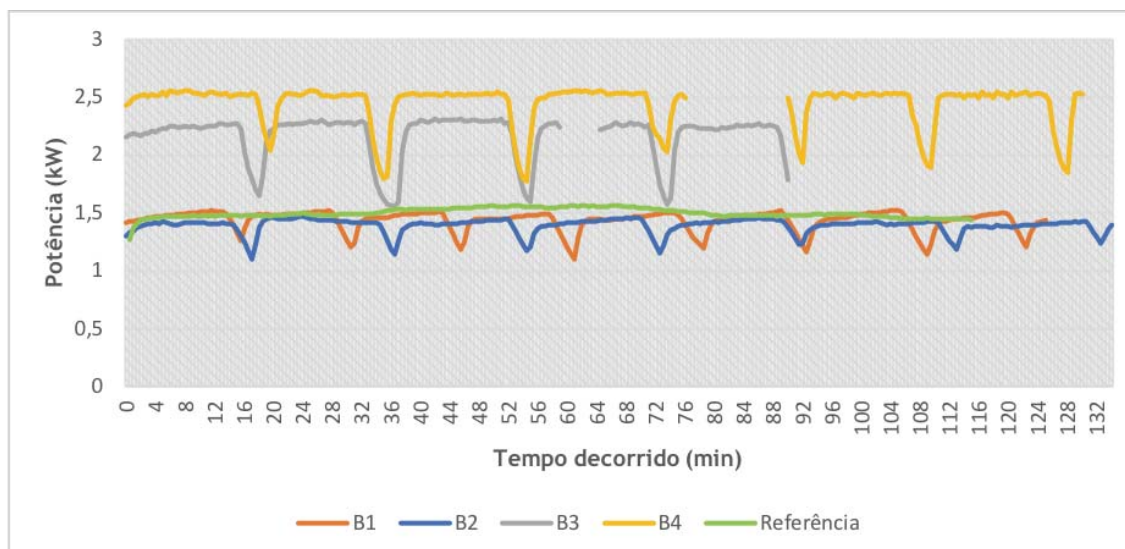
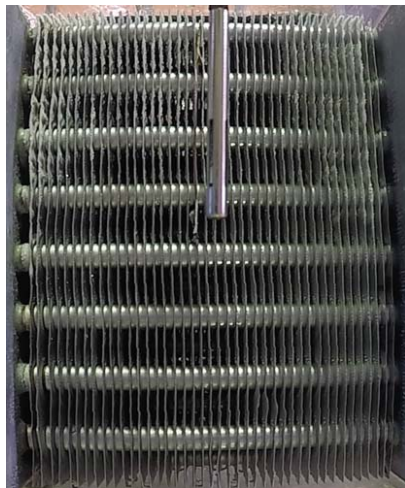


Figura 4.3 - Potência térmica para os ensaios A1, A2, A3 e A4

Para uma análise mais completa da formação de gelo em cada um dos ensaios, são apresentadas fotografias do decorrer de cada um, para assim se poder observar a quantidade de gelo formada no permutador. Está também disponível nas figuras 4.4 e 4.6 um corte observar com maior detalhe o gelo formado para cada valor de HR. Nas imagens que se seguem são apresentados os pontos críticos da formação de gelo, intermédios e finais do ensaio. A apresentação das fotografias permite assim a comparação do gelo acumulado para os valores de HR estudados nos vários ensaios.



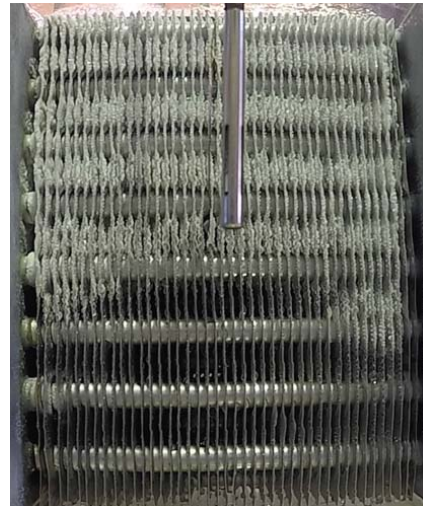
5 min após detetada a formação de gelo



t=75 min



t=150 min

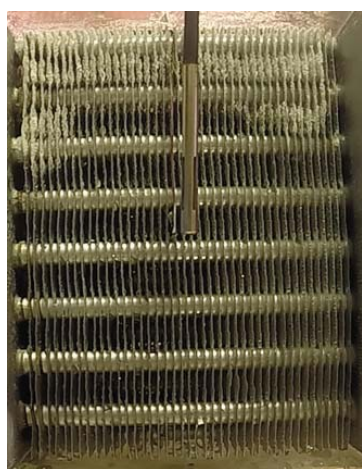


Final do ensaio

Figura 4.4 - Acumulação de gelo no ensaio A1



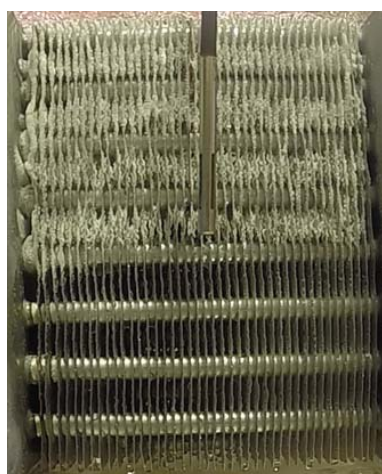
Figura 4.5 - Detalhe de gelo na superfície do permutador no ensaio A1



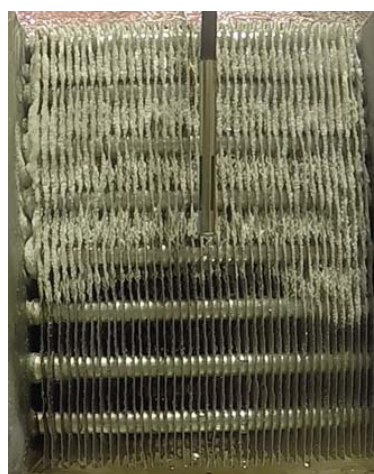
5 min após detetada a formação de gelo



t=130 min



t=200 min

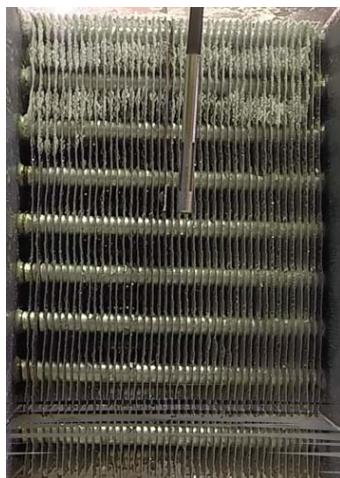


Final do ensaio

Figura 4.6 - Acumulação de gelo no ensaio A2



Figura 4.7 - Detalhe de gelo na superfície do permutador no ensaio A2



Final do ensaio

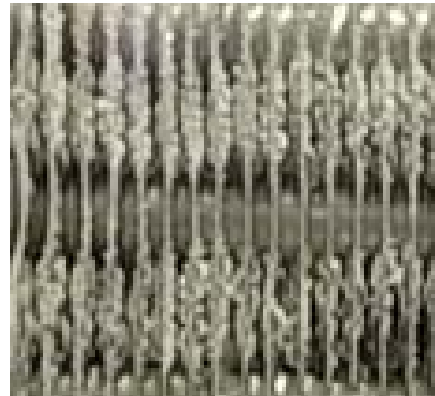
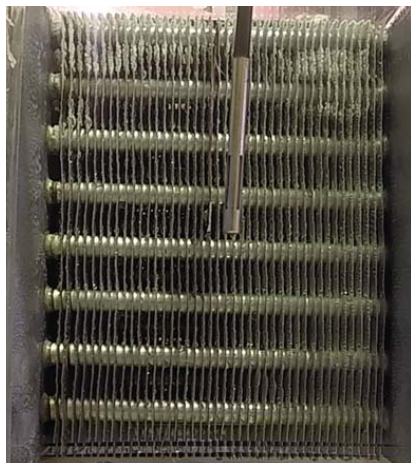


Figura 4.8 - Acumulação de gelo (esq.) e detalhe do gelo formado (dir.) no ensaio A3



Final do ensaio



Figura 4.9 - Acumulação de gelo (esq.) e detalhe do gelo formado (dir.) no ensaio A4

Análise e Discussão de Resultados

Da observação das fotografias captadas, conclui-se que os ensaios A1 e A2 são os ensaios onde se verifica uma maior acumulação de gelo, como era espectável de acordo com a bibliografia, no ensaio A2 verifica-se uma maior acumulação de gelo uma vez que tem um valor de HR superior. O ensaio A3 mostra acumulação de gelo na superfície, mas devido à temperatura registada inerente à produção de vapor, a quantidade de gelo acumulada é inferior à observada nos ensaios A1 e A2. No ensaio A4, a quase inexistência de gelo deve-se também à elevada temperatura registada no sistema devido à produção de vapor. Pode também observar-se que os cristais de gelo formados no ensaio A2 ocupam um maior volume, obstruindo assim mais ainda a secção de escoamento do ar que no ensaio A1.

Quanto aos valores registados na superfície do permutador os mesmos são apresentados na tabela. Estes valores são referentes à temperatura registada na superfície do permutador antes e depois da passagem do ar e da entrada e saída do fluido. Os gráficos referentes a cada ensaio encontram-se disponíveis em anexo.

Tabela 4.2 - Temperaturas médias registadas na superfície do permutador e do fluido frigorífero

Ensaio	Superfície entrada (°C)	Superfície saída (°C)	Temp. fluido entrada (°C)	Temp. fluido saída (°C)
A1	-9,1	-0,15	5,15	-0,6
A2	-9	1,3	7,3	0,2
A3	-9,3	3,1	10,8	2
A4	-9	4,8	12,3	5,1

4.2.2. Análise de desempenho da configuração B para a primeira condição de operação

Para este caso foi realizado um ensaio de referência que serviu de comparação para os dois ciclos de interrupção estudados, inicialmente para o ciclo de 15 minutos de funcionamento com uma interrupção de 3 minutos e de seguida realizaram-se os ensaios para 30 minutos de funcionamento e 3 minutos de pausa. A escolha destes tempos foi feita com base em trabalhos anteriores e na literatura analisada. É importante referir que os ensaios foram realizados com o sistema de circulação do fluido dos permutadores feito em paralelo.

