

UNIVERSIDADE DE LISBOA
FACULDADE DE CIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE QUÍMICA E BIOQUÍMICA



Estudo das Transferências de Calor nos Granizados SUMOL

Bruno Joaquim Henriques

Mestrado em Química Tecnológica

Dissertação orientada por:
Prof. Carlos Nieto de Castro
Prof.^a Maria José Lourenço

Dedicatória e Agradecimentos

Esta dissertação de Mestrado foi algo que realizei com todo o prazer. Foram imensas as coisas positivas que obtive com a sua conclusão: tive o meu primeiro contacto com o mundo do trabalho num ambiente acolhedor onde fui recebido por uma equipa muito profissional e bastante amigável. Conheci e tive contacto com pessoas da área e de outras, pelo que aprendi muito quer a nível académico por ter estudado assuntos com os quais ainda não tinha lidado, a nível profissional por ter tido vários magníficos exemplos de profissionalismo e a nível pessoal, pois sinto que cresci.

Estou deveras grato a todos os que me acompanharam neste percurso, com especial apreço à minha orientadora externa Maria João Alegria que foi, sem margem para dúvidas, quem mais participou em tudo o que aprendi e por me ter ouvido e ajudado a desenvolver raciocínio. Foram uns *brainstorms* muito interessantes!

Agradeço aos meus orientadores: ao professor Carlos Castro por ter me aceite como orientando e por me ter ajudado a ultrapassar alguns dos desafios que foram surgindo ao longo do projeto e, que apesar de um longo período de silêncio da minha parte, esteve sempre disponível para me prestar apoio. À professora Maria José Lourenço por sempre me lembrar que o que importa é ir a fundo nos assuntos com que se trabalha. Obrigado pela orientação.

Agradeço também todo o apoio que me foi dado pela minha família (mãe, pai, irmã, namorada, avós, etc.) que tanta força me deram nos momentos em que qualquer uma das razões que poderiam surgir para atrapalhar o progresso deste trabalho, razões estas todas muito válidas: confusão, dificuldade em passar para escrito o que vai na mente, seguir em frente com escrita em momentos de dúvida, sobre a importância do que estava a escrever, dias inteiros em que não me consegui concentrar por cansaço, falta de vontade e preguiça. Atenção: todos os motivos antes mencionados aparecem em ordem decrescente de importância, se bem que muitos podem aparentar puxar por outros...

Aos que não se sintam contemplados nesta dedicatória mas que tenham tido algum tipo de papel nesta etapa da minha vida, agradeço-vos também. Espero que tenha merecido um cantinho na vossa memória, pois na minha já cá estão.

A todos que me acompanharam nesta etapa dedico esta tese.

Obrigado a todos!

Resumo

O presente trabalho realizou-se no âmbito da Dissertação de Mestrado em Química Tecnológica, tendo por objetivo o estudo das transferências de calor na obtenção e preservação dos granizados embalados SUMOL. Deverá ser tido em conta que o termo SUMOL granizados engloba não só os granizados SUMOL, mas também o equipamento associado à sua obtenção. O foco principal do trabalho foi o de compreender o ciclo de refrigeração em vigor e associar consequências às suas causas de forma a permitir uma melhor seleção de parâmetros da programação do equipamento com vista a obter granizados de boa qualidade dentro do período estipulado para a nucleação ocorrer e até ser reconhecida a entrada em período de serviço. Foi ainda estudado o efeito da convecção natural sobre os granizados em diferentes posições do equipamento, durante o período de serviço, bem como o impacto da formação de gelo sobre as garrafas.

No decorrer deste trabalho recorreu-se a sondas que registavam valores de temperatura de minuto a minuto, originando perfis térmicos próximos do perfil em tempo real. Os valores de temperatura obtidos correspondem aos valores de temperatura do ar ao longo de todo o ciclo, sendo que a temperatura no evaporador, assim como a temperatura no interior da garrafa com líquido anticongelante (simulador de massa), são apenas registadas internamente no equipamento como sendo uns dos seus valores de referência e controlo.

Como referência de desempenho a melhorar consideraram-se os perfis de temperatura obtidos anteriormente em equipamento equivalente mas em que os ventiladores se encontravam em posição invertida.

O arrefecimento das garrafas é feito por convecção forçada com recurso a dois ventiladores posicionados na zona superior do equipamento que originam um fluxo de ar com velocidade de 7,4 m/s, resultando num fluxo turbulento direcionado para o interior do equipamento passando pelo evaporador e por furos na chapa traseira do interior. Existe um degrau estrutural dentro do equipamento. Este degrau cria uma barreira ao fluxo de ar para a prateleira inferior, onde o fenómeno de convecção se mostra menos eficaz, sendo que o fluxo que entra pelo centro do equipamento tem tendência a subir para a prateleira superior, onde está localizada a saída de ar do interior do equipamento para os ventiladores. Foram feitos testes com o objetivo de desviar o fluxo, nomeadamente recorrendo ao auxílio de uma conduta de ar, que se mostrou eficaz quando complementada com a modificação do xadrez da chapa.

Com a realização de vários testes foram-se experimentando diversos ajustes quer a nível de furos de chapa traseira, posicionamento da conduta, valores de temperatura em diferentes etapas do ciclo (arrefecimento e serviço) e tempos ótimos em cada etapa de modo a que a temperatura de nucleação seja atingida em todas as posições do armário e que os granizados não descongelam.

Palavras Chave: convecção, nucleação, temperatura, barreira, ventiladores, evaporador, granizados

Abstract

The present work was done under the scope of the Masters Dissertation in Technological Chemistry, having as its main objective the study of heat transfer for the obtainment and preservation of SUMOL's bottled slushies. It should be kept in mind that the term SUMOL slushies encompasses both the slushies themselves and the equipment required for its attainment. The work focused in understanding the refrigeration cycle in use and associating consequences to its cause to allow a more accurate selection of programming parameters for the equipment in order to obtain quality slushies within the period laid down for nucleation to take place and until service temperature has been achieved. It was also studied the effect of natural convection on slushies in different positions inside the equipment, during the service period, as well as the impact of the formation of an ice layer over the bottles.

Over the course of this work, thermal data loggers which registered temperature every minute were used to obtain thermal profiles close to real time. The temperature registered is that of the air inside the cooler throughout the whole refrigeration cycle, being that the evaporator temperature, as well as the temperature of the bottle containing antifreeze (mass simulator), are only reference values for the equipment's operation.

As a performance standard to improve the thermal profiles obtained prior with equivalent equipment where the ventilators could be found in an inverted position were used.

The bottles are cooled by means of forced convection originated by two ventilators located in the equipment's upper area operating simultaneously creating an air flow with a speed of 7,4 m/s. This results in a turbulent flow directed to the main area of the cooler by passing through the evaporator and the holes in the rear wall. There is a structural step inside the cooler. This step creates a barrier that makes it difficult for the air flow to go down, where the effect of convection is not as effective, thus having the tendency of entering the cooler straight from the middle and going up and out through the perforations located in the upper level and back to the ventilators. Experiments were made with the purpose of diverting the air flow with the help of an air duct, which implementation proved useful when coupled with a changed checkered pattern of the back plate.

Whilst carrying out these tests, various combinations were tried both in terms of structural differences, such as adding perforations to the checkered pattern, positioning of the air duct, temperature limits in different steps of the cycle (main cooling step and service) and the ideal duration of each step to ensure that the nucleation temperature is achieved everywhere and prevent the melting of the slushies.

Keywords: convection, nucleation, temperature, barrier, ventilators, evaporator, slushies

Comunicação de inovação

As prateleiras em utilização durante os testes foram desenhadas no início do estágio com o objetivo de diminuir o preço da estrutura de suporte das garrafas sem prejudicar a circulação do ar entre as mesmas e a eficácia do ciclo frigorífico.

A utilização de uma mistura 50/50 de água e propileno glicol como simulador de massa em vez de propileno glicol puro, foi implementada com o propósito de aproximar as propriedades de transferência de calor do simulador de massa às dos granizados em estado líquido.

Foi também instalada uma conduta de ar (defletor) que direciona ar frio diretamente para a prateleira inferior e aumentado o número de furos na chapa direcionados para a conduta de forma a aumentar o volume de fluxo de ar frio recebido por esta prateleira.

Com a diminuição do período necessário de ciclo de arrefecimento de 10/12 horas para 8/10 horas, a poupança de eletricidade é de 1,70€ no fim do mês.

Índice

1. Introdução.....	1
1.1. História e Desenvolvimento da Refrigeração.....	1
1.2. Refrigeração – Fundamentos Teóricos.....	2
1.2.1 Ciclo de Refrigeração de Carnot.....	3
1.2.2 Ciclo de compressão de vapor.....	5
1.3. Transferência de calor – Convecção e Condução.....	5
1.4. Componentes Principais de um Frigorífico.....	7
1.4.1. Compressor.....	7
1.4.2. Condensador e Evaporador.....	7
1.4.3. Instrumentos de expansão.....	8
1.4.4. Refrigerante.....	8
2. Objetivos.....	9
3. Resultados e Discussão.....	10
3.1. Instrumentos e Materiais.....	10
3.2. Equipamento frigorífico – descrição.....	11
3.3. Ensaios realizados.....	12
3.4. Perfis térmicos observados.....	14
3.4.1. Protótipo de 2017.....	14
3.4.2. Ventiladores em posição normal e primeira alteração do padrão perfurado da chapa.....	19
3.4.3. Substituição do SM, de PG100 para PG50.....	21
3.4.4. Implementação das prateleiras concebidas no início do estágio.....	21
3.4.5. Instalação da conduta de ar.....	23
3.4.6. Novo padrão de perfurações da chapa interna com a conduta.....	26
3.4.7. Teste de mercado do Verão de 2018.....	27
3.5. Conclusões.....	30
3.6. Trabalho futuro.....	30
Bibliografia.....	31
Anexos.....	32

Lista de figuras

Figura 1.1: esquema do ciclo inverso de Carnot (refrigeração).....	3
Figura 1.2: diagramas T/S relativos ao ciclo de compressão de vapor: (a) ciclo de compressão de vapor reversível (b) ciclo de compressão de vapor irreversível.....	5
Figura 3.1: vista exterior do equipamento com porta fechada (dimensões em mm).....	11
Figura 3.2: vista do equipamento com porta aberta. Visualização do degrau que surge à saída do ar frio.....	11
Figura 3.3: vista do interior do equipamento. Exemplo de furos no fundo do armário não idênticos aos finais e conduta de ar direcionada para a PI não incorporada no projeto à data disponível – desenho não atual.....	11
Figura 3.4: desenho das prateleira de suporte PS e PM. Espaçadores entre filas de garrafas de forma a garantir livre passagem de ar. Palhetas coloridas como auxiliar FIFO.....	12
Figura 3.5: desenho da prateleira de suporte PI. Versão final apresenta um recorte no canto esquerdo à ré, onde fica situada a estrutura de suporte do SM.....	12
Esquema 3.1: vista superior das prateleiras e respectivas posições das sondas (marcado a azul).....	12
Figura 3.6: perfil térmico ao longo do tempo (minutos) – 28Nov2017 – carga completa líquida. Protótipo utilizado em 2016/17. Não otimizado. Ventilação invertida.....	15
Figura 3.7: perfil térmico ao longo do tempo (minutos) – 29Nov2017 – recarga parcial. Metade da quantidade de produto granizado foi substituído por produto líquido. Protótipo utilizado em 2016/17. Não otimizado	16
Figura 3.8: perfil térmico ao longo do tempo (minutos) – carga total (C) vs. meia carga substituída (0,5CS).....	18
Figura 3.9.1: perfil térmico no interior da garrafa de produto (dados adquiridos no laboratório da Olitrem).....	19
Figura 3.9.2: perfil térmico do ar em torno das garrafas (dados adquiridos no laboratório da Olitrem).....	19
Figura 3.10: perfil térmico após alteração de SM para PG50 – 13Março2018.....	21
Figura 3.11.1: perfil térmico com alteração de parâmetros de programação e novas prateleiras – 03Abril2018.....	22
Figura 3.11.2: perfil térmico com maior tempo de espera em P2 para garantir nucleação em todas as posições – 06Abril2018.....	23
Figura 3.12: perfil térmico com adição de uma conduta na saída de ar frio, direcionada para a PI – 11Abril2018.....	24
Figura 3.13: perfil térmico com alteração da chapa interior – 19Abril2018 – adição de furos ao lado da conduta com a intenção de desviar algum do fluxo de ar para os cantos.....	25
Figura 3.14: perfil térmico com nova chapa interior, com adição de furos direcionados para a conduta – 11Maio2018.....	26

Figura 3.15: perfil térmico ao longo do tempo (minutos) – 15Maio2018 – carga total com produto acabado. SONDA_4 foi colocada no interior do armário na PM do lado direito. Armário já com furos extra para facilitar a circulação do ar e com uma conduta que direciona ar frio para a PI.....	27
Figura 3.16.1: perfil térmico do equipamento #64 em que a sonda do ar está localizada no meio da PS.....	28
Figura 3.16.2: perfil térmico do equipamento #65 em que a sonda do ar está localizada na PM, junto da saída de ar frio.....	29

Lista de abreviaturas

PS – Prateleira Superior

PM – Prateleira do Meio

PI – Prateleira Inferior

SM – Simulador de Massa

PG100 – Propileno Glicol ($\approx 100\%$)

PG50 – Propileno Glicol ($\approx 50\%$)

P1, P2, P# – Parâmetros de programação do equipamento

PET – Polietileno tereftalato

CFC – Clorofluorocarboneto

HFC – Hidrofluorocarboneto

COP – *Coefficient of Performance*

FIFO – *First In, First Out*

Enquadramento e Contextualização

A SUMOL+COMPAL é a empresa portuguesa líder de bebidas não alcoólicas em Portugal e cuja missão é ser uma empresa de referência internacional em bebidas de frutos e de vegetais, atuando de forma sustentável e seduzindo os consumidores pela excelência do sabor e pela ciência e arte com que constroem marcas únicas. A sua sede está localizada em Carnaxide, onde o estágio proposto teve lugar.

O tema da presente Tese de Mestrado em Química Tecnológica foi explorado e desenvolvido dentro da Direção de Investigação Aplicada da SUMOL+COMPAL, sob a supervisão local da Dr^a Maria João Alegria (gestora de investigação aplicada) e pelos professores Doutor Carlos Nieto de Castro (Professor Catedrático da FCUL) e Doutora Maria José Lourenço (Professora Auxiliar da FCUL).

O interesse associado à exploração do tema proposto foi o de conhecer melhor as transferências de calor entre os granizados Sumol e o equipamento frigorífico colocado nos clientes de forma a serem obtidos granizados otimizados, e em simultâneo gerar ideias que permitissem um melhor desempenho do par produto/equipamento. O projeto já avançara para um teste de mercado no Verão de 2017, tendo sido obtidas respostas e sugestões por parte dos clientes, sendo que teriam gostado da novidade do produto por um lado, mas por outro o produto apresentava algumas características indutoras de algum receio em o sugerir (dificuldade de escoamento e diferenças entre granizados obtidos em diferentes posições do equipamento). Como resposta procurou-se melhorar em simultâneo o par produto/equipamento: a formulação do produto conferindo-lhe maior estabilidade (projeto paralelo ao presentemente discutido) e o estudo do equipamento frigorífico com vista a torná-lo mais eficiente.

1. Introdução

1.1. História e Desenvolvimento da Refrigeração

A invenção da refrigeração veio revolucionar o mundo pois permitiu a preservação de produtos como fruta, laticínios e carne que normalmente se estragavam com o calor exterior. Um exemplo surge-nos através de uma coleção de canções chinesas em anos anteriores a 1000 A.C. conhecidas como Shijing,^[1] onde se descrevem cerimónias religiosas de enchimento e esvaziamento de caves de gelo (pouco é conhecido acerca da construção destas caves e da finalidade do gelo). Outras civilizações antigas como os Gregos e Romanos utilizavam o gelo maioritariamente como forma de refrescar bebidas. Os egípcios arrefeciam água, colocando água a ferver em recipientes rasos, de barro, deixando os recipientes nos telhados das casas à noite (escravos humedeceriam a superfície do recipiente e a evaporação arrefeceria a água). Os Persas guardavam gelo em buracos chamados de *Yakhchal* e utilizavam o gelo para preservar produtos alimentares. No interior Australiano, antes de haver eletricidade de forma mais fiável, onde o clima muitas vezes é quente e seco, muitos agricultores utilizavam um “cofre de *Coolgardie*” que consiste num espaço com cortinas de hesse encharcadas em água penduradas no teto. A água ao evaporar arrefece as cortinas e consequentemente o ar circulante.
[2:3]

Em 1755, o professor escocês *William Cullen* (1710-1790) projetou uma pequena máquina de refrigeração, onde utilizou uma bomba para criar um vácuo parcial num recipiente de éter dietílico, que entrando em ebulição, absorvia calor do ar circundante.^[4] Esta experiência até gerou uma pequena quantidade de gelo, da humidade do ar, mas não tinha aplicação prática na altura. Passados uns anos, em 1758, *Benjamin Franklin* (1706-1790) e *John Hadley* (1731-1764), professor de química, colaboraram num projeto de investigação acerca da utilização da evaporação para rapidamente arrefecer um objeto na Universidade de Cambridge, Inglaterra. Confirmaram que a evaporação de líquidos altamente voláteis poderia ser utilizada para arrefecer objetos a temperaturas inferiores ao ponto de fusão da água, utilizando como objeto a arrefecer a ponta de um termómetro de mercúrio. Os colaboradores levaram o termómetro a -14°C com a temperatura ambiente de 18°C e notaram que após passar o ponto de fusão da água se formou na ponta do termómetro um filme de gelo.^[5]

Em 1820, *Michael Faraday* (1791-1867) liquefez amoníaco e outros gases utilizando baixas temperaturas e elevadas pressões e em 1834, *Jacob Perkins* (1766-1849) construiu o primeiro sistema de refrigeração por compressão de vapor funcional, mas que não teve sucesso a nível comercial.^[6] Uma tentativa semelhante foi realizada por *John Gorrie*^[7] (1803-1855) em 1842 também esta um fracasso comercial.

