



FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS  
E TECNOLOGIA  
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE  
ENGENHARIA MECÂNICA

# **Instalação e caracterização de uma câmara de ultracongelação com recuperação de calor**

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia  
Mecânica na Especialidade de Energia e Ambiente

**Autor**

**Pedro Miguel Manata Tavares Penacho**

**Orientadores**

**Professor Doutor José Carlos Miranda Gois**

**Engenheiro José Margarido e Técnico de Refrigeração Paulo  
Bastos**

**Júri**

**Presidente** Professor Doutor Adélio Manuel Rodrigues Gaspar  
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

**Vogais** Mestre Francisco José Craveiro Bispo Pocinho Lamas  
Assistente Convidado da Universidade de Coimbra  
Professor Doutor José Carlos Miranda Gois  
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

**Colaboração Institucional**

---



**Fastfer,  
Assistência técnica, Lda.**

**Coimbra, Fevereiro, 2016**

Não podes escapar às responsabilidades de amanhã ao evita-las hoje.

Abraham Lincoln

Aos meus pais.

## Agradecimentos

Este trabalho surge no culminar de uma etapa particularmente importante da minha vida. Próximo de terminar o meu percurso académico não posso deixar de prestar o meu reconhecimento a todos os que de alguma forma contribuíram para a realização deste trabalho. Quero também expressar o mais profundo agradecimento a todos aqueles que me acompanharam e apoiaram ao longo destes anos.

Ao Professor Doutor José Carlos Miranda Góis, o meu agradecimento pela disponibilidade e orientação dada nos momentos de necessidade, ao longo deste tempo.

Á Fastfer, e em particular ao Engenheiro José Margarido, pela oportunidade da realização deste estágio.

Ao Paulo Bastos pela orientação concedida ao longo do estágio e pelos valiosos conhecimentos transmitidos que exponenciaram a minha compreensão no domínio da refrigeração.

A todos os colegas e amigos que me acompanharam durante estes anos, por estarem presentes nos bons e maus momentos, pela ajuda, motivação e apoio que sempre demonstraram e porque sem eles a minha passagem por Coimbra não teria sido tão especial.

Á minha família pelo apoio incondicional.

E por último, aos meus pais, sem os quais este momento não seria possível.

A todos, um sincero e muito obrigado.

Pedro Miguel Penacho



## Resumo

Hoje vivemos numa sociedade altamente industrializada e consumista onde a garantia do nível de vida adquirido é apenas possível através de elevados consumos energéticos. Os sistemas de refrigeração têm um papel fundamental e imprescindível na garantia desse mesmo nível de vida, estando presentes nos mais diversos setores de atividade, contribuindo para o elevado consumo energético mundial. Torna-se imperativo procurar soluções onde eficiência energética e sustentabilidade sejam palavras de ordem.

O objetivo deste trabalho, desenvolvido no âmbito de estágio curricular, realizado na empresa Fastfer, Lda., é estudar, acompanhar todas as etapas da instalação e caracterizar uma câmara de ultracongelamento com sistema de recuperação de calor.

Ao longo deste relatório são abordados os ciclos de refrigeração e descritos os principais componentes do sistema de refrigeração por compressão de vapor. É feita uma caracterização dos fluidos refrigerantes e apresentadas várias medidas e novas tecnologias para o aumento da eficiência energética em sistemas de refrigeração, com especial destaque para a recuperação de calor, refere-se ainda a importância da refrigeração na segurança alimentar. As atividades desenvolvidas durante o estágio são explicitadas, destacando-se a análise do funcionamento do sistema, o esquema de princípio, o cálculo das cargas térmicas da câmara, a recuperação de calor para AQS e os ganhos económicos que o sistema de recuperação de calor proporciona.

**Palavras-chave:** Refrigeração, Eficiência Energética, Recuperação de Calor, Segurança Alimentar, Ultracongelamento



## **Abstract**

Nowadays, there is a high industrialized and consumer society that demands a high energy consumption. The systems of refrigeration play a fundamental role in the life standards and are currents in many sectors, contributing to the energy consumption. Thus, sustainable solutions for energy efficiency are required.

The aim of this work, developed in the curriculum internship situation at Fastfer, Lda company, is to study a refrigeration system, following all stages of construction, describes a cooling chamber with a heat recovery system.

The cycles of refrigeration and principal refrigeration components systems are characterised, as also the main used refrigerants. New technologies and energy efficiency solutions for refrigeration systems, with emphasize to the heat recovery, are discussed. The importance of refrigeration system for the food quality and safety is analysed.

The several activities carried out during the stage in the company are described and are related to the analysis of refrigeration system, the working principle of a refrigerator, the thermal loads of cooling chamber, the heat recovery for hot water and the economic benefits that the heat recovery system provides.

**Keywords** Refrigeration, Energy efficiency, Heat recovery, Food safety, Freezing.





## Índice

Índice de Figuras .....	ix
Índice de Tabelas .....	xi
Siglas .....	xiii
1. INTRODUÇÃO .....	1
1.1. Enquadramento .....	1
1.2. Motivação .....	2
1.3. Objetivos .....	2
1.4. Estrutura do relatório .....	3
2. ESTADO DA ARTE .....	5
2.1. Resumo histórico do desenvolvimento de sistemas de refrigeração .....	5
2.2. Ciclo de refrigeração por compressão de vapor .....	7
2.2.1. Introdução .....	7
2.2.2. Ciclo reversível de Carnot .....	7
2.2.3. Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor .....	10
2.2.4. Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor .....	11
2.3. Principais componentes do sistema de refrigeração .....	13
2.3.1. Compressor .....	13
2.3.2. Condensador .....	15
2.3.3. Unidades condensadoras .....	15
2.3.4. Dispositivo de expansão .....	15
2.3.5. Evaporador .....	18
2.4. Fluidos refrigerantes .....	19
2.4.1. Seleção .....	19
2.4.2. Impacto ambiental .....	21
2.4.3. Fluido refrigerante R404a .....	22
2.4.4. Novos fluidos refrigerantes .....	22
2.5. Eficiência energética .....	23
2.5.1. Recuperação de calor .....	24
2.5.2. Reutilização do calor residual nos processos de produção .....	25
2.5.3. Geração de eletricidade .....	26
2.6. Conservação de alimentos .....	27
3. ACTIVIDADES REALIZADAS NO ÂMBITO DE ESTÁGIO .....	31
3.1. Desenho da unidade condensadora em SolidWorks .....	31
3.2. Construção da câmara de ultracongelação, testes e arranque do sistema .....	32
4. ESQUEMA DE PRINCÍPIO .....	46
5. CÁLCULO DAS CARGAS TÉRMICAS E ANÁLISE DO SISTEMA DE RECUPERAÇÃO DE CALOR .....	55
5.1. Carga térmica da câmara de ultracongelação .....	55

5.1.1.	Cargas térmicas através das paredes, teto e pavimento.....	58
5.1.2.	Carga térmica devido à renovação de ar .....	61
5.1.3.	Carga térmica devida à abertura de portas .....	62
5.1.4.	Carga térmica devido ao produto armazenado .....	64
5.1.5.	Carga térmica devida aos ventiladores dos evaporadores.....	66
5.1.6.	Carga térmica intermédia, potência intermédia e potência previsional .....	67
5.2.	Sistema de recuperação de calor.....	68
6.	CONCLUSÕES.....	75
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	78
	APÊNDICE A .....	82
	APÊNDICE B .....	86
	APÊNDICE C .....	94
	APÊNDICE D .....	96
	APÊNDICE E.....	101
	ANEXO A.....	109
	ANEXO B .....	111
	ANEXO C .....	113
	ANEXO D.....	115
	ANEXO E .....	117
	ANEXO F.....	119
	ANEXO G.....	121
	ANEXO I.....	125
	ANEXO J .....	127

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1-Funcionamento: (a) máquina térmica; (b) máquina frigorífica (Fonte [4]).....	8
Figura 2.2-Circuito de Carnot (Fonte [6]). .....	9
Figura 2.3-Diagrama pressão-entalpia (P-h) do ciclo de refrigeração de Carnot (Fonte [6]). .....	9
Figura 2.4-Diagrama pressão-entalpia (P-h) do ciclo teórico de refrigeração (Fonte [8]).	11
Figura 2.5-Comparação entre o ciclo teórico e o ciclo real (Adaptado de [10]). .....	12
Figura 2.6-Esquema de funcionamento de um compressor alternativo (Adaptado de [11]). .....	14
Figura 2.7-Vista em corte transversal de uma válvula de expansão termostática (Fonte [13])......	16
Figura 2.8-Pressões exercidas na válvula de expansão termostática (Fonte [14]). .....	17
Figura 2.9-Válvula de expansão termostática com equalização externa (Fonte [12])......	18
Figura 2.10-Comparação entre os três fluidos: (a) características (b) e (c) redução das emissões diretas de GHG (“Green House Gases”) (Adaptando de [12])......	23
Figura 2.11-Repatrição do consumo energético pelos principais processos da indústria alimentar (Fonte [17]). .....	25
Figura 2.12-Influência da velocidade de congelação no tamanho dos cristais (Fonte [20]). .....	29
Figura 2.13-Formação de cristais: (a) grande tamanho (b) reduzido tamanho (Fonte [20]). .....	30
Figura 3.1-Local da montagem: (a) e (b) sítio onde será instalada a câmara (autor); (c) vazio sanitário (Fonte: autor); (d) perfil PVC (Adaptado de [22])......	33
Figura 3.2-Câmara modular (Fonte [22]). .....	33
Figura 3.3-Painéis utilizados na montagem da câmara: (a) e (b) painel das paredes e do teto; (c) painel do pavimento (Fonte: autor)......	34
Figura 3.4-Ligação dos painéis e montagem da câmara: (a) materiais utilizados na união entre painéis; (b) representação do método de ligação (Fonte [22]); (c) (d) (e) montagem da estrutura da câmara (Fonte: autor). .....	35
Figura 3.5-Tubos de cobre: (a) barra; (b) rolo (Fonte [23]). .....	36
Figura 3.6-Unidade condensadora: (a) e (b) local onde se instalou a unidade condensadora; (c) e (d) sistema de recuperação de calor; (e) interior da unidade condensadora com todos os seus componentes (Fonte: autor). .....	38

Figura 3.7-Manómetros digitais Testo 550: (a) <i>kit</i> completo; (b) manómetro digital (Fonte [25]).....	40
Figura 3.8-(a) Teste de estanquicidade; (b) Detecção de fugas (Fonte [24]).....	41
Figura 3.9-Evacuação do sistema: (a) Bomba de vácuo; (b) Montagem e configuração do teste de vácuo; (c) ligação a linha de sucção; (d) ligação a linha de descarga; (e) sondas de temperatura (Fonte: autor).....	43
Figura 3.10-Carga do sistema (Fonte [24]). .....	44
Figura 3.11-Sistema: (a) câmara; (b) corredor; (c) e (d) congelação do produto (Fonte: autor). .....	45
Figura 4.1-Esquema de princípio da instalação (Fonte: autor). .....	48
Figura 4.2-Circuito AQS (Fonte: autor).....	51
Figura 4.3-Válvula ICS: (a) Representação da válvula ICS; (b) componentes; (c) e (d) ilustração da montagem da válvula reguladora de pressão com respetiva passagem de fluido (Adaptado de [27, 28]).....	53
Figura 4.4-(a) Bocal de alimentação; (b) evaporadores na câmara (Fonte: autor).....	54
Figura 5.1-Representação das cargas térmicas dentro da câmara (Fonte [29]).....	56

## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1- Potencial redução de custos e emissões prevista através da aplicação de recuperação de calor na indústria (Fonte [17]).....	24
Tabela 4.1- Simbologia dos equipamentos da instalação (Fonte: autor).....	46
Tabela 5.1- Cargas térmicas (Fonte: autor). ....	55
Tabela 5.2-Condições de projeto (Fonte: autor).....	58
Tabela 5.3-Espessuras e condutividades térmicas (Fonte: autor).....	59
Tabela 5.4-Parâmetros relativos às paredes, teto e pavimento (Fonte: autor).....	60



## **SIGLAS**

AQS – Aquecimento de Água Sanitárias

ASHRAE – *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*

CFCs – Clorofluorocarbonetos

EPSRC – *Engineering and Physical Sciences Research Council*

EUA – Estados Unidos da América

EU – União Europeia

GHG – Green House Gases

GWP – Global Warming Potencial

HACCP – Hazards Analysis and Critical Control Points

HFCs – Hidrofluorocarbonetos

IPMA – Instituto Português do Mar e da Atmosfera

ODP – Ozone Depletion Potencial





# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1. Enquadramento

A refrigeração é um processo essencial à subsistência da vida humana e desde cedo o Homem se apercebeu da sua importância, quando há milhares de anos atrás a sobrevivência dos povos, especialmente dos que viviam em zonas de grande carência alimentar ou de grande sazonalidade, dependia diretamente da sua capacidade de conservar alimentos por prolongados períodos de tempo. A refrigeração, por ser o melhor método de conservação de alimentos, rapidamente se revelou de uma importância vital para a existência humana.

Embora os benefícios da refrigeração sejam conhecidos desde tempos remotos o uso generalizado e efetivo de equipamentos de “produção de frio” apenas se verificou após a descoberta da eletricidade. Desde daí os sistemas de refrigeração evoluíram a um ritmo impressionante, sendo ainda hoje um dos setores com maior desenvolvimento. Atualmente a refrigeração está presente nos mais variados setores de atividade, nomeadamente, a indústria alimentar, a indústria química, a saúde e a investigação.

De todos os campos de aplicação é sem dúvida o setor alimentar que mais uso faz dos sistemas de refrigeração. A crescente preocupação com a segurança alimentar, assim como a elevada exigência para com a qualidade dos alimentos tornam a refrigeração um processo crucial e indispensável para a segurança dos consumidores.

Os sistemas de refrigeração consomem grandes quantidades de energia elétrica para o acionamento dos motores e outros equipamentos associados ao seu funcionamento. Devido à sua ampla utilização a nível global, quer seja doméstica ou a nível industrial, estes sistemas são responsáveis por uma parte significativa do consumo energético mundial. Tendo em consideração a atual crise energética e ambiental torna-se imperativo reduzir os consumos e aumentar o desempenho energético destes sistemas através da implementação de medidas de eficiência energética.

## **1.2. Motivação**

Este trabalho surge no âmbito de estágio curricular realizado na empresa Fastfer, Lda e vai ao encontro da vontade do autor em conhecer uma realidade mais prática onde possa aplicar os conhecimentos adquiridos ao longo do curso. Além disso são aqui abordados temas como a redução de custos e consumos, preservação do ambiente, eficiência energética e sustentabilidade, que desde sempre despertaram grande interesse no autor. Tudo isto constituiu uma enorme motivação a realização deste trabalho.

A Fastfer, Lda é uma empresa que presta serviços de manutenção, reparação e instalação de diversos tipos de equipamentos para a indústria da panificação. Foi proposto por parte da Fastfer, Lda o acompanhamento do desenvolvimento e instalação de uma câmara de ultracongelação com recuperação de calor para aquecimento de AQS. Este equipamento será instalado numa empresa que produz produtos alimentares para pastelaria, que recentemente se tornou fornecedora da SONAE, como tal tem urgência em aumentar a sua produção. É pedido por parte da entidade acolhedora um relato claro e pormenorizado de todas as etapas de construção e uma descrição e caracterização da instalação.

Este projeto é de grande interesse para a Fastfer, Lda por ser o primeiro equipamento com recuperação de calor que esta empresa instala, representando assim uma inovação e um marco na história da empresa do qual podem resultar novos negócios.

Para o autor este projeto é bastante estimulante por permitir um contacto direto com uma realidade prática, aplicando e desenvolvendo conhecimentos na área de engenharia mecânica, por proporcionar uma aprendizagem constante e a hipótese de aprofundar e debater sobre assuntos importantes que estão na ordem do dia e afetam significativamente toda a humanidade e por fim, porque é gratificante saber que o trabalho realizado representa um pequeno contributo para a preservação do ambiente.

## **1.3. Objetivos**

Pretende-se com este relatório não apenas referir as atividades realizadas durante o estágio, mas também aprofundar sobre todos os assuntos inerentes ao equipamento estudado neste trabalho, que vão desde a apresentação dos principais componentes de um sistema de refrigeração até à importância do sistema de refrigeração na indústria alimentar. É ainda explicado o funcionamento do sistema e realizado o balanço energético e económico

da instalação. Desta forma o presente documento aproxima-se do carácter de uma dissertação de mestrado, sem abandonar o propósito de um relatório de estágio.

Os principais objetivos deste trabalho são:

- Apresentar os ciclos de refrigeração, caracterizar os principais componentes do sistema de refrigeração por compressão de vapor e os fluidos refrigerantes que nele atuam;
- Identificar soluções que promovam a eficiência energética dos sistemas de refrigeração, em particular, a seleção do tipo de refrigerante e a implementação de um sistema de recuperação de calor;
- Apresentar as tecnologias emergentes para o aumento da eficiência energética;
- Caracterizar o processo de conservação de alimentos;
- Desenvolver um desenho em *SolidWorks* da unidade condensadora;
- Enumerar e descrever pormenorizadamente todas as etapas da instalação da câmara de ultracongelamento;
- Criar um esquema de princípio em *AutoCad* e explicar o funcionamento do sistema;
- Calcular as cargas térmicas, realizar o balanço energético e económico da instalação e fazer a sua análise.

## **1.4. Estrutura do relatório**

O presente relatório encontra-se organizado em seis capítulos.

No primeiro capítulo encontram-se o enquadramento, a motivação, os objetivos e a descrição da estrutura do presente trabalho.

No segundo capítulo são introduzidos os ciclos de refrigeração e os principais componentes do sistema de refrigeração por compressão de vapor. É feita uma descrição detalhada de ambos. Abordam-se ainda diversos assuntos relevantes ao tema apresentado, nomeadamente, fluidos refrigerantes, refere-se a sua importância tanto na operação do sistema como em questões ambientais, indicam-se as principais características que devem apresentar e termina-se com a apresentação de novos refrigerantes que visam solucionar os problemas causados pelos atuais. Prossegue-se para a abordagem a um dos principais

assuntos deste trabalho, a eficiência energética, onde a recuperação de calor é alvo de destaque e os seus benefícios para a indústria, principalmente indústria alimentar, são discutidos. São apresentadas as tecnologias que promovem a recuperação de calor. O capítulo finda com uma descrição pormenorizada da refrigeração, enquanto processo de conservação de alimentos.