Para esta configuração, uma vez que foi aplicado o método de descongelação, foi efetuado um ensaio de referência R que permitiu assim comparar os resultados obtidos com os ensaios realizados posteriormente.

A tabela seguinte apresenta os parâmetros sob os quais foi realizado o ensaio de referência.

Tabela 4.3 - Parâmetros para o ensaio de referência

Ensaio	HR (%)	T _{amb} (°C)	P _{atm} (hPa)	Duração (min)
Referência	50%	25,1	1014,1	115

O ensaio de referência realizado, decorreu para as condições em que foi esperado uma maior acumulação de gelo (50% HR).

Na tabela que se segue são apresentados os parâmetros em que decorreram os primeiros quatro ensaios da configuração B.

Tabela 4.4 -Parâmetros para o ensaio com 2 permutadores em ciclo de 15 -3

Ensaio	HR (%)	T _{amb} (°C)	P _{atm} (hPa)	Duração (min)
B1	30	23,8	1013,3	134
B2	50	23,3	1013,7	127
B3	75	24,7	1013,1	90
B4	90	24,5	1013,1	130

Na configuração B, inicialmente foram estudados tempos de funcionamento do sistema de 15 minutos com interrupções de 3 minutos. Através da observação do gráfico da figura 4.10 após a primeira interrupção, é possível observar a estabilidade do sistema no que diz respeito à temperatura registada durante os 15 minutos de período de atividade. Quanto às temperaturas registadas durante os 3 minutos de pausa, observa-se que quanto maior é o valor de HR do ensaio, mais alta é a temperatura que se regista na área após a secção de refrigeração. Para os ensaios B1 e B2 a temperatura registada é claramente mais baixa do que para os ensaios B3 e B4 que são ensaios com valor de HR mais elevado. É possível observar que o valor das temperaturas para o ensaio B1 e B2 são bastante semelhantes durante os 15 minutos de

Análise e Discussão de Resultados

funcionamento do permutador, diferindo ligeiramente nos valores máximos de temperatura registados nos 3 minutos de pausa, que principalmente na segunda parte do ensaio os valores de B2 são mais elevados. Quanto aos ensaios B3 e B4 a temperatura registada no período de trabalho do permutador, difere na primeira metade do ensaio tendo tendência a igualar na segunda metade. Os valores de temperatura durante a pausa chegam a alcançar praticamente o dobro do valor conseguido durante o período de trabalho. Quando comparados com o ensaio de referência realizado é possível verificar no caso do ensaio R o valor da temperatura decresce durante os primeiros 50 minutos, momento em que o gelo acumulado começa a perturbar o escoamento do ar. A partir desse momento a temperatura aumenta até atingir valores tão elevados como os que são obtidos aquando a pausa de circulação do fluido nos ensaios B1 e B2. Isto significa que com o método de descongelação utilizado é possível garantir temperaturas mais baixas com o decorrer do tempo.

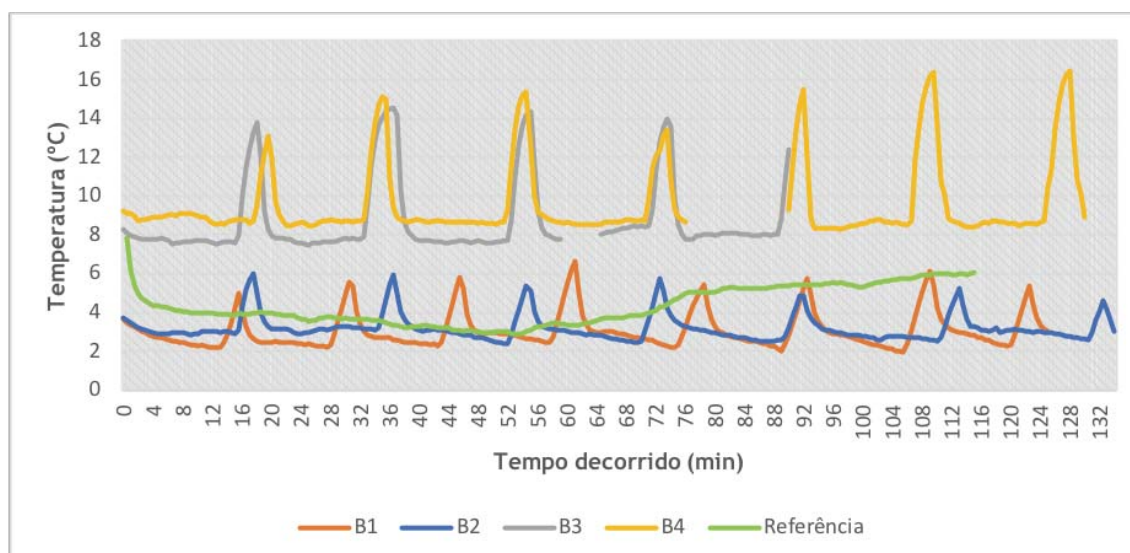


Figura 4. 10 - Gráfico de temperatura dos ensaios B1, B2, B3 e B4

Quanto aos valores de potência registados pode-se observar no gráfico da figura 4.11 que os valores registados no ensaio R são semelhantes aos que são registados nos ensaios B1 e B2 durante o período de circulação do fluido no permutador.

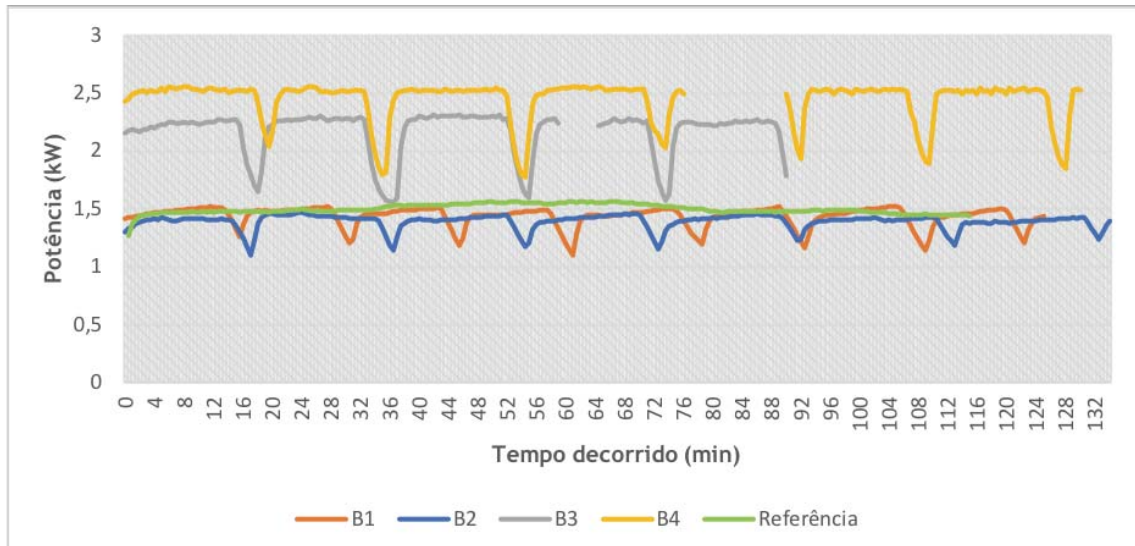


Figura 4. 11 - Gráfico de potência dos ensaios B1, B2, B3 e B4

Na figura 4.14, podemos observar que há uma acumulação de gelo significativa, mas que após a pausa, todo o gelo acumulado foi derretido voltando o permutador a ter a secção de passagem do ar novamente disponível para a refrigeração.

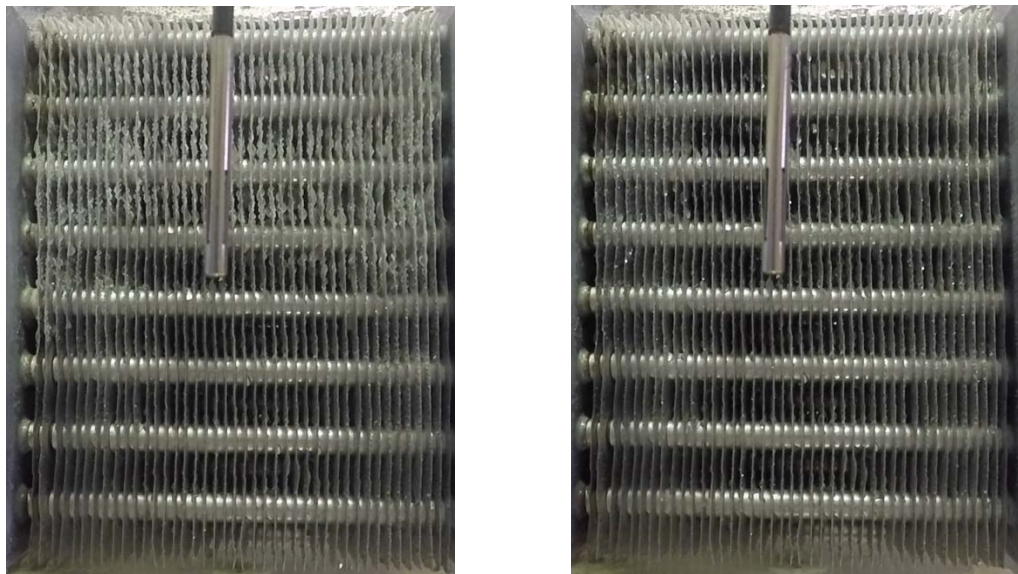


Figura 4. 12 - Gelo acumulado no permutador aos 105min (esq.) / Gelo acumulado após pausa aos 108min (dir.) para o ensaio B1

Na figura 4.15 a acumulação de gelo do ensaio B2 é visivelmente inferior quando comparada com a acumulação do ensaio B1.