No princípio do século XVIII, consumidores americanos usavam gelo para preservar alimentos em geleiras. *Thomas Moore* (1779-1852) patenteou em 1803 um recipiente para manteiga revestido com metal que se veio a tornar no protótipo para a maioria das geleiras. Estas geleiras foram utilizadas até 1910 sem apresentarem qualquer progresso tecnológico, pelo que os utilizadores em 1910 sofriam do mesmo desafio que havia em 1800: uma geleira com bolor e mau odor.^[8]

A colheita de gelo era feita com recurso a machados e serrotes, método duro e perigoso, inviável para prática em escala comercial.^[9] Apesar das dificuldades da recolha de gelo, *Frederic Tudor* (1783-1864) pensou que poderia gerar lucro nesta nova mercadoria (gelo) e eventualmente conseguiu. A construção de “casas do gelo” e barcos com melhor isolamento vieram diminuir o desperdício de gelo

de 66% para 8%. À medida que a recolha de gelo se tornou mais rápida e barata, um dos fornecedores de *Tudor, Nathaniel Wyeth* (1802-1856), inventou um cortador de gelo puxado por cavalos em 1825. Esta invenção e o sucesso de *Tudor* vieram inspirar outros e este nicho de mercado cresceu. O consumo de gelo passou de 12.000 toneladas em 1843 para 100.000 toneladas em 1856. A recolha de gelo criou a cultura do arrefecimento que veio facilitar a recetividade por parte do povo americano da tecnologia de refrigeração que em breve tomou o país.^[10;11]

O primeiro sistema de refrigeração por compressão de vapor prático foi construído por *James Harrison* (1816-1893) em 1851 nas margens do rio Barwon, Geelong, Victoria, a sua primeira máquina comercial de fazer gelo lançada em 1854 e, em 1861, alguns dos seus sistemas estavam em operação em cervejarias e casas de embalagem de carnes.

O primeiro sistema de refrigeração por absorção de gás utilizando amoníaco gasoso dissolvido em água (*aqua ammonia*) foi desenvolvido pelo francês *Ferdinand Carré* (1824-1900) em 1859 e patenteada em 1960. *Carl von Linde* (1842-1934) começou a sua investigação em refrigeração na década de 1860 e de 1870 em resposta à procura por parte de cervejeiras de tecnologia que permitisse a produção em grande escala durante todo o ano de *lager* (tipo de cerveja produzida a temperaturas baixas); *Linde* patenteou e melhorou o método de liquefazer gases em 1876.^[12] O seu novo processo tornou possível a produção de *lager* utilizando gases tais como amoníaco, dióxido de enxofre e clorometano como refrigerantes e estes foram muito utilizados até meados da década de 1920.

A *General Electric (GE)* foi uma das primeiras empresas a ultrapassar o problema das geleiras com o lançamento uma unidade de refrigeração doméstica alimentada a gás em 1911, que eliminou a necessidade de um compressor elétrico e assim diminuir a dimensão do frigorífico. Em 1927, a *GE* lançou o *Monitor Top*, o primeiro frigorífico elétrico^[13] uma vez que empresas de eletricidade, clientes da *GE* não dispunham de um aparelho a gás.

Em 1920, uma equipa de investigação foi criada por *Charles Franklin Kettering* (1876-1958), chefe de investigação da *General Motors*, liderada por *Thomas Midgley Jr.* (1889-1944) para encontrar substitutos para os refrigerantes perigosos em uso, como o amoníaco.^[14] Em 1928 melhoraram a síntese de clorofluorocarbonetos (CFC) e demonstraram a sua utilidade como substitutos dos refrigerantes em uso devido à sua estabilidade e não toxicidade. *Kettering* patenteou um aparelho para a utilização deste gás e a tecnologia foi passada para a *Frigidaire*, subsidiária integral da *General Motors*,^[15] que em 1930 produziu *Freon* (R-12) que veio diminuir o preço de um frigorífico de 275\$ para 154\$, uma vez que permitiu desenvolver frigoríficos mais pequenos, leves e seguros, tendo-se verificado que a presença em casas de consumidores excedeu os 50%.^[16]

No entanto, na década de 1970 foi descoberto que os CFCs reagem com o ozono atmosférico, contribuindo para o buraco da camada de ozono, tendo o seu uso como refrigerantes foi condicionado no mundo inteiro com o Protocolo de Montreal de 1987, seguindo-se a sua substituição por outros que não destroem a camada de ozono.

1.2. Refrigeração – Fundamentos Teóricos

O objetivo de qualquer equipamento de refrigeração é retirar energia calorífica de um ou mais corpos com recurso a um fluido a uma temperatura inferior à desses corpos, sendo que o calor retirado do interior do equipamento é rejeitado para o exterior, a uma temperatura superior. A capacidade de refrigeração de um equipamento frigorífico está relacionada com a rapidez com que consegue diminuir

a sua temperatura interna e, por acréscimo, diminuir a temperatura dos corpos que se colocam no seu interior. Como exemplo, o equipamento frigorífico utilizado nos primeiros testes deste trabalho, ao iniciar o ciclo de arrefecimento à temperatura de 20°C, demora aproximadamente 110 minutos a atingir a temperatura de -25°C, ou seja um taxa de arrefecimento de 0,4°C/min. No caso de estar carregado com produto a temperatura de 20°C, o equipamento leva 672 minutos a atingir a temperatura de -16°C, resultando numa taxa de arrefecimento de 0,04°C/min.

1.2.1. Ciclo de refrigeração de Carnot

Em 1824 o ciclo de Carnot foi proposto pelo físico francês, *Sadi Carnot* (1796-1832). Este ciclo termodinâmico providencia um limite superior à eficiência que qualquer motor termodinâmico clássico pode atingir durante a conversão de calor em trabalho e, a eficiência de um sistema de refrigeração que cria uma diferença de temperatura pela aplicação de trabalho ao sistema. Um sistema que utilize o ciclo de Carnot é conhecido como o motor perfeito. No entanto, não passa de uma construção teórica e não pode ser construído na prática^[17] pelo que é utilizado para comparação com sistemas reais e permite calcular as temperaturas que devem ser mantidas de forma a maximizar a eficiência do sistema real.^[18] Todos os processos no ciclo de *Carnot* são termodinamicamente reversíveis, considerando portanto que os processos de compressão e expansão são ambos isentrópicos. A eficiência deste ciclo é naturalmente superior à de qualquer sistema real, pois nenhuma das etapas do processo é adiabática ou isentrópica, resultando na constante perda de energia por se tratar de um sistema não isolado. O ciclo de *Carnot* consiste no inverso do motor térmico de *Carnot* uma vez que calor absorvido a baixa temperatura é rejeitado para o exterior a temperatura mais elevada.

O ciclo de refrigeração de *Carnot* consiste de 4 etapas principais:



Figura 1.1: esquema do ciclo inverso de Carnot (refrigeração)

- 1 – 2: compressão adiabática
- 2 – 3: rejeição isotérmica de calor
- 3 – 4: expansão adiabática
- 4 – 1: absorção isotérmica de calor

Durante a operação, os dois passos isotérmicos consistem na absorção de calor na parte fria do sistema ($|Q_C|$) à temperatura de operação do evaporador (T_C) e na rejeição de calor na parte quente do sistema ($|Q_H|$) à temperatura de operação do condensador ($T_H > T_C$) e o ciclo requer o fornecimento de trabalho ao sistema por parte do compressor (W_s). A medida da eficiência que serve como referência para comparar com sistemas reais designa-se por coeficiente de desempenho, COP , e pode ser calculado da seguinte forma:

$$|W_s| = |Q_H| - |Q_C|, W_s > 0 \quad 1.1$$

$$W_s + Q_H + Q_C = 0 \quad 1.2$$

$$\frac{|Q_H|}{|Q_C|} = \frac{T_H}{T_C}, Q_H < 0 \text{ e } Q_C > 0 \quad 1.3$$

$$\frac{|W_s|}{|Q_C|} = \frac{T_H - T_C}{T_C} \quad 1.4$$

$$COP = \frac{|Q_C|}{|W_s|} = \frac{T_C}{T_H - T_C} \quad 1.5$$

Um COP elevado é desejável por ser um indicador de que uma pequena quantidade de trabalho resulta numa maior refrigeração. O COP do ciclo de *Carnot* é uma função dos limites de temperatura e varia de zero a infinito. Um valor baixo de T_H fará o COP mais elevado e um valor elevado de T_C aumenta o numerador e diminui o denominador, o que aumenta o COP . A forma de maximizar o COP será trabalhar com T_H baixa e T_C elevada, sendo que o valor do COP é mais fortemente afetado pelo T_C . No entanto, há limitações quanto às temperaturas permitidas: se a temperatura dentro do equipamento tiver que ser mantida a -20°C , a T_C do refrigerante deve ser inferior -20°C de forma a transferir energia do interior para o refrigerante e se a rejeição de calor tiver que ser feita a 30°C , a T_H do refrigerante deve ser mantida acima de 30°C . Assim, deve ser mantida uma pequena diferença de temperatura de temperatura de forma a manter o COP o mais elevado possível.^[19]

Para que a diferença de temperatura a que decorre a transferência de calor do evaporador e do condensador com o respetivo meio de troca seja igual a zero, ou o coeficiente de transferência de calor, U ($\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$), ou a área de transferência de calor, A (m^2), teria que ser infinito, o que por sua vez implicaria um custo infinito na produção do equipamento, sendo que o equipamento selecionado nunca permite reduzir a diferença de temperatura a zero.^[19]

1.2.2. Ciclo de compressão de vapor

O ciclo de compressão de vapor mais utilizado, à semelhança do ciclo de refrigeração de *Carnot*, passa por quatro etapas principais:

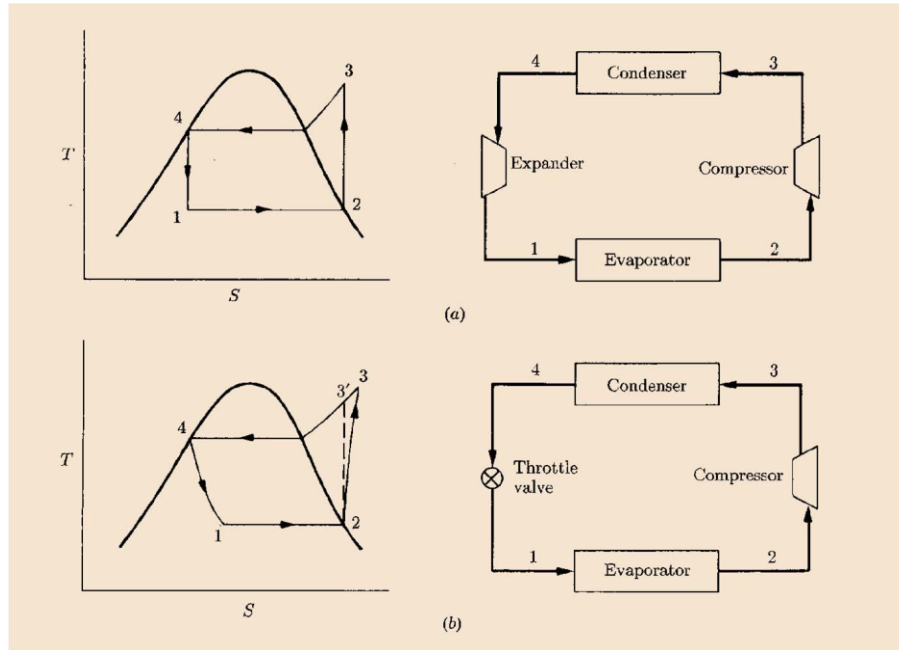


Figura 1.2: diagramas T/S relativos a ciclo de compressão de vapor^[20]

(a) ciclo de compressão de vapor reversível

(b) ciclo de compressão de vapor irreversível

1 – 2: evaporação do líquido a pressão constante produzindo vapor saturado com absorção térmica de calor à temperatura T_C

2 – 3: compressão isentrópica com produção de vapor sobreaquecido

3 – 4: arrefecimento do vapor sobreaquecido até à temperatura de saturação com rejeição de calor à temperatura T_H

4 – 1: expansão adiabática num expansor à temperatura T_C ^[18]

1.3. Transferência de calor – Convecção e Condução

A transferência de calor consiste na permuta de energia na forma de calor entre, pelo menos, dois corpos em contacto e com temperaturas diferentes, sendo que passado algum tempo as suas temperaturas se igualam (se ambos os corpos forem sólidos a permuta de energia dá-se por condução entre os dois e por convecção com o fluído que os circunda e que apresenta movimento, por exemplo ar ou água).

A equação que permite o cálculo de transferência de calor por meio da convecção, q , foi proposta por Newton em 1701, por observação de fenómenos físicos:

$$q = h_c A (T_s - T_f) \quad 1.6$$

Em que h_c é o coeficiente de convecção (W/m².K), A é a área superficial (m²), T_s a temperatura da superfície e T_f a temperatura do fluido circulante. [21] A equação é mais utilizada como forma de avaliar o coeficiente de convecção. O valor aproximado do coeficiente de transferência de calor por convecção forçada pode ser calculado com recurso à seguinte equação, em que v representa a velocidade do fluido:

$$h_c = 13.5v^{0.6} \quad 1.7$$

Após arrefecimento da superfície, segue-se o arrefecimento do corpo por via da condução térmica (q , W) que depende da condutividade térmica do material (k , W/m.K), do comprimento (L , m), da área (A , m²) e da diferença de temperatura (ΔT , K) e é representada pela equação seguinte:

$$q = -kA \frac{\Delta T}{L} \quad 1.8$$

A utilização de certos parâmetros permite a correlação de várias propriedades do fluido que se traduzem nas seguintes definições dos números adimensionais de *Reynolds* (regime de escoamento – laminar ou turbulento), *Prandtl* (relaciona difusão de quantidade de movimento e difusão de quantidade de calor dentro do próprio fluido) e *Nusselt* (razão entre a transferência de calor de um fluido por convecção e condução) que caracterizam a convecção:

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu} \quad 1.9$$

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad 1.10$$

$$Nu = \frac{h_c D}{k} \quad 1.11$$

No caso concreto na presente dissertação, os valores relativos a cada propriedade do ar acima identificadas, encontram-se abaixo na Tabela 1.1:

Tabela 1.1: valores das propriedades físicas do ar à temperatura de -16°C e valores dos números adimensionais que caracterizam a convecção do equipamento em estudo

Propriedades	Unidades	Valor	Números Adimensionais	Valor
ρ	kg/m ³	1,3740	Reynolds	371374
d	m	0,60000		
v	m/s	7,4000		
D	m ² /s	1,6521x10 ⁻⁵	Prandtl	0,723611
μ	kg/m.s	1,6427x10 ⁻⁵		
c_p	J/kg.K	1005,4		
k	W/m.K	0,022824	Nusselt	0,0324726
h_c	W/m ² .K	44,861		

Constata-se que o regime de escoamento do ar neste equipamento é extremamente turbulento, o que favorece a transferência de calor por via de convecção.