No terceiro capítulo são enunciadas e descritas as atividades realizadas no âmbito de estágio.

O quarto capítulo apresenta o esquema de princípio da instalação com a respetiva explicação do seu funcionamento.

No quinto capítulo calculam-se as cargas térmicas a retirar ao espaço a refrigerar. Analisa-se a viabilidade do sistema de recuperação de calor, calculando as suas necessidades energéticas para o cumprimento do objetivo pretendido pelo cliente e verifica-se a poupança económica e energética que este sistema permite.

No sexto capítulo apresentam-se as principais conclusões relativas ao trabalho de pesquisa e ao trabalho realizado durante o estágio e são ainda feitas algumas considerações quanto aos resultados obtidos no capítulo cinco.

## **2. ESTADO DA ARTE**

Os principais objetivos deste capítulo são proporcionar um resumo histórico do desenvolvimento dos sistemas de refrigeração, descrever o ciclo de refrigeração por compressão de vapor e a eficiência energética em sistemas de refrigeração. São discutidas várias medidas que promovem o aumento do desempenho energético dos sistemas e a sua contribuição em matéria ambiental. É mostrada a importância que fluidos refrigerantes têm no ciclo de refrigeração, demonstrando como podem contribuir para um melhor funcionamento do sistema. São ainda analisados os diferentes processos de refrigeração na indústria alimentar e a sua influência na manutenção da qualidade dos alimentos.

### **2.1. Resumo histórico do desenvolvimento de sistemas de refrigeração**

Os primórdios da refrigeração remontam a tempos tão distantes quanto a época das mais antigas civilizações. Há relatos que indicam que as vantagens da aplicação do frio já eram conhecidas dos antigos chineses muitos séculos antes de Cristo. Estes recolhiam o gelo da superfície de rios e lagos gelados que posteriormente colocavam em poços tapados com palha e nestes locais guardavam os produtos alimentares que pretendiam preservar. De forma idêntica também as civilizações gregas e romanas a custo de trabalho escravo retiravam gelo existente no alto das montanhas, utilizando-o depois no preparo de bebidas e alimentos gelados. Durante muitos séculos a única utilidade do gelo foi a de refrigerar alimentos e bebidas para melhorar o seu paladar [1].

A invenção do microscópio no final do século XVII trouxe um enorme progresso ao conhecimento humano e uma infinidade de descobertas foram realizadas. Uma delas passou pela confirmação da causa da putrefação dos alimentos se dever a alguns microrganismos (micróbios e bactérias). Mais estudos foram realizados sobre este assunto onde ficou comprovado que a contínua reprodução dessas bactérias podia ser impedida ou pelo menos atenuada através da aplicação de baixas temperaturas. Estas conclusões provocaram um grande interesse na indústria do gelo, visto que esta era a forma de

refrigeração conhecida da altura. Contudo a solução do gelo natural não se revelou uma solução viável por apresentar uma série de inconvenientes. A obtenção desta matéria depende diretamente da natureza, ficando a sua disponibilidade condicionada pela sazonalidade das estações e pelo clima do local. O fornecimento era bastante irregular e em regiões quentes era extremamente difícil a sua utilização, devido a falta de meios de transporte aptos a conservar o gelo intacto, sendo grande parte perdida pelo caminho. Mesmo nas zonas mais frias não se conseguia armazenar gelo por muito tempo.

Na sequência de vários estudos para resolver o problema surge em 1834 nos Estados Unidos da América (EUA), o primeiro sistema mecânico de produção de gelo artificial, que serviu de ponto de partida para os atuais sistemas de refrigeração por compressão de vapor. Este equipamento foi desenvolvido por Jacob Perkins [2], não tendo no entanto despertado muito interesse na época.

Em 1855 é inventado na Alemanha o primeiro equipamento de produção de gelo artificial baseado no ciclo de refrigeração por absorção [1].

Várias foram as melhorias efetuadas nestes equipamentos desde então. No entanto, só no início do século XX, com a conquista da eletricidade, é que os sistemas de refrigeração começaram a ganhar mais destaque, tendo em 1918 sido inventado o primeiro equipamento de refrigeração elétrico, fabricado pela Kelvinator Company, nos EUA [1].

É nesta altura que a indústria de refrigeração se afirma como um importante sector capaz de garantir maior segurança alimentar à sociedade da época e é a partir de então que se dá uma evolução alucinante, desenvolvendo-se de forma tremenda e incessante até aos dias de hoje. Atualmente a refrigeração vai muito além do sector alimentar, estando presente nos mais variados tipos de aplicações.

Os gases fluorados surgem em 1928, desenvolvidos por Thomas Midgely [2], e apresentam-se como mais seguros que os utilizados até então. O uso destas substâncias não teve contestação durante muitos anos, pois mostravam ser eficientes e seguras e não lhes eram ainda conhecidas desvantagens e riscos para a saúde e o ambiente. Em 1970 é descoberto que estas substâncias causam a destruição da camada do ozono, contribuindo para o aumento da incidência de cancro da pele. Este problema começa a causar a preocupação da sociedade em geral e em 1987 a União Europeia (EU), os EUA e outros 23 estados assinam o Protocolo de Montreal [3], que prevê a eliminação progressiva da produção e utilização dos clorofluorocarbonetos (CFCs) e hidrofluorocarbonetos (HFCs).

Desde então muitos esforços têm sido realizados para reduzir tanto quanto possível a destruição da camada de ozono e o efeito de estufa. A investigação tem sido focada

na procura de um substituto aos atuais refrigerantes que se apresente seguro, estável, energeticamente eficiente e “amigo” do ambiente.

## **2.2. Ciclo de refrigeração por compressão de vapor**

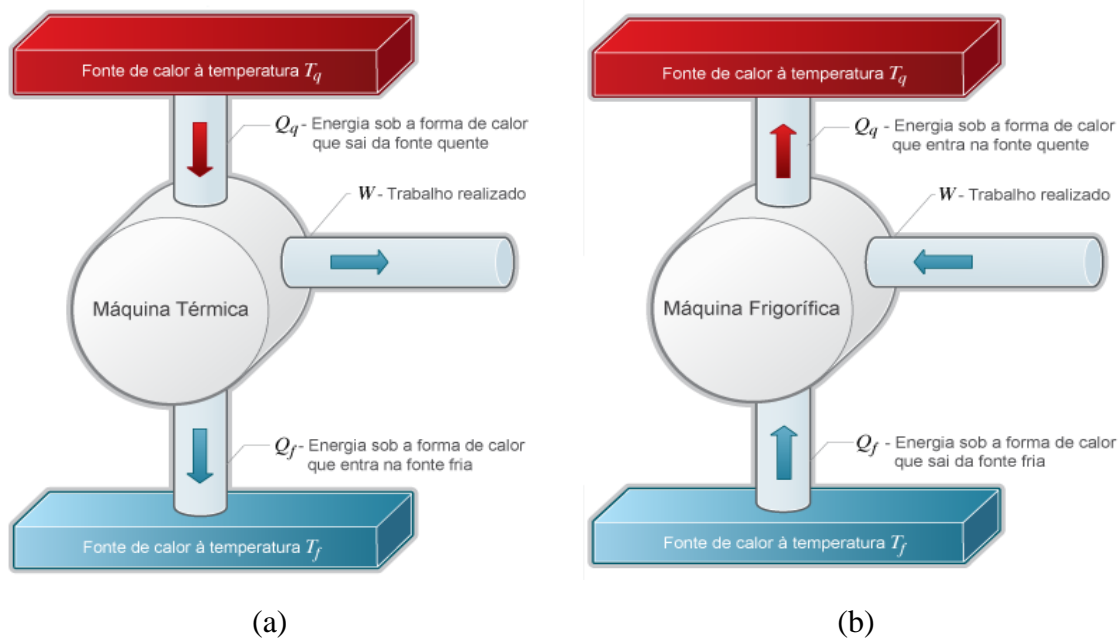
### **2.2.1. Introdução**

O ciclo de refrigeração por compressão de vapor é o mais antigo e mais usado em sistemas de refrigeração. No início do ciclo o refrigerante, no estado gasoso, é comprimido pelo compressor, aumentando a pressão e temperatura. O gás entra depois no condensador onde rejeita calor para o meio exterior até condensar. Seguidamente passa por uma válvula de expansão, que provoca uma brusca descida de pressão que faz com que o refrigerante passe de líquido saturado a elevada pressão para uma mistura bifásica a baixa pressão e temperatura. O fluido segue para o evaporador, localizado no espaço a refrigerar, onde absorve o calor contido no espaço até evaporar. Após sair do evaporador o refrigerante desloca-se novamente para o compressor e o ciclo repete-se.

O ciclo de Carnot está na origem do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, e constitui o fundamento teórico de algumas das aplicações termodinâmicas mais importantes como as “máquinas térmicas”, que estiveram na base da revolução industrial, e as máquinas frigoríficas, consideradas cruciais na sociedade atual.

### **2.2.2. Ciclo reversível de Carnot**

O ciclo de Carnot é a base do funcionamento de uma “máquina térmica”. A “máquina térmica” é um dispositivo que absorve calor de uma fonte a elevada temperatura e converte parte dessa energia em trabalho, rejeitando a restante energia sob forma de calor numa fonte a menor temperatura. A Figura 2.1 ilustra os princípios de funcionamento de uma “máquina térmica” e de uma máquina frigorífica.



**Figura 2.1-**Funcionamento: (a) máquina térmica; (b) máquina frigorífica (Fonte [4]).

O ciclo de Carnot descreve um ciclo totalmente reversível, que consiste em dois processos isotérmicos e dois processos isentrópicos [5]. Esta premissa permite duas conclusões importantes:

- Não há perdas em nenhum dos processos e portanto este ciclo apresenta máxima eficiência durante o funcionamento entre dois níveis de temperatura. Esta conclusão está materializada pelo **Teorema de Carnot**, que estabelece que “Nenhuma máquina térmica que opere entre uma dada fonte quente e uma dada fonte fria pode ter rendimento superior ao de uma máquina de Carnot. Todas as máquinas de Carnot que operem entre essas duas fontes terão o mesmo rendimento” [6];

- É possível realizar o ciclo no sentido contrário. Este novo ciclo é chamado de **ciclo reversível de Carnot** ou **ciclo de refrigeração de Carnot** e é base teórica do princípio de funcionamento do sistema de refrigeração por compressão de vapor.

Um equipamento de refrigeração é vulgarmente associado ao inverso de uma “máquina térmica” [7], cumprindo exatamente a função oposta, ou seja, retirar calor de uma zona de baixa temperatura, mediante a realização de trabalho, e rejeitando-o para o exterior.

A Figura 2.2 mostra o esquema básico do ciclo reversível de Carnot.



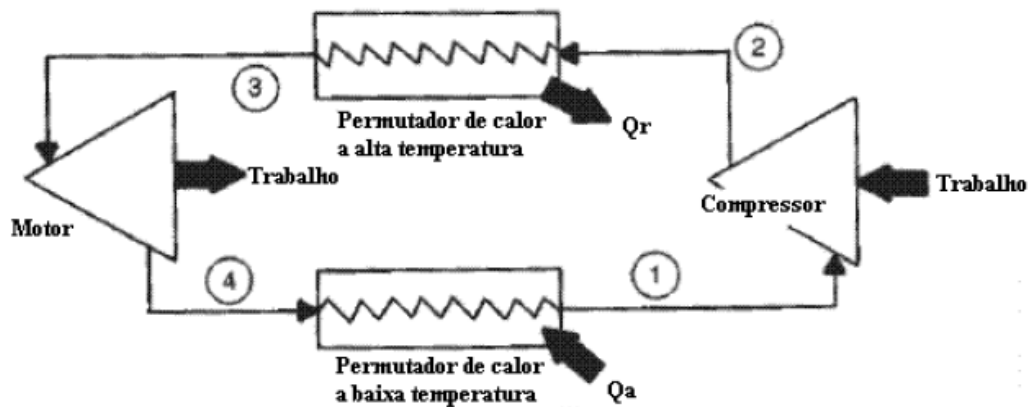


Figura 2.2-Circuito de Carnot (Fonte [6]).

Os quatro processos que constituem o ciclo são:

- 1-2, Compressão adiabática sem fricção;
- 2-3, Rejeição de calor a temperatura constante;
- 3-4, Expansão adiabática sem fricção;
- 4-1, Absorção de calor a temperatura constante.

Os processos 1-2 e 3-4 por serem adiabáticos ocorrem a temperatura constante e portanto são igualmente **isentrópicos**. Já nos processos 2-3 e 4-1 há mudança de estado sem variação da temperatura, logo são **isotérmicos**.

O circuito pode ainda ser exposto graficamente pelo diagrama de pressão-entalpia (Figura 2.3).

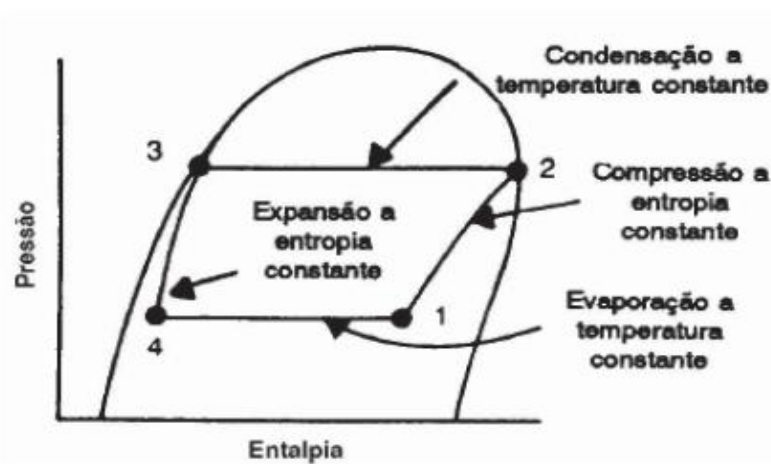


Figura 2.3-Diagrama pressão-entalpia (P-h) do ciclo de refrigeração de Carnot (Fonte [6]).

Para concluir esta secção vale a pena referir que o ciclo de Carnot não passa de uma idealização utópica jamais alcançável na prática. Isto é facilmente explicado pelo conhecimento empírico que temos de que na natureza não existem processos reversíveis, sendo as perdas energéticas inevitáveis em qualquer transferência de energia.

O estudo do ciclo de Carnot justifica-se por este ser um bom ponto de partida na compreensão, estudo e desenvolvimento de ciclos reais, sendo um bom guia das condições de operação que se devem verificar para se alcançar a máxima eficiência.

### **2.2.3. Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor**

O ciclo reversível de Carnot baseia-se em certos pressupostos que na prática são impossíveis de alcançar. Algumas alterações foram impostas, tendo daí resultado o chamado de ciclo teórico de refrigeração.

A primeira alteração decorre do facto da compressão no ciclo de Carnot se realizar em estado de mistura bifásica (líquido-vapor), designada de **compressão líquida**, (Figura 2.3).

Quando se trabalha com compressores alternativos a compressão líquida não é de todo recomendável. Os líquidos são incompressíveis e ao entrarem num compressor deste tipo podem danificar as válvulas, o que na melhor das hipóteses leva a que se tenha de efetuar a paragem do sistema para se proceder à sua reparação e em casos mais graves é mesmo necessário substituir o compressor por completo. Ambas as hipóteses representam elevados custos, porque, em primeiro lugar implicam a paragem do processo, o que pode acarretar a suspensão da produção ou a danificação do produto que está a ser conservado. Se os danos forem tais que se torne necessário substituir o compressor, neste caso, além do prejuízo causado pela paragem do sistema há ainda outra despesa enorme, visto que o compressor é o elemento mais caro da instalação.

A solução para este problema passa por garantir que o refrigerante entre no compressor sem nenhuma percentagem de líquido, isto é, vapor saturado. Esta nova compressão tem o nome de **compressão seca**.

O novo diagrama para o ciclo padrão de refrigeração é apresentado na figura seguinte.



**Figura 2.4**-Diagrama pressão-entalpia (P-h) do ciclo teórico de refrigeração (Fonte [8]).

Relativamente à expansão (ver Figura 2.2), existem alguns inconvenientes no uso de um motor para esse efeito, já que o eventual trabalho realizado pelo motor é insignificante em comparação ao que tem de ser fornecido ao compressor e os ganhos económicos em potência de refrigeração não justificam o elevado preço do motor [9]. Opta-se então por usar um dispositivo de expansão. Este cumpre adequadamente a função, causando apenas um pequeno decréscimo no efeito refrigerante que é completamente justificado com a poupança que apresenta no custo de aquisição e de funcionamento quando comparado com o motor.

Na Figura 2.4 estão indicadas as alterações no ciclo. O processo de compressão 1-2 já foi explicado, quanto à expansão 3-4, esta deixa de ser isentrópica.

A análise deste ciclo fornece indicadores essenciais ao estudo dos sistemas de refrigeração, pois estes mesmos indicadores permitem prever o desempenho dos sistemas em situações reais. No APÊNDICE A encontram-se os principais parâmetros a retirar deste ciclo.

#### **2.2.4. Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor**

No estudo do ciclo teórico não são consideradas as perdas que ocorrem em todo e qualquer processo real.

Duas fontes de irreversibilidade usuais são a fricção do fluido nas paredes do tubo, que causam perdas de carga, e a transferência de calor com o exterior, mesmo com isolamento há sempre perdas de calor.

Há ainda duas outras diferenças entre o ciclo teórico e o real. Na secção anterior vimos que a compressão tem início no momento em que o refrigerante se encontra no estado de vapor saturado. Na prática pode não ser possível controlar o estado do fluido de forma tão precisa, a solução passa então por garantir que o vapor entra no compressor com um certo grau de sobreaquecimento de forma a garantir que não entre líquido. Existe ainda o facto da compressão “real” não ocorrer de forma isentrópica, perdas de carga no evaporador e trocas de calor do motor do compressor com o fluido são as principais causas. Por fim, à saída do condensador também há dificuldade em certificar que o fluido sai 100% no estado líquido, opta-se então por o arrefecer para além do ponto de saturação de maneira que saia líquido subarrefecido, assegurando assim que no dispositivo de expansão apenas entra líquido. Esta medida traz ainda a vantagem de aumentar o efeito de refrigeração.

A Figura 2.5 apresenta uma comparação entre o ciclo teórico e o ciclo real, onde são visíveis as diferenças acima referidas.