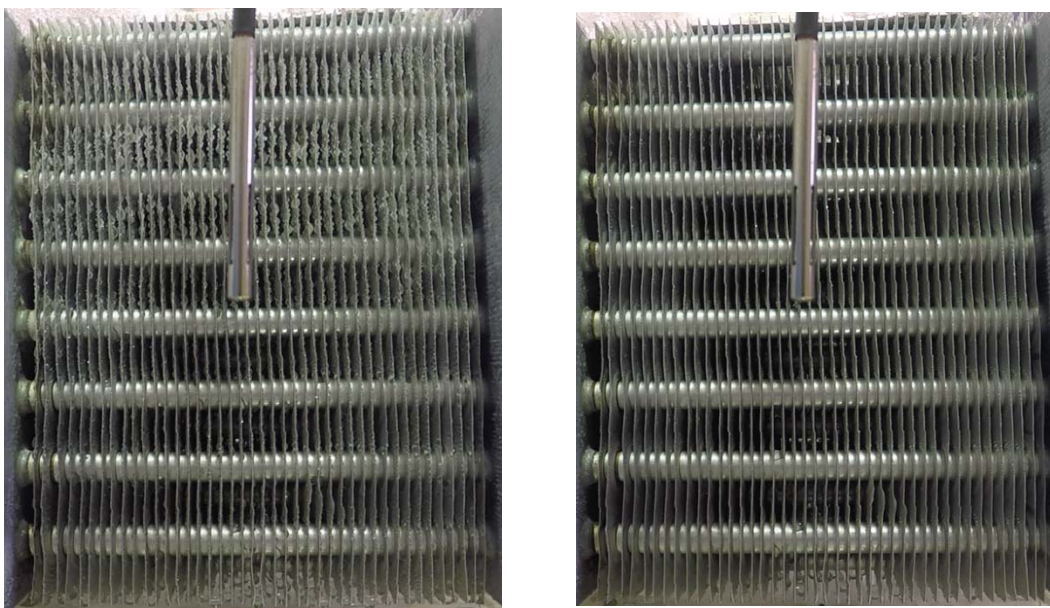


Figura 4. 13 - Gelo acumulado no permutador aos 112min (esq.) / Gelo acumulado após pausa aos 115min (dir.) para o ensaio B2

No ensaio B3 como já foi referido devido à elevada temperatura, a formação de gelo que se verifica é inferior ao esperado como se pode observar na figura 4.16.

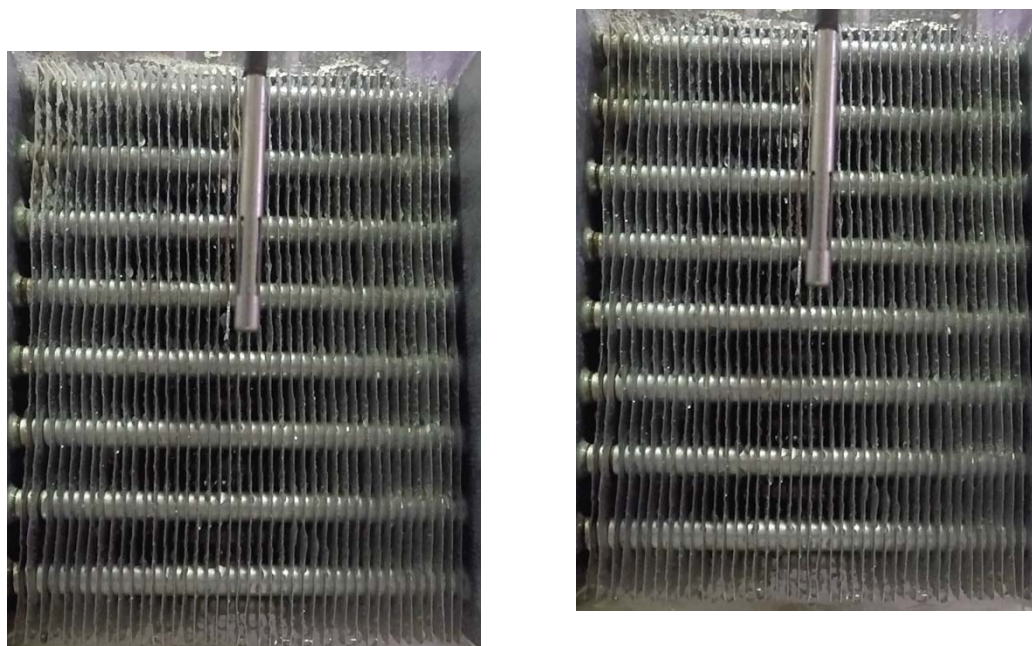


Figura 4. 14 -Gelo acumulado no permutador aos 72min (esq.) / Gelo acumulado após pausa aos 75min (dir.) para o ensaio B3

No ensaio B4, ensaio realizado com 90% HR, a acumulação de gelo foi substancial tendo apenas ocorrido na parte superior do lado esquerdo do permutador, figura 4.17. Para este ensaio foi

possível visualizar gotas de água a escorrer constantemente das alhetas do permutador o que acaba por prejudicar também o escoamento do ar.

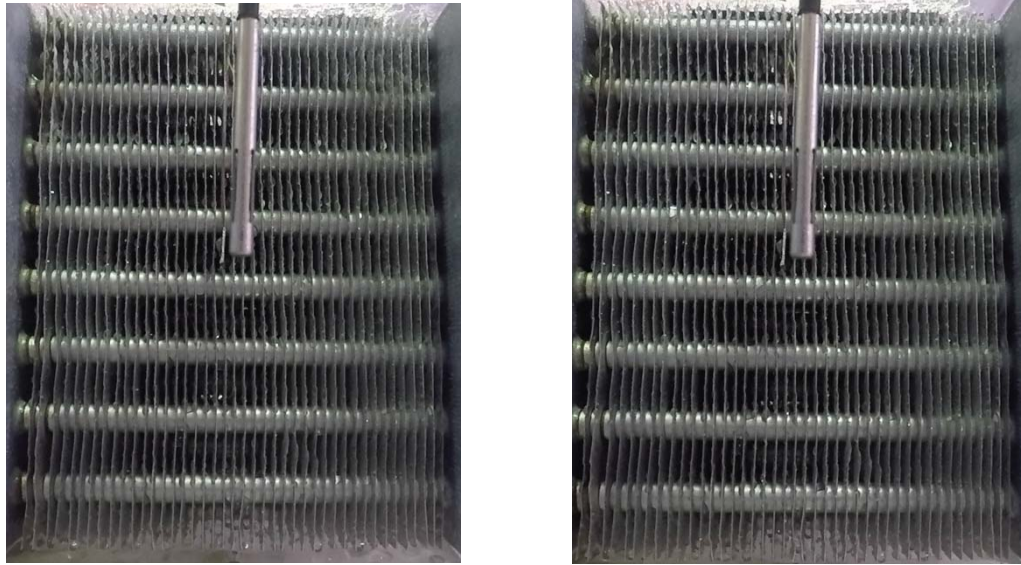


Figura 4. 15 - Gelo acumulado no permutador aos 105min (esq.) / Gelo acumulado após pausa aos 108min (dir.) para o ensaio B4

Como é possível observar no gráfico da figura 4.12, a introdução de um permutador adicional no circuito de refrigeração e de um método de descongelação é vantajosa pois permite ao sistema trabalhar sobre uma maior estabilidade. Além da maior estabilidade que se pode verificar, também se verifica que o sistema consegue manter temperaturas mais baixas por mais tempo mantendo níveis de potência semelhantes. Isto deve-se ao facto de o tempo de interrupção ser suficiente para derreter o gelo formado e assim garantir boas condições de escoamento do ar.

Assim é possível afirmar que a introdução de um permutador adicional e a utilização de um método de descongelação são benéficas.

4.2.3. Análise de desempenho da configuração B para a segunda condição de operação

Como anteriormente, segue-se a tabela com os parâmetros em que decorreram os ensaios B7, B8 e B9.

Análise e Discussão de Resultados

Tabela 4.5 -Parâmetros para o ensaio com 2 permutadores em ciclo de 30 -3

Ensaio	HR (%)	T _{amb} (°C)	P _{atm} (hPa)	Duração (min)
B7	50	23,2	1014,7	119
B8	75	24,7	1014	135
B9	90	24,5	1014,1	151

A segunda condição de operação teve como objetivo verificar de que forma o aumento do tempo de circulação do fluido no permutador, mantendo o tempo de interrupção, iria afetar o seu desempenho.

No gráfico da figura 4.13 podemos observar as temperaturas registadas ao longo do decorrer dos ensaios. Para o ensaio B7 é possível observar que a temperatura registada vai atingindo novos mínimos à medida que o tempo avança. Quanto aos ensaios B8 e B9, apesar de se poderem verificar pequenas oscilações no gráfico durante os 30 minutos de funcionamento do permutador, é possível afirmar que há uma certa tendência em o sistema manter a estabilidade na temperatura que se regista após a passagem do ar pela zona de refrigeração. Neste segundo caso em estudo pode verificar-se que quando os ensaios são comparados com o ensaio R em todos se consegue verificar que apesar das temperaturas atingidas nos momentos de interrupção serem elevadas, durante os 30 minutos em que o fluido circula a temperatura registada é constante o que não acontece no ensaio de referência.