Expressões foram desenvolvidas para relacionar estes três valores adimensionais, sendo que os parâmetros C , m e n são determinados experimentalmente:

$$Nu = C(Re^n)(Pr^m) \quad 1.12$$

Se se considerar a convecção fora de tubos, em que o fluido atravessa, perpendicularmente, um feixe de tubos que se encontram em linha (caso estudo), a área de fluxo varia continuamente, para além de que o grau de turbulência é consideravelmente menor do que na presença de um alinhamento alternado. A transferência de calor para estes casos, de acordo com resultados de alguns investigadores pode ser expressa pela equação seguinte, sendo que C_h depende da disposição geométrica dos tubos: [22]

$$Nu = 0.33C_h Re_{max}^{0.6} Pr^{0.3} \quad 1.13$$

1.4. Componentes Principais de um Frigorífico

O sistema de compressão de vapor, conforme expresso em 1.2.2, é constituído por quatro componentes principais: o compressor, o condensador, o aparelho de expansão e o evaporador. Cada um destes componentes é influenciado por condições que são impostas pelos outros três membros do quarteto: uma alteração na temperatura da água do condensador pode alterar a velocidade a que o compressor bombeia refrigerante que por sua vez pode criar a necessidade de ajustar a válvula de expansão e a pressão do refrigerante no evaporador. [23]

1.4.1. Compressor

Os quatro tipos de compressores mais comuns na refrigeração são os recíprocos, de parafuso, centrífugos e de palheta. O compressor recíproco consiste de um pistão em movimento dentro de um cilindro com válvulas de sucção e descarga dispostas de forma a permitir a ação de bombeamento. Os compressores de parafuso e de palheta utilizam elementos giratórios e são máquinas de deslocamento positivo (capturam um certo volume de ar numa câmara e em seguida reduzem o volume da câmara para comprimir o ar) e o compressor centrífugo atua com base em força centrífuga. [23]

Na indústria da refrigeração, o principal compressor é o recíproco que podem ser de cilindro único ou ter múltiplos cilindros. No caso de ter múltiplos cilindros podem estar dispostos em V, W, radial ou em linha. O primeiro compressor centrífugo comercial foi promovido por *Willis Carter* (1876-1950) em 1920 e, desde então, tornou-se no principal compressor em grandes instalações. [23]

1.4.2. Condensador e Evaporador

Uma vez que ambos estes componentes são permutadores de calor, possuem características em comum, sendo os mais frequentes de se encontrar os de casco-e-tubo e os de alheta; a taxa de transferência de calor é dependente da área superficial de contacto pela qual é efetuada a permuta de calor e da diferença de temperatura entre o refrigerante e a superfície a aquecer/arrefecer.

O condensador é o elemento que rejeita calor para um fluido exterior ao sistema que pode ser água ou ar. No passado, condensadores que rejeitam calor para o ar eram apenas utilizados em pequenos sistemas de refrigeração (menos de 100 kW de capacidade de refrigeração). No entanto, atualmente são produzidos em proporções correspondentes com capacidades de refrigeração de centenas de kilowatts.

[23]

No caso de um evaporador, o refrigerante ferve no interior dos tubos arrefecendo o fluido em contacto com o exterior do sistema. Evaporadores de expansão direta utilizados em sistemas de ar condicionado são geralmente alimentados por uma válvula de expansão que regula o fluxo de líquido de forma a que o vapor de refrigerante abandone o evaporador sobreaquecido. Outro conceito utilizado em sistemas de refrigeração industriais de baixa temperatura é o de recirculação de líquido ou de sobrealimentação de líquido, em que é bombeado refrigerante a baixa pressão e temperatura sendo que algum líquido entra em ebulição e o restante sai pelo *outlet* onde é separado e recirculado e o vapor segue para o compressor, mantendo toda a superfície interior do evaporador ‘molhada’ e maximizando assim o coeficiente de transferência de calor. [23]

1.4.3. Instrumentos de expansão

O papel deste último dos quatro elementos principais de um sistema de refrigeração é reduzir a pressão do refrigerante líquido e regular o fluxo de refrigerante para o evaporador. Estes aparelhos podem ser tubos capilares, válvula de flutuador, válvula de pressão constante e válvulas de expansão.

Os capilares são tubos de 1 a 6 m de comprimento e diâmetro interno de 0,5 a 2 mm e cuja aplicação pode chegar a capacidade de refrigeração de cerca de 10 kW. Apesar de o nome conter o termo ‘capilar’, o diâmetro do orifício é demasiado grande para ocorrer qualquer ação capilar. O refrigerante líquido entra no capilar e a sua pressão diminui devido a fricção e aceleração do refrigerante, resultando na passagem de algum refrigerante a vapor em *flash*. Diversas combinações de comprimento e diâmetro estão disponíveis para abter a restrição desejada. No entanto, variações no sistema ficam condicionadas às restrições impostas pelo capilar, tais como pressão de descarga, pressão de sucção ou carga. Por outras palavras, o compressor e o expansor têm que operar em condições de sucção e descarga que permitam ao compressor bombear refrigerante à mesma velocidade que o capilar alimenta o evaporador, sendo que qualquer desequilíbrio tem que ser obrigatoriamente temporário e breve. [23]

Um desequilíbrio no sistema, tal como um aumento da pressão no evaporador ou a variação da velocidade a que o compressor bombeia refrigerante, pode resultar na sobrealimentação ou na subalimentação do evaporador. A subalimentação ocorre quando a pressão de sucção aumenta e o capilar não fornece refrigerante suficiente para arrefecer o evaporador adequadamente. Por outro lado, a sobrealimentação do evaporador, apesar de se encontrar na zona considerada de equilíbrio, não é satisfatória uma vez que o refrigerante que entra no capilar está na região de mistura do diagrama de pressão-entalpia, o que reduz o efeito de refrigeração em comparação com líquido saturado ou subarrefecido. [23]

1.4.4. Refrigerante

Os refrigerantes podem ser compostos orgânicos halogenados, inorgânicos, hidrocarbonetos azeótropos, etc. Os compostos orgânicos halogenados são os compostos que possuem na sua formulação pelo menos um dos três halogénios: fluor, cloro ou bromo. Os inorgânicos, muito utilizados nos primórdios do desenvolvimento da refrigeração, são amoníaco, água, ar, dióxido de carbono e dióxido de enxofre. Os azeótropos, mistura de substâncias que não podem ser separadas por destilação, que evaporam e condensam como uma única substância cujas propriedades são diferentes das propriedades dos componentes puros. Os hidrocarbonetos foram muito utilizados quando surgiram os primeiros

frigoríficos domésticos, mas passaram a desuso com o aparecimento dos CFCs e dos hidrofluorcarbonetos (HFCs).^[23] Atualmente, refrigerantes como gases naturais: propano, butano, isobutano; estão a ser utilizados novamente devido a avanços a nível de segurança e por competitividade de preço. No presente equipamento o refrigerante em uso é o R600a (isobutano).

2. Objetivos

A SUMOL+COMPAL foi a primeira empresa do mundo a lançar no mercado um granizado de bebida de sumo de fruta engarrafado e levemente gaseificado, revolucionando o mercado dos granizados.

Com uma formulação única e com o sabor inconfundível de Sumol, associada à aplicação de um jogo de temperaturas, através de um equipamento desenvolvido especificamente para concretizar a obtenção do granizado embalado, foi possível colocar no mercado esta inovação.

No entanto, foi identificada a necessidade de melhorar o desempenho do equipamento e a compreensão dos fenómenos de transferência de calor era fundamental para tal.

O objetivo deste trabalho foi estudar o comportamento e desempenho do par equipamento/produto com diferentes parâmetros na programação do ciclo de refrigeração de forma a perceber de que forma estas alterações impostas afetam a qualidade do produto ou o tempo até à sua obtenção, escolher a programação mais indicada e que gera melhores resultados e fazer propostas a nível da estrutura do equipamento como a adição/remoção de componentes e furos na chapa interna de forma a melhorar o seu desempenho no geral, como por exemplo a uniformização da temperatura em todo o volume do mesmo.

3. Resultados e Discussão

3.1. Instrumentos e Materiais

- *Temperature and humidity data logger* adquiridos na Olitrem (x6) – As sondas, serão chamadas SONDA_#, em que o símbolo # representa um número de 1 a 6, e que identifica cada uma delas. No interior do equipamento há espaço para 55 garrafas, sendo que um desses *slots* está ocupado pelo simulador de massa (SM).
- Sondas termopares tipo T (sondas utilizadas no laboratório da Olitrem; certificado em anexo)
- Equipamento de frio da Olitrem, ACE 150 PO GRANIZ/001
- Simulador de massa (polietileno glicol – PG100)
- Garrafas de granizados Sumol de diferentes etapas de desenvolvimento, escolhidas aleatoriamente ou de forma a observar variações no comportamento de diferentes formulações laboratoriais (x54):
 - Formulação laboratorial de limão
 - Formulação laboratorial de laranja
 - Formulação industrial de laranja – exibiu problemas durante teste de mercado
 - Formulação industrial de laranja mais robusta
 - Amostras com pequenas alterações de formulação para comparação e observação de desempenho (ex.: teor de CO₂, *brix*, polpa, agente nucleante, etc.)
- Cápsulas perfuradas e com um tubo de cobre selado para substituição das cápsulas de produto em ensaios com medição da temperatura no interior do produto

3.2. Equipamento frigorífico – descrição

O equipamento protótipo utilizado durante os testes consiste num equipamento de pequena dimensão ($W600 \times D600(+33) \times H835 \text{ mm}$), conforme se pode observar nas figuras abaixo apresentadas:

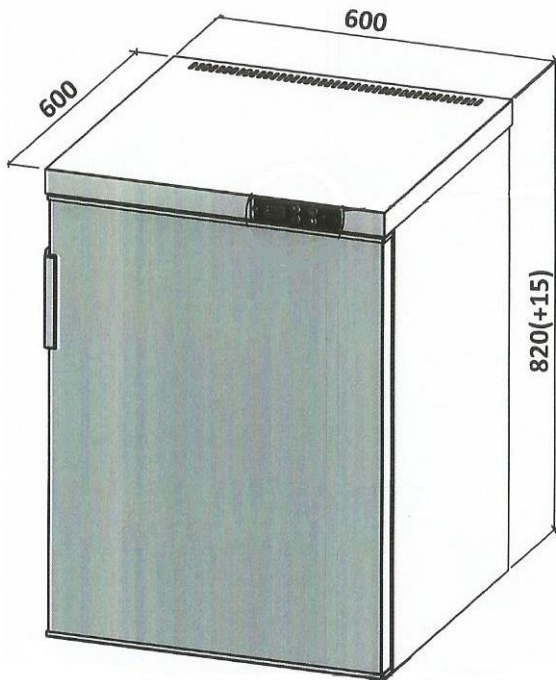


Figura 3.1: vista exterior do equipamento com porta fechada (dimensões em mm).

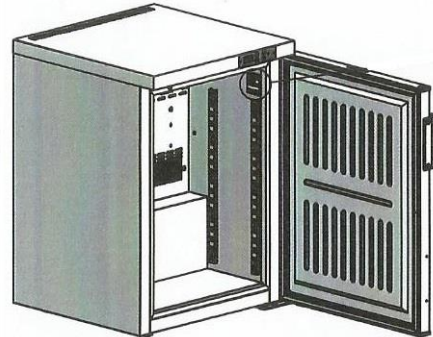


Figura 3.2: vista do equipamento com porta aberta. Visualização do degrau que surge à saída do ar frio

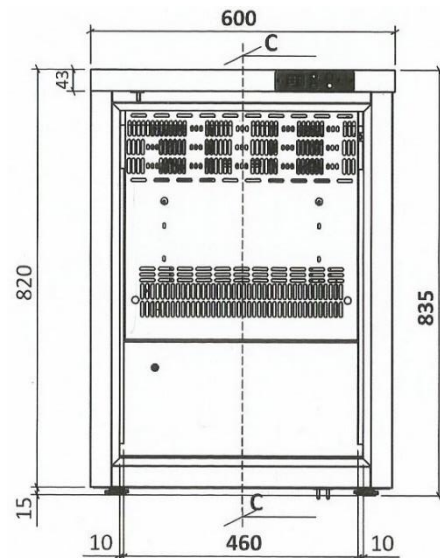


Figura 3.3: vista do interior do equipamento. Furos no fundo do equipamento não idênticos aos finais e conduta de ar direcionada para a PI não incorporada no projeto à data disponível – desenho não atual.

Nos equipamentos utilizados no teste de mercado em 2017 os ventiladores estavam a operar invertidos (o ar frio entrava no armário pelo topo do equipamento com saída pelo centro) para fazer com que o ar frio chegasse ao fundo do equipamento descendo junto à porta, dado que o formato interior cria uma barreira devido à presença de um degrau na traseira e apresentavam uma estrutura metálica para suporte das garrafas que se decidiu substituir por prateleiras, cujo desenho foi preparado no início dos trabalhos e que se apresenta de seguida.

Nas prateleiras foram considerados espaçadores entre filas de garrafas de forma a garantir livre passagem de ar. Palhetas coloridas como auxiliar FIFO. A versão final da prateleira inferior (PI) apresenta um recorte no canto esquerdo à ré, onde fica situada a estrutura de suporte do SM.

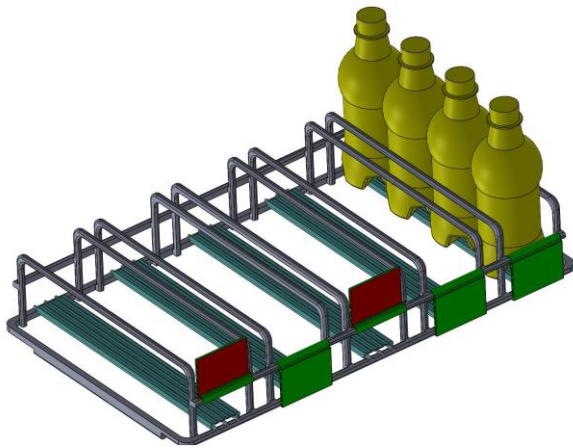


Figura 3.4: desenho das prateleira de suporte PS e PM.

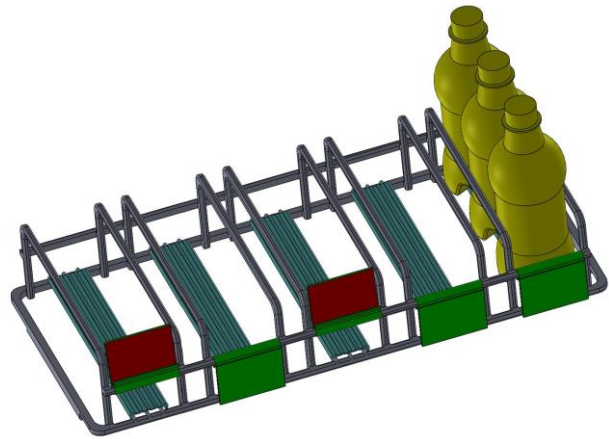


Figura 3.5: desenho da prateleira de suporte PI não final

Há 3 prateleiras: PS, PM e PI. Nas PS e PM há a capacidade de colocar 5 filas de 4 garrafas, cada uma perfazendo o total de 20 garrafas por prateleira. A PI tem capacidade para 5 filas de 3 garrafas, comportando até 15 garrafas, sendo que um dos espaços está ocupado pelo SM; na versão final da prateleira inferior (PI) apresenta um recorte no canto esquerdo à ré, onde fica situada a estrutura de suporte do SM.. Na horizontal, da esquerda para a direita, as filas são identificadas da esquerda para a direita por número de 1 a 5 e, em profundidade, da frente para trás, com letras de A a D (ex.: posição do SM – PIIC – canto inferior anterior esquerdo).

Um esquema representativo das distribuições nas prateleiras encontra-se abaixo.

PS	<i>Traseira</i>					
PM	1D	2D	3D	4D	5D	
	1C	2C	3C	4C	5C	
	1B	2B	3B	4B	5B	
	1A	2A	3A	4A	5A	
<i>Esquerda</i>	<i>Frente</i>					<i>Direita</i>
PI	<i>Traseira</i>					
	SM	2C	3C	4C	5C	
	1B	2B	3B	4B	5B	
	1A	2A	3A	4A	5A	
<i>Esquerda</i>	<i>Frente</i>					<i>Direita</i>

Esquema 3.1: vista superior das prateleiras e respectivas posições das sondas (marcado a azul)

3.3. Ensaios realizados

Os primeiros testes foram realizados com o protótipo correspondente aos equipamentos usados no teste de mercado de 2017, com o propósito de estabelecer o padrão base de comportamento.

Como tipos de testes a realizar, foram definidos 6 tipos de ensaios iniciais tendo como propósito a observação e acompanhamento do ciclo de refrigeração em diferentes situações passíveis de ocorrer em situação de local de vendas, desde o acto de ligar o equipamento pela primeira vez, a primeira carga, reposição de produto ao fim do dia em caso de venda completa ou parcial dos granizados, operação em locais em que o número de vendas seria muito baixo, de forma a conhecer a reação dos granizados a diferentes situações consideradas ideais e não ideais:

1. Equipamento vazio, ciclo de registo de 24 horas, temperatura interna no início – temperatura ambiente
2. Equipamento totalmente carregado, ciclo de registo de 24 horas, temperatura interna e do produto no início – temperatura ambiente
3. Equipamento totalmente carregado, prateleira superior (PS) carregada com produto líquido e prateleira do meio (PM) carregada com metade da sua capacidade em líquido, ciclo de registo de 24 horas, temperatura das garrafas repostas – ambiente, temperatura interna e das garrafas do ciclo anterior – temperatura serviço
4. Equipamento totalmente carregado, prateleira inferior (PI) carregada com produto líquido, ciclo de registo de 24 horas, temperatura das garrafas repostas – ambiente, temperatura interna e das garrafas do ciclo anterior – temperatura serviço
5. Equipamento totalmente carregado, 10.000 registos (minuto a minuto) – capacidade máxima das sondas/bateria das mesmas, temperatura interna – serviço, temperatura das garrafas – temperatura ambiente, ciclo a cada 24 horas
6. Equipamento totalmente carregado, 10.000 registos (minuto a minuto) – capacidade máxima das sondas/bateria das mesmas, temperatura interna – serviço, temperatura das garrafas – temperatura ambiente, ciclo a cada 48 horas ou 72 horas ou 96 horas

A distribuição das sondas pelo interior do equipamento é a seguinte:

- SONDA_1 – PS1A
- SONDA_2 – PS5D
- SONDA_3 – PM3B/C
- SONDA_4 – exterior – referência da T_{amb} e posteriormente no interior na PM5D
- SONDA_5 – PI1C ou PISM
- SONDA_6 – PI5C

Após a realização deste primeiro conjunto de testes, o PG100 foi diluído a, aproximadamente, PG50 com água Serra da Estrela e repetiram-se os testes 2, 3 e 4 (carga total, substituição de meia carga superior e substituição de meia carga inferior) com o objetivo de comparar o tempo de resposta dos diferentes líquidos e saber o efeito da alteração do SM na programação do equipamento, como por exemplo o tempo de residência a uma dada temperatura e a uniformidade da temperatura nos granizados nas diferentes posições, de modo a determinar se seria necessária a alteração de parâmetros e a determinação dos mais indicados.