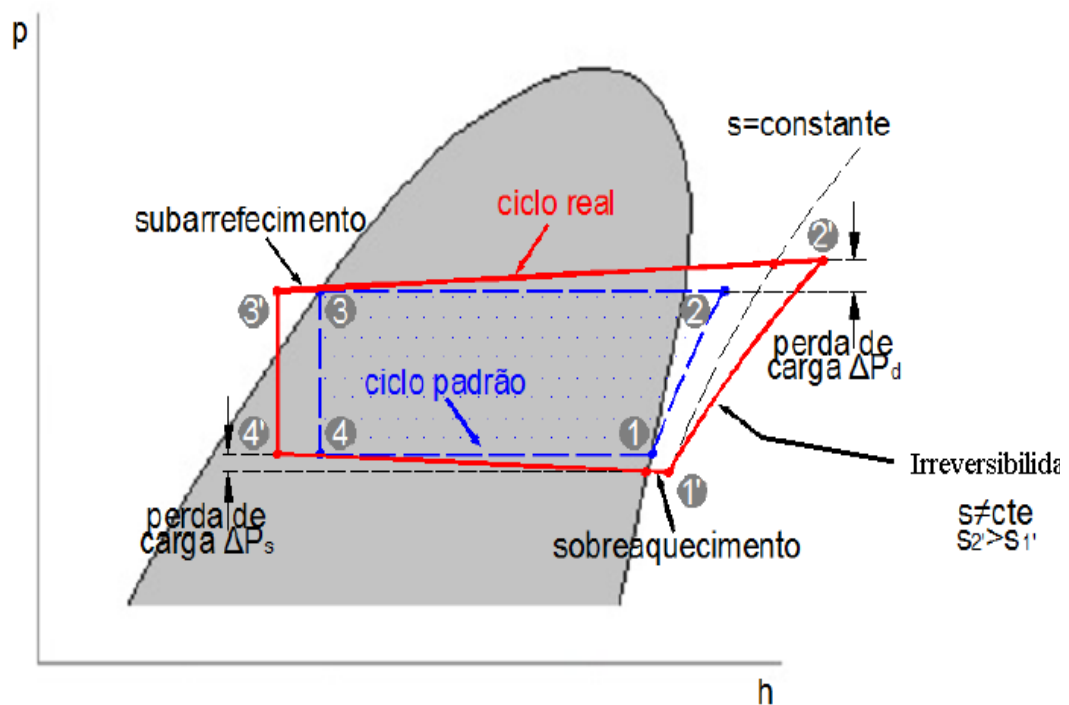


Figura 2.5-Comparação entre o ciclo teórico e o ciclo real (Adaptado de [10]).

## 2.3. Principais componentes do sistema de refrigeração

### 2.3.1. Compressor

O compressor é considerado o “coração” do sistema de refrigeração por compressão de vapor, muito devido à sua função, que é a de aumentar a pressão do fluido refrigerante e promover a sua circulação pelo sistema.

Os compressores são classificados de acordo com o **princípio de funcionamento**, sendo divididos em dois grandes grupos [11]:

- **Máquinas de deslocamento positivo:** o aumento de pressão do gás refrigerante deve-se à redução do volume interno da câmara de compressão efetuado através da aplicação de uma força mecânica. A este grupo pertencem os compressores do tipo alternativos e rotativos (*scroll*, parafuso, lóbulos, anel de líquido e alhetas).
- **Máquinas de fluxo:** o aumento de pressão deve-se, sobretudo, à conversão de pressão dinâmica em pressão estática [11]. Compressores centrífugos e axiais encontram-se neste grupo, os ejetores também se inserem nesta categoria.

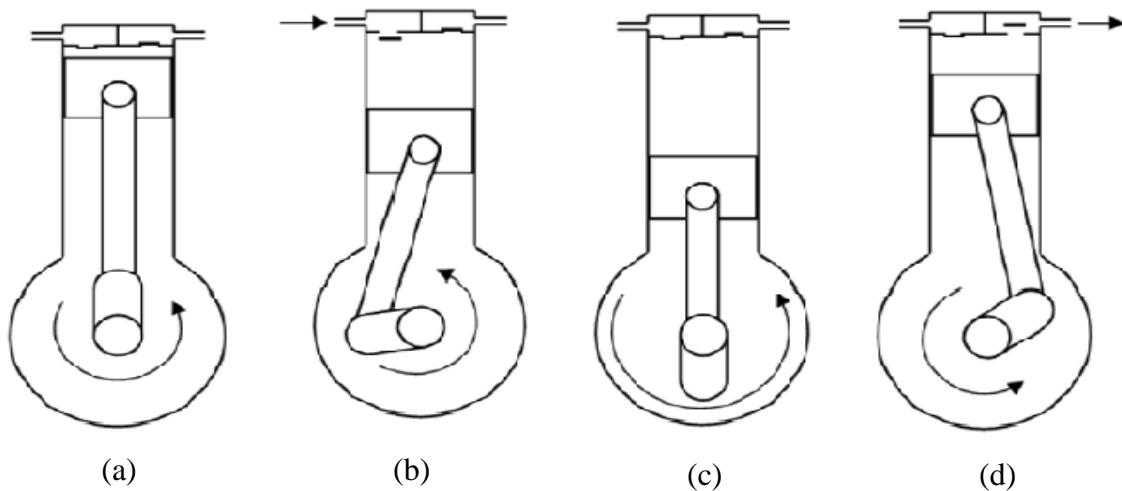
Pode-se ainda classificar os compressores quanto ao tipo de construção, identificando-se três tipos: **abertos**, **semi-herméticos** e **herméticos**.

A escolha do tipo de compressor depende, essencialmente, da capacidade da instalação, fluido refrigerante usado, temperatura de evaporação, aplicação e do preço [11].

#### 2.3.1.1. Compressor alternativo

Devido à grande diversidade de tipos de compressores disponíveis analisar-se-á apenas o compressor utilizado na instalação objeto de estudo, do tipo **alternativo semi-hermético**.

Neste tipo de compressor, a compressão é feita por um pistão numa câmara de volume variável. A figura seguinte mostra, esquematicamente, o funcionamento deste compressor.



**Figura 2.6**-Esquema de funcionamento de um compressor alternativo (Adaptado de [11]).

O ciclo de compressão pode ser dividido em três fases distintas:

- **Fase de sucção:** corresponde à fase em que o refrigerante a baixa pressão é aspirado pela válvula de admissão, a diferença de pressões entre a saída do evaporador e a válvula de admissão provoca a descida do pistão, e a entrada do refrigerante (Figura 2.6 (b));
- **Fase de compressão:** a fase de sucção acaba quando se atinge o máximo do volume interno do cilindro. Este momento coincide com o início da fase de compressão. Nesta fase o movimento ascendente do pistão reduz progressivamente o volume interno da câmara, isto causa um aumento da pressão e temperatura do gás refrigerante e (Figura 2.6 (c));
- **Fase de descarga:** ocorre quando a pressão dentro do cilindro é maior do que a exercida pelas molas da válvula de descarga, permitindo a abertura da válvula de descarga e libertando o refrigerante a alta pressão e temperatura. (Figura 2.6 (d)).

No APÊNDICE B é feita uma análise à *performance* do compressor. No mesmo apêndice encontra-se um estudo mais aprofundado sobre os principais componentes do sistema de refrigeração por compressão de vapor. Esta secção tem como objetivo apresentar os principais componentes da instalação objeto de estudo, remetendo-se para apêndice as restantes considerações.

### 2.3.2. Condensador

Este componente é um permutador de calor cujo principal objetivo é dissipar o calor do fluido refrigerante que sai do compressor. O condensador deve rejeitar tanto a energia absorvida no evaporador como a que é gerada na compressão. É através da permuta de calor entre o refrigerante e o meio exterior que se dissipa o calor do fluido, condensando-o.

Podem identificar-se três tipos diferentes de condensadores: condensadores arrefecidos a ar, condensadores arrefecidos a água e condensadores evaporativos. Na instalação objeto de estudo é utilizado um condensador arrefecido a ar, este tipo de condensador é o mais usado na grande maioria das aplicações e isso deve-se a sua simplicidade, facilidade de instalação e menor custo quando comparado com os outros tipos de condensadores. Visto que o meio para o qual este condensador irá dissipar o calor é o ar exterior, o mesmo deve ser instalado num lugar arejado.

Encontra-se em apêndice (APÊNDICE B) os restantes tipos de condensadores e uma breve descrição do funcionamento e desempenho deste componente.

### 2.3.3. Unidades condensadoras

Unidades condensadoras incluem um compressor, condensador arrefecido a ar e conjunto de partes reguladoras. Estas unidades são bastante usadas em sistemas de pequena e médias potências, apresentando uma solução compacta para o sistema [12].

### 2.3.4. Dispositivo de expansão

Este componente tem duas funções principais: **reduzir a pressão do refrigerante líquido** que vem do condensador, ao mesmo tempo que **regula o caudal de fluido refrigerante** que entra no evaporador.

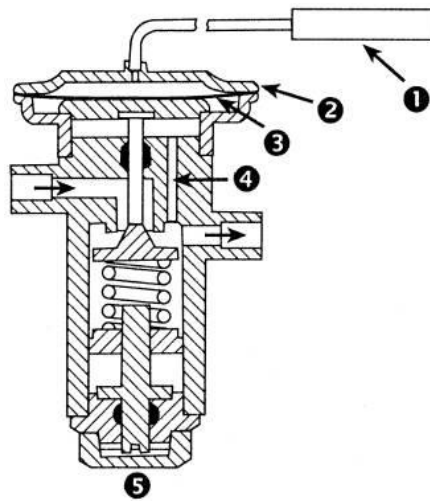
O funcionamento conjunto do compressor e do dispositivo de expansão deve ser tal que as condições geradas permitam ao compressor bombear uma quantidade de fluido refrigerante igual à que o dispositivo de expansão fornece ao evaporador. Desta forma previne-se uma situação de desequilíbrio. O funcionamento em desequilíbrio provoca a secura ou inundação do evaporador, podendo danificar os componentes.

De entre os vários tipos de dispositivos de expansão existentes podem-se identificar os seguintes: válvulas de expansão termostáticas, válvulas de expansão

eletrônicas, válvulas de boia e tubos capilares. No caso em estudo foi usada a válvula de expansão termostática, pelo que os próximos parágrafos são dedicados a este tipo de válvula. Os restantes dispositivos de expansão encontram-se no APÊNDICE B.

### Válvula de expansão termostática

A válvula de expansão termostática é indubitavelmente a mais utilizada em sistemas de expansão direta, devido à sua grande versatilidade e alta eficiência. Na figura seguinte mostra-se a vista em corte desta válvula.



**Figura 2.7-**Vista em corte transversal de uma válvula de expansão termostática (Fonte [13]).

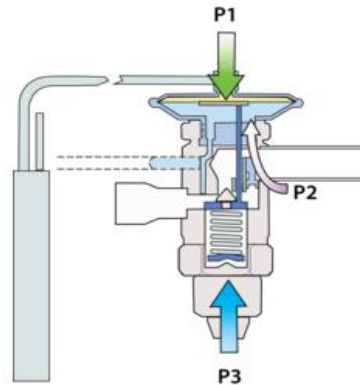
Na imagem estão indicados os seguintes componentes: bolbo sensível (1), corpo da válvula (2), diafragma (3), equalização interna (4), haste de ajuste de pressão/temperatura (5).

Este dispositivo regula a passagem de refrigerante líquido em função da taxa de evaporação no evaporador e fá-lo usando o bolbo sensível (*“feeler bulb”*). O bolbo é colocado à saída do evaporador e contém no seu interior fluido refrigerante. Desta forma o fluido no bolbo estará à mesma pressão que o fluido à saída do evaporador, funcionando este elemento como um sensor que “lê” a pressão à saída do evaporador e transmite esta informação à válvula de expansão. Há ainda duas outras pressões a atuar na válvula:

- A da mola, que exerce uma pressão constante e cujo valor é ajustado mediante a rotação do parafuso de ajuste (Figura 2.7). Este mecanismo estabelece o nível de sobreaquecimento pretendido;
- A outra pressão é a que se faz sentir à entrada do evaporador. O canal de equalização interna permite que esta pressão exerça força sobre o diafragma (Figura 2.7).



Esta válvula funciona por diferencial de pressão sendo a regulação do fluxo de refrigerante feita através do diafragma. Para melhor compreender o funcionamento apresenta-se a figura seguinte.



**Figura 2.8-**Pressões exercidas na válvula de expansão termostática (Fonte [14]).

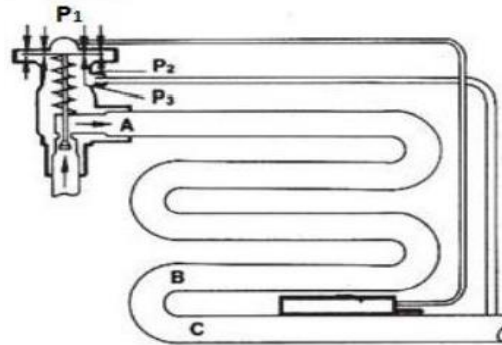
A pressão (P1) exercida na parte superior do diafragma é a que se faz sentir à saída do evaporador. Já a pressão à entrada do evaporador (P2) e da mola (P3) são exercidas na parte inferior deste elemento. Se a pressão à saída do evaporador (P1) for superior à da mola (P3) e à da entrada do evaporador (P2), o assento desloca-se para baixo e permite a entrada de fluido. Se por outro lado a soma de pressões da mola e à entrada do evaporador for superior ou igual à pressão na saída do evaporador a válvula mantém-se fechada. Isto pode ser facilmente explicado da seguinte forma:

- Se  $P1 > P2 + P3 \rightarrow$  válvula abre;
- Se  $P1 = P2 + P3$  ou  $P1 < P2 + P3 \rightarrow$  válvula fechada.

Na Figura 2.7 é exibida uma válvula com equalização interna, que é uma boa opção para sistemas com evaporadores pequenos onde as perdas de carga não são significativas. No entanto, a instalação estudada neste trabalho tem evaporadores de dimensões consideráveis e como tal as perdas de carga não podem ser desprezadas, assim é utilizada uma válvula com equalização externa. Esta válvula possui um tudo de pequeno diâmetro que interliga a região abaixo do diafragma com a saída do evaporador [12] (Figura 2.9), desta forma mede-se a pressão que efetivamente se faz sentir à saída do evaporador. Assim, numa situação em que o bolbo indica elevada pressão, que neste caso apenas mostra que o refrigerante se encontra a elevada temperatura, será o capilar de equalização externa a transmitir o estado a que efetivamente se encontra o fluido à saída do evaporador. Se ainda

houver presença de líquido o diferencial de pressões não permite que a válvula abra mais. Desta maneira é garantida a correta alimentação do evaporador.

A figura seguinte mostra o esquema de uma válvula de expansão termostática com equalização externa.



**Figura 2.9-**Válvula de expansão termostática com equalização externa (Fonte [12]).

### **2.3.5. Evaporador**

O evaporador é o último dos quatro componentes principais que compõem o ciclo teórico de refrigeração e é nele que ocorre a refrigeração propriamente dita. O refrigerante absorve calor a temperatura constante, ou seja, absorve calor latente ao longo do evaporador, passando da fase líquida à fase de vapor. Quando o refrigerante atinge o ponto de saturação qualquer aumento de calor (calor sensível) irá aumentar a sua temperatura, sobreaquecendo-o. Como já foi anteriormente referido o sobreaquecimento é necessário para se assegurar que apenas entra vapor no compressor, independentemente das variações de carga térmica.

Os evaporadores podem ser classificados quanto à sua construção física; superfície de troca de calor; método de circulação do ar (duplo fluxo, cúbico ou baixo perfil); sistema de alimentação [11, 12]. Tendo por critério o sistema de alimentação, podem-se identificar dois tipos de evaporadores:

#### **Evaporador de expansão direta (seco)**

O refrigerante entra no evaporador através do dispositivo de expansão e evapora completamente ao longo do comprimento do tubo, saindo sobreaquecido. Este tipo de evaporador tem menor coeficiente global de transferência de calor em comparação com os inundados devido a dificuldade em manter a superfície dos tubos molhada com refrigerante. É utilizado em praticamente todas as aplicações com fluidos halogenados, como é o caso neste trabalho.

### **Evaporador inundado**

Neste evaporador a entrada de refrigerante é controlada por uma válvula de expansão do tipo boia. A principal diferença entre este tipo e o anterior é que neste caso há sempre refrigerante no estado líquido. O refrigerante ao absorver calor forma uma mistura de líquido e vapor e segue para um separador de líquido. Deste depósito o refrigerante em estado de vapor é aspirado pelo compressor e o refrigerante líquido retorna ao evaporador. Este evaporador apresenta elevados coeficientes globais de transferência de calor, no entanto o seu uso é pouco prático em sistemas com refrigerantes halogenados, devido à dificuldade que estes têm em promover o retorno do óleo. São bastante usados em sistemas que usam amoníaco como refrigerante.

## **2.4. Fluidos refrigerantes**

O fluido refrigerante é o meio de transferência de calor do ciclo de refrigeração. Absorve o calor do espaço a refrigerar ao evaporar a baixa pressão e rejeita o calor adquirido ao longo ciclo no condensador.

Os refrigerantes têm um papel fundamental nos sistemas de refrigeração, não apenas porque influenciam de forma direta o funcionamento do sistema, mas também por serem responsáveis por graves danos ambientais, nomeadamente a destruição da camada de ozono, que contribui para o aquecimento global. Por estas razões a seleção do fluido refrigerante não deve ser menosprezada, sendo este passo tão importante quanto a seleção de qualquer um dos quatro componentes principais, pois o bom funcionamento do sistema passa pela escolha do refrigerante certo.

### **2.4.1. Seleção**

Na seleção do fluido refrigerante há que ter em conta que não há um refrigerante perfeito, no entanto um bom fluido refrigerante é aquele que é capaz de garantir um funcionamento seguro, eficiente e pouco poluente. Há efetivamente alguns fluidos que são excluídos, por serem demasiado prejudiciais para o ambiente ou porque não fornecem um bom rendimento ao sistema. Atualmente, os que existem no mercado, mesmo cumprindo os requisitos exigidos para serem usados, diferem nas suas características, devendo a sua seleção atender ao tipo de aplicação que se pretende.