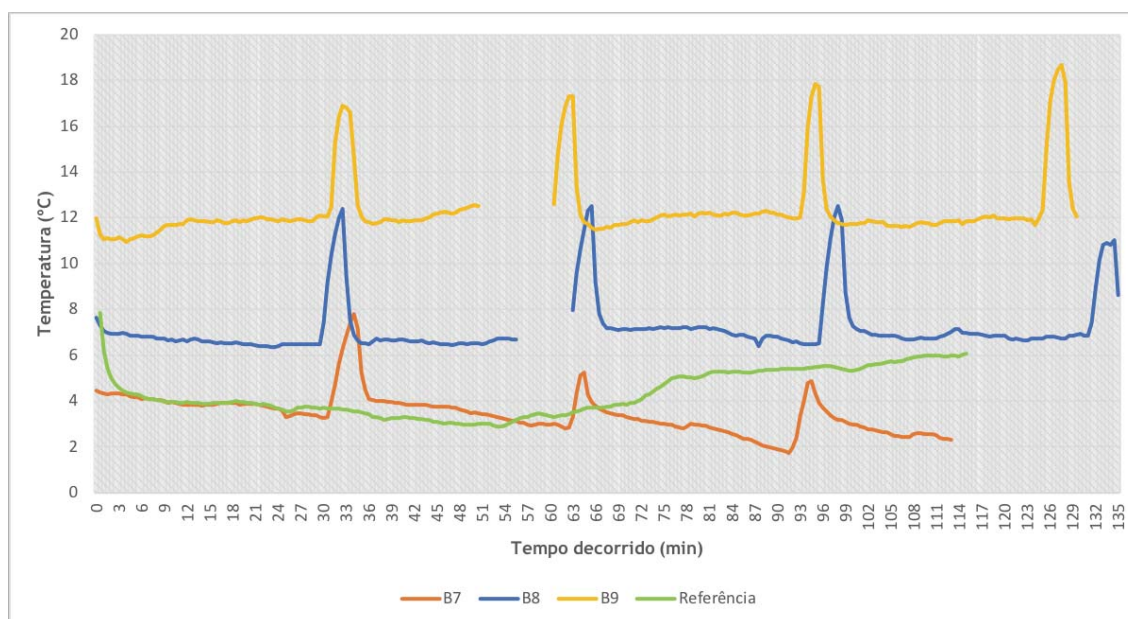


Figura 4. 16 - Gráfico de temperatura dos ensaios B7, B8 e B9

No gráfico da figura 4.14 a potência térmica dos ensaios mantém o valor registado inicialmente até ao momento em que se dá por concluído o ensaio. O valor da potência no ensaio B9 inicialmente tem um valor superior quando comparado com o ensaio B4, ensaios realizados para o mesmo valor de HR, mas acaba por estabilizar em valores semelhantes. O ensaio de referência tem valores de potência mais estáveis que os ensaios B7, B8 e B9.

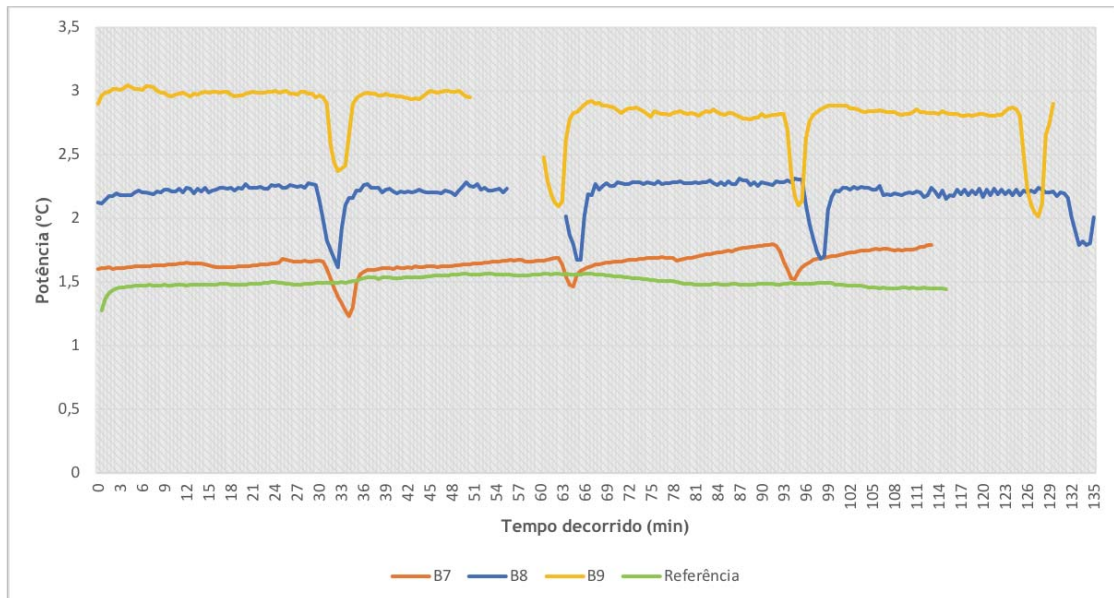


Figura 4. 17 - Gráfico de potência dos ensaios B7, B8 e B9

Na figura 4.20 é possível observar que a quantidade de gelo formada é significativa, mas é de salientar que o tempo de interrupção de circulação do fluido para o ensaio B não foi suficiente para derreter o gelo acumulado aos 92 minutos.

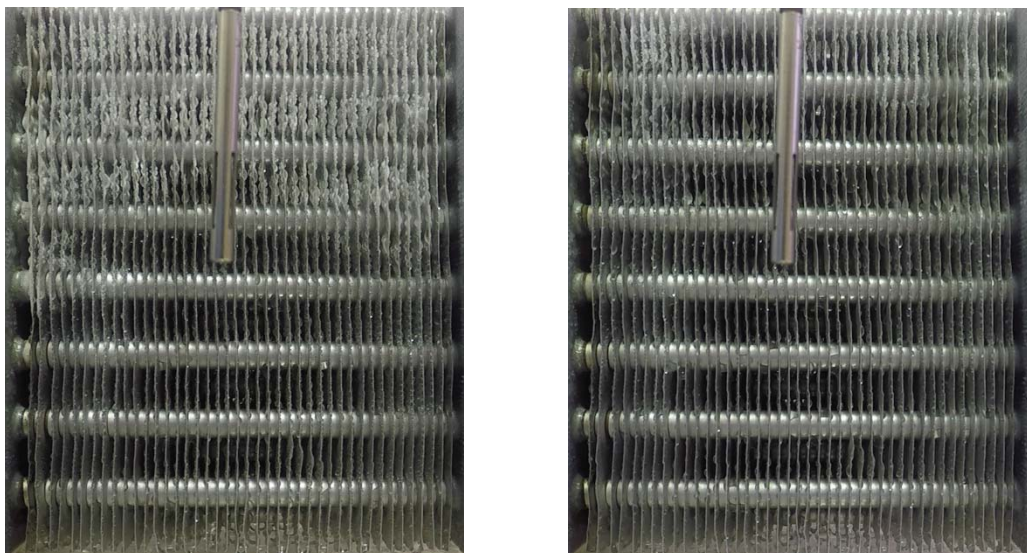


Figura 4. 18 - Gelo acumulado no permutador aos 92min (esq.) / Gelo acumulado após pausa aos 95min (dir.)

Análise e Discussão de Resultados

No ensaio B8 comparativamente com o ensaio B3, ensaios para o mesmo valor de HR (75%), mesmo com a temperatura alta para a obtenção de 75% de HR é possível verificar que há uma maior quantidade de gelo acumulado nas alhetas do permutador, figura 4.21, isto deve-se ao facto de o tempo circulação do fluido ter sido aumentado de 15 minutos para 30 minutos.

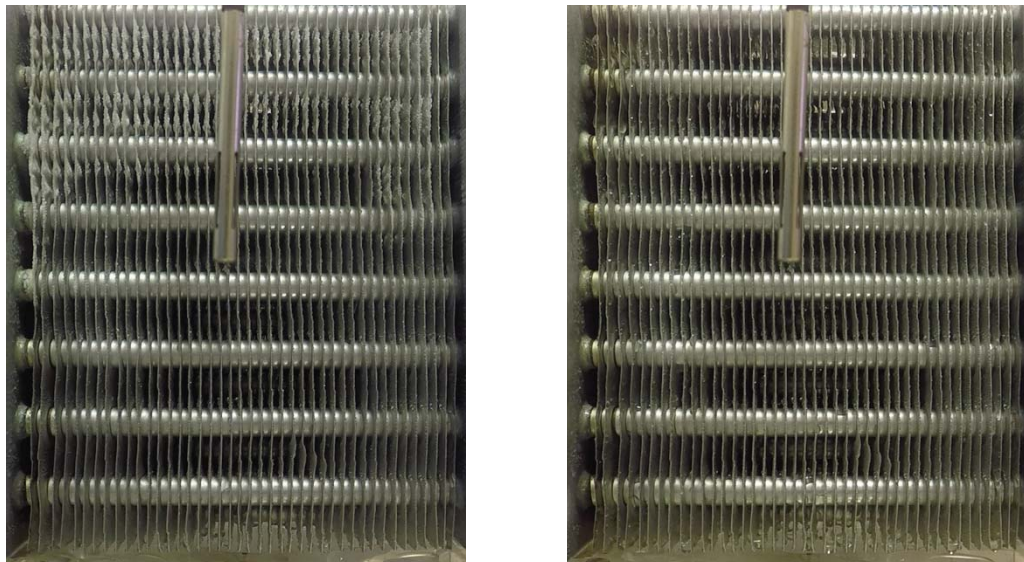


Figura 4. 19 - Gelo acumulado no permutador aos 96min (esq.) / Gelo acumulado após pausa aos 99min (dir.)

No caso do ensaio B9 a temperatura registada é demasiado elevada para que haja formação de gelo mesmo com o aumento de tempo de circulação, como se observa na figura 4.22.

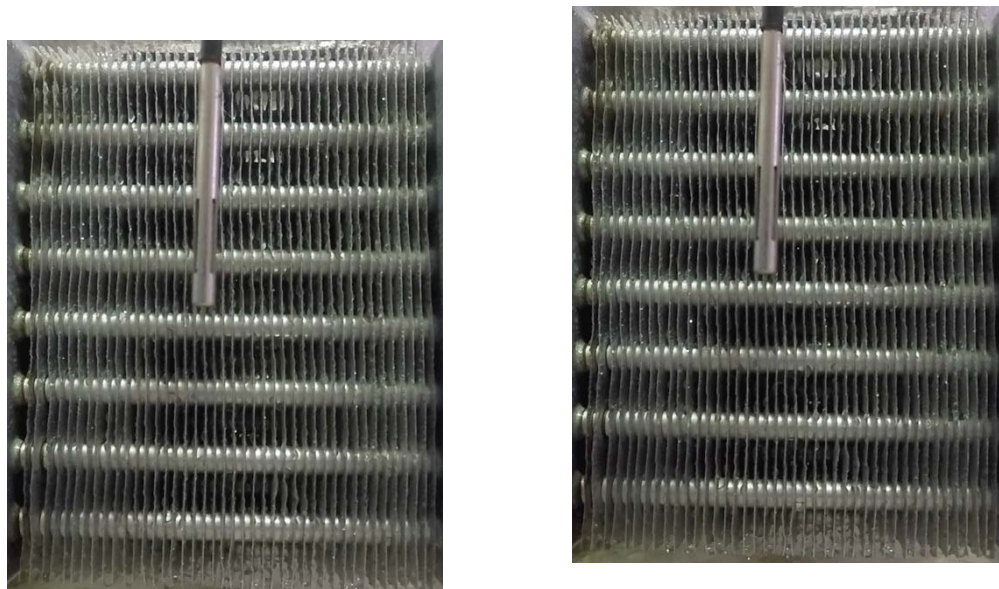


Figura 4. 20 - Gelo acumulado no permutador aos 92min (esq.) / Gelo acumulado após pausa aos 95min (dir.)