É de notar que as sondas registam temperatura do ar no local da garrafa e não a temperatura da garrafa.

Alguns dos ensaios, foram realizados no laboratório de controlo da Olitrem com acesso a um maior número de sondas, dados e houve a possibilidade de acompanhar o perfil térmico quer do ar circulante quer interior do produto, permitindo uma fácil identificação de alguns valores importantes: temperatura de nucleação, rapidez com que a temperatura do produto diminui, duração do período de mudança de fase, tempo desde o início do ciclo até se atingir o serviço, ajustar a programação de modo a eliminar tempo desnecessário para a formação dos granizados sem prejudicar a estabilidade e qualidade dos mesmos.

3.4. Perfis térmicos observados

3.4.1. Protótipo de 2017

A programação com que iniciaram os trabalhos consistia de arrefecimento em duas etapas, uma primeira à temperatura P1 e a segunda à temperatura P2 com uma compensação de 2°C, ou seja, as temperaturas reais atingidas são inferiores às registadas em dois graus Celsius.

Numa primeira reconversão, o novo protótipo passou a ter três etapas de refrigeração sendo as duas primeiras iguais ao anterior e a terceira para diminuir o tempo de espera até atingir a temperatura de serviço. Os ventiladores voltaram a uma configuração normal, isto é, fazendo sair o ar frio pelo meio do equipamento. Com estas alterações o desempenho geral do equipamento melhorou, mas a sacrifício de convecção quer na PI quer na PS, com efeitos opostos.

Com a intenção de solucionar a dificuldade associada à convecção na PI, fizeram-se vários ciclos para verificar a resposta à nova programação quer por parte do equipamento, quer por parte dos granizados. Com esta configuração, a temperatura na PI nunca atingiu temperaturas suficientemente baixas resultando em um de dois resultados possíveis: granizados de boa qualidade na PI mas demasiado rijos no resto do equipamento; granizados de boa qualidade nas PS e PM com algumas posições aleatórias a não granizar e apenas alguns granizados bons na PI.

Mediante a variação da programação obtém-se perfis semelhantes, variando apenas a temperatura de *set point*. Na primeira abordagem tomada, verificou-se que as garrafas da PS granizaram todas e algumas ficaram demasiado rijas, na PM granizaram sem problema, sendo que algumas garrafas

aleatórias não granizaram e na PI poucas granizaram. O perfil térmico obtido num ciclo normal, com as condições de convecção fornecidas por ventilação invertida está representado na figura 2.6.

Identificam-se três zonas distintas a nível da temperatura do ar no interior do armário e convecção razoável na PI.

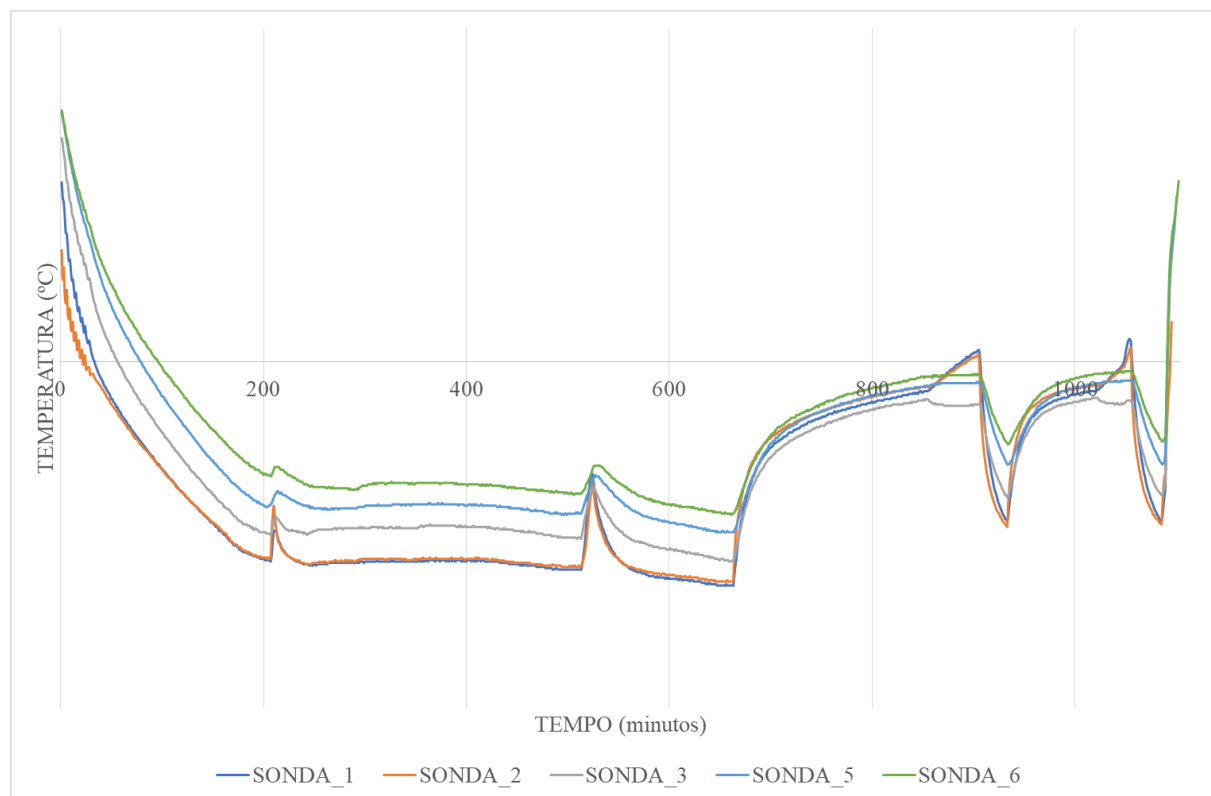


Figura 3.6: perfil térmico ao longo do tempo (minutos) – 28Nov2017 – carga completa líquida. Protótipo utilizado em 2016/17. Não otimizado

O primeiro pico observado na figura 3.6, 210 minutos após o início do arrefecimento de temperatura, corresponde à chegada do SM à temperatura do primeiro *set point* (P1) e o pico observado aos 520 minutos corresponde ao segundo *set point* (P2). A temperatura do ar que foi registada mantém-se aproximadamente constante durante um período longo até ao segundo arrefecimento uma vez que o produto dentro das várias garrafas está em mudança de fase e influencia o ar circundante ou seja, uma vez que toda a energia retirada às garrafas pelo ar frio é utilizada para ultrapassar a barreira de energia que separa as diferentes fases do granizado, a temperatura mantém-se constante, variando de forma mais visível findo o processo de nucleação dos granizados.

Uma vez que o ar no interior do equipamento entra em contacto direto com o evaporador, o primeiro atinge temperaturas muito inferiores à temperatura registada no SM. Vistas as propriedades de termodinâmicas do ar, do líquido anticongelante do SM (propileno glicol) e dos granizados serem diferentes entre si, é de esperar que a transferência de calor ocorra de forma diferente para os pares ar/SM e ar/granizado. Uma vez atingida a temperatura de *set point* no SM, a temperatura registada no ar é muito inferior e mantém-se assim durante grande parte do ciclo. Sabendo que os granizados após terem sido obtidos alteram as suas propriedades de transferência de calor por estarem em fase sólida, isto implica que atingem por sua vez temperaturas inferiores à alcançada pelo SM. Uma exposição prolongada a estas temperaturas tão negativas promove a agregação adicional de cristais, fazendo com que o produto continue a congelar, resultando num granizado rijo, seco e com cristais de grande dimensão, o que vai afetar quer a escoabilidade, pois será difícil servir o granizado para um copo, quer

a capacidade de ser sugado por uma palhinha, uma vez que os cristais são maiores e mais pesados, não proporcionando a experiência refrescante que se esperaria de ter uma mistura uniforme de líquido fresco e cristais de gelo na boca.

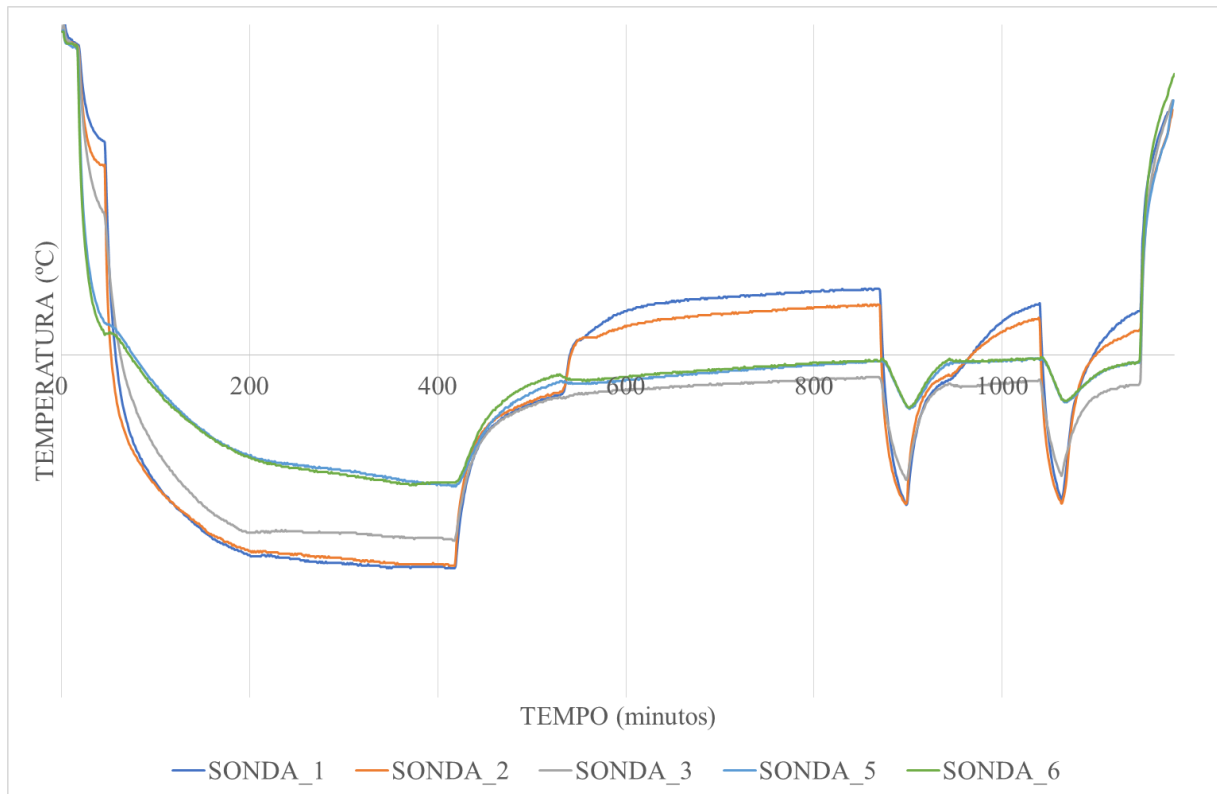


Figura 3.7: perfil térmico ao longo do tempo (minutos) – 29Nov2017 – recarga parcial. Metade da quantidade de produto granizado foi substituído por produto líquido. Protótipo utilizado em 2016/17. Não otimizado

No segundo caso, figura 3.7, uma vez que o SM parte de uma temperatura inferior relativamente às garrafas da carga parcial e a restante carga se encontra igualmente a uma temperatura inferior, o PI é rapidamente atingido e a temperatura do ar registada nas PS e PM (onde foi substituído o produto granizado por produto líquido) é pouco afetada durante o primeiro arrefecimento. Passado o tempo de espera no P1, o compressor liga novamente e observa-se a diferença entre as PS e PM e a PI, a nível da convecção. Apesar de a PI ter iniciado o ciclo com a temperatura mais baixa, devido à dificuldade de convecção que é devida à formação de uma barreira de ar à saída do evaporador, as prateleiras superiores arrefecem muito mais rapidamente e atingem temperaturas mais baixas. Após iniciar a subida de temperatura, aos 520 minutos nota-se que a temperatura na PS rapidamente passa a valores positivos. Isto deve-se à paragem dos ventiladores que estão programados de forma a desligarem caso a temperatura no evaporador seja registada como igual ou superior a -2°C (valor definido nos parâmetros da programação pelo utilizador), temperatura esta escolhida de forma a evitar a humedificação do interior do equipamento e formação de gelo na superfície das garrafas. O registo de valores positivos deve-se à convecção natural: o ar mais quente é menos denso que o ar frio e ascende no equipamento, ficando retido na PS. O efeito da exposição prolongada do produto granizado a estas temperaturas (superiores à temperatura de nucleação) leva a que haja descongelação parcial dos ‘cristais’ formados e ao recongelamento da água, modificando a matriz. Durante a nucleação, os diversos componentes do granizado são incorporados nos pequenos cristais que se formam, mas ao descongelarem a estrutura é comprometida e formam-se cristais de água (finos e compridos na forma de agulhas) uma vez que a temperatura continua a ser inferior à de fusão da água. Assim, o produto que se veja exposto a estas condições por um período prolongado, e em particular se voltar a ser submetido a novo ciclo de

arrefecimento, perde as características que o definem: não é sugável e dificilmente é servido devido a dificuldade em escoar do interior da garrafa.

A formação de gelo na superfície das garrafas e, em particular, se está presente durante a etapa de arrefecimento, é um outro problema. Tomando os valores das condutividades térmicas da água (0,555 W/m.K), gelo (2,22 W/m.K) e PET (0,15 a 0,24 W/m.K), a 0°C e 1 bar no caso da água e do gelo, como referência para perceber o impacto da presença de gelo na superfície das garrafas, é perceptível que a capacidade do gelo para conduzir calor do interior da garrafa para o ar circundante e vice-versa é muito superior à do PET que constitui a garrafa, resultando numa transferência de calor muito mais acelerada em todas as etapas do arrefecimento em que haja gelo no exterior das garrafas; ou seja, a película de gelo na superfície atua como um sifão de energia, resultando numa maior transferência de calor.

Podendo parecer útil, é de facto prejudicial à qualidade do granizado, uma vez que acelera a perda de energia na zona de fronteira. Assim sendo, em vez de se atingir uma temperatura mais uniforme em todo o volume de solução, a zona mais próxima do PET arrefece muito mais rapidamente que o centro, resultando na formação de cristais pouco uniformes; com isto e porque, adicionalmente, não acompanha da mesma forma a subida da temperatura para o *set point* de serviço, a estabilidade do produto é comprometida, ou seja fica rijo e seco. Tal é observável ao abrir uma garrafa de granizado que esteja coberta com uma película de gelo e tentar servir este granizado: a probabilidade de o produto gaseificado expandir demasiado é elevada e a escoabilidade é reduzida, requerendo mais esforço físico do que aquele que qualquer cliente estará disposto a ter. A frequência destes episódios deverá ser minimizada para evitar o descontentamento dos clientes com o produto durante testes de mercado. Assim, torna-se muito importante o fator ventilação e a temperatura para operação dos ventiladores. Se a temperatura prevista para o seu funcionamento for demasiado elevada, em vez de o evaporador atuar como um desumidificador (uma vez que a superfície do evaporador está a temperatura inferior à de fusão do gelo, a humidade do ar fica retida, tornando o ar circulante frio e seco), o gelo que se tenha formado à sua superfície vai humedecer o ar que passa e esta humidade irá acumular-se na próxima superfície mais fria que encontrar: as garrafas. Por observação, concluiu-se que a temperatura de -2°C é a mais indicada, sendo que -1°C não foi suficiente para evitar a formação de gelo. Temperaturas mais baixas como referência implicam que a convecção natural se torna predominante durante mais tempo, tornando o ciclo mais lento, o que pode resultar numa maior discrepância entre valores de temperatura no ar e nos granizados em diferentes pontos do equipamento, tais como a acumulação de ar menos frio na PS e mais tempo para os granizados nestas posições permutarem energia com este ar menos frio, podendo potenciar o seu descongelamento.