Um bom refrigerante deve apresentar o melhor das seguintes propriedades (a seguinte análise às propriedades dos refrigerantes é baseada no documento [15]):

### **Termodinâmicas** [15]

- **Pressão e temperatura de evaporação:** a pressão deve ser baixa, mas ao mesmo tempo deverá ser superior a pressão atmosférica, de forma a evitar a entrada de ar no sistema na ocorrência de fugas. A temperatura de evaporação deve ser baixa para maximizar o efeito de refrigeração.
- **Pressão e temperatura de condensação:** trabalhar a pressões elevadas apresenta maior risco, além disso maiores pressões exigem maior espessura da tubagem e dos componentes, e conseqüentemente encarecem a instalação. Quanto a temperatura, para condensadores a ar recomenda-se que a temperatura de condensação nunca ultrapasse em situação alguma os 55 °C [11].
- **Ponto de congelação:** a viscosidade do fluido aumenta com a proximidade do ponto de congelação, diminuindo a taxa de transferência de calor, desta forma o refrigerante deve operar sempre acima do seu ponto de congelação, portanto é desejável que este assuma um valor baixo.
- **Volume específico de refrigerante evaporado:** deve ser tão baixo quanto possível de forma a diminuir o caudal que entra no compressor e portanto reduzir o trabalho que este terá de fazer e ou evitando a necessidade de um compressor de maiores dimensões.
- **Calor latente de vaporização:** este valor deve ser tão elevado quanto possível, maior entalpia de vaporização significa que para o mesmo caudal mais energia se consegue absorver durante a mudança de estado, ou seja, o efeito de refrigeração é maior, o que permite obter a mesma capacidade de refrigeração com caudais menores, diminuindo assim a potência necessária do compressor.
- **Temperatura e pressão críticas:** ao atingir-se estes limites já não é possível a condensação do fluido, por outras palavras, torna-se impossível realizar o ciclo de refrigeração, deste modo estes valores devem ser os mais altos possíveis.

### **Químicas** [15]

- **Propriedades de inflamação ou explosão:** para garantir a segurança de operação do sistema, o fluido refrigerante utilizado não deve ser inflamável ou explosivo.
- **Toxicidade:** não deve ser tóxico de forma a não prejudicar a saúde das pessoas.

- **Reação com os materiais:** o refrigerante não deve reagir com o equipamento de forma a danificá-lo.
- **Danos nos produtos refrigerados:** no caso de ocorrer uma fuga que permita que o fluido esteja em contacto com os produtos a refrigerar, o fluido refrigerante deve possuir propriedades tais que garantam que os produtos não são danificados ou contaminados.
- **Poluição:** não deve ser prejudicial ao ambiente, nomeadamente, à destruição da camada de ozono, e consequente ao aumento do efeito de estufa.

#### Físicas [15]

- **Deteção:** deve ter propriedades tais que seja simples identificar fugas.
- **Viscosidade e condutividade térmica:** a transmissão de calor depende diretamente destas características, baixa viscosidade e alta condutividade térmica são desejáveis para uma boa transmissão de calor.
- **Ação com o óleo lubrificante:** o fluido deve ser miscível com o óleo e quimicamente estável em contacto com ele.
- **Custo:** é um fator a considerar, mas não tão decisivo quanto alguns já referidos, o custo deve ser o mais baixo possível.

### **2.4.2. Impacto ambiental**

Ao longo do ciclo de vida de um sistema de refrigeração há sempre emissões de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) que podem ser de dois tipos: diretas ou indiretas.

As emissões indiretas estão relacionadas com a pegada de carbono causada durante todo o ciclo de vida do equipamento. As emissões indiretas devem-se principalmente ao consumo de energia elétrica obtida por queima de combustíveis fósseis, que produzem emissões de gases poluentes. A solução para este problema passa por aumentar a eficiência energética, podendo esse objetivo ser obtido com a mudança do fluido refrigerante. Um refrigerante com bom desempenho energético reduz o consumo de energia e consequentemente as emissões de gases com efeito de estufa.

As emissões diretas correspondem a situações em que o fluido refrigerante “escapa” do sistema, por fugas no sistema, na manutenção ou reparação do sistema, na carga do sistema ou recuperação de refrigerante.

Na análise de impacto ambiental produzido por fluidos refrigerantes utilizam-se dois índices principais: ODP (“Ozone Depletion Potencial”) que indica a destruição potencial que o refrigerante pode causar na camada de ozono e o GWP (“Global Warming Potencial”) indica o aquecimento global que o refrigerante poderá provocar devido ao aumento do efeito de estufa.

### **2.4.3. Fluido refrigerante R404a**

O fluido refrigerante utilizado no sistema em estudo foi o R404a. Este é uma mistura azeotrópica, substância com um ponto de ebulição fixo, de HFC’s (R143a, R125 e R134a). É um fluido recomendado para aplicações de baixa temperatura, não inflamável e de baixa toxicidade. O seu ODP é zero e o GWP é cerca de 3900 [3].

Em caso de fuga é necessário substituir todo o fluido, uma vez que o fluido com maior pressão parcial sairá do circuito, alterando a composição inicial. Desta forma, o fluido remanescente deixará de ser R404a.

Atualmente é um dos fluidos com maior valor de GWP, contribuindo bastante para o aquecimento global. Pretende-se acabar com a produção e consumo deste gás e têm vindo a ser criadas alternativas a este fluido.

### **2.4.4. Novos fluidos refrigerantes**

Vários fluidos têm vindo a ser desenvolvidos para substituir o R404a. Num artigo recente [16] são apresentados diversos novos fluidos com grande potencial de num futuro próximo virem a substituir os refrigerantes utilizados atualmente.

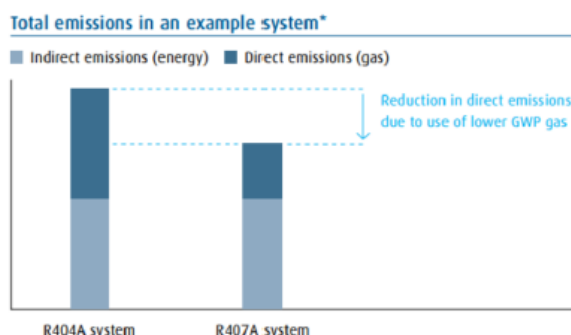
Entre os HFCs têm sido experimentadas substâncias como R407C e R152a (GWP de 1774 e 124, respetivamente) que apresentam melhor desempenho energético e ambiental relativamente ao R404a. De forma idêntica Han *et al.* (2012) testaram uma mistura não azeotrópica de R161/R125/R143a (0,15/ 0,45 /0,40 frações mássicas) que apresenta um aumento do COP entre 6,3% e 12,1% e uma menor diferença de pressões entre 1,8% e 6,6% por comparação com o R404a. No entanto são os fluidos R407F e R407A desenvolvidos pela Linde Gases Division que são apontados para a substituição do R404a. Estes apresentam uma capacidade de refrigeração semelhante e uma redução do consumo energético acima de 10 % [16].

Nas próximas figuras são exibidas todas as propriedades relevantes dos fluidos R404a, R407F e R407A e a redução de emissões de gases poluentes que advêm do uso destes

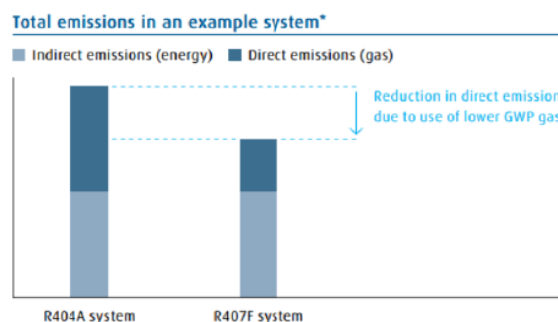
novos refrigerantes. É assim possível fazer uma comparação entre eles e tirar conclusões relativas as vantagens que apresentam.

	R404A	R407A	R407F
Constituents	R143a/R125/R134a	R134a/R125/R32	R134a/R125/R32
Preferred oil	Polyolester (POE)	Polyolester (POE)	Polyolester (POE)
ASHRAE safety classification	A1 – non-toxic & non-flammable	A1 – non-toxic & non-flammable	A1 – non-toxic & non-flammable
Boiling point @ 1atm	-46.5°C	-45.5°C	-45.5°C
Critical temperature	72.0°C	82.3°C	82.7°C
Critical pressure	37.3 bar(a)	45.2 bar(a)	47.5 bar(a)
GWP	3922	2107	1824
GWP as % of R404A	100%	54%	46%

(a)



(b)



(c)

**Figura 2.10-** Comparação entre os três fluidos: (a) características (b) e (c) redução das emissões diretas de GHG (“Green House Gases”) (Adaptando de [12]).

## 2.5. Eficiência energética

Nos últimos anos tem-se verificado uma preocupação crescente com a eficiência energética de sistemas de refrigeração.

A iminente extinção dos combustíveis fósseis e os efeitos nefastos que advêm da sua utilização tornam insustentável manter o nível de vida adquirido pelas sociedades modernas dos países desenvolvidos com o panorama energético atual. A redução de consumo energético surge assim como um dos principais objetivos a atingir pela indústria, pois além de permitir uma poupança significativa ao reduzir a dependência dos combustíveis fósseis e da eletricidade, favorece a imagem da empresa do ponto de vista da preservação do ambiente e do crescimento sustentável, tornando-a mais atrativa para investidores, clientes e público em geral.

No sector da refrigeração existem outras medidas que podem ser implementadas para reduzir o consumo energético, nomeadamente: a instalação de portas rápidas, a instalação de um tipo de iluminação que diminua a carga térmica, a instalação de controladores, a manutenção regular e calendarizada [12].

### 2.5.1. Recuperação de calor

Muitos processos industriais geram calor que é desperdiçado. A recuperação de calor consiste em desenvolver técnicas que permitam aproveitar este calor de forma útil. No caso de estudo deste trabalho é analisado um equipamento de refrigeração no qual se desenvolveu um sistema recuperação de calor, daí a inclusão desta secção.

A utilização deste calor pode ser considerada uma fonte de energia limpa, sem emissões de gases de estufa, e sem custos, uma vez que basicamente se está a usar uma energia residual que de outra forma seria desperdiçada [17].

Num estudo realizado em 2011 no âmbito do projeto *Optitherm* desenvolvido pela EPSRC (“Engineering and Physical Sciences Research Council”) [17] são avaliadas as oportunidades de recuperação de calor no sector alimentar do Reino Unido. Este estudo chegou a conclusões bastante interessantes que serão apresentadas nos próximos parágrafos.

Law *et al.* [17] estimaram que o desperdício de calor residual na indústria do Reino Unido é da ordem dos 11,4 TWh/ano, representando 5% de todo o consumo energético deste estado. Cerca de um quarto dessa energia, mais precisamente, 2,8 TWh/ano provêm do sector alimentar. Tendo por base estes resultados efetuaram uma previsão teórica dos ganhos obtidos para melhor cenário possível, ou seja, considerando que todo o calor residual desperdiçado é reaproveitado. Os resultados dessa análise, apresentados na Tabela 2.1, são bastante reveladores, mostrando a enorme redução de custos e de emissões de gases poluentes que é conseguida com o aproveitamento desta energia.

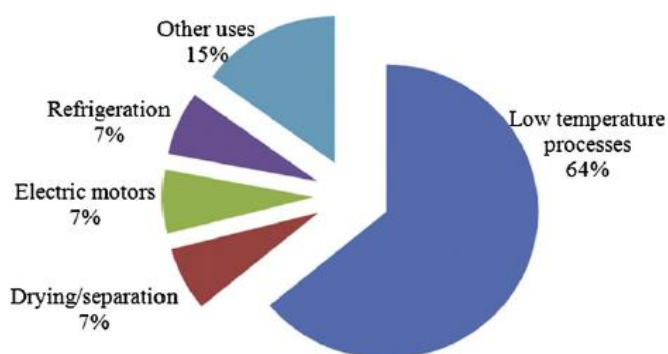
**Tabela 2.1-** Potencial redução de custos e emissões prevista através da aplicação de recuperação de calor na indústria (Fonte [17]).

	Units of waste energy per/year (kWh/year)	Cost per unit gas [5] (£/kWh)	Greenhouse gas emissions per unit of gas [6] (kg/kWh)	Potential cost savings per year (£m/year)	Potential emissions savings per year (tCO <sub>2</sub> e/year)
Industry total	$11.4 \times 10^9$	0.025	0.1836	£285m	2093040
Food & drinks sector	$2.8 \times 10^9$	0.025	0.1836	£70m	514080



Embora estas estimativas sejam irrealistas, devido à extrema dificuldade em recuperar todo o calor residual proveniente da indústria, esta tabela demonstra claramente o extraordinário potencial da aplicação de medidas de recuperação de calor.

O sector alimentar é dos maiores da indústria, sendo responsável por 25 % do consumo energético industrial no Reino Unido [17]. A Figura 2.11 do mesmo artigo mostra o consumo energético repartido pelos principais processos do sector alimentar.



**Figura 2.11-**Repartição do consumo energético pelos principais processos da indústria alimentar (Fonte [17]).

A maioria da energia é utilizada em processos que ocorrem a baixa temperatura, sendo então o calor residual produzido também de baixa temperatura.

Em termos da sua exergia, o calor fornecido é classificado de alta, média ou baixa qualidade consoante a temperatura. No caso de estudo verifica-se que a maioria das atividades do sector são realizadas a baixas temperaturas. Este calor é considerado de baixa qualidade, uma vez que é de mais difícil aplicação. O termo original vem da língua inglesa *Low Grade Heat* e é utilizado para fontes de calor com temperaturas entre a temperatura ambiente e 260 °C [17]. Como a maioria dos processos no sector alimentar ocorrem a baixas temperaturas, o facto do calor residual gerado ser de baixa qualidade não impossibilita o uso dessa energia no mesmo processo ou em processos próximos.

Expostas as vantagens que a recuperação de calor oferece na indústria alimentar falta saber como se pode aproveitar e fazer uso desta energia, pelo que se apresentam algumas tecnologias de recuperação de calor.

### **2.5.2. Reutilização do calor residual nos processos de produção**

Todos os sistemas de recuperação de calor usam permutadores de calor. Este elemento deverá ser corretamente selecionado para a aplicação em questão, uma vez que as

suas características influenciam a *performance* do sistema. Há uma enorme variedade de permutadores disponíveis no mercado, de acordo com a natureza dos fluidos envolvidos, identificam-se três diferentes tipos: permutadores gás-gás, permutadores gás-líquido e permutadores líquido-líquido.

Neste trabalho é estudada uma câmara de ultracongelção, onde o fluido refrigerante em estado de vapor a alta temperatura transfere calor para a água da rede, sendo portanto usado um permutador gás-líquido. Vários sistemas idênticos a este já foram usados por toda a Europa com sucesso, sendo confirmados períodos de retorno do investimento de 2 a 5 anos [17].

A forma mais eficiente de recuperação de calor neste sistema é aproveitando a etapa de *desuperheating* do processo de condensação do fluido (*cf.* Condensadores do capítulo 2). No circuito em estudo a temperatura mais elevada do refrigerante é à saída do compressor, esta é a melhor altura para usar a energia térmica do fluido. Há ainda a vantagem de o fluido entrar a menor temperatura no condensador, o que representa um aumento da eficiência do sistema.

Para além da aplicação direta do calor, há também métodos de gerar eletricidade usando o calor residual. Seguidamente são apresentadas duas tecnologias que permitem produzir eletricidade através de calor residual.

### **2.5.3. Geração de eletricidade**

#### **Ciclo de Rankine com fluido orgânico**

O funcionamento do ciclo de Rankine é idêntico ao do ciclo de Carnot. Ambos recebem energia térmica de uma fonte de calor para fazer evaporar o fluido do circuito, que por sua vez irá acionar uma turbina e desta forma gerar energia elétrica.

A principal diferença entre estes dois ciclos está na forma como ocorre a transferência de calor. No ciclo de Carnot a transferência de calor é isotérmica, enquanto no ciclo de Rankine é isobárica. A transferência de calor a pressão constante do ciclo de Rankine é uma melhor aproximação aos sistemas reais.

A diferença entre o ciclo de Rankine tradicional e este novo ciclo (ciclo de Rankine com fluido orgânico) está no tipo de fluido utilizado.

Sendo a água o fluido utilizado no ciclo “normal”, com este fluido o ciclo apenas deve ser realizado quando a fonte de calor for superior ou igual a 240 °C, o que torna impossível aproveitar o calor resultante dos processos industriais do sector alimentar

No novo ciclo substitui-se a água por um fluido orgânico com menor temperatura de evaporação, desta forma já é possível gerar energia elétrica usando uma fonte de calor de menor temperatura. Este ciclo já demonstrou ser bem-sucedido utilizando uma fonte de calor a 40 °C [17].

### **Ciclo de Kalina**

Este novo ciclo é uma evolução do ciclo de Rankine, a alteração que sofre está no fluido utilizado. Neste ciclo utiliza-se uma mistura de amoníaco e água como fluido. Isso permite que o ponto de evaporação ocorra numa determinada gama de temperaturas, contrariamente ao que acontece no ciclo com o uso de fluidos orgânicos que têm um valor fixo de temperatura de evaporação.

Isto permite um maior grau de recuperação de calor residual, já que a mistura por ter diferentes pontos de evaporação consegue extrair mais calor da fonte do que uma substância pura [18].

Este ciclo tem grande potencial na utilização do calor residual para geração de eletricidade no sector alimentar, no entanto é necessário maior demonstração industrial que confirme da eficiência e vantagens deste ciclo em relação ao ciclo de Rankine com fluidos orgânicos [17].

## **2.6. Conservação de alimentos**

Conforme já referido, a necessidade de conservar alimentos perecíveis é uma das mais antigas e principais prioridades do Homem. Atualmente as doenças de origem alimentar são uma das principais preocupações ao nível da saúde pública [19]. A ocorrência de problemas relacionados com a qualidade dos alimentos trazem uma série de consequências para a entidade responsável. Se da ocorrência resultarem sequelas graves nas pessoas afetadas indemnizações e coimas serão certamente reclamadas. Outra consequência indireta, mas mais duradoura prende-se com o facto da imagem da entidade ficar denegrada resultando na perda de confiança dos consumidores. Assim, a segurança alimentar têm nos dias de hoje uma importância fundamental, sendo a legislação sobre as exigências de qualidade dos produtos alimentares mais rigorosa.

As entidades intervenientes na cadeia alimentar têm de garantir da segurança e qualidade dos alimentos, adotando boas práticas de higiene e de fabrico e fazendo-as respeitar, assim como através da implementação de um bom sistema de autocontrolo, como o é o caso do HACCP (“Hazards Analysis and Critical Control Points”). Mais informações sobre este sistema podem ser encontradas no APÊNDICE C.