Quanto ao que se pode verificar comparando os ensaios da configuração A e configuração B, é de facto possível afirmar que a introdução de um permutador, embora signifique aumentar o custo do equipamento, este torna-se mais eficaz no que diz respeito à eficiência do sistema de refrigeração. Quanto ao método de descongelação com a informação extraída dos gráficos, verifica-se que a utilização de 30 minutos de funcionamento do permutador com uma pausa programada de 3 minutos, se torna a melhor solução uma vez que garante um maior período de funcionamento evitando alterações de temperatura e mantém os valores da potência bastante semelhantes aos verificados nos ensaios em que o permutador apenas funciona durante 15 minutos sem interrupção. Estes ensaios onde foi introduzido o método de descongelação provam que é possível garantir mais tempo de funcionamento do sistema com temperaturas mais baixas do que o ensaio de referência onde os permutadores funcionaram sem interrupções.

5. Conclusão

Neste capítulo é efetuada uma revisão sobre todo o trabalho desenvolvido para chegar aos resultados obtidos. Serão feitas sugestões para trabalho futuro que podem levar ao aumento da eficiência do sistema, tendo em conta o trabalho que já está feito.

Foi possível perceber que a formação de gelo na superfície dos permutadores de calor é um problema real e que hoje, apesar dos desenvolvimentos nesta área, ainda há necessidade de desenvolver mais os estudos já existentes, de forma a tornar o permutador mais eficiente. Quando se trabalha com superfícies a temperaturas inferiores ao ponto de congelação da água, é possível afirmar que os efeitos sentidos negativamente são ainda relevantes. Assim, o estudo agora terminado foi mais um passo na procura de uma forma de atenuar a formação de gelo na superfície dos permutadores, de forma a aumentar a sua capacidade de refrigeração e obter uma maior eficiência do sistema de refrigeração. Desta forma tenciona-se prevenir a possível deterioração de alimentos em sistemas de conservação através do frio bem como evitar gastos desnecessários de energia.

5.1. Recapitulação

A presente dissertação para a realização do estudo desenvolvido, recorreu à utilização de uma unidade experimental constituída por dois permutadores de calor.

A primeira condição de operação, teve como objetivo perceber de que forma o aumento de HR no ar influenciava a formação de gelo num único permutador de calor em funcionamento em que foi possível perceber que, com o aumento da mesma, de acordo com a bibliografia, o desempenho do permutador foi afetado negativamente.

Na segunda condição de operação foram estudadas duas configurações de tempo diferentes. Inicialmente o fluido circulava através dos dois permutadores ligados em paralelo, sendo interrompida a circulação apenas no permutador segundo permutador. Esta interrupção para os primeiros quatro ensaios foi realizada a cada 15 minutos durante 3 minutos e nos ensaios seguintes a circulação foi interrompida a cada 30 minutos durante os mesmos 3 minutos. A utilização deste método de descongelação mostrou-se vantajoso pois permitiu que o sistema funcionasse continuamente, uma vez que o gelo acumulado derretia durante a pausa.

5.2. Sugestões para trabalho futuro

Uma vez que o problema associado à formação de gelo em permutadores de calor ainda não está resolvido. Assim, é importante dar continuidade ao estudo desenvolvido e aproveitar o banco de permutadores disponível no laboratório. Como sugestões para trabalho futuro, ficam:

- Quantificar a camada de gelo formada em cada ciclo de operação de modo a quantificar o efeito de bloqueio do permutador
- Testar outros tempos de interrupção de modo a otimizar o funcionamento do permutador de calor

Bibliografia

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

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

Amer M.; Wang C.; (2017); Review of defrosting methods; Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 73, Pages 53-74

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

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

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

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

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

Cui, J.; Li, W. Z.; Liu, Y.; Jiang, Z. Y.; (2001); *A new time and space dependent model for predicting frost formation*. Applied Thermal Engineering, Volume 31, pp. 447-457.
Dinçer, I; Kanoglu, M.; (2010); *Refrigeration Systems and Applications*; 2a ed.; John Wiley.

Figueiredo R., Raimundo A., Costa J., *Transmissão de Calor: Fundamentos e aplicações*, Lidel, 2015

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

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

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

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

Bibliografia

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

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

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

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

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

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

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

Kim, M; Lee, K.; (2015); *Determination method of defrosting start-time based on temperature measurements*; Applied Energy 146 (2015) 263-269; 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>

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

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

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

Li, Z.; Zhao D.; Ding G.; Ren T.; Miao S.; Han X.; (2018); Effect of enthalpy exchanger on reducing frost accumulation on evaporator in frost-free refrigerator; International Journal of Refrigeration, Volume 89, pp. 51-60.

Libbrecht, K. G. & Yu, H.; (2001); Crystal growth in the presence of surface melting: Supersaturation dependence of the growth of columnar ice crystals. Journal of Crystal Growth, Volume 222, pp. 822-831.

Linde AG, 125 years of Linde. Consultado em setembro de 2018: <https://www.the-linde-group.com/en/legacy/attachment?files=tcm:1%5d14-9855,tcm:%5d14-9855,tcm:14-9855>

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>

Moallem, E; Padhmanabhan, S; Cremacchi, 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>.

Moerman, F.; Fikkin, K.; (2015); *Effect of hygienic design and operational parameters on frosting and defrosting of evaporators*. Em: P. D. Gaspar & P. D. Silva, edits. Handbook of Research on Advances and Applications in Refrigeration Systems and Technologies; ISBN: 978-1-466-68398-3; DOI: 10.4018/978-1-4666-8398-3.

Moraes, C.; (2003); *Anemómetro a Fio Quente*; Universidade Federal do Rio Grande do Norte; Consultado em julho, 2018 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.

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

REPSOL, (2015). *Anticongelante frigorígeno orgânico maximum quality puro*. Consultado em agosto, 2018, Disponível em: https://www.repsol.com/imagenes/pt_pt/RP_ANTICONGELANTE_FRIGORIGÉNEO_ORGANICO_MAXIMUM_QUALITY_PURO_PT_tcm21-689302.pdf

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

Bibliografia

Rotronic; (2009); Products - Hygrolog DataLoggers; Consultado em agosto, 2018 em: <http://www.rotronic.com/en/hygrolog-hl-nt3.html>

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

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

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

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

Tang, J; Gong, G; Su, H; Wu, F; Herman, C.; (2016); Performance evaluation of a novel method of frost prevention and retardation for air source heat pumps using the orthogonal experiment design method; Applied Energy 169 (2016) 696-708; Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.02.042>

Tao, Y., Besant, R. W. & Rezkallah, K. S.; (1993); *A mathematical Model for predicting the densification and growth of frost on a flat plate*; International Journal of Heat and Mass Transfer 36 (1993) 353-363; doi: 10.1016/0017-9310(93)80011-I.

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

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

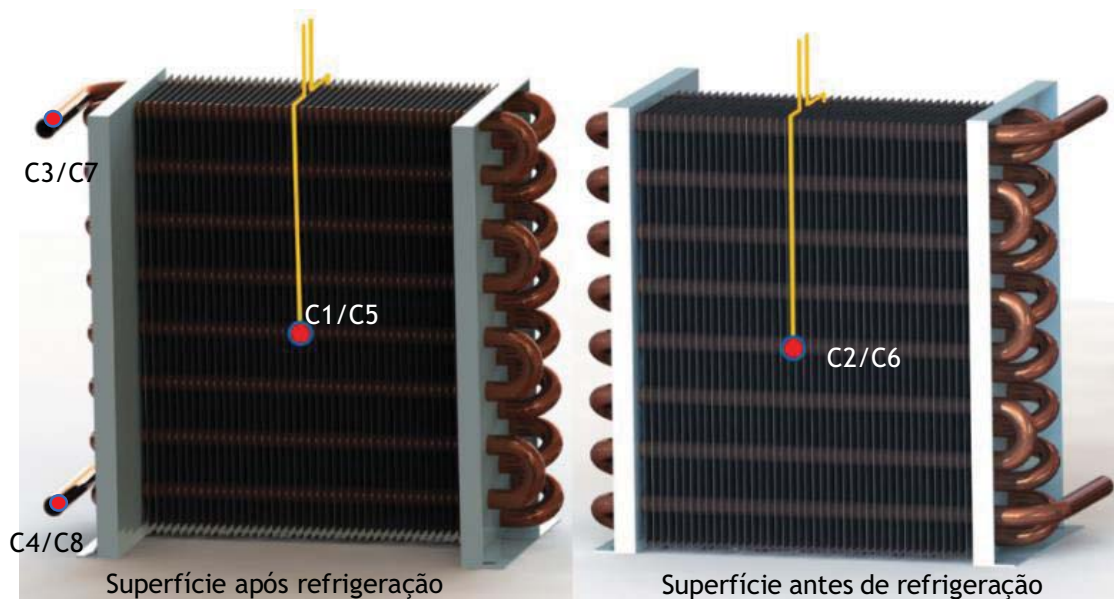
Wu, X; Dai, W; Xu, W; Tang, L.; (2006); *Mesoscale investigation of frost formation on a cold surface*; Experimental Thermal and Fluid Science 31 (2007) 1043-1048; Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2006.11.002>

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

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

Zhang, L; Fujinawa, T; Saikawa, M.; (2012); *A new method for preventing air-source heat pump water heaters from frosting*; International Journal of Refrigeration 35 (2012) 1327- 1334; Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.04.004>.