A subida de temperatura até ser atingida a temperatura de serviço decorre, maioritariamente, por efeito de convecção natural uma vez que os ventiladores estão programados para funcionarem enquanto a temperatura no evaporador for igual ou inferior a -2°C, temperatura escolhida de forma a minimizar a formação e acumulação de gelo na superfície das garrafas de produto. No caso de se ter formado uma camada de gelo nas garrafas, a permuta de calor é mais rápida também na subida de temperatura, sendo que o ar menos frio transfere energia para a camada de gelo que por sua vez conduz esta energia para o granizado, muito mais rapidamente do que na ausência de gelo.

Note-se que, se apenas se formar gelo sobre as garrafas quando o granizado já foi obtido e tal ocorrer na fase de serviço, não há impacto negativo nas suas características.

O efeito de um novo abatimento sobre produto já granizado com atingimento de temperaturas demasiado negativas, resulta na aglomeração de cristais, com consequências igualmente negativas. A nível de escoabilidade do produto o local da garrafa mais propício a criar aglomerados é no fundo (visto ser o ponto da garrafa onde se inicia o arrefecimento do seu conteúdo, devido à precipitação de cristais

mais pesados que se formem e ao congelamento continuado durante períodos de tempo extensos), onde se forma um ‘bloco’ que muito dificilmente sairá da garrafa, gerando desperdício. A formulação actual é mais robusta do que a utilizada na maioria dos testes que decorreram, podendo o produto ser submetido a condições um pouco menos favoráveis sem que as consequências sejam exageradas. No entanto, o ideal será evitar temperaturas demasiado negativas.

O tempo que o equipamento leva a realizar um ciclo de arrefecimentos com a programação indicada atrás, com carga líquida total e partindo de temperatura interior ambiente vai de 11 a 12 horas.

Quando a carga é parcial, ou seja parte já está granizada e outra ainda está em fase líquida e o SM inicia à temperatura de serviço P0, a carga térmica introduzida é menor e o tempo do ciclo, para a mesma programação, é de cerca de 8\9 horas, conforme apresentado no figura 3.8:

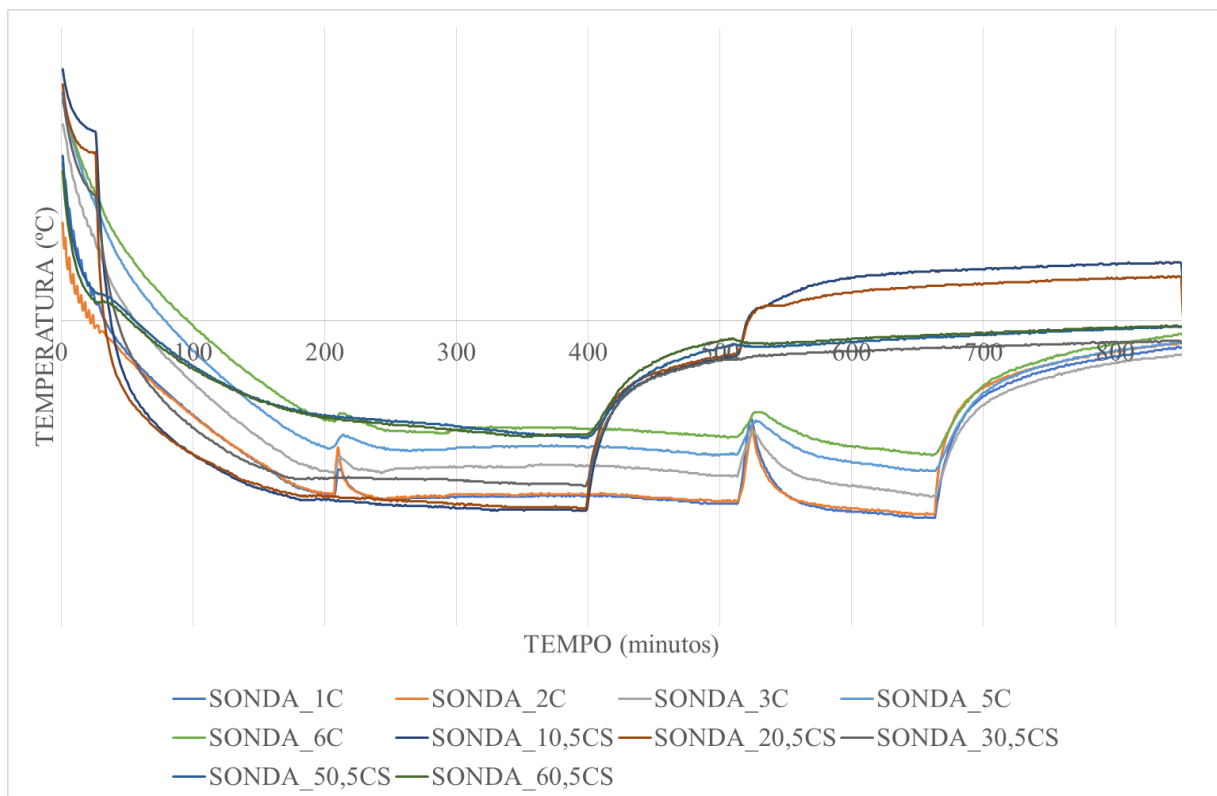


Figura 3.8: perfil térmico ao longo do tempo (minutos) – carga total (C) vs. meia carga substituída (0,5CS) –sobreposição das figuras 3.6 e 3.7

Um dos perfis térmicos para um equipamento quase igual ao actual obtidos na Olitrem está representado abaixo e apresenta a temperatura do produto (3.9.1) e do ar (3.9.2) em função do tempo em minutos. Este equipamento ainda não estava equipado com a conduta de ar e a chapa não estava perfurada com o padrão actual. As temperaturas de *set point* seleccionadas para este ciclo de arrefecimento terão sido um P1 menor e um P2 semelhante a testes anteriores com tempos de espera em cada temperatura de, respectivamente, 10 minutos e 120 minutos.

3.4.2. Ventiladores em posição normal e primeira alteração do padrão perfurado da chapa

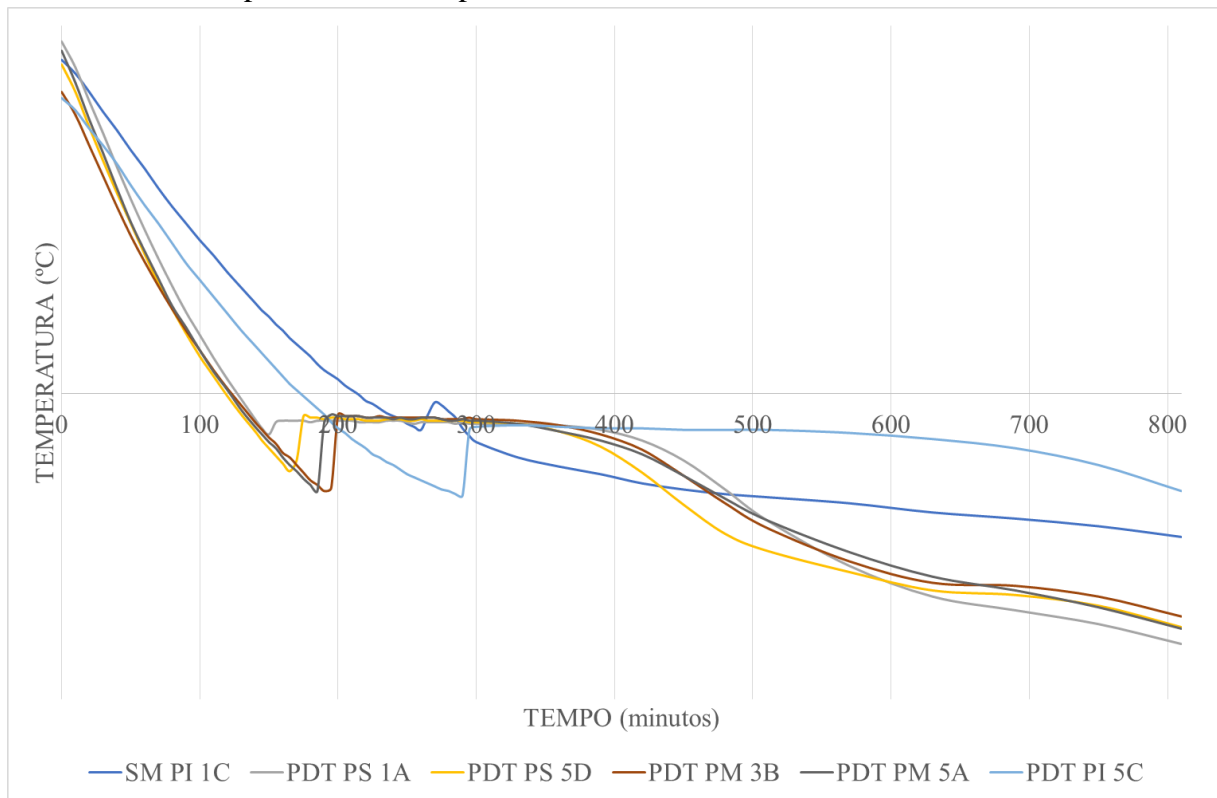


Figura 3.9.1: perfil térmico no interior da garrafa de produto (dados adquiridos no laboratório da Olitrem).

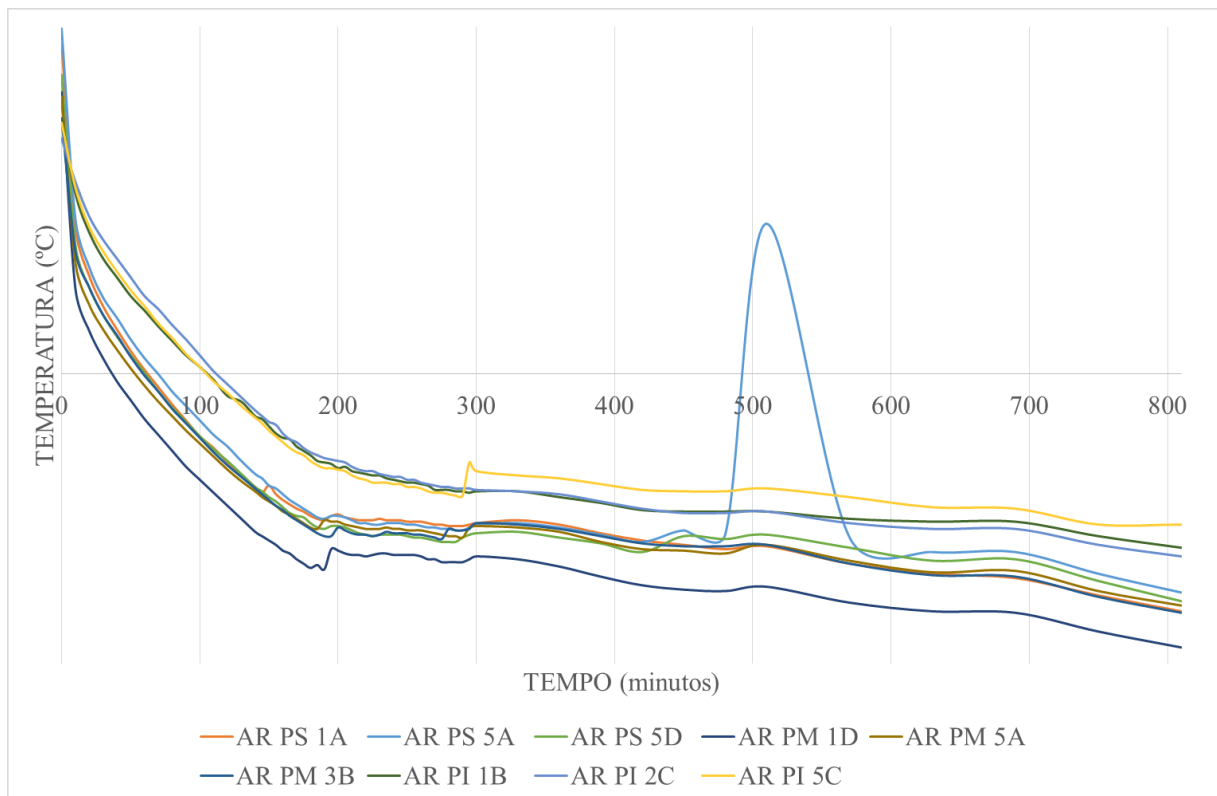


Figura 3.9.2: perfil térmico do ar em torno das garrafas (dados adquiridos no laboratório da Olitrem).

Por observação dos gráficos acima representados, o produto inicia o processo de nucleação muito antes de ser reconhecido pelo SM que a temperatura P2 foi atingida. Com a configuração do equipamento a esta altura, o espaçamento temporal entre o início da nucleação nas PS e PM e o início da nucleação na PI é de aproximadamente hora e meia, sendo que a nucleação nas primeiras decorre em três horas e na PI, entre seis a sete horas. Verificou-se que a temperatura a que se inicia o processo de nucleação é próxima da temperatura P2 e que o tempo que leva o processo de mudança de fase é de aproximadamente três horas. Neste exemplo em concreto, o produto localizado na PI levou mais tempo a atingir a temperatura de início de nucleação devido à dificuldade de circulação de ar frio nesta prateleira e, do mesmo modo o período de mudança de fase levou muito mais tempo do que nos restantes casos, resultando no endurecimento do produto já granizado. Enquanto várias posições começaram a granizar até aos 200 minutos após início do abatimento, a temperatura circundante nestes casos era de -10°C, enquanto que no caso da PI, no mesmo intervalo de tempo a temperatura apenas se aproximava da definida como P2, devido a dificuldades de convecção criadas pelo desenho do próprio equipamento. Neste período de tempo, a temperatura do ar mantém-se quase constante e abrange as três horas associadas à mudança de fase dos granizados.

O tempo observado para este ciclo é mais extenso do que as 10 horas devido aos parâmetros de programação escolhidos: tempo de espera em cada etapa, nomeadamente no segundo arrefecimento até à temperatura P2, na qual ficou três horas e só depois passou ao próximo passo da programação. Como tal, não é um perfil desejado no sentido em que leva demasiado tempo a atingir o serviço.

Na figura 3.9.1 observa-se o momento em que o produto inicia a mudança de fase. A temperatura à qual se inicia o processo é variável e a temperatura a que decorre a mudança de fase é próxima da temperatura definida como serviço. A temperatura em redor do SM torna-se portanto mais estável e é mais difícil atingir a temperatura definida como P2. A temperatura P2 só é alcançada findo o processo de granizar do produto sendo que até esse ponto, a temperatura do SM dificilmente atingirá o valor desejado.

3.4.3. Substituição do SM, de PG100 para PG50

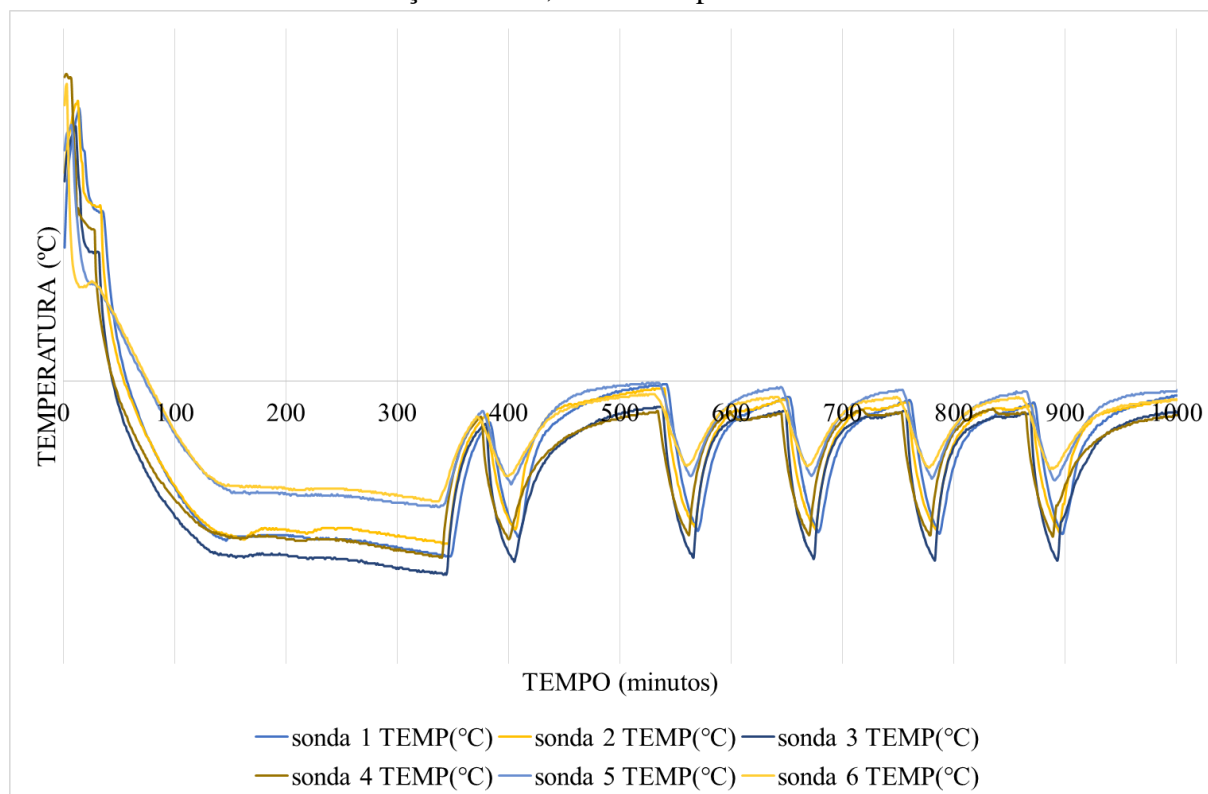


Figura 3.10: perfil térmico após alteração de SM para PG50 – 13Março2018 – as alterações efetuadas até esta data permitiram diminuir o tempo até se atingir a temperatura de serviço para aproximadamente 500 minutos. Os parâmetros de programação selecionados não seriam os finais, mas os mesmos utilizados até à data como forma de comparar o efeito do novo SM.