A aplicação de baixas temperaturas permite preservar as principais características dos produtos (cor, textura e sabor) de forma mais eficiente e prolongada do que os outros métodos existentes.

A utilização do frio divide-se em duas categorias principais:

- **Refrigeração:** mantém a temperatura acima do ponto de congelação da água, mas abaixo da temperatura crítica a que surgem os fenómenos de decomposição, temperaturas entre 0 °C a 10°C. Este método apenas retarda os processos de deterioração, não os eliminando.

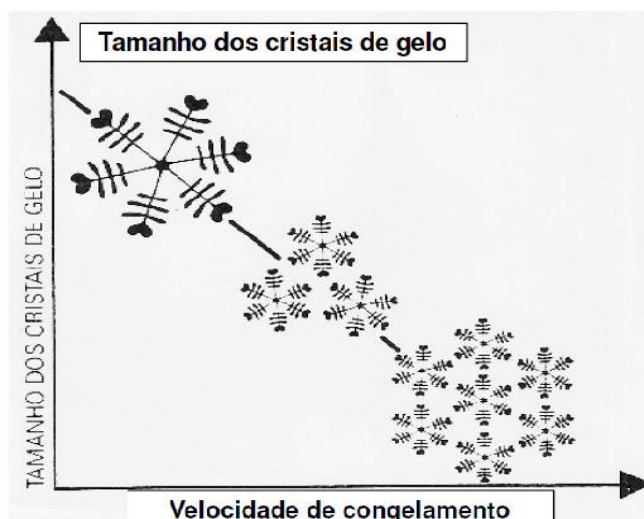
- **Congelação:** conserva o produto abaixo da temperatura de congelação da água, consiste essencialmente em congelar a água presente nos alimentos. Este método permite preservar a integridade e qualidade do produto durante períodos de tempo mais longos, devido à temperatura de congelação do produto (−18°C), onde não há qualquer atividade bacteriana e à formação de gelo, uma vez que a ausência de humidade impede o crescimento de microrganismos.

A qualidade dos produtos congelados depende fortemente da forma como ocorre o processo de congelação. Consoante o tempo de congelação dos produtos identificam-se dois tipos de congelação, nomeadamente: congelação lenta (temperaturas entre −4 °C e −29°C) e congelação rápida (temperaturas entre −32 °C e −40°C).

Durante a passagem da água do estado líquido ao estado sólido há formação de cristais de gelo. Este fenómeno é chamado de cristalização e ocorre em duas etapas sucessivas: formação de núcleos, seguida do crescimento dos cristais.

Na congelação lenta há formação de poucos núcleos, que posteriormente com o decréscimo da temperatura aumentarão até um grande tamanho. Se pelo contrário a congelação for rápida, gera-se um grande número de núcleos, que com o decréscimo de temperatura não crescem de forma significativa, por falta de espaço que torna impossível o seu crescimento a partir de um certo ponto, resultando em muitos mais e mais pequenos cristais de gelo [21].

Os cristais de gelo influenciam diretamente a qualidade do produto, pelo que se deve dar grande atenção ao seu número e tamanho. A Figura 2.12 mostra graficamente a relação do número e tamanho dos cristais com a velocidade de congelação.



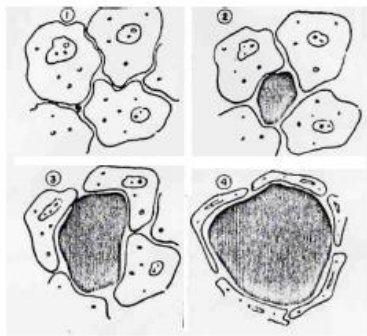
**Figura 2.12-**Influência da velocidade de congelação no tamanho dos cristais (Fonte [20]).

Cristais de gelo de grande tamanho danificam o produto, o espaço que ocupam leva à rotura irreversível das paredes e dos tecidos celulares. Neste tipo de congelação verifica-se ainda perda de matérias orgânicas e proteicas que conseqüentemente causam perda de qualidade e valor alimentar do produto. Se por outro lado os cristais são pequenos estes danos deixam de existir e é também possível a reabsorção da água por parte das células quando se procede à descongelação, assim a perda de qualidade e peso do produto são evitadas.

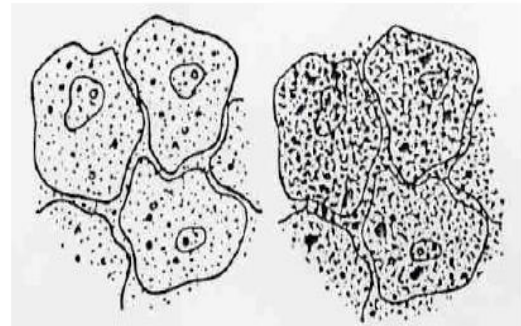
A velocidade de congelação depende dos seguintes fatores: diferença de temperatura entre o produto e o meio refrigerante, velocidade do ar, tamanho, forma e propriedades do produto, tipo de composição do produto e do meio refrigerante [21].

A Figura 2.13 mostra a formação dos diferentes tipos de cristais de gelo no interior do produto.

## CONGELAMENTO LENTO      CONGELAMENTO RÁPIDO



(a)



(b)

**Figura 2.13**-Formação de cristais: (a) grande tamanho (b) reduzido tamanho (Fonte [20]).

O processo de ultracongelação pode ser dividido em três fases, na primeira a temperatura reduz-se até ao ponto de congelação do produto. Em seguida a água contida no produto transforma-se em gelo e por fim a temperatura é reduzida até que a temperatura no centro do produto atinga e se estabilize a  $-18^{\circ}\text{C}$ .

### **3. ACTIVIDADES REALIZADAS NO ÂMBITO DE ESTÁGIO**

Neste capítulo apresentam-se as atividades desenvolvidas no período de estágio. As atividades realizadas tiveram uma vertente extremamente prática.

A primeira atividade foi desenhar em *SolidWorks* a unidade condensadora da câmara de ultracongelamento.

As restantes atividades estiveram sempre relacionados com a atividade profissional do técnico de refrigeração da Fastfer. Do trabalho realizado sob a supervisão e orientação deste profissional constam as seguintes tarefas:

- Manutenção e reparação de diversos equipamentos de frio, que vão desde simples abatedores de temperatura até instalações de grande dimensão;
- Instalação de uma câmara de ultracongelamento, com a construção de um sistema de aproveitamento de calor para o aquecimento de AQS.

Este capítulo não irá abordar todas as intervenções feitas ao longo do estágio, pois o objetivo proposto neste trabalho é estudar e descrever todas as etapas referentes à conceção e instalação da câmara de ultracongelamento, além disso a construção e instalação da câmara aborda a totalidade de técnicas e procedimentos realizados na execução de todos os outros trabalhos, tornando redundante a descrição dos mesmos.

#### **3.1. Desenho da unidade condensadora em SolidWorks**

No primeiro mês de estágio na empresa foi solicitada a realização de um desenho tridimensional à escala real da unidade condensadora. A ferramenta escolhida para cumprir esta tarefa foi o *SolidWorks*, um *software* de modelação de sólidos que além do desenho 2D e 3D tem muitas outras funcionalidades de grande interesse e utilidade tornando-o assim numa ferramenta incrivelmente poderosa.

O desenho e montagem de peças são as funcionalidades mais básicas deste *software*, visto que este é capaz de resolver, com relativa facilidade, problemas que até há pouco tempo atrás eram bastante complexos, como por exemplo a simulação de movimento

e de escoamento de fluidos e análises térmica e de esforços. Deste modo é possível testar a sustentabilidade do *design* do produto e prever o comportamento do mesmo quando sujeito as condições de trabalho. Permite também fazer vídeos atrativos e elucidativos do produto e ou do seu funcionamento. Tudo isto tem enormes vantagens na concepção e no lançamento de um novo produto, uma vez que permite assegurar a sua qualidade sem ter custos elevadíssimos na construção de protótipos e a realização de testes, ao mesmo tempo que oferece a possibilidade de promover o *marketing* do produto, através da criação de apresentações e vídeos apelativos ao público-alvo.

Embora esta tarefa tenha sido particularmente trabalhosa não se justifica a sua descrição neste trabalho, devido ao elevado número de comandos utilizados e passos realizados até ao resultado final e à dificuldade em relatar todo o processo. Importa referir que este desafio, embora complicado, foi imensamente gratificante, porque permitiu aplicar conhecimentos que foram adquiridos no início do curso, explorar as potencialidades deste programa, muitas delas desconhecidas, e ainda adquirir e desenvolver, consideravelmente, competências neste *software*.

As peças e conjuntos desenhadas são apresentadas no APÊNDICE D.

### **3.2. Construção da câmara de ultracongelação, testes e arranque do sistema**

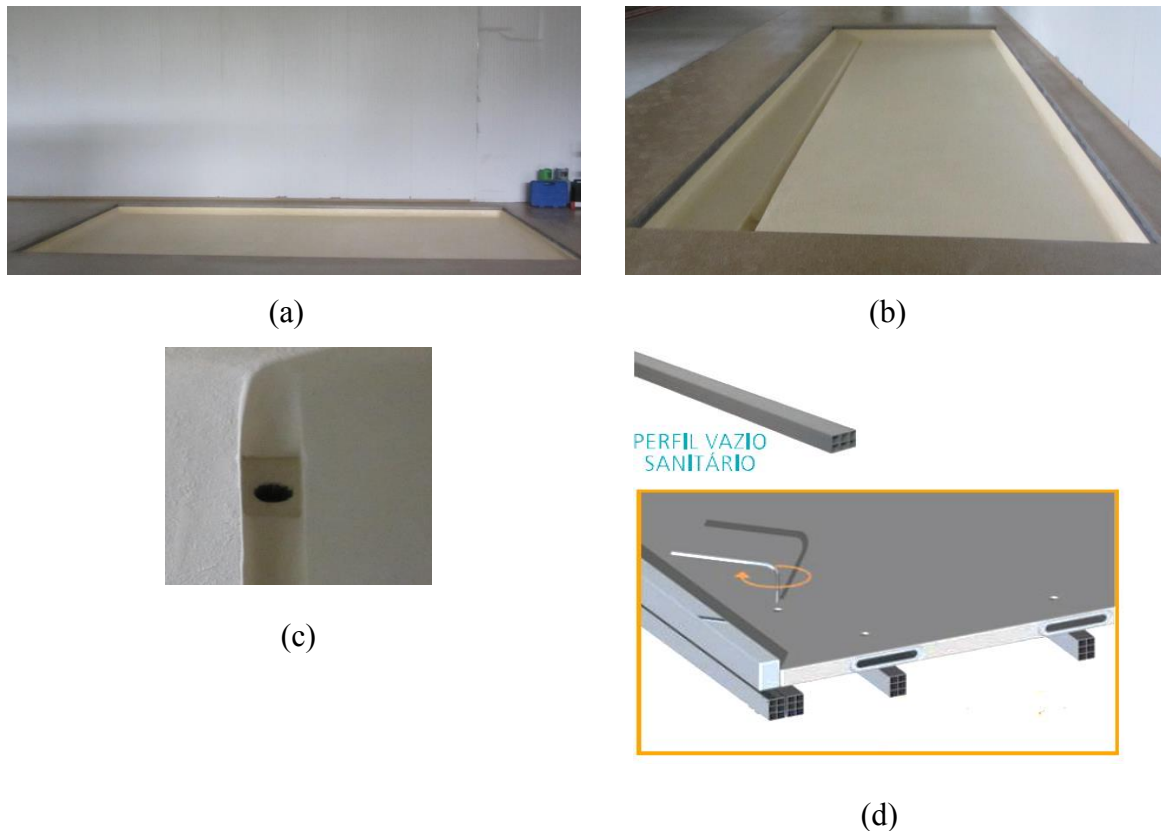
Esta secção descreve detalhadamente todo o processo de construção da câmara de ultracongelação, sendo apresentadas todas as etapas realizadas ao longo da montagem, as técnicas e os materiais utilizados. Termina com a apresentação dos testes e procedimentos efetuados antes do arranque do sistema.

#### **Câmara**

O local escolhido para instalação da câmara precisa de algumas modificações. O espaço onde será montada a câmara está cerca de quinze centímetros abaixo do nível do chão e precisa ser construída uma “linha” de esgoto que irá receber a água proveniente das descongelações e condensações. O objetivo é reduzir ao mínimo a presença de água dentro da câmara. Esta solução também permite que a abertura de portas ocorra ao nível do chão facilitando assim a entrada dos carrinhos que transportam os tabuleiros com o produto. O pavimento é construído sobre perfis retangulares de PVC, assim garante-se o transporte de água para o vazio sanitário e evitam-se condensações no subsolo do recinto frigorífico.



A Figura 3.1 mostra o local onde será instalada a câmara e a estrutura de apoio.



**Figura 3.1**-Local da montagem: (a) e (b) sítio onde será instalada a câmara (autor); (c) vazio sanitário (Fonte: autor); (d) perfil PVC (Adaptado de [22]).

A câmara é do tipo modular, ou seja, é constituída por painéis modulares pré-fabricados. Este tipo de câmara apresenta várias vantagens em relação as tradicionais câmaras em alvenaria, entre elas pode-se salientar a significativa redução do custo e do tempo de montagem, construção mais simples, a possibilidade de desmontar, remover ou ampliar a câmara com relativa facilidade e com gastos consideravelmente menores.

A Figura 3.2 mostra um exemplo esquemático do processo de montagem de uma câmara deste tipo.

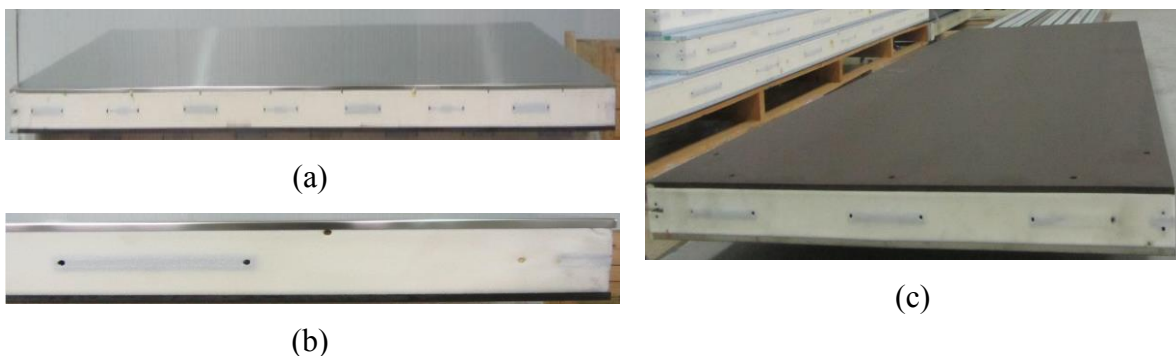


**Figura 3.2**-Câmara modular (Fonte [22]).

Para as paredes e teto são usados painéis tipo *sandwich* com isolamento interior em espuma de poliuretano injetado de alta densidade sem CFC entre duas chapas de aço galvanizado de 0,50 mm de espessura. Já para o pavimento da câmara os painéis têm na parte superior 15 mm de espessura de um material isolante chamado baquelite, segue-se 80 mm de espuma de poliuretano e finalmente uma chapa de aço galvanizado de 0,5 mm de espessura. Todos os painéis têm 100 mm de espessura e proporcionam um bom isolamento térmico à câmara.

A resistência térmica da baquelite é inferior à do poliuretano, pelo que os painéis do pavimento da câmara não fornecem um isolamento térmico tão bom quanto os restantes. Isto não é grave porque o chão está a menor temperatura que o ar exterior e portanto haverá menor transmissão de calor. A baquelite para além do isolamento térmico tem também o objetivo de oferecer maior resistência mecânica e aderência ao pavimento, uma vez que este está sujeito a movimentação de cargas e peso do produto. O uso deste material nos painéis do pavimento é uma boa solução uma vez que não conduz a um aumento significativo da carga térmica.

As figuras seguintes mostram os painéis acima descritos.



**Figura 3.3**-Painéis utilizados na montagem da câmara: (a) e (b) painel das paredes e do teto; (c) painel do pavimento (Fonte: autor).

Nos painéis estão inseridas caixas de plástico que tornam possível a ligação entre eles. Cada caixa tem um eixo giratório e um gancho excêntrico. Pela ranhura do painel introduz-se uma chave de fecho hexagonal para que esta entre no eixo da caixa, rodando-a logo de seguida de forma a fazer girar o gancho, sendo assim feito o encaixe dos painéis. Este sistema garante uma união e estanquicidade perfeitas.

As seguintes imagens mostram os materiais necessários, o método de ligação e a montagem da câmara.



**Figura 3.4**-Ligação dos painéis e montagem da câmara: (a) materiais utilizados na união entre painéis; (b) representação do método de ligação (Fonte [22]); (c) (d) (e) montagem da estrutura da câmara (Fonte: autor).

## Tubagem

Assim que a estrutura da câmara esteja completa é necessário instalar todos os componentes (evaporadores, válvulas, sensores, etc...) nos seus devidos lugares e posteriormente fazer a ligação entre eles através da tubagem.

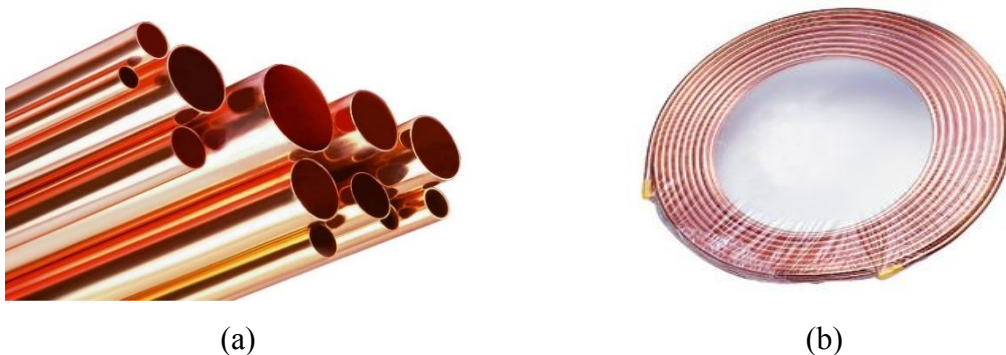
A tubagem é de extrema importância em qualquer sistema de refrigeração, é ela que permite a circulação do fluido pelos componentes. O cuidado dado a esta etapa começa logo na fase de projeto com o dimensionamento dos tubos e traçado da tubagem, cujo objetivo é diminuir ao máximo as perdas de carga. Isto passa por selecionar o melhor material, com um bom acabamento superficial, definir corretamente os diâmetros dos tubos, o que pode ser feito recorrendo a cálculos iterativos ou utilizando os ábacos fornecidos pelas tabelas da ASHRAE, esta última solução é fiável, mais prática e rápida. Outro cuidado a ter é evitar tanto quanto possível as mudanças de secção e de direção, uma vez que estas causam perdas de carga consideráveis.