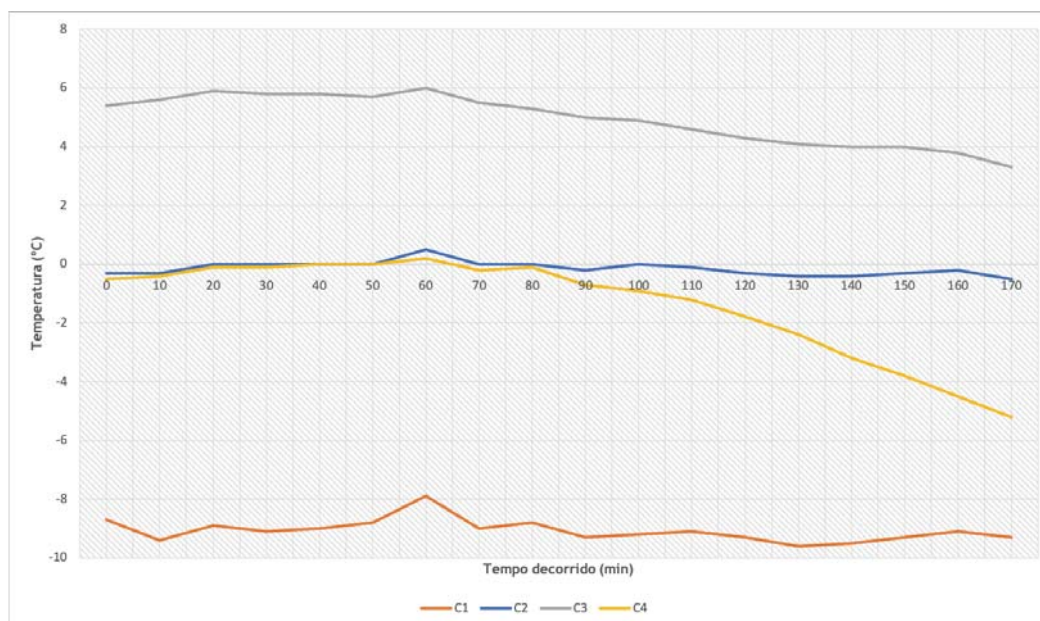
6. ANEXOS



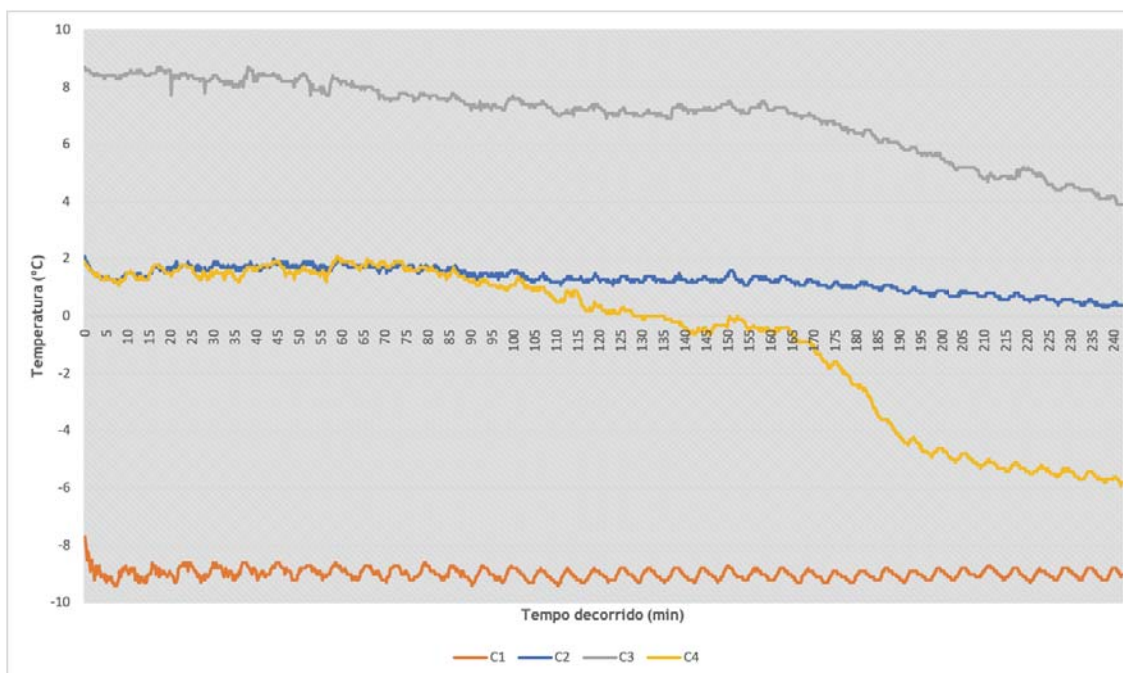
ANEXO 1 - Posição dos termopares C1, C2, C3, C4, C5, C6, C7 e C8

As posições dos termopares visíveis na figura ANEXO 1, são referentes aos 2 permutadores utilizados. Os termopares C1, C2, C3, C4 são referentes ao permutador colocado inicialmente. Os termopares C5, C6, C7, C8 são referentes ao permutador montado a montante do anterior, para a segunda configuração utilizada.

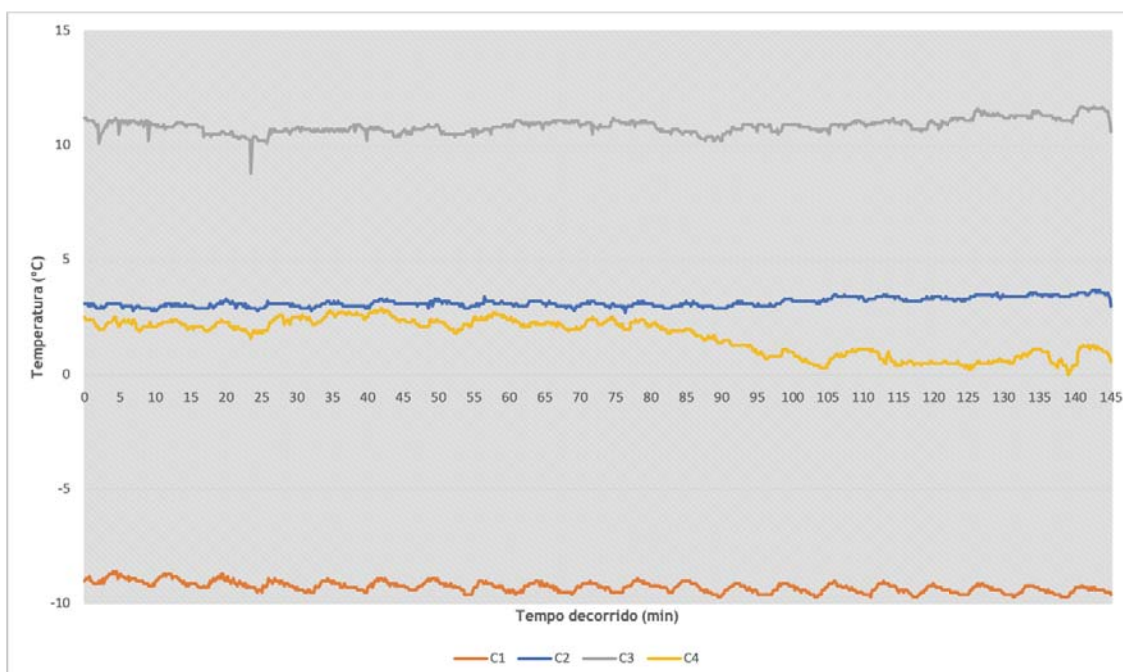
CONFIGURAÇÃO A



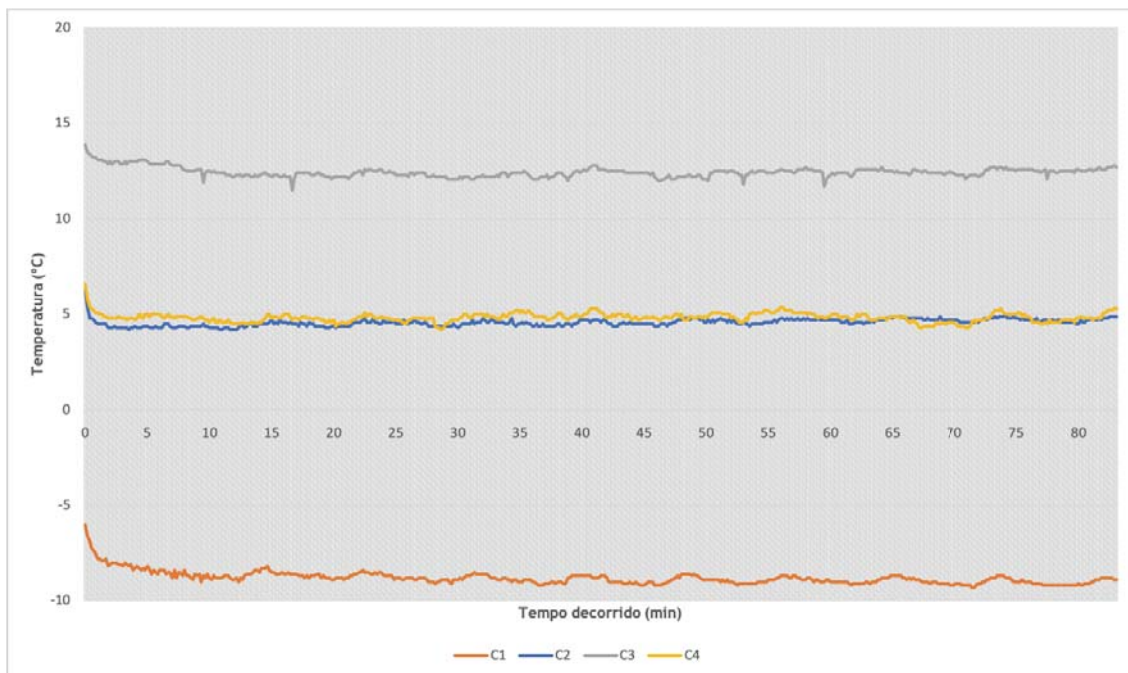
ANEXO 2 - Valores de temperatura do ensaio A1, nas superfícies do permutador e à entrada e saída do fluido frigorífero



ANEXO 3 - Valores de temperatura do ensaio A2, nas superfícies do permutador e à entrada e saída do fluido refrigerante