A comparação entre o termostato em uso nos testes da Olitrem, o PG100 numa garrafa de produto e o PG50 está apresentada em anexo 1, onde se observa que em vários momentos do ciclo, a temperatura registada no PG50 é inferior à registada quer no termostato, quer no PG100. Por exemplo, durante o arrefecimento, a temperatura final atingida no termostato foi atingida pelo PG50 com duas horas de antecedência, ou seja, a utilização da mistura 50/50 anticongelante/água leva a uma diminuição do tempo de ciclo, tornando-se num melhor candidato a SM do que anticongelante *per si*.

Com vista a determinar a importância do abatimento intermédio e validar se a hipótese de abater a temperatura interna do armário até ao set point definido como P2 sem passar por P1 e ter um tempo de permanência a esta temperatura de três horas foi realizado um teste nessas condições, cujo perfil se apresenta na figura 3.10. Durante o aumento de temperatura até o SM atingir a temperatura de serviço a temperatura no interior do equipamento atinge temperaturas positivas em todas as posições ao longo de um período considerável de tempo, não sendo por isso uma boa solução. Isto terá acontecido por uma grande diferença na temperatura do ar entre as prateleiras sendo que o ar frio ficou mais concentrado no centro do equipamento e não nas PS e PI.

3.4.4. Implementação das prateleiras concebidas no início do estágio

De forma a avaliar o efeito de maior tempo de espera em P2 para garantir nucleação em todas as posições foi realizado um teste com temperaturas (P1 igual à temperatura de serviço e P2 com a

menor temperatura testada) e tempos de forma a obter uma duração de ciclo até se atingir a temperatura de serviço de 400 minutos, cujo perfil se apresenta na figura 3.11.1.

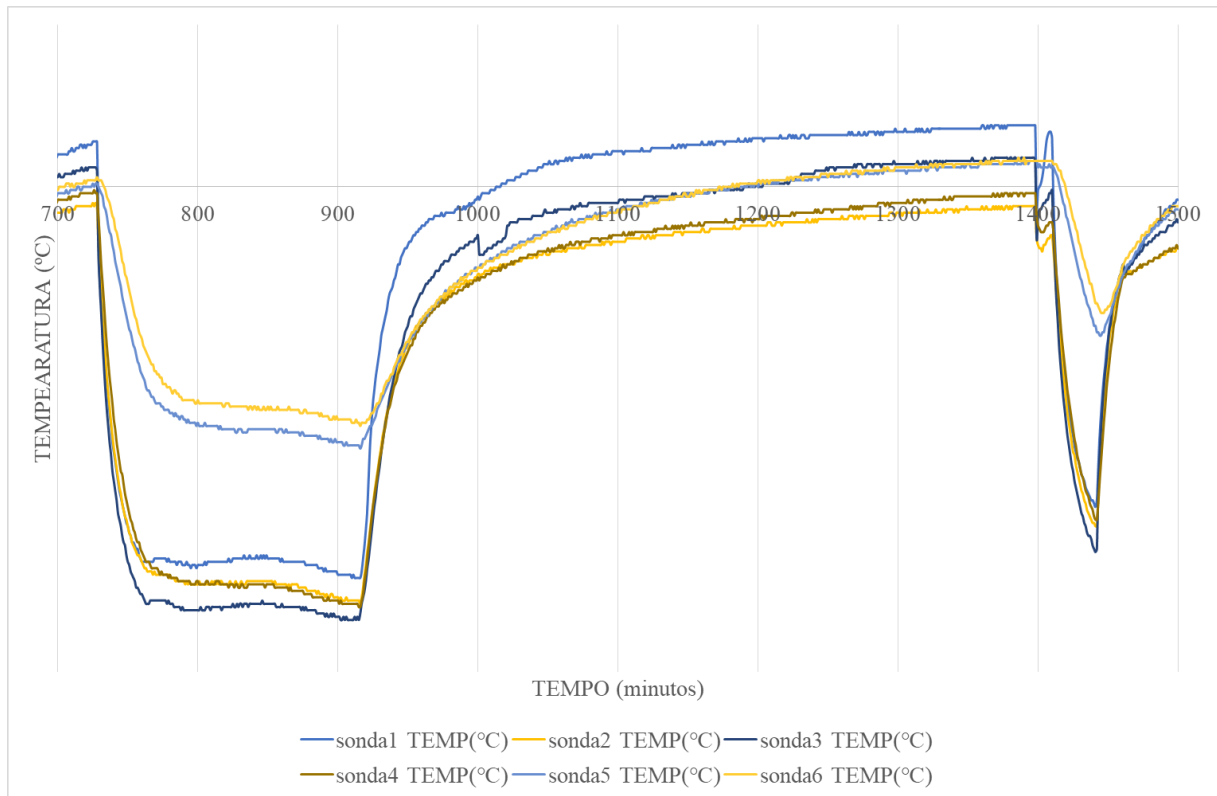


Figura 3.11.1: perfil térmico com alteração de parâmetros de programação e novas prateleiras – 03Abril2018

Neste caso as garrafas da PM granizaram todas mas apresentaram-se rijas, no entanto as restantes estavam apenas parcialmente granizadas, e outras totalmente líquidas, concluindo-se que não terá sido suficiente o ciclo ter apresentado este perfil. Com estes resultados em mente, realizou-se novo teste com P1 a -6°C e P2 a -8°C (figura 3.11.2).

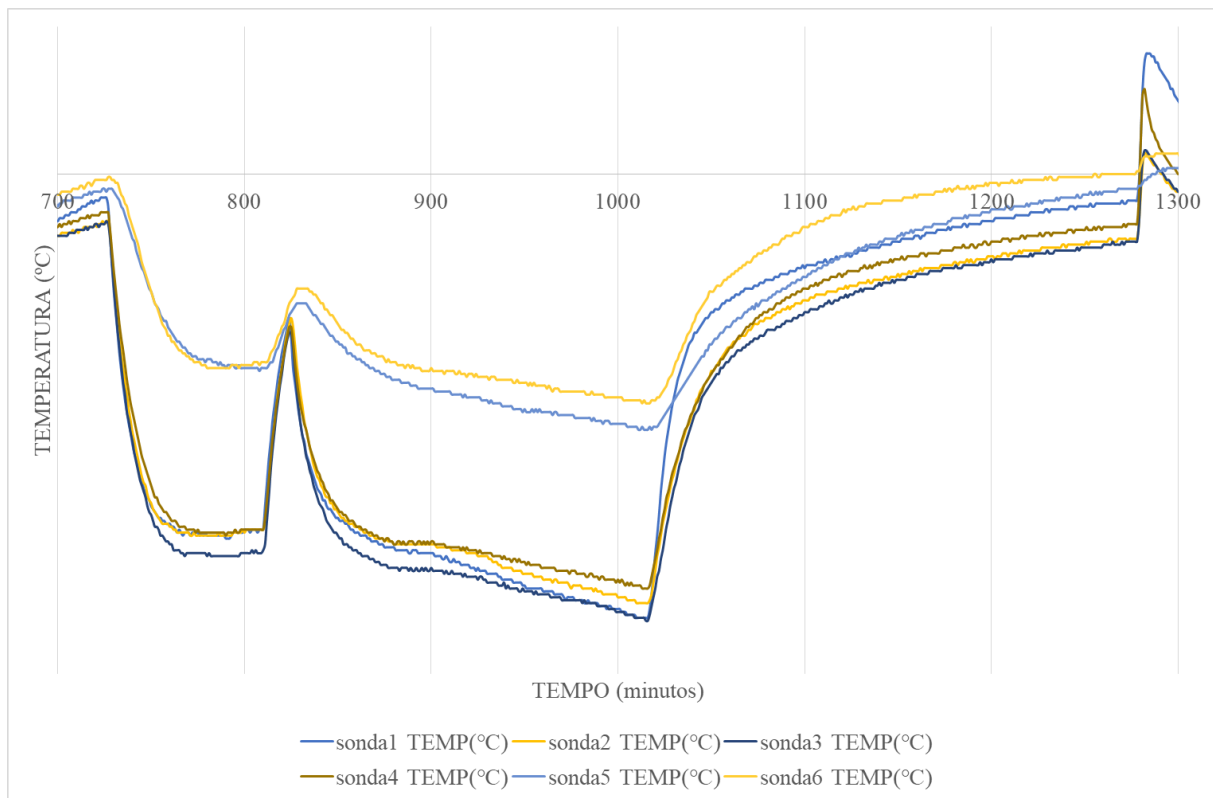


Figura 3.11.2: perfil térmico com maior tempo de espera em P2 para garantir nucleação em todas as posições – 06Abril2018

Com a realização deste conjunto de testes, confirmou-se não só a necessidade da existência do P1, mas também os efeitos da fraca convecção na PI. A diferença de temperatura entre a PI e as duas prateleiras superiores faz com que os granizados em posições da PS e da PM fiquem rijos e secos pela altura do fim do ciclo de arrefecimento, quando os granizados da PI estão prontos a servir. Surgiu então a ideia de desviar ar frio para a PI.

3.4.5. Instalação da conduta de ar

Foi então instalada uma conduta de ar que cobre metade dos furos de saída de ar frio, orientando metade do fluxo de ar para a prateleira inferior. Com isto a temperatura em baixo atingiu valores mais baixos, mas o centro do equipamento manteve-se demasiado frio. Como resolução pediu-se a adição de cinco furos extra sob a conduta de ar. Esta intervenção procurou retirar frio direto do centro e uniformizar a temperatura ao longo do equipamento.

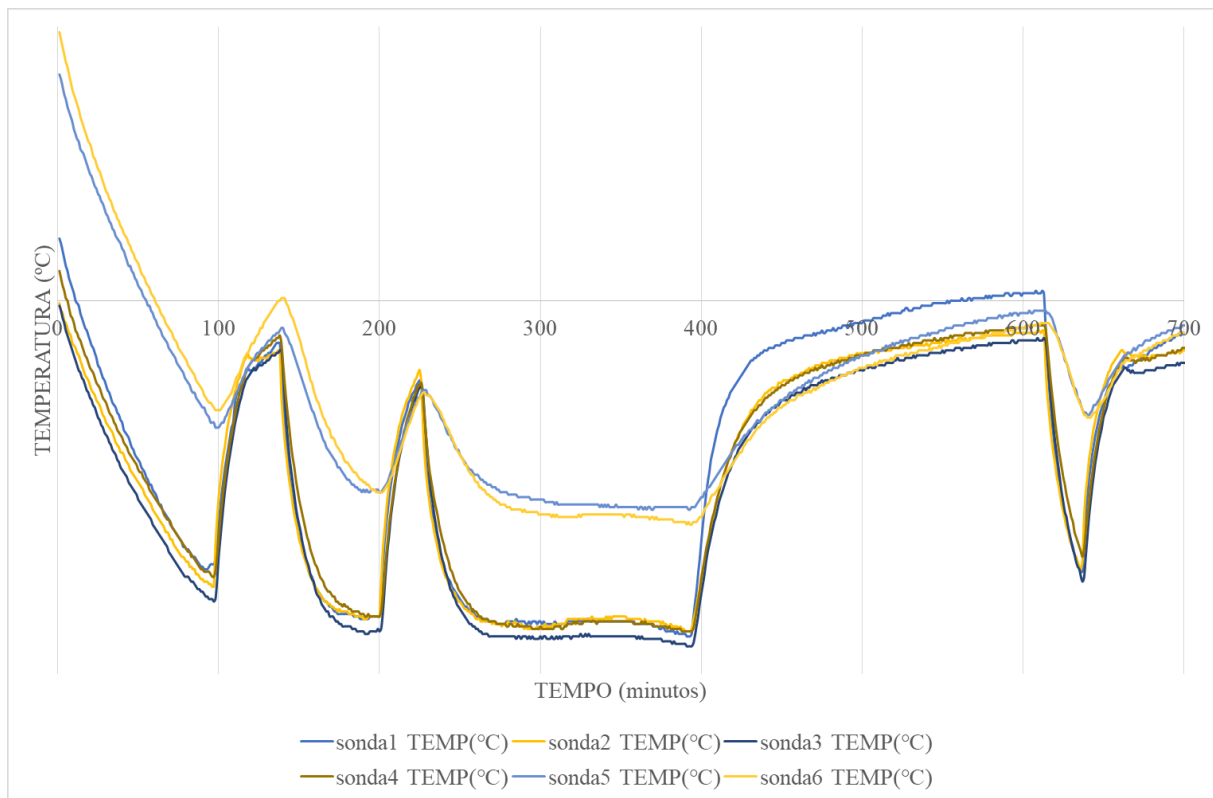


Figura 3.12: perfil térmico com adição de uma conduta na saída de ar frio, direcionada para a PI – 11Abril2018

A adição da conduta de ar veio desviar parte do fluxo de ar à saída do evaporador para a PI, retirando parte da carga fria que entrava em contacto direto com as garrafas mais próximas da saída de ar na PM, uniformizando a temperatura na parte superior do equipamento. No entanto, a simples presença da conduta de ar não trouxe os resultados que se esperavam. Uma grande área perfurada continuava orientada para a PM, sendo necessário o acréscimo de furos orientados para a PI ou a deslocação da conduta de ar. Dada a falta de espaço para deslocar a conduta, aumentou-se a área perfurada total direcionada para a PI.

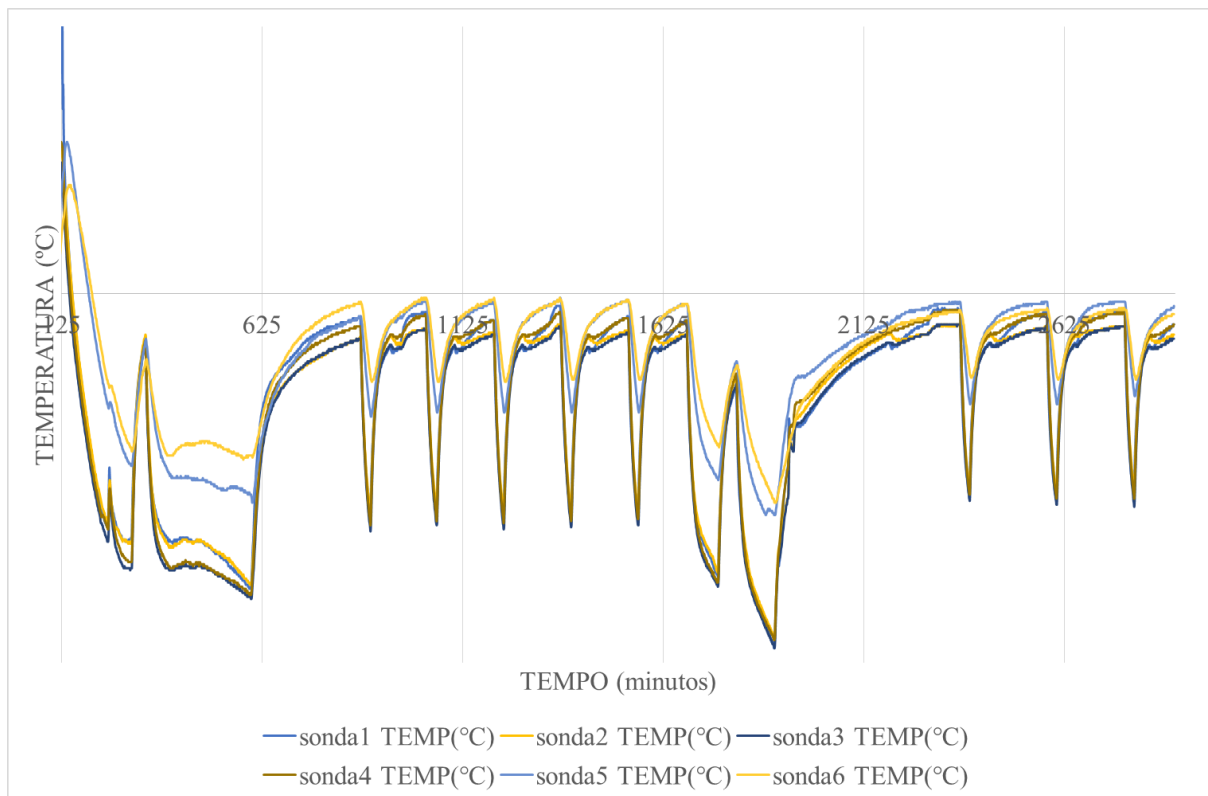


Figura 3.13: perfil térmico com alteração da chapa interior – 19Abril2018

A adição de furos ao lado da conduta com a intenção de desviar algum do fluxo de ar para os cantos. Devido à conduta, a temperatura na PI diminuiu, mas garrafas posicionadas nos cantos ficavam muito líquidas ou não granizavam. Os furos vieram uniformizar um pouco o fluxo de ar. O primeiro arrefecimento observado foi realizado com produto líquido e o segundo já com produto granizado, uma vez que foi um registo efetuado ao longo de dois dias. Neste exemplo, o ciclo em que o produto graniza dura 500 minutos e o ciclo em que o produto já está granizado, 400 minutos. O aumento da área perfurada fez com que a temperatura atingida na PI tenha sido mais baixa do que em testes anteriores. A diferença observada entre as sondas 5 e 6 é devida à deslocação do ar no interior do equipamento, que tem a tendência de se acumular do lado esquerdo do armário, o que poderá ser resultado do funcionamento dos ventiladores e da direção em que operam.