A instalação propriamente dita está a cargo do técnico de frio e este deve ter em conta alguns cuidados aquando a sua execução, pois a principal responsabilidade por perdas de refrigerante no sistema recai sobre ele, além disso deve ter bem presente as causas da perda de carga e as maneiras de as diminuir na construção da tubagem.

As técnicas e procedimentos utilizados na instalação da tubagem, assim como alguns materiais, ferramentas e cuidados a terem na realização desta tarefa são fundamentais, pelo que se enunciam os mais relevantes.

Em refrigeração utilizam-se na grande maioria dos casos tubos de cobre, pois este material apresenta algumas vantagens, tais como, ser resistente à corrosão, maleável e fácil de soldar. Já para aquecimento da água o material usado é o aço. Os tubos podem ser comercializados em “barras” circulares ou em rolo (quando são tubos de pequeno diâmetro), esta última opção apresenta a vantagem de ocupar menos espaço facilitando o transporte.

Nas imagens seguintes mostram-se os tipos de tubos acima referidos.



**Figura 3.5-**Tubos de cobre: (a) barra; (b) rolo (Fonte [23]).

O traçado da tubagem obedece a certas dimensões e configuração, estas podem ficar previamente estabelecidas no projeto ou estar a cargo do técnico de refrigeração, a única exigência é que respeite os requisitos acima descritos de modo conceder ao sistema o melhor

funcionamento possível. Deste modo, tanto o projetista como o técnico devem ter bem presentes os cuidados e boas práticas a ter na elaboração desta parte da instalação.

Assim sendo, a construção da tubagem não é possível sem que se realizem uma série de tarefas intermédias, nomeadamente: cortar tubos, dobrá-los (quando necessário e sempre que possível), adicionar acessórios (joelhos, ligações em “T”, redutores, etc.), fazer a ligação dos acessórios e entre tubos e isolar algumas partes da tubagem.

Devido ao carácter essencialmente técnico das tarefas acima referidas remeto para apêndice (APÊNDICE E) descrição de todas as etapas relacionadas com a construção da tubagem.

### **Unidade condensadora**

A construção do grupo condensador não ficou a cargo da Fastfer, a câmara foi vendida com esta unidade já montada, a única alteração que se realizou no grupo condensador foi a instalação de um sistema que permite aproveitar o calor residual proveniente do sistema de refrigeração para o aquecimento de águas sanitárias (AQS). A solução passou por instalar dois permutadores de placas de alta eficiência, construir uma linha de ligação aos permutadores que interceta a tubagem na saída do separador de óleo e outra que faça o retorno do refrigerante ao sistema de refrigeração e ainda preparar a tubagem para o circuito de água. O funcionamento deste sistema é explicado detalhadamente no próximo capítulo.

Quanto os métodos aplicados na montagem estes não diferem dos que foram descritos até aqui.

Referir ainda que a unidade condensadora é instalada no telhado da unidade fabril utilizando-se uma grua para o efeito devido ao seu elevado peso.

A unidade condensadora é exibida nas imagens seguintes.



(a)



(b)



(c)



(d)



(e)

**Figura 3.6**-Unidade condensadora: (a) e (b) local onde se instalou a unidade condensadora; (c) e (d) sistema de recuperação de calor; (e) interior da unidade condensadora com todos os seus componentes (Fonte: autor).

## **Testes e carga do sistema**

Após a conclusão da montagem da câmara é necessário realizar uma série de testes e procedimentos para aferir o bom funcionamento de todo o sistema. Se até aqui se evidenciou a importância que o técnico de refrigeração tem na montagem, esta última fase da instalação vai reforçar ainda mais esta ideia, visto ser ele o único interveniente nesta parte final de grande relevância.

Os técnicos têm a responsabilidade de tornar a operação do sistema o mais eficiente possível do ponto de vista energético e diminuir as emissões de refrigerante [24].

As consequências de emissões de refrigerante pelo sistema vão para além do mau funcionamento do mesmo e dos prejuízos financeiros. Estes fluidos são extremamente poluentes e causam a destruição da camada de ozono e consequente aumento do efeito de estufa.

Na União Europeia o “*F-gas Regulation*” estabelece as regras ao emprego de gases fluorados, exigindo formação adequada e competências aos profissionais envolvidos e penalizações legais pelas infrações.

### **Teste de estanqueidade e deteção de fugas**

A primeira operação a realizar no sistema é a deteção de fugas, que pode ser feita de diversas formas: com detetor de fugas eletrónico, luz ultravioleta, tocha halogenada ou uma mistura de água e sabão. No entanto o método mais popular é o uso de uma solução a base de sabão e água, este método é eficiente e é aquele que apresenta menor custo.

Primeiro é necessário realizar um teste de estanqueidade. O material utilizado para realizar o teste é: uma botija de azoto seco livre de oxigénio e um *kit* de manómetros digitais (ex. Testo 550). Este último instrumento será usado para todos os restantes procedimentos, visto ser uma ferramenta sofisticada que veio substituir os tradicionais manómetros analógicos e oferece diversas vantagens, tais como:

- Medição rápida e precisa de alta e baixa pressão com indicação das respetivas temperaturas de condensação e evaporação;
- Mangueiras de ligação e duas sondas de temperatura do estilo pinça que são facilmente aplicáveis na tubagem medindo a temperatura superficial dos tubos, e que assim permitem calcular automaticamente os valores de sobreaquecimento e subarrefecimento;

- Possui em memória 60 diferentes tipos de refrigerante e o seu sistema possibilita a ligação a outros dispositivos eletrônicos, como *smartphones* ou *tablets*, permitindo uma monitorização remota, o registo histórico dos dados e atualização do aparelho.

Tudo isto torna esta ferramenta extremamente útil e poderosa, tendo num só instrumento toda a informação disponibilizada por manómetros, termómetros, tabelas de pressão e temperatura. Tem ainda o benefício de evitar cálculos manuais propensos a erros e leituras imprecisas, garantindo resultados fiáveis de imediato [25].

Na figura seguinte mostra-se o referido aparelho.



**Figura 3.7-**Manómetros digitais Testo 550: (a) *kit* completo; (b) manómetro digital (Fonte [25]).

O teste em si é feito ligando uma mangueira à garrafa de azoto e ligando-a aos manómetros. Liga-se outra mangueira ao lado de alta pressão do sistema e deve-se assegurar que as mangueiras estão bem apertadas e todos os componentes e válvulas do sistema abertas. Abre-se a válvula do cilindro e espera-se até que se atinja a pressão de trabalho do sistema, não se deve exceder este valor, assim que o manómetro indicar a pressão desejada fecha-se a válvula. A partir daqui a única coisa a fazer é esperar, variando o tempo de espera consoante a dimensão do sistema e o número de fugas do mesmo. Para sistemas mais pequenos normalmente uma hora chega, no entanto para sistemas de maiores dimensões pode ser necessário um dia para se ter a certeza de que o sistema está isento de fugas. Se o sistema tiver muitas fugas não será necessário tanto tempo, pois os valores de pressão descem mais rapidamente. A confirmação da presença de fugas consiste apenas em verificar se o valor de pressão baixou. Se assim for procede-se a deteção das fugas, que apenas é possível com o sistema pressurizado.



Mistura-se sabão com um pouco de água e passa-se esta solução com um pincel em todo o tipo de juntas e conexões, nas soldas, no evaporador, nas válvulas, resumidamente em todos os lugares com probabilidade de fugas. Se no local em que se passou a mistura começar a aparecer bolhas de sabão estamos na presença de uma fuga. Depois de identificadas as fugas procede-se à sua reparação.

Na figura seguinte está representado um esquema do teste e o modo de deteção de fugas.

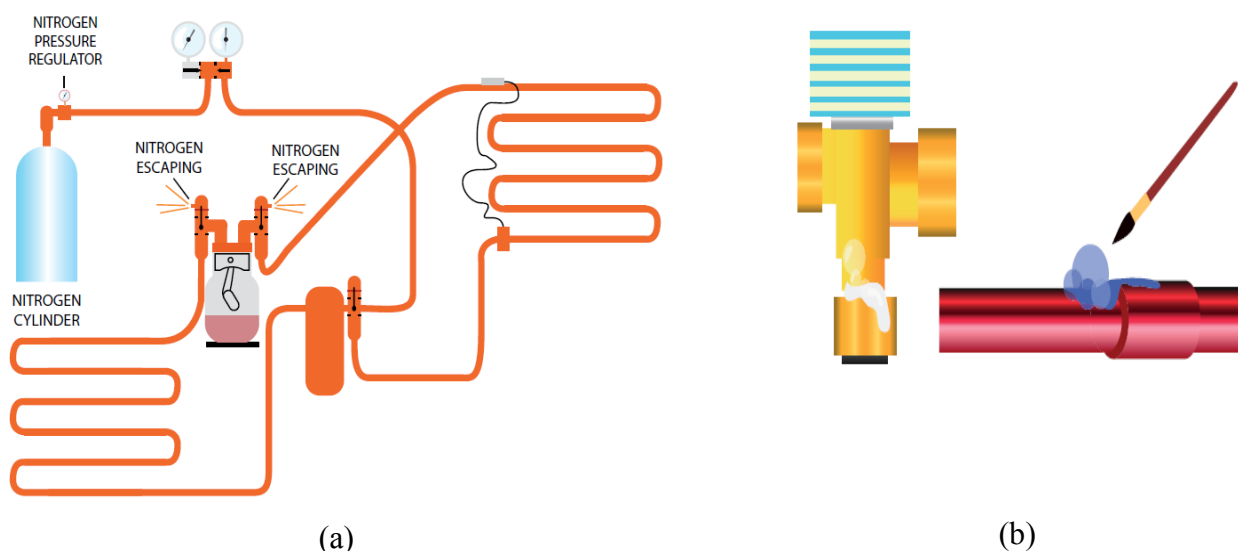


Figura 3.8-(a) Teste de estanquicidade; (b) Deteção de fugas (Fonte [24]).

A legislação europeia que regula e controla o uso dos fluidos refrigerantes, “*Fluorinated Gas (F Gas) Regulations*”, considera ilegal carregar o sistema com refrigerante sem antes verificar a presença de fugas e proceder a sua reparação. Para além disso impõe que sejam feitos testes de deteção de fugas anualmente em sistemas com carga de refrigerante entre 3 kg a 30 kg e duas vezes ao ano para sistemas com mais de 30 kg, obriga que a pessoa a lidar com refrigerantes seja qualificada e faça e mantenha o registo das operações efetuadas e quantidades de refrigerante colocadas em determinado sistema [26].

### **Evacuação do sistema**

A próxima tarefa é a evacuação do sistema ou teste de vácuo.

No circuito apenas devem estar refrigerante e óleo a circular. Qualquer outra substância deve ser removida. Os contaminantes mais comuns são humidade e os não condensáveis que aparecem sobretudo devido a entrada de ar atmosférico no sistema.

A presença de ar verifica-se nas seguintes situações:

- Quando há uma fuga sujeita a pressões subatmosféricas, é então importante que o sistema não trabalhe a pressões abaixo da atmosférica;
- Na substituição de filtros e lubrificantes;
- Durante o enchimento do sistema se as mangueiras estiverem mal apertadas;
- Evacuação é mal feita;
- Manutenção ou serviço é com exposição ao ar.

Quanto aos problemas que estas substâncias causam, pode-se identificar nos não condensáveis o facto de não passarem ao estado líquido e como se sabe, um gás ocupa mais espaço que um líquido, assim a presença destes gases diminui a capacidade de condensação do sistema, aumenta a pressão de descarga e reduz a eficiência. Em relação a humidade esta pode provocar o congelamento dentro da tubagem impedindo o escoamento de refrigerante, é responsável pela corrosão dos tubos e reage com o óleo.

A remoção das substâncias indesejadas é feita com recurso a uma bomba de vácuo. A formação de um vácuo profundo permite a evaporação e eliminação dessas substâncias. Na presença de líquidos, em partes do sistema, é aconselhável recorrer ao aquecimento dessas zonas, visto que a sublimação através de vácuo é lenta.

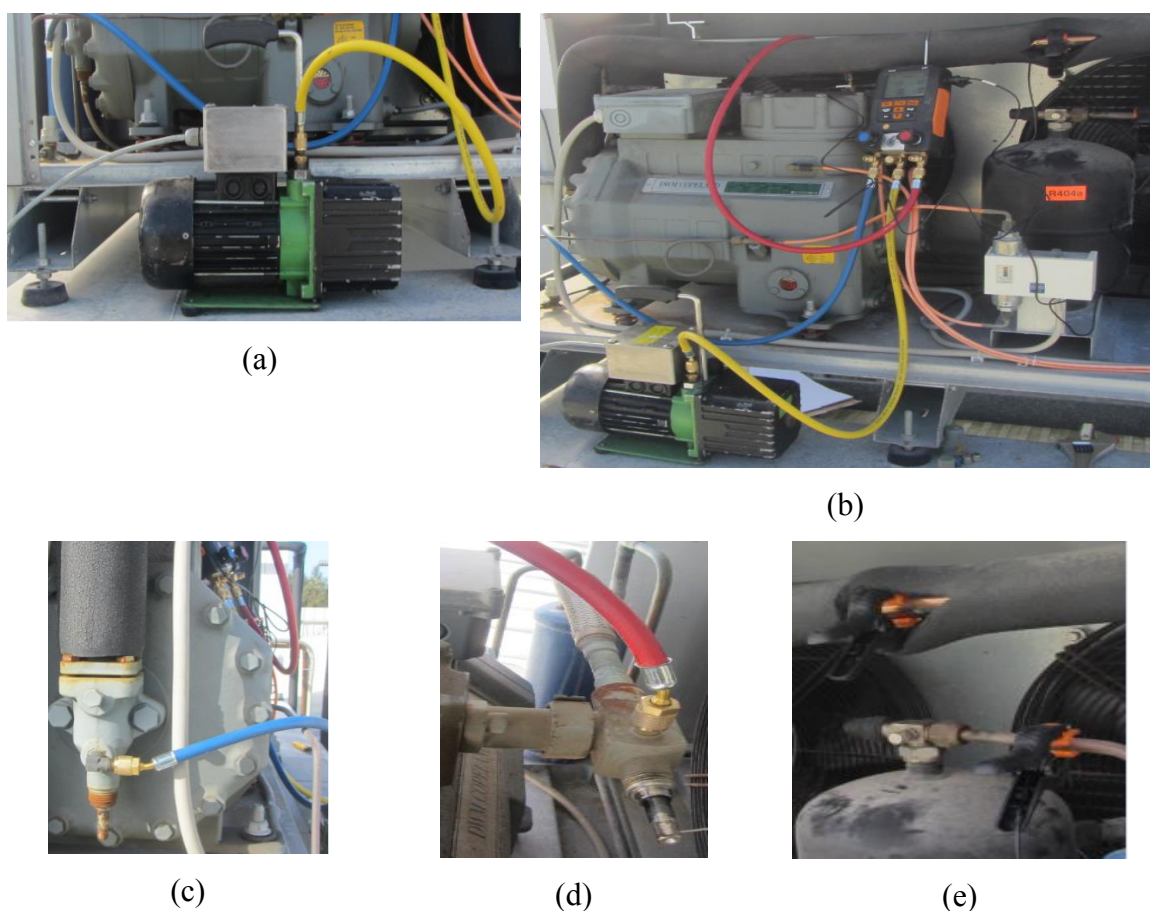
Este teste é realizado só depois de se confirmar a estanqueidade do sistema pela razão óbvia de que o seu objetivo não pode ser alcançado na presença de fugas, mas também para que se elimine todo o azoto colocado no teste anterior, uma vez que este é um não condensável.

O teste realiza-se ligando-se a bomba de vácuo aos manómetros e os manómetros às linhas de sucção e descarga do compressor. Todas as válvulas são abertas. Liga-se a bomba de vácuo e deixa-se a funcionar até que se atinja um vácuo satisfatório, pressão abaixo de 100 Pa ( $\cong 0,001$  bar). Desliga-se a bomba de vácuo assim que se chega a este valor. Deixa-se o sistema em vácuo pelo período de tempo adequado para surtir efeito. Em sistemas pequenos pode bastar meia hora, já para sistemas de grandes dimensões é frequente ficar de um dia para o outro. Se a pressão indicada nos manómetros aumentar há duas razões prováveis disso acontecer:

- Há fugas - neste caso em particular é improvável porque se fez o teste de estanqueidade, sendo este fenómeno mais frequente em outras situações (manutenção, mudança de lubrificante ou refrigerante contaminado).

- Há presença de humidade - nesta situação a evacuação deve continuar, a aplicação de calor acelera o processo, mas se nunca se alcançar um vácuo constante é provável que o problema seja mesmo uma fuga e o teste de estanqueidade deve ser repetido. Caso contrário o sistema foi corretamente evacuado, estando livre de substâncias prejudiciais e isento de fugas. Pode-se agora iniciar o enchimento do sistema com refrigerante.

A próxima figura mostra imagens deste teste a ser realizado.



**Figura 3.9**-Evacuação do sistema: (a) Bomba de vácuo; (b) Montagem e configuração do teste de vácuo; (c) ligação a linha de sucção; (d) ligação a linha de descarga; (e) sondas de temperatura (Fonte: autor).

### Carga do sistema

A carga do sistema é o culminar de todo este processo de construção da câmara de ultracongelação. Nunca deve ser realizado antes de terem sido tomadas todas as precauções necessárias e de se confirmar que o sistema está em condições de iniciar o seu funcionamento.

O sistema deve ser alimentado com a quantidade certa de refrigerante, quantidade essa que varia consoante as condições de projeto, para determinadas condições há uma quantidade ótima de refrigerante que dá ao sistema a máxima eficiência e capacidade de refrigeração.

Este procedimento segue a configuração do anterior, sendo que desta vez é o cilindro de refrigerante que está ligado aos manómetros e apenas se abre a válvula do lado de baixa pressão. Para garantir que é introduzida a quantidade certa de refrigerante recorre-se a uma balança eletrónica, tendo em consideração o peso da garrafa facilmente se controla a quantidade de refrigerante que está a ser introduzida.