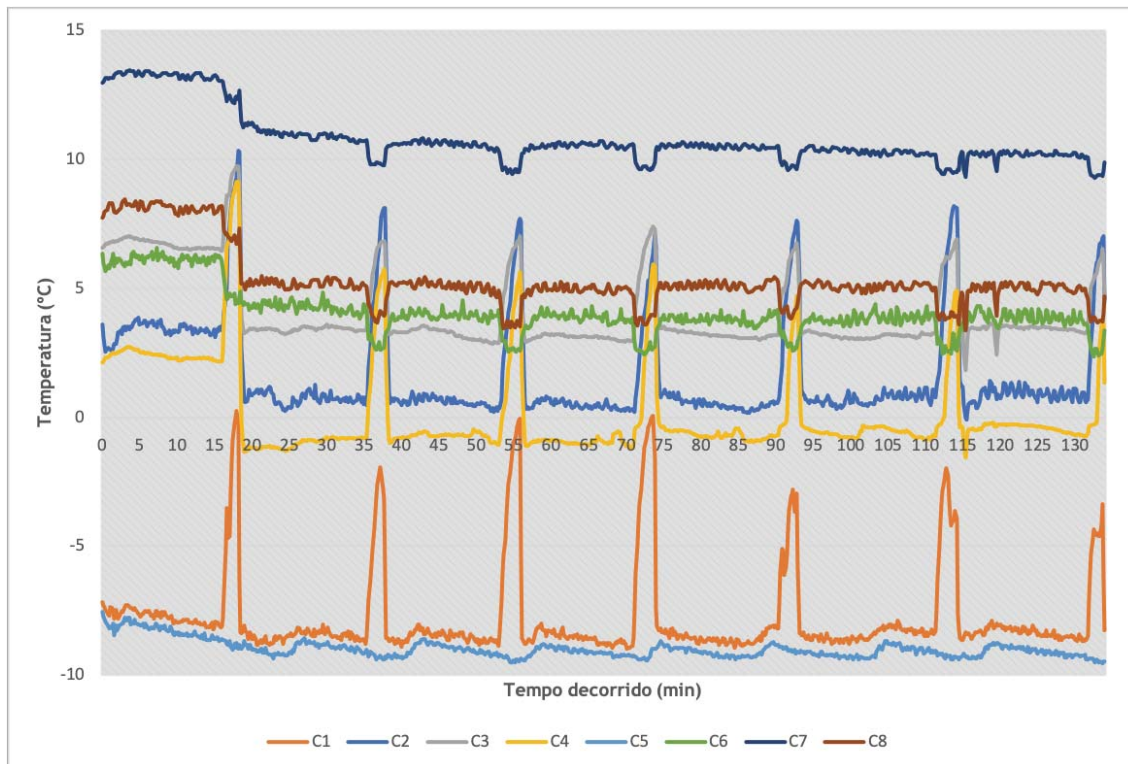


ANEXO 4 - Valores de temperatura do ensaio A3, nas superfícies do permutador e à entrada e saída do fluido refrigerante

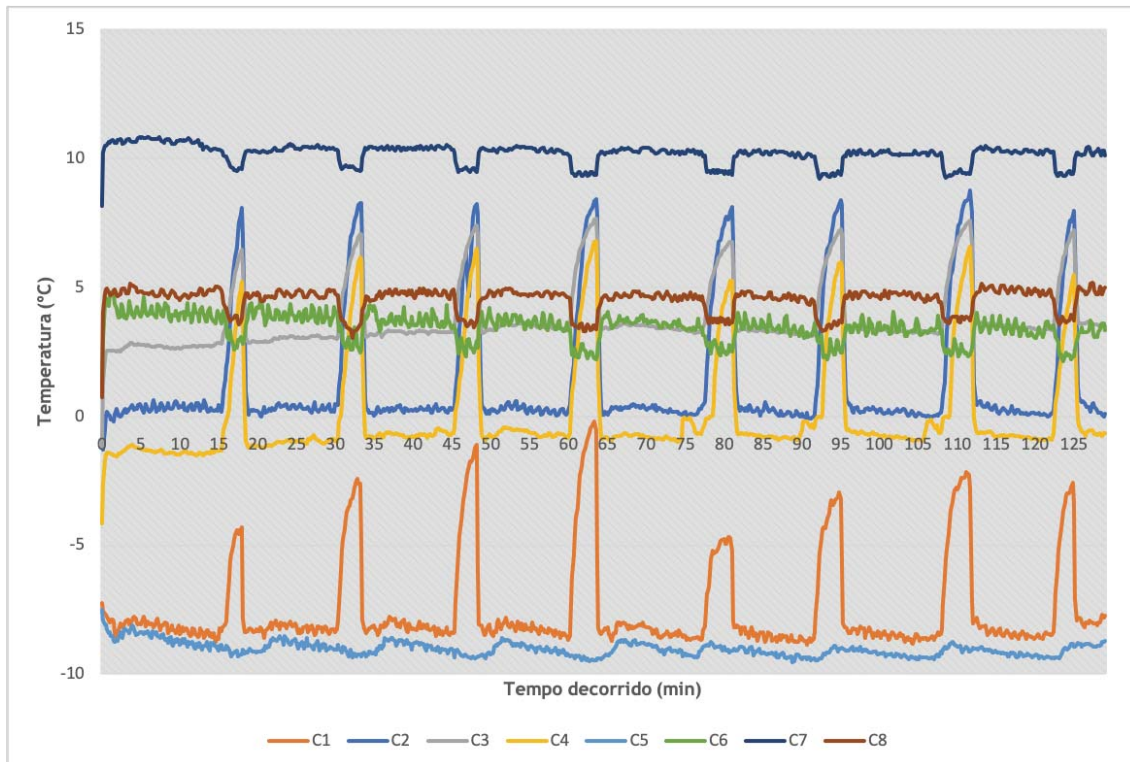


ANEXO 5 -Valores de temperatura do ensaio A4, nas superfícies do permutador e à entrada e saída do fluido refrigerante

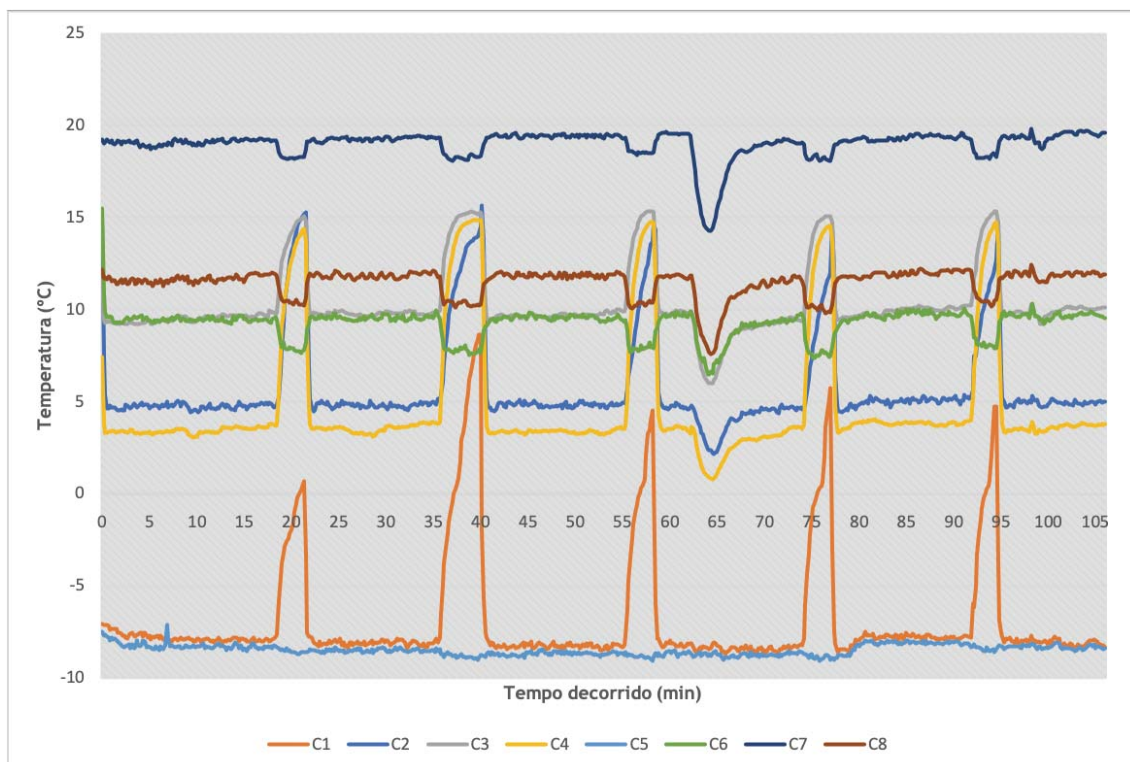
CONFIGURAÇÃO B - PRIMEIRA CONDIÇÃO DE OPERÇÃO



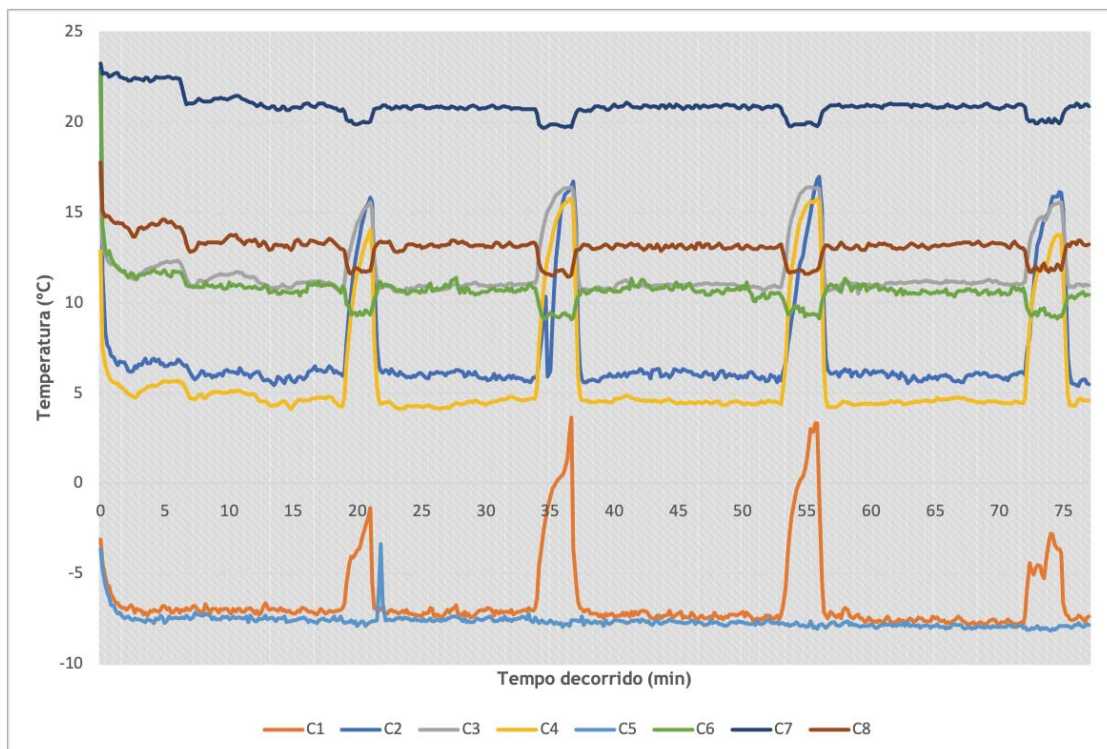
ANEXO 6 -Valores de temperatura do ensaio B1, nas superfícies do permutador e à entrada e saída do fluido refrigerante