3.4.6. Novo padrão de perfurações da chapa interna com a conduta

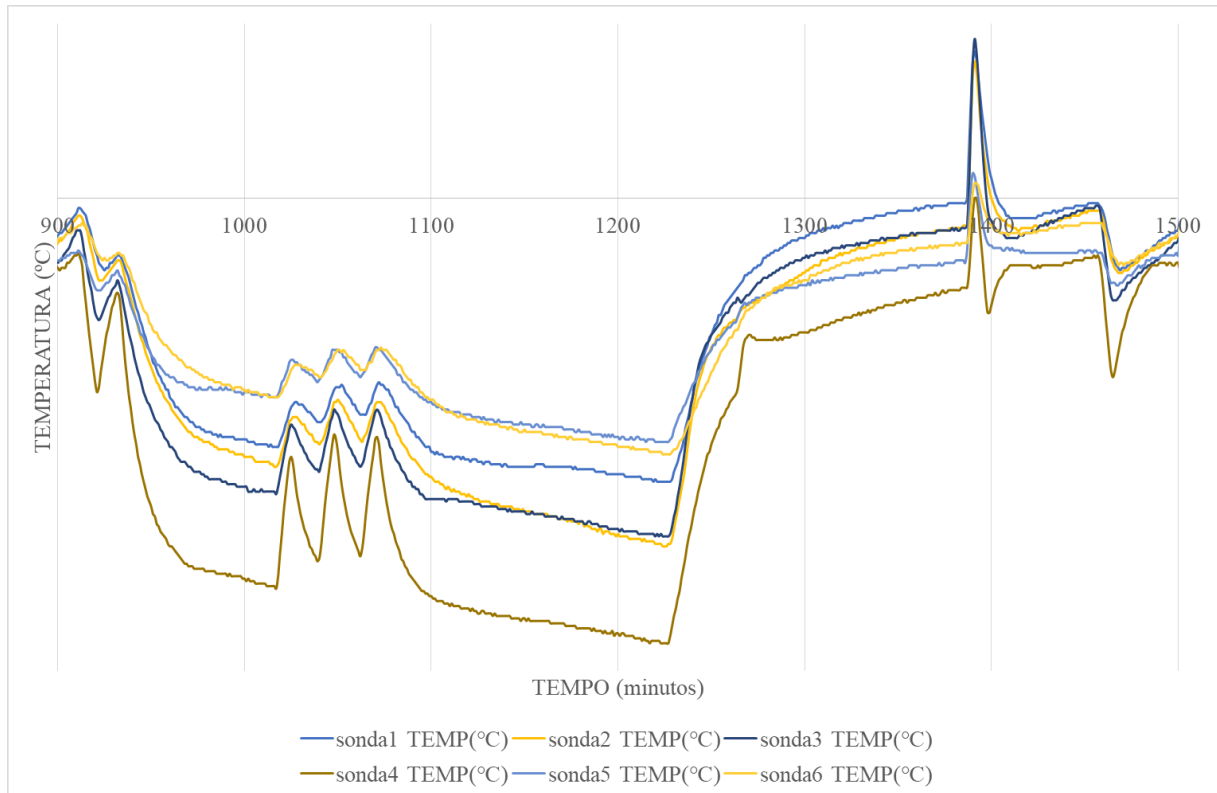


Figura 3.14: perfil térmico com nova chapa interior, com adição de furos direcionados para a conduta – 11Maio2018

A adição destes furos extra na chapa interior, teve como objetivo aumentar o fluxo de ar frio direcionado para a PI. Como resultado desta alteração a temperatura na PI atingiu valores mais negativos. A sonda 4 estava colocada diretamente na saída de ar direcionada para a PM, daí os valores de temperatura tão negativos.

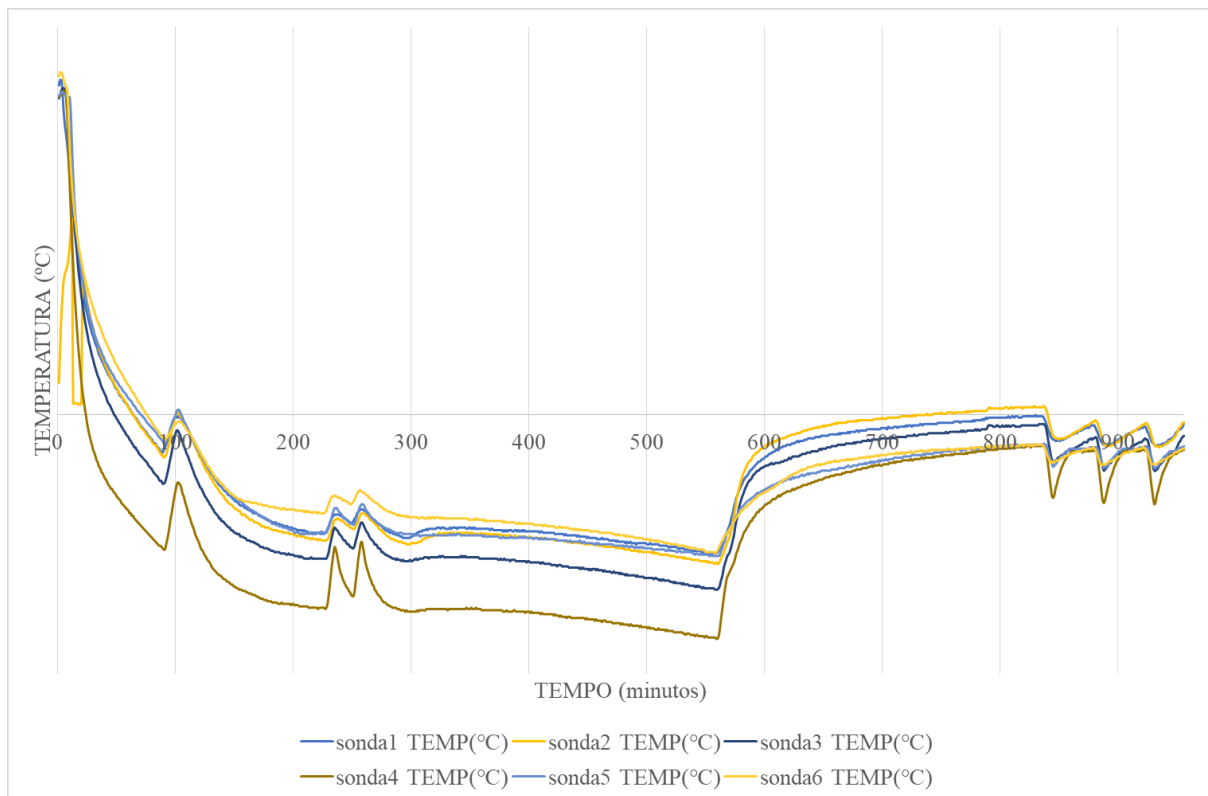


Figura 3.15: perfil térmico ao longo do tempo (minutos) – 15Maio2018 – carga total com produto acabado. SONDA_4 foi colocada no interior do equipamento na PM do lado direito.

Foram feitos furos adicionais para facilitar a circulação do ar e com uma conduta que direciona ar frio para a PI. Temperaturas na PM mais negativas, mas obtém-se pouca diferença entre as PI e PS, passando de três zonas distintas com temperaturas diferentes a duas zonas.

Como é observável na figura 3.15, a temperatura em diferentes pontos do equipamento tornou-se mais uniforme. No entanto, a temperatura na PM continua a ser inferior em comparação com as PI e PS afetando a qualidade do produto granizado. Não obstante, é menor o impacto da carga térmica uma vez que já absorveu energia da prateleira inferior e a sua temperatura já aumentou.

O perfil térmico do equipamento após terem sido realizadas todas as alterações (sentido dos ventiladores, furos na chapa traseira, programação, prateleiras, simulador de massa, formulação de produto acabado) retrata uma maior uniformidade da temperatura do ar no interior do equipamento, oscilação térmica durante o serviço menos acentuada e uma resposta mais rápida devido à utilização de uma mistura 50/50 de propilenoglicol e água, diminuindo ligeiramente a duração do arrefecimento.

3.4.7. Teste de mercado do Verão de 2018

O protótipo utilizado no teste de mercado do Verão de 2018 foi aquele que chegou a esta data com alterações de programação efetuadas devido a fragilidades que surgiram tardiamente: a circulação do ar não estava a decorrer como nos testes anteriormente efetuados na empresa e o tempo até se atingir o serviço, demasiado extenso em comparação com resultados previamente analisados.

De forma a ultrapassar estes constrangimentos, optou-se por sacrificar algumas posições (no sentido de se assumir que atingiriam temperaturas que permitissem obter granizados) de modo a que

produto na PM não ficasse demasiado rijo e não sacrificando a PS. O tempo de permanência em P1 e P2 foi alterado de forma a ultrapassar o problema do tempo demasiado extenso e o P2 a uma temperatura que garantisse a qualidade do granizado nas PM e PS.

Entendeu-se ainda que não se justificava apontar para um P1 abaixo da temperatura em que naturalmente o equipamento estabilizava no primeiro abatimento porque a única consequência era um alargamento do tempo sem qualquer vantagem.

Efetuada o teste de mercado no Verão de 2018, novas ideias surgiram que poderão vir a ser uma melhoria nos resultados, tais como limitar a temperatura mínima do ar no equipamento e aumentar a frequência da ventilação durante o serviço. Foram modificados dois equipamentos (#64 e #65).

No caso do equipamento #64 foram realizados dois ensaios em que a sonda que controla a temperatura do ar foi colocada na PS: um primeiro reproduzindo a programação usada no teste de mercado. Neste teste em particular, verificaram-se na PM três granizados rijos no total do equipamento, vinte e uma não granizadas. O segundo ensaio definiu a temperatura P2 mais baixa e tempos de espera em P1 e P2 mais reduzidos. A duração do ciclo foi de 7 a 8 horas, nenhuma garrafa rija e apenas nove não granizaram concluindo-se que, relativamente aos equipamentos usados no teste de mercado, se conseguiu uma melhoria.

Este equipamento foi posteriormente colocado num cliente para observação em ambiente real de trabalho.

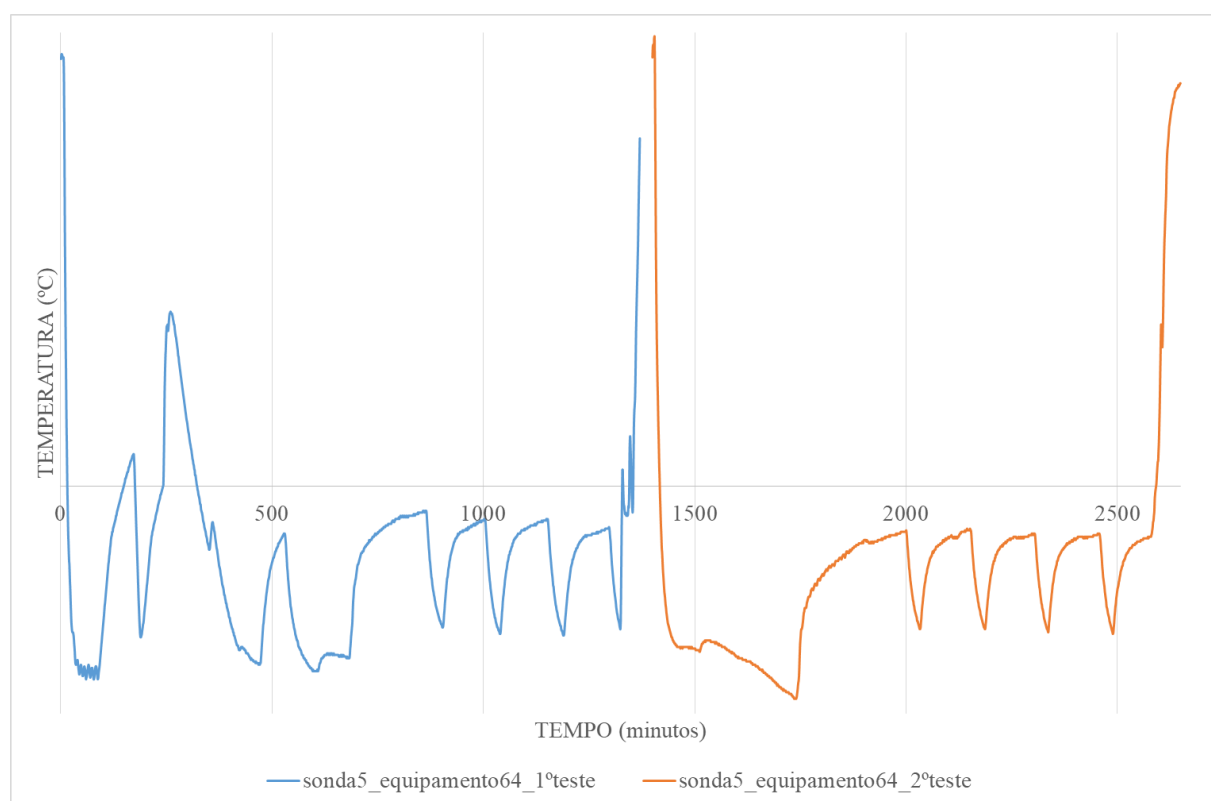


Figura 3.16.1: perfil térmico do equipamento #64 em que a sonda do ar está localizada no meio da PS.

Os dois primeiros picos observados na figura 3.16.1 coincidem com o período de estabilização do próprio frigorífico após ser iniciado pela primeira vez. Uma vez que a temperatura do ar fica limitada ao limite imposto, nunca se observa a temperatura a ultrapassar esse valor onde normalmente isso aconteceria, conforme foi observado em gráficos anteriores, com a exceção do mínimo de temperatura

observado no fim do arrefecimento do 2º teste, muito provavelmente devido à própria inércia do evaporador.

Quanto ao equipamento #65, a sonda de controlo do ar foi colocada na PM, junto da saída de ar frio, sendo que deste modo o ciclo apresenta uma duração imprópria para aplicação em ambiente de vendas (mais de meio dia sem produto disponível). Como causa desta duração atribui-se o limite assumido de limite para o ar, sendo que no restante espaço do equipamento, a temperatura estará acima deste valor, tal como se observa na figura 3.14, onde a sonda 4 está colocada junto da saída de ar. As garrafas que granizaram, apesar do longo tempo em arrefecimento, ficam mais secas mas não rijas. Há, no entanto, alguma acumulação de gelo na superfície das garrafas, que poderá ter origem no funcionamento mais frequente dos ventiladores. Este fator poderá ser prejudicial na repetição de ciclos sobre garrafas já granizadas assim como sobre novas garrafas mas colocadas num ambiente demasiado húmido.

Como visto no gráfico 3.8, a temperatura na zona mais próxima da entrada de ar durante grande parte do abatimento varia 2°C, o que não se verifica na figura 3.16.2, mas por outro lado verifica-se um prolongamento do ciclo, uma vez que a temperatura nas restantes posições será mais elevada do que junto da saída de ar. Na outra posição central acompanhada na figura 3.15, a sonda 3 regista temperaturas menos negativas que a sonda 4, uma diferença de 4°C, sendo que as restantes posições se encontram acima destas temperaturas. Considerando que esta diferença de 4°C se mantém neste ensaio, a temperatura junto da porta na PM será superior à registada nestas sondas e no restante equipamento, será registada uma temperatura ainda superior a esta última, insuficiente para a obtenção de granizados nessas posições. Uma vez que a passagem de uma etapa para a seguinte da programação está dependente do SM que está na PI, o ciclo torna-se muito extenso.