O fluido refrigerante utilizado nesta instalação é o R404a, este é uma mistura azeotrópica e portanto deve ser carregado na fase líquida para prevenir fracionamento. É preciso especial cuidado quando o carregamento do sistema é feito em fase líquida, não esquecer que não pode haver presença de líquidos no compressor.

O enchimento faz-se abrindo a válvula do cilindro de refrigerante e a abrindo lentamente válvula do manómetro de baixa pressão, quando a extremidade da mangueira ligada ao compressor começa a apresentar congelação fecha-se a válvula e verifica-se o valor da pressão, espera-se até o valor de baixa pressão estabilizar, repete-se isto até se obter a quantidade de refrigerante.

A figura seguinte ilustra este processo.

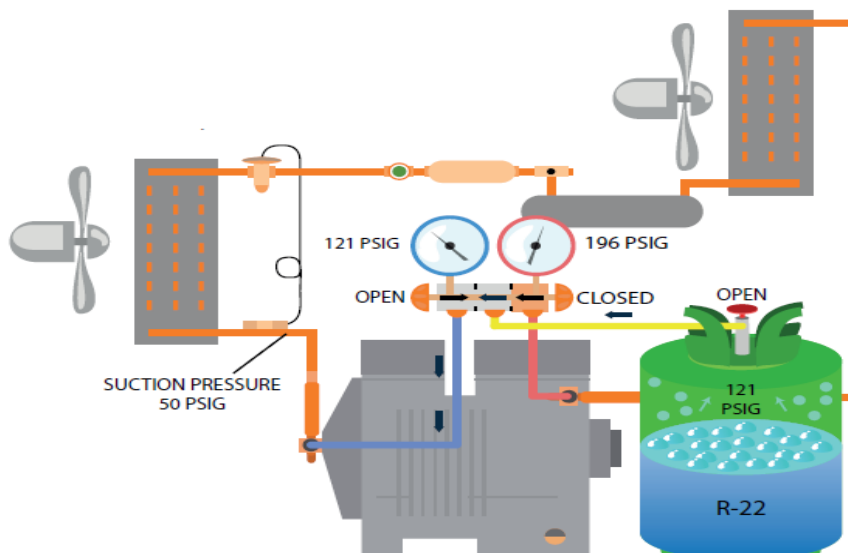


Figura 3.10-Carga do sistema (Fonte [24]).

Agora pode-se fazer o arranque do sistema e verificar se este está a trabalhar nas condições desejadas. Na figura abaixo pode ser vista a câmara montada e o sistema a fazer a congelação do produto.



(a)



(b)



(c)



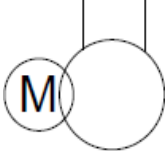








(d)

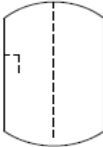

**Figura 3.11-Sistema:** (a) câmara; (b) corredor; (c) e (d) congelação do produto (Fonte: autor).



## 4. ESQUEMA DE PRINCÍPIO

Este capítulo é dedicado a explicação do funcionamento da instalação estudada neste trabalho. Na Tabela 4.1 mostra-se a simbologia dos equipamentos presentes na instalação por forma a facilitar a perceção do esquema de princípio.

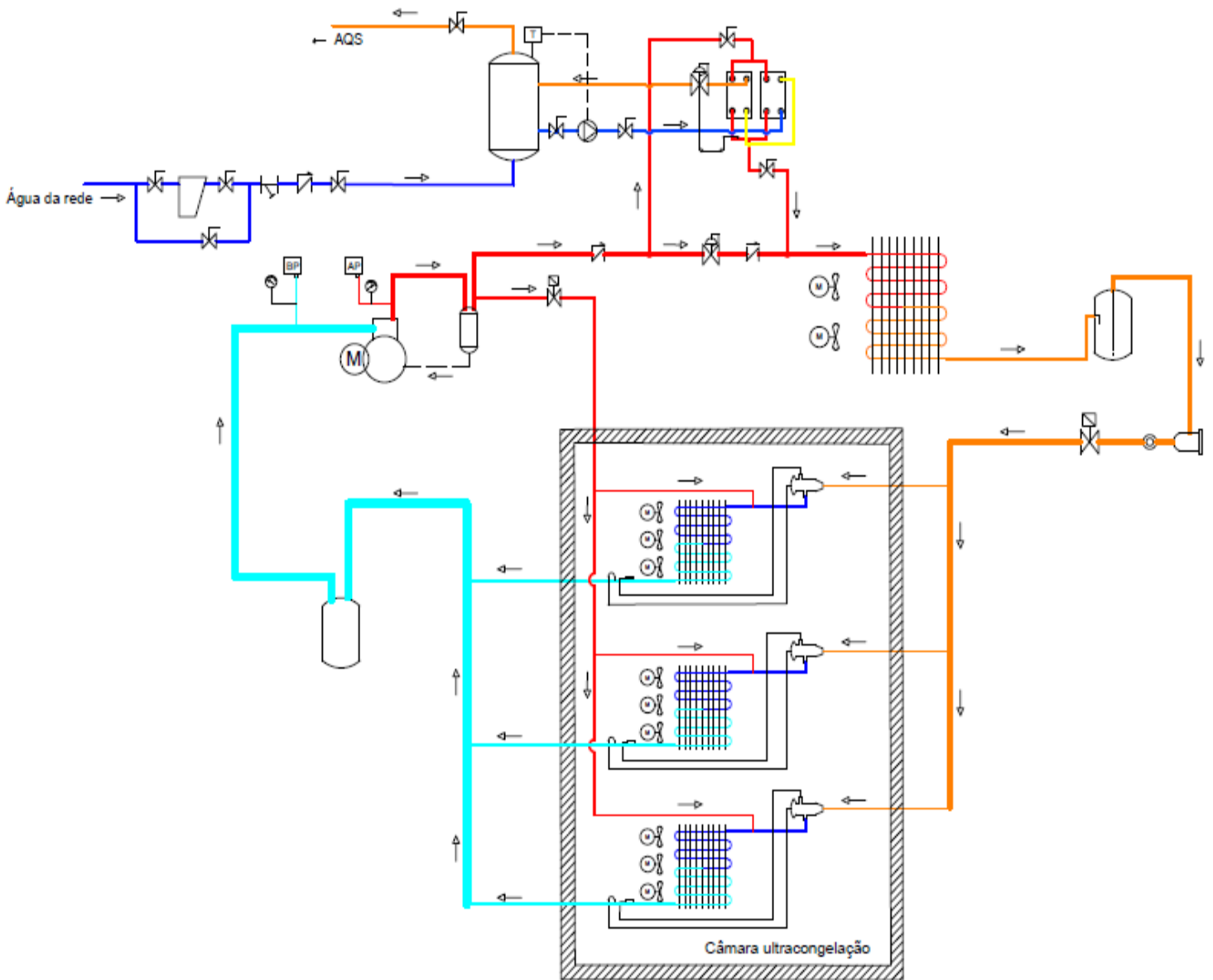
**Tabela 4.1-** Simbologia dos equipamentos da instalação (Fonte: autor).

Nome do equipamento	Simbologia
Compressor	
Separador de óleo	
Pressostato de baixa pressão	
Pressostato de alta pressão	
Manómetros (baixa e alta pressão)	
Válvula solenoide	
Válvula anti-retorno	
Válvula reguladora de pressão	
Válvula de seccionamento	

Nome do equipamento	Simbologia
Filtro em y	
Filtro de partículas	
Permutadores de placas	
Bomba circuladora	
Termóstato	
Moto-ventilador	
Permutador de calor (condensador e evaporador)	
Depósito de líquido	
Filtro secador	
Visor de líquido	

Nome do equipamento	Simbologia
Válvula de expansão termostática	
Separador de líquido	

Na figura seguinte está uma representação do circuito da instalação. Foi feita em AutoCad 2012 com o intuito de ajudar o leitor a compreender o funcionamento do circuito.



**Figura 4.1-**Esquema de princípio da instalação (Fonte: autor).



Antes de se iniciar a análise do esquema é importante referir que esta é feita considerando como ponto de partida a saída dos evaporadores, ou seja, assim que são removidas as cargas térmicas.

Após se retirar as cargas térmicas da câmara, o fluido refrigerante dirige-se para o separador de líquido. O refrigerante poderá, eventualmente, sair do evaporador com alguma percentagem de líquido. O propósito do separador de líquido é recolher o refrigerante líquido no seu depósito, admitindo apenas a saída de refrigerante em estado gasoso. Este componente representa, desta forma, um meio de segurança do sistema, impedindo a chegada de gotas de líquido ao compressor.

Logo que a separação de líquido esteja concluída o refrigerante é aspirado pelo compressor através da linha de aspiração. Esta vai desde o separador de líquido até ao compressor. À entrada do compressor encontram-se um manómetro e um pressostato (ambos de baixa pressão). O manómetro indica-nos a pressão a que se encontra o fluido refrigerante, enquanto o pressostato pode ser entendido como um interruptor elétrico comandado pela pressão. Uma vez que este é de baixa pressão a sua função é controlar e manter a pressão de admissão acima do valor estabelecido, de forma a evitar que fluido refrigerante em estado líquido seja aspirado pelo compressor, desligando a instalação se a pressão for inferior a determinado valor.

A seguir ao compressor vem a linha de descarga, que tem início na saída do compressor e acaba na entrada do condensador. Logo à saída do compressor estão instalados o pressostato de alta pressão e o respetivo manómetro. O pressostato controla e mantém a pressão de descarga abaixo do valor limite, fazendo desligar a instalação se a pressão de descarga exceder esse valor. Posteriormente o refrigerante entra no separador de óleo, onde se remove do fluido refrigerante o óleo proveniente da compressão. O óleo é retido no depósito e enviado de volta para o cárter do compressor, seguindo o fluido refrigerante praticamente isento de óleo. Quase imediatamente depois do separador de óleo há uma válvula anti-retorno, esta mantém o fluxo de fluido refrigerante no mesmo sentido. O refrigerante em estado gasoso a alta pressão e temperatura segue o seu percurso até encontrar uma “derivação”, sendo que parte do refrigerante segue para os permutadores de placas, onde é feito o aquecimento da água para os AQS, ao passo que o restante se depara com uma válvula reguladora de pressão que mantém constante a passagem de fluido refrigerante.

Estas duas situações merecem ser discutidas com maior detalhe, de modo que é feita uma análise mais pormenorizada nos próximos parágrafos.

- **1º Caso: Ida para os permutadores de placas**

Neste percurso, o refrigerante entra em ambos os permutadores em simultâneo, entra pelos orifícios superiores esquerdos e a sai, de forma idêntica, pelos orifícios inferiores do mesmo lado.

No circuito AQS começa-se por encher com água da rede um tanque com capacidade de 2000 L. Assim que o tanque está cheio fecha-se a válvula de seccionamento da linha que alimenta o tanque, abrindo-se de seguida a válvula de seccionamento da linha que envia a água do tanque para os permutadores. A circulação da água é feita com auxílio de uma bomba circuladora, esta está localizada entre duas válvulas de seccionamento para que se possa proceder a eventuais reparações sempre que necessário (este mesmo método é utilizado em praticamente todos os componentes da instalação, optou-se por não representar todas as válvulas de corte, assim como alguns componentes do circuito de menor relevância para não tornar mais complicada a visualização do esquema.

A água que sai do tanque encontra-se a baixa temperatura, entra em apenas um dos permutadores pelo orifício do canto inferior direito e sai pelo orifício superior direito, realizando assim o primeiro estágio de aquecimento. Logo de seguida entra no segundo permutador, novamente pelo lado direito, entra em baixo e sai em cima. Está então concluído o segundo estágio e o primeiro ciclo de aquecimento. A água antes de regressar para o tanque passa primeiro por uma válvula reguladora de caudal (Figura 4.1). Esta de acordo com a temperatura a que se encontra o fluido refrigerante à saída dos permutadores placas, permite a passagem de maior ou menor quantidade de água. Se o refrigerante ao sair dos permutadores estiver acima de uma determinada temperatura significa que não dissipou a quantidade de calor desejada, nesta situação esta válvula restringe o débito da água que se dirige para o tanque, mantendo-a durante mais tempo nos permutadores, assim a água recebe uma maior quantidade de energia térmica. Esta medida aumenta a eficiência de todo o sistema, uma vez que é importante que o refrigerante não entre no condensador a elevada temperatura (*cf.* secção condensadores). O ciclo de aquecimento repete-se até a água atingir a temperatura desejada. Quando se atinge a temperatura pretendida é necessário parar o circuito para que esta não exceda o valor estabelecido, desta forma o tanque está equipado

com um termóstato que desliga a bomba circuladora assim que se atinge a temperatura pretendida, este sistema permite manter a água sempre à temperatura desejada.

A maneira como ambos os fluidos se movimentam dentro dos permutadores origina um fluxo em contracorrente. Esta configuração de escoamento juntamente com o facto de serem executados dois estágios de transmissão de calor, dotam o sistema de uma alta eficiência de aquecimento.

Para finalizar, falta apenas referir que o fluido quando sai dos permutadores dirige-se de volta para o circuito principal, juntando-se ao restante fluido, que passa pela válvula reguladora de pressão.

A figura seguinte é uma parte do esquema principal que mostra apenas o circuito AQS e pretende ajudar a entender a descrição que acabou de ser feita.

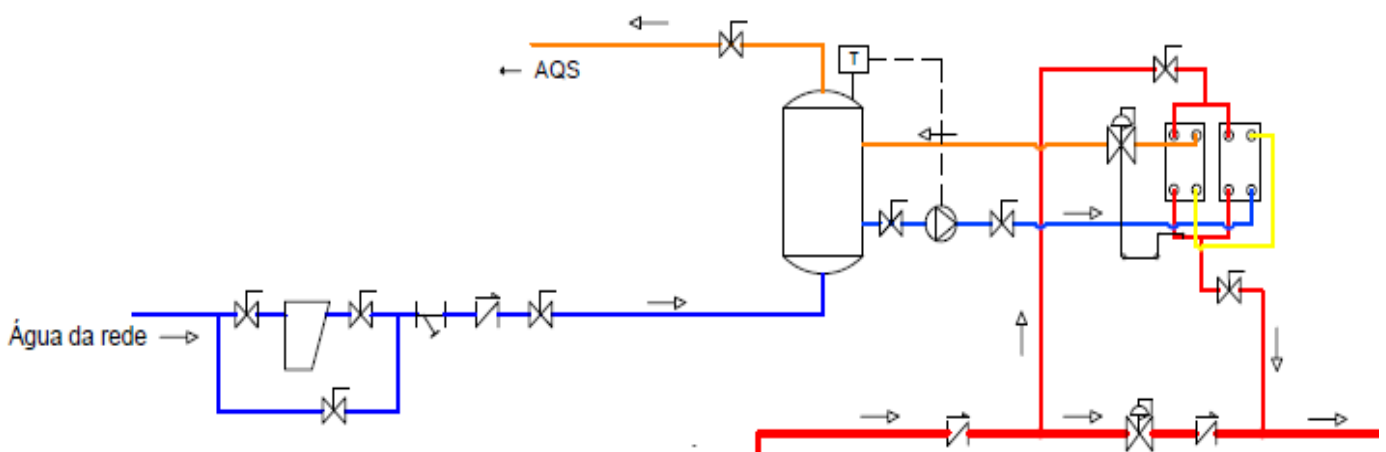


Figura 4.2-Circuito AQS (Fonte: autor).

- **2º Caso: Passagem pela válvula reguladora de pressão**

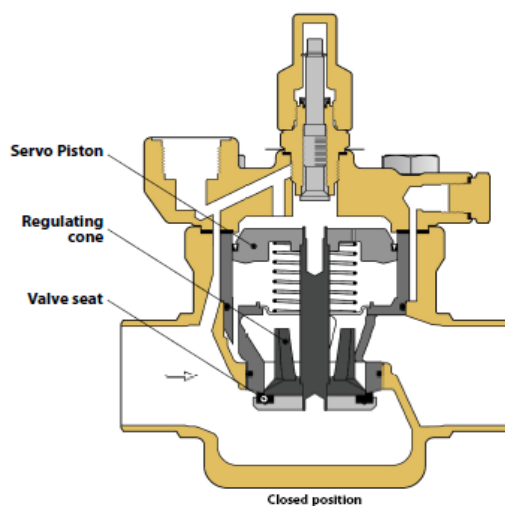
O fluido refrigerante que se mantém no circuito de refrigeração, ou seja, aquele que não desloca para os permutadores, passa por uma válvula servo-pilotada, válvula da marca Danfoss e modelo ICS. A série ICS foi concebida para estar apta a realizar o controlo de pressão, temperatura e funções de ativação/desativação do sistema, pode ter um ou três pilotos, admitindo assim várias configurações que possibilitam a execução de diversas funções. Esta válvula é complexa e tem um papel relevante a assegurar a eficiência e segurança da instalação. No ANEXO A encontra-se uma descrição mais completa das características da válvula.

Na tampa da válvula ICS é colocada a válvula piloto, gama CVP (HP-“*High Pressure*”), tanto a ICS como a CVP têm no seu topo uma rosca que permite regular o valor de pressão para o qual o refrigerante pode passar.

O regulação da pressão é feita da seguinte forma, a válvula CVP é ajustada para um determinado valor de pressão, a pressão do refrigerante que vem do compressor é, normalmente, suficiente para vencer a pressão da mola e desta maneira, entrar na válvula principal, ICS, onde faz descer o módulo de função, abrindo passagem para o fluido. Se a pressão do refrigerante a jusante for superior à pressão a montante o módulo de função é deslocado para cima, fazendo a válvula fechar. Imediatamente a seguir a esta válvula há uma válvula anti-retorno, esta tem como único propósito, garantir que a pressão lida a jusante não seja influenciada pelo refrigerante que vem dos permutadores de placas, garantindo assim que a regulação da pressão seja feita de forma correta.

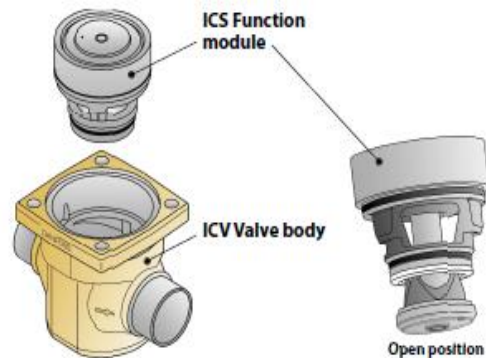
Este mecanismo assegura um fluxo de refrigerante praticamente constante (variações mínimas), mantêm a pressão constante e salvaguarda a segurança e eficiência do sistema. Na figura seguinte são apresentadas as configurações das válvulas e os seus principais componentes de forma a visualizar e assimilar o que acabou de ser explicado.