ANEXO 7 -Valores de temperatura do ensaio B2, nas superfícies do permutador e à entrada e saída do fluido refrigerante

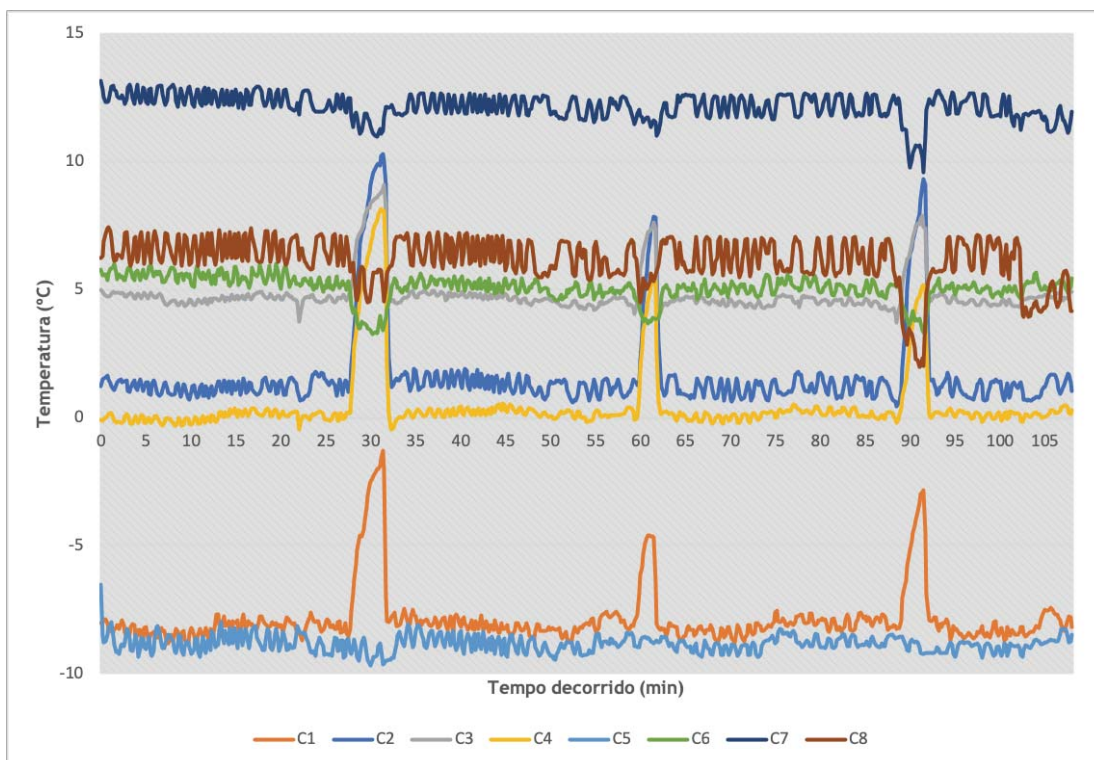


ANEXO 8 -Valores de temperatura do ensaio B3, nas superfícies do permutador e à entrada e saída do fluido refrigerante

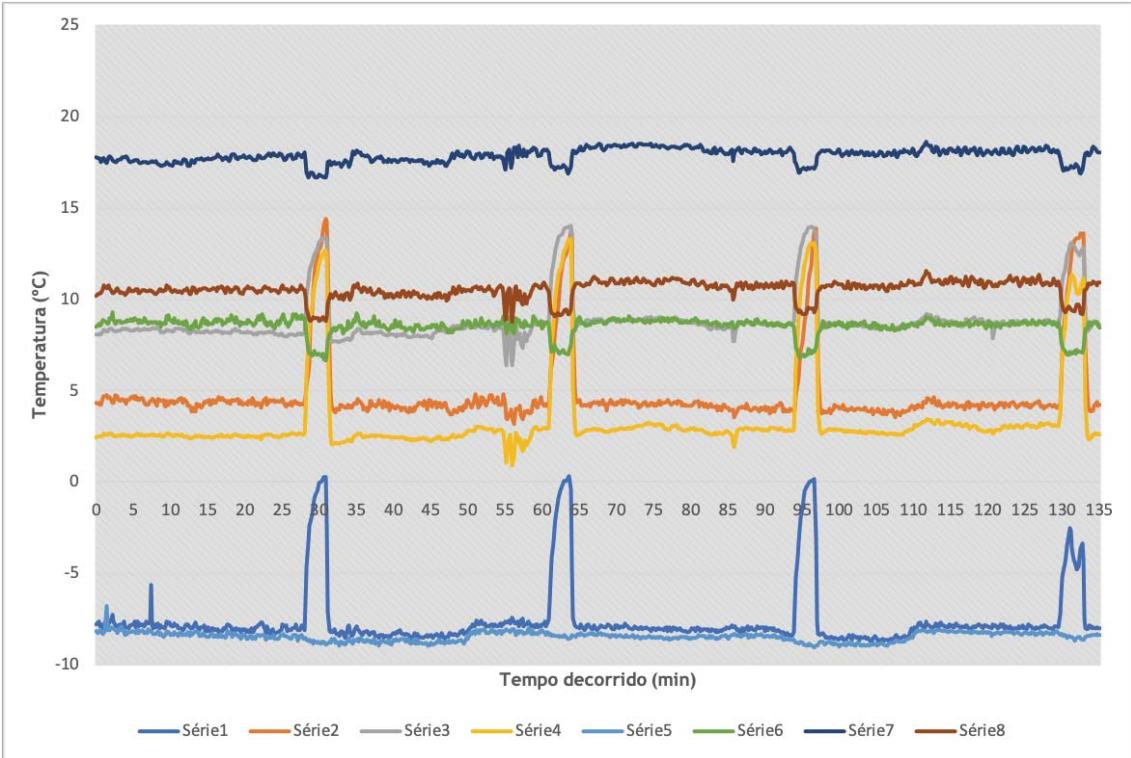


ANEXO 9 - Valores de temperatura do ensaio B4, nas superfícies do permutador e à entrada e saída do fluido frigorífero

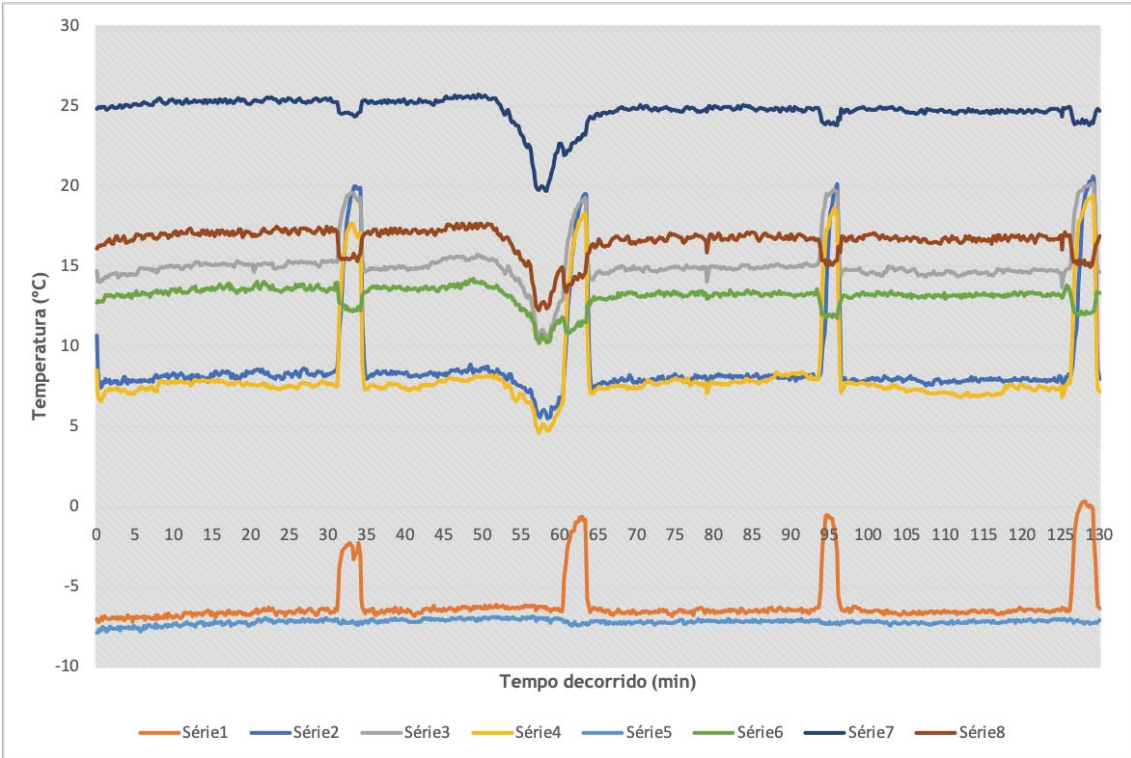
CONFIGURAÇÃO B - SEGUNDA CONDIÇÃO DE OPERÇÃO



ANEXO 10 - Valores de temperatura do ensaio B7, nas superfícies do permutador e à entrada e saída do fluido frigorífero



ANEXO 11 - Valores de temperatura do ensaio B8, nas superfícies do permutador e à entrada e saída do fluido frigorífero



ANEXO 12 - Valores de temperatura do ensaio B9, nas superfícies do permutador e à entrada e saída do fluido frigorífero