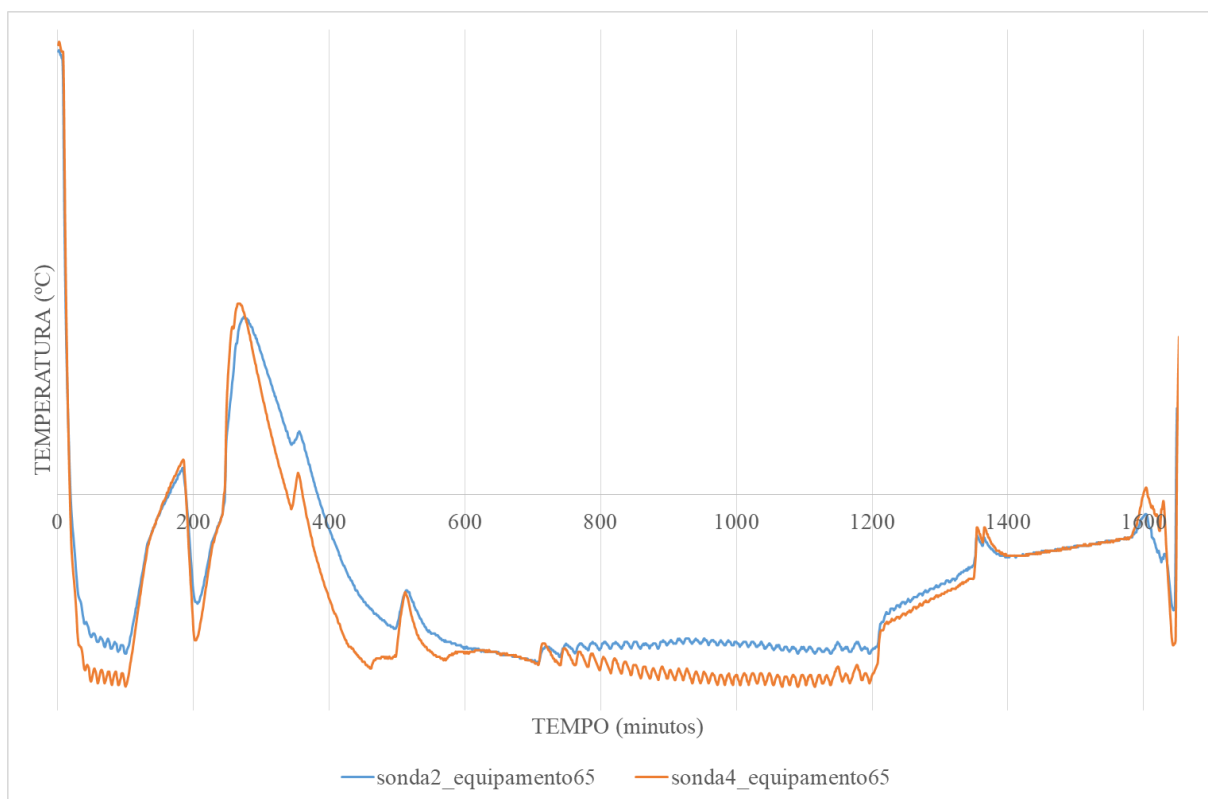


Figura 3.16.2: perfil térmico do equipamento #65 em que a sonda do ar está localizada na PM, junto da saída de ar frio.

3.5. Conclusões

Findo o período de estágio curricular, pode afirmar-se que foi possível melhorar a eficiência do equipamento com o conjunto de alterações que foram introduzidas: a adição de uma conduta de ar e furos em pontos estratégicos na chapa traseira, nomeadamente laterais à conduta e fora da sua área de atuação para facilitar a circulação de ar frio para o interior do equipamento e na área por baixo da conduta de forma a aumentar o fluxo de ar frio direcionado para a PI em comparação com o fluxo direto de ar frio para a PM; a temperatura considerada ideal para o serviço é a P0 (próxima da temperatura da mudança de fase) e as temperaturas P1 e P2 foram estabelecidas com tempos de espera de 30 minutos e 40 a 70 minutos, respetivamente a cada uma.

Nestas condições o ciclo durará entre 7 a 8 horas até ser atingido o serviço com taxa de sucesso de obtenção de granizados de boa qualidade na ordem de 85%, superior em relação ao ano anterior em que foi muito frequente a obtenção de granizados demasiado rijos e com as posições na PI a serem sacrificadas (poucas ou nenhuma granizavam).

Conseguiu-se também diminuir os custos da estrutura de suporte de garrafas optando por utilizar prateleiras desenhadas e dimensionadas no início do estágio como proposta alternativa à estrutura utilizada no teste anterior, permitindo mais alguma liberdade financeira relativamente a outras possíveis alterações.

3.6. Trabalho futuro

Como trabalho futuro, continuará a ser importante ter atenção à distribuição térmica no interior do equipamento, tentando sempre uniformizar a temperatura nas várias posições para proporcionar ao produto condições semelhantes independentemente da sua posição no equipamento. Tal poderá ser conseguido com:

- eventual reformulação dos furos na chapa traseira em posições estratégicas;
- controlo da temperatura do ar em posição estratégica e com *set point* que permita parar o compressor quando se atinjam temperaturas prejudiciais para as garrafas mais próximas da entrada do ar no equipamento, mas sem estender o ciclo por períodos demasiado longos;
- eventual adição de defletor de ar por baixo do evaporador;
- ventilação forçada periódica durante o serviço para contrariar a convecção natural mas de modo a não introduzir humidade excessiva no interior do equipamento.

Bibliografia



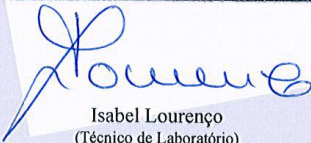


- [1] Neuburger, A. (2003). *The Technical Arts and Sciences of the Ancients*. London: Kegan Paul. p. 122.
- [2] Neuburger, A. (2003). *The Technical Arts and Sciences of the Ancients*. London: Kegan Paul. pp. 122–124.
- [3] Anderson, O. E. (1953). *Refrigeration in America; A History of a New Technology and its Impact*. [Princeton]: Published for the University of Cincinnati by Princeton University Press. pp. 5–6.
- [4] Arora, R. C. "Mechanical Vapour Compression Refrigeration". *Refrigeration and Air Conditioning*. New Delhi, India: PHI Learning. p. 3.
- [5] *Cooling by Evaporation* (Letter to John Lining) Archived 2011-01-28 at the Wayback Machine.. Benjamin Franklin, London, June 17, 1758
- [6] Burstall, A. F. (1965). *A History of Mechanical Engineering*. The MIT Press.
- [7] "Improved process for the artificial production of ice", U.S. Patent Office, Patent 8080, 1851
- [8] Freidberg, S. (2010). *Fresh: A Perishable History* (1st Harvard University Press pbk. ed.). Cambridge, Massachusetts: Belknap. pp. 23, 38.
- [9] Anderson, O. E. (1953). *Refrigeration in America; A History of a New Technology and its Impact*. [Princeton]: Published for the University of Cincinnati by Princeton University Press. pp. 8–11.
- [10] Anderson, O. E. (1953). *Refrigeration in America; A History of a New Technology and its Impact*. [Princeton]: Published for the University of Cincinnati by Princeton University Press. pp. 11–13.
- [11] Freidberg, S. (2010). *Fresh: A Perishable History* (1st Harvard University Press pbk. ed.). Cambridge, Massachusetts: Belknap. pp. 20–23.
- [12] James Burke (1979). "Eat, Drink, and Be Merry". *Connections. Episode 8. 41-49 minutes in. BBC*.
- [13] Freidberg, S. (2010). *Fresh: A Perishable History* (1st Harvard University Press pbk. ed.). Cambridge, Massachusetts: Belknap. pp. 43–45.
- [14] Sneader, W. (2005). "Chapter 8: Systematic Medicine". *Drug discovery: a history*. Chichester, England: John Wiley and Sons. pp. 74–87. Retrieved 2010-09-13.
- [15] Bellis, M. "Freon". *Inventors*. About.com. Retrieved 2013-04-30.
- [16] Freidberg, S. (2010). *Fresh: A Perishable History* (1st Harvard University Press pbk. ed.). Cambridge, Massachusetts: Belknap. p. 45.
- [17] Nicholas Giordano (13 February 2009). *College Physics: Reasoning and Relationships*. Cengage Learning. p. 510.
- [18] Stoecker W. F., Jones J. W. (1982). *Refrigeration and Air Conditioning, second edition*, McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering, pp.187-188
- [19] Stoecker W. F., Jones J. W. (1982). *Refrigeration and Air Conditioning, second edition*, McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering, pp.191
- [20] Smith, J. M., Van Ness, H.C., Abbott, M. M. (1996), *Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics, Fifth edition, figure 9.1 vapour-compression cycle*, Chemical Engineering Series, McGraw-Hill, Singapore
- [21] Stoecker W. F., Jones J. W. (1982). *Refrigeration and Air Conditioning, second edition*, McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering, pp.36
- [22] Coulson J. M., Richardson J. F., Backhurst J. R., Parker J. H. (1999). *Tecnologia Química, 1º volume, Fluxo de Fluidos, Transferência de Calor e Transferência de Massa. 4ª edição*. Fundação Calouste Gulbenkian, Lisboa. pp.427
- [23] Stoecker W. F., Jones J. W. (1982). *Refrigeration and Air Conditioning, second edition*, McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering, pp.205-278 e 296-301

Anexos

Anexo 1 – comparação da temperatura registada no mesmo ciclo para o termostato em vigor, PG100 e PG50



Anexo 2 – Certificado de calibração dos termopares da Olitrem

 Laboratório Industrial da Qualidade	CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO		
	<small>LABORATÓRIO DE METROLOGIA</small>	<small>Nº</small> T2166/17	<small>Data Edição</small> 2017-12-12
Cliente OLITRÉM - Indústria de Refrigeração, S.A. VALE DE AGUA Vale d'Água de Fora 2025-997 TREMÊS - SANTARÉM			
Equipamento Designação : Termómetro registador Fabricante / Marca : DAE Tipo / Modelo : Laboratory Características :- Número de Série :- Referência do Cliente :- Acessórios : 48 sondas de temperatura Observações : Localização do registador: Laboratório Versão do software: 3.7.0.6			
Condições de Referência Temperatura : 12,1 .. 14,2 °C Humidade : 44,8 .. 48,2 %Hr Local : Instalações do Cliente			
Documentos de Referência Procedimento de calibração LMT02 (Rev. h de 2016-02-01)			 M0013 Calibração
Rastreabilidade Este certificado garante a rastreabilidade das medições aos laboratório nacionais ou internacionais e às unidades do SI.			
Informação Complementar A incerteza expandida apresentada está expressa pela incerteza-padrão multiplicada pelo factor de expansão $k = 2$ o qual para uma distribuição normal corresponde a uma probabilidade de cobertura de aproximadamente 95 %. A incerteza foi calculada de acordo com o documento EA-4/02. Os resultados referem-se apenas aos valores obtidos no momento e nas condições em que foram efetuadas as medições.			
Execução  Isabel Lourenço (Técnico de Laboratório)		Aprovação  Manuel Monteiro (Director Técnico)	
Data : 2017-12-05		 Rua do Portinho, 1431 3750-320 Águeda - Portugal	
<small>LM5401</small>		<small>REPRODUÇÃO PARCIAL PROIBIDA SEM AUTORIZAÇÃO ESCRITA DO LIQ</small>	

PORTUGAL | GPS: 40.591000N, 8.461000W
 Rua do Portinho, nº 1431 | 3750-320 Águeda
 Tel. +351 234 612 770 | Fax. +351 234 601 905
 www.liq.pt | geral@liq.pt

Resultados da calibração

T1

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-25,2	-24,90	-0,30	± 0,20
9,8	9,95	-0,15	± 0,20

T2

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-25,3	-24,90	-0,40	± 0,20
10,2	9,95	0,25	± 0,20

T3

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-24,9	-24,90	0,00	± 0,20
9,7	9,95	-0,25	± 0,20

T4

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-25,4	-24,90	-0,50	± 0,20
9,8	9,95	-0,15	± 0,20

T5

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-25,3	-24,90	-0,40	± 0,20
9,9	9,95	-0,05	± 0,20

T6

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-24,5	-24,90	0,40	± 0,20
9,7	9,95	-0,25	± 0,20

T7

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-25,0	-24,90	-0,10	± 0,20
10,1	9,95	0,15	± 0,20

LM4132

REPRODUÇÃO PARCIAL PROIBIDA SEM AUTORIZAÇÃO ESCRITA DO LIQ

Resultados da calibração (continuação)

T8

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-25,4	-24,90	-0,50	± 0,20
9,4	9,95	-0,55	± 0,20

T9

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-25,2	-24,90	-0,30	± 0,20
10,0	9,95	0,05	± 0,20

T10

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
25,1	24,99	0,11	± 0,20
29,8	29,95	-0,15	± 0,20

T11

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
24,7	24,99	-0,29	± 0,20
29,8	29,95	-0,15	± 0,20

T12

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
25,1	24,99	0,11	± 0,20
30,0	29,95	0,05	± 0,20

T13

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-25,1	-24,90	-0,20	± 0,20
10,2	9,95	0,25	± 0,20

T14

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-25,1	-24,90	-0,20	± 0,20
9,9	9,95	-0,05	± 0,20

LM4132

REPRODUÇÃO PARCIAL PROIBIDA SEM AUTORIZAÇÃO ESCRITA DO LIQ

Resultados da calibração (continuação)

T15

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-25,0	-24,90	-0,10	± 0,20
10,2	9,95	0,25	± 0,20

T16

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-24,9	-24,90	0,00	± 0,20
9,9	9,95	-0,05	± 0,20

T17

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-24,5	-24,90	0,40	± 0,20
10,2	9,95	0,25	± 0,20

T18

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-24,7	-24,90	0,20	± 0,20
9,8	9,95	-0,15	± 0,20

T19

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-24,6	-24,90	0,30	± 0,20
9,8	9,95	-0,15	± 0,20

T20

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-24,5	-24,90	0,40	± 0,20
9,7	9,95	-0,25	± 0,20

T21

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-24,6	-24,90	0,30	± 0,20
10,2	9,95	0,25	± 0,20

LM4132

REPRODUÇÃO PARCIAL PROIBIDA SEM AUTORIZAÇÃO ESCRITA DO LIQ

Resultados da calibração (continuação)

T22

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-24,5	-24,90	0,40	± 0,20
10,2	9,95	0,25	± 0,20

T23

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-24,7	-24,90	0,20	± 0,20
9,8	9,95	-0,15	± 0,20

T24

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-24,6	-24,90	0,30	± 0,20
10,1	9,95	0,15	± 0,20

T25

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-25,0	-24,90	-0,10	± 0,20
9,7	9,95	-0,25	± 0,20

T26

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-24,7	-24,90	0,20	± 0,20
9,7	9,95	-0,25	± 0,20

T27

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-24,6	-24,90	0,30	± 0,20
10,2	9,95	-0,25	± 0,20

T28

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-24,7	-24,90	0,20	± 0,20
10,2	9,95	0,25	± 0,20

LM4132

REPRODUÇÃO PARCIAL PROIBIDA SEM AUTORIZAÇÃO ESCRITA DO LIQ

Resultados da calibração (continuação)

T29

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-24,9	-24,90	0,00	± 0,20
10,1	9,95	0,15	± 0,20

T30

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-24,5	-24,90	0,40	± 0,20
9,7	9,95	-0,25	± 0,20

T31

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-24,5	-24,90	0,40	± 0,20
9,7	9,95	-0,25	± 0,20

T32

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-25,2	-24,90	-0,30	± 0,20
9,6	9,95	-0,35	± 0,20

T33

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-24,7	-24,90	0,20	± 0,20
10,0	9,95	0,05	± 0,20

T34

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-24,6	-24,90	0,30	± 0,20
9,9	9,95	-0,05	± 0,20

T35

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-25,0	-24,90	-0,10	± 0,20
9,9	9,95	-0,05	± 0,20

LM4132

REPRODUÇÃO PARCIAL PROIBIDA SEM AUTORIZAÇÃO ESCRITA DO LIQ

Resultados da calibração (continuação)

T36

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-24,5	-24,90	0,40	± 0,20
10,1	9,95	0,15	± 0,20

T37

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-25,0	-24,90	-0,10	± 0,20
9,9	9,95	-0,05	± 0,20

T38

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-24,8	-24,90	0,10	± 0,20
9,7	9,95	-0,25	± 0,20

T39

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-25,1	-24,90	-0,20	± 0,20
9,7	9,95	-0,25	± 0,20

T40

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-24,7	-24,90	0,20	± 0,20
9,8	9,95	-0,15	± 0,20

T41

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-24,6	-24,90	0,30	± 0,20
10,1	9,95	0,15	± 0,20

T42

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-24,6	-24,90	0,30	± 0,20
10,1	9,95	0,15	± 0,20

Resultados da calibração (continuação)

T43

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-25,3	-24,90	-0,40	± 0,20
9,9	9,95	-0,05	± 0,20

T44

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-24,5	-24,90	0,40	± 0,20
10,1	9,95	0,15	± 0,20

T45

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-25,5	-24,90	-0,60	± 0,20
9,4	9,95	-0,55	± 0,20

T46

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-25,2	-24,90	-0,30	± 0,20
9,9	9,95	-0,05	± 0,20

T47

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-25,3	-24,90	-0,40	± 0,20
9,6	9,95	-0,35	± 0,20

T48

Leitura no Equipamento (°C)	Leitura no Padrão (°C)	Erro (°C)	Incerteza Expandida (°C)
-24,7	-24,90	0,20	± 0,20
10,1	9,95	0,15	± 0,20