### Válvula ICS

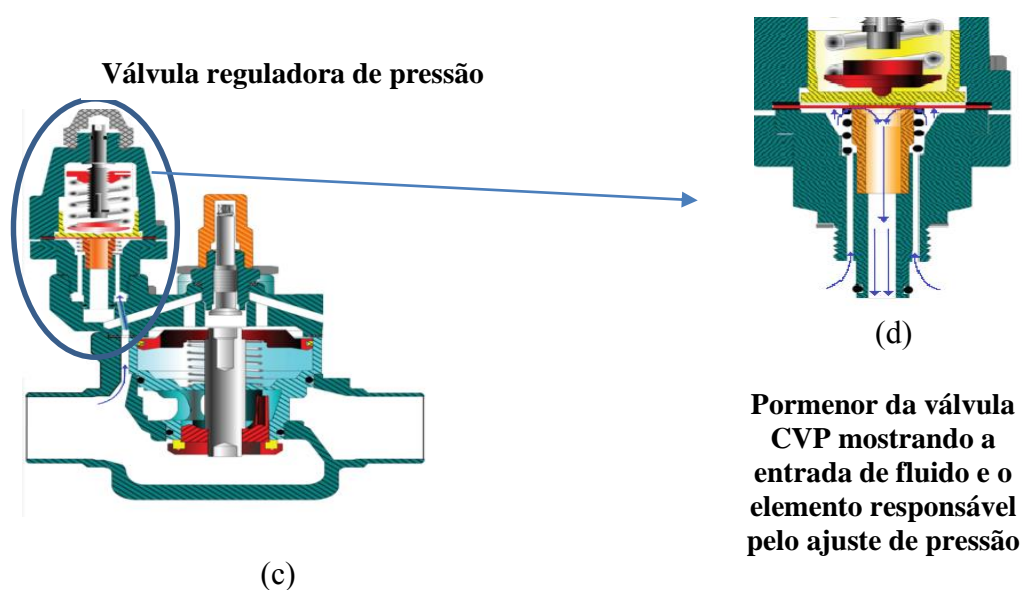


(a)

### Componentes da válvula



(b)



**Figura 4.3**-Válvula ICS: (a) Representação da válvula ICS; (b) componentes; (c) e (d) ilustração da montagem da válvula reguladora de pressão com respectiva passagem de fluido (Adaptado de [27, 28]).

Ao sair da válvula anti-retorno este refrigerante e o fluido refrigerante que vem do circuito AQS encontram-se, no ponto de intersecção das tubagens, este ponto está localizado imediatamente antes do condensador. Agora, todo o refrigerante da instalação entra no condensador, donde sai em estado líquido seguindo para o depósito de líquido.

O depósito de líquido é um recipiente que armazena o fluido refrigerante que vem do condensador e admite apenas a saída de líquido, evitando a entrada de vapor na válvula de expansão. Serve ainda para armazenar a carga total de fluido quando a instalação não está a funcionar, isto ocorre normalmente quando se efetua a manutenção ou reparação do sistema.

A seguir ao depósito inicia-se a linha de líquido, o refrigerante líquido a alta pressão entra no filtro secador, este componente tem como objetivo manter o fluido refrigerante isento de sujidade e principalmente humidade. Logo de seguida passa por um visor de líquido que nos permite ver o escoamento do fluido, dando uma noção da quantidade que passa e do seu estado, indicando ainda a humidade presente. A seguir passa na válvula solenoide, estas válvulas tem uma de duas posições, completamente aberta ou completamente fechada. São comandadas eletricamente, se houver passagem de corrente o solenoide é energizado e faz subir a armação, se deixar de haver passagem de corrente a armação cai com o seu próprio peso. No esquema estão representadas duas válvulas solenoides, a da linha de líquido está normalmente aberta, dando passagem ao refrigerante

para a válvula de expansão termostática. A outra válvula solenoide está localizada numa linha que sai do separador de óleo, esta está normalmente fechada, abrindo apenas para a descongelação dos evaporadores. Nesta situação esta válvula abre enquanto que a da linha de líquido fecha.

O fluido segue para as válvulas de expansão termostática, é aqui que ocorre o abaixamento de temperatura devido ao diferencial de pressão, este processo já foi explicado no capítulo 2. Nesta instalação esta válvula tem canal de equalização externa e está equipada de um alimentador de fluido. A próxima figura mostra o bocal da válvula que faz a alimentação do evaporador e os evaporadores na câmara.



(a)



(b)

**Figura 4.4-**(a) Bocal de alimentação; (b) evaporadores na câmara (Fonte: autor).

O refrigerante a baixa temperatura entra nos evaporadores, onde irá absorver o calor do ar interior da câmara, removendo as cargas térmicas necessárias. No final deste processo o fluido refrigerante deve sair em vapor sobreaquecido, no entanto como foi visto isto pode não ocorrer, seguindo então para o separador de líquido cujo propósito já foi explicado. O ciclo está terminado e repetir-se-á as vezes que forem necessárias até se atingir a temperatura pretendida,  $-18^{\circ}\text{C}$  no núcleo do produto.

## 5. CÁLCULO DAS CARGAS TÉRMICAS E ANÁLISE DO SISTEMA DE RECUPERAÇÃO DE CALOR

### 5.1. Carga térmica da câmara de ultracongelamento

O cálculo das cargas térmicas a retirar do espaço que se pretende refrigerar é uma das principais fases do projeto de uma instalação frigorífica. Este balanço térmico permite determinar a potência frigorífica a instalar e serve de guia na seleção dos componentes da instalação (compressor, condensador, evaporador, válvulas, entre outros).

As cargas térmicas dividem-se em duas categorias: externas e internas. Na Tabela 5.1 são expostos os diferentes tipos de carga térmica segundo a sua respetiva categoria.

**Tabela 5.1-** Cargas térmicas (Fonte: autor).

<b>Cargas térmicas externas</b>	<b>Cargas térmicas internas</b>
Cargas térmicas através das paredes, teto e pavimento; Cargas térmicas devidas à renovação de ar; Cargas térmicas devida à abertura de portas.	Carga térmica devida à iluminação; Carga térmica devida ao pessoal de estiva; Carga térmica devida aos ventiladores dos evaporadores; Carga térmica devido ao produto armazenado.

A Figura 5.1 é uma representação das diversas fontes de calor que originam cargas térmicas.

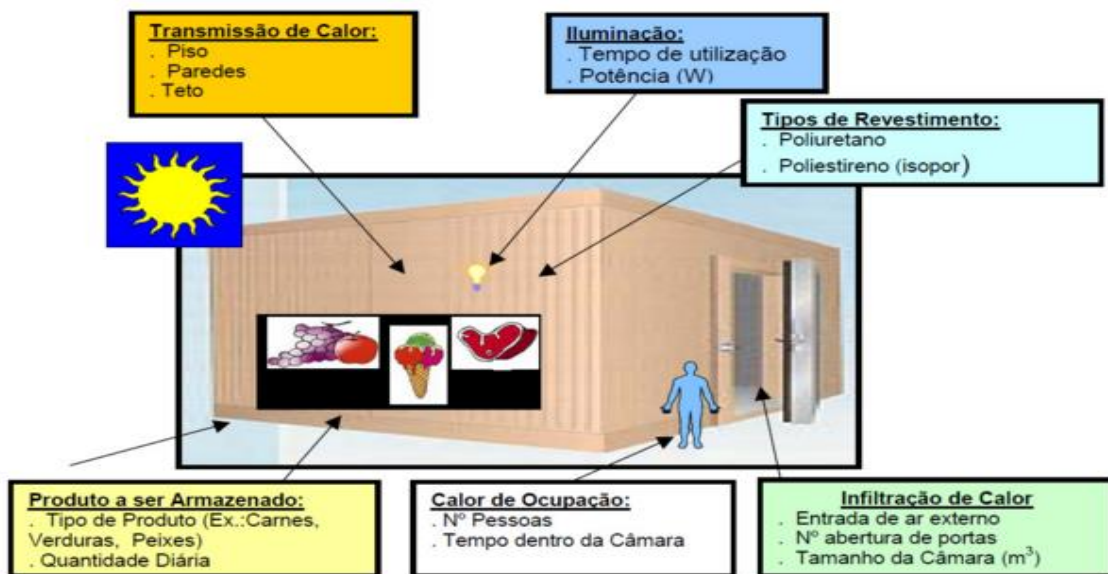


Figura 5.1-Representação das cargas térmicas dentro da câmara (Fonte [29]).

### Condições de projeto

Antes de se iniciar o cálculo das cargas térmicas é necessário definir a temperatura exterior de projeto. Sabendo a localização da empresa consegue-se determinar a temperatura do ar exterior para o dimensionamento da instalação.

A câmara de ultracongelação foi instalada numa empresa sediada em Vale de Maceira, aldeia pertencente à freguesia de Alfeizerão, no concelho de Alcobaça.

Foram várias as dificuldades encontradas na determinação da temperatura exterior tendo sido ponderadas diversas alternativas. De seguida faz-se um breve resumo das metodologias consideradas e discute-se a solução encontrada.

Primeiramente tentou-se encontrar registos climatológicos de Alfeizerão para através deles determinar a média das temperaturas mais quentes verificadas ao longo dos últimos anos, pretendia-se usar este valor como referência no cálculo das cargas térmicas. Rapidamente se verificou a dificuldade em aceder a tais dados, a mesma dificuldade manteve-se em relação a Alcobaça e Caldas da Rainha. Para o distrito de Leiria foi fácil encontrar estes dados na internet.

Analisou-se a metodologia seguida por Cortes (2013) [3] para determinar a temperatura exterior de projeto. Esta consiste em consultar o quadro III.I do decreto-lei n.º 80/2006 de 4 de Abril [30] e retirar a temperatura externa de projeto relativa a estação de Verão da localização pretendida, em relação a Leiria este dado assume o valor de 31°C. Posteriormente acede-se ao *site* do IPMA (Instituto Português do Mar e da Atmosfera) [31] para consultar as normais climatológicas e retirar a maior temperatura registada, o extremo climatológico de Leiria é de 41,5°C. A temperatura de projeto utilizada é a média destes dois



dados, que neste caso em particular é aproximadamente 36°C. O quadro III.I do decreto-lei n.º 80/2006 de 4 de Abril e as normais climatológicas do distrito de Leiria podem ser consultados no ANEXO B.

No entanto por observação prática considerou-se que estes valores não vão de encontro com a realidade. No interior da unidade fabril onde é instalada a câmara as temperaturas nunca chegam a valores tão elevados. Para não sobredimensionar o sistema desnecessariamente não se usou o valor obtido segundo a metodologia anterior. Optou-se por uma hipótese mais simples cujo raciocínio é descrito a seguir.

Embora Alfeizerão pertença ao concelho de Alcobaça está geograficamente mais próximo do concelho de Caldas da Rainha, posto isto não é de todo descabido partir do pressuposto de que apresentam condições climatológicas semelhantes. Assim acedeu-se ao *site* do concelho de Caldas da Rainha [32] que disponibiliza os dados referentes a temperatura média do mês mais quente do ano e da humidade relativa média do ar. Embora este método não seja o mais correto considerou-se que a fonte tem credibilidade e os valores que apresenta estão mais próximos da realidade. Assim a temperatura externa de projeto é de 22°C e a humidade relativa do ar exterior de 77%.

Para além destes dados é necessário conhecer a temperatura e humidade relativa do ar no interior na câmara. Estes são conhecidos, pretende-se que durante a congelação o interior da câmara se mantenha a uma temperatura de -35°C e a humidade relativa é de 85% [33].

Conhecidos estes dados pode-se retirar através da carta psicrométrica os valores das entalpias e dos volumes específicos do ar no interior e exterior da câmara. Para obter dados mais precisos optou-se por utilizar por um *software online* [34] que fornece todos os dados da carta psicrométrica consoante a introdução de dois parâmetros. No ANEXO C são exibidas imagens do *software* com os dados determinados.

Na Tabela 5.2 é apresentada uma compilação relativa aos dados das condições de projeto.

**Tabela 5.2-**Condições de projeto (Fonte: autor).

	<i>Ambiente exterior</i>	<i>Interior da câmara de ultracongelção</i>
<i>Temperatura (°C)</i>	22	-35
<i>Humidade relativa (%)</i>	77	85
<i>Entalpia (kJ/kg)</i>	54.53	-34.82
<i>Volume específico (m<sup>3</sup>/kg)</i>	0.85	0.67

O seguinte desenvolvimento dos cálculos das cargas térmicas é baseado na metodologia seguida nos documentos [3, 33]. Os restantes dados necessários para o cálculo das cargas térmicas serão apresentados ao longo do seu desenvolvimento.

### **5.1.1. Cargas térmicas através das paredes, teto e pavimento**

A diferença de temperaturas entre o interior da câmara e o exterior promove a transferência de calor através das paredes, teto e pavimento da câmara. Há dois tipos de transferência de calor envolvidos neste processo: condução e convecção.

As expressões que permitem determinar a transferência de calor por condução e por convecção podem ser resumidas numa só, assim o cálculo desta carga térmica pode ser efetuado através da seguinte expressão:

$$\dot{Q}_1 = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (5.1)$$

Em que,

- $\dot{Q}_1$  – Carga térmica através das paredes, teto e pavimento (W)
- U – Coeficiente global de transmissão de calor (W/m<sup>2</sup>.°C)
- A – Área da parede considerada (m<sup>2</sup>)
- $\Delta T$  – Diferença de temperaturas entre o exterior e o interior da câmara (°C)

O coeficiente global de transmissão de calor, U, é dado pela seguinte expressão:

$$U = \frac{1}{R} \quad (5.2)$$

Sabe-se ainda que R é a resistência térmica e é dado por:

$$R = \frac{1}{h_i} + \sum \frac{\Delta x}{k} + \frac{1}{h_e} \quad (5.3)$$

Em que,

- $\frac{1}{h_i}$ : Resistência térmica de convecção na superfície interior ( $m^2 \cdot ^\circ C/W$ );  $h_i = 15 W/m^2 \cdot ^\circ C$  [3, 33]
- $\sum \frac{\Delta x}{k}$ : Somatório das resistências térmicas de condução das diferentes camadas de materiais que constituem a parede ( $m^2 \cdot ^\circ C/W$ )
- $\frac{1}{h_e}$ : Resistência térmica de convecção na superfície exterior ( $m^2 \cdot ^\circ C/W$ );  $h_e = 30 W/m^2 \cdot ^\circ C$  [3, 33]

#### Dimensões exteriores da câmara de ultracongelamento

- Comprimento: 3.23 m
- Largura: 2.23 m
- Altura: 2.63 m
- Volume:  $18.94 m^3$

#### Espessuras e condutividades térmicas

Na Tabela 5.3 encontram-se os dados relativos à espessura e condutividade térmica dos painéis.

**Tabela 5.3**-Espessuras e condutividades térmicas (Fonte: autor).

Paredes e teto	Pavimento
100mm (0.1m) de isolamento em poliuretano, condutividade térmica de $0.025 W/m \cdot ^\circ C$ [35].	85mm (0.085m) de isolamento em poliuretano, condutividade térmica de $0.025 W/m \cdot ^\circ C$ [35]; 15mm (0.015m) de baquelite, condutividade térmica de $0.2 W/m \cdot ^\circ C$ [36].

#### Cálculo do coeficiente global de transmissão de calor

*Paredes e teto*

$$U = \frac{1}{R} \Rightarrow R = \frac{1}{h_i} + \frac{e_{pol.}}{k_{pol.}} + \frac{1}{h_e} = \frac{1}{15} + \frac{0.1}{0.025} + \frac{1}{30} = 4.1(m^2 \cdot ^\circ C/W)$$

$$\Leftrightarrow U = \frac{1}{4.1} = 0.244 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{°C)}$$

*Pavimento*

$$U = \frac{1}{R} \Rightarrow R = \frac{1}{h_i} + \frac{e_{\text{pol.}}}{k_{\text{pol.}}} + \frac{e_{\text{baq.}}}{k_{\text{baq.}}} = \frac{1}{15} + \frac{0.085}{0.025} + \frac{0.015}{0.2} = 3.542 \text{ (m}^2 \cdot \text{°C/W)}$$

$$\Leftrightarrow U = \frac{1}{4.1} = 0.282 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{°C)}$$

Para o cálculo das cargas térmicas, considera-se que o pavimento está a uma temperatura de 15°C [3, 33].

### Cálculo da carga térmica

A tabela seguinte mostra os dados relativos aos painéis.

**Tabela 5.4-**Parâmetros relativos às paredes, teto e pavimento (Fonte: autor).

	Dimensões (m)	Área (m <sup>2</sup> )	U (W/m <sup>2</sup> · °C)	T <sub>ext</sub> (°C)
Parede A	2.23 × 2.63	5.865	0.244	22
Parede B	3.23 × 2.63	8.495	0.244	22
Parede C	2.23 × 2.63	5.865	0.244	22
Parede D	3.23 × 2.63	8.495	0.244	22
Teto	3.23 × 2.23	7.203	0.244	22
Pavimento	3.23 × 2.23	7.203	0.282	15

Com estes dados é agora possível determinar a carga térmica pretendida:

#### **Paredes A e C**

$$\dot{Q}_{1 \text{ Paredes A e C}} = U \times A \times \Delta T = 0.244 \times 5.865 \times (22 - (-35)) = 81.57 \text{ W}$$

#### **Paredes B e D**

$$\dot{Q}_{1 \text{ Paredes B e D}} = U \times A \times \Delta T = 0.244 \times 8.495 \times (22 - (-35))$$

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_{1 \text{ Paredes B e D}} = 118.15 \text{ W}$$

### **Teto**

$$\dot{Q}_{1 \text{ Teto}} = U \times A \times \Delta T = 0.244 \times 7.203 \times (22 - (-35)) = 100.18 \text{ W}$$

### **Pavimento**

$$\dot{Q}_{1 \text{ Pavimento}} = U \times A \times \Delta T = 0.282 \times 7.203 \times (15 - (-35)) = 101.56 \text{ W}$$

### **Total**

$$\begin{aligned} \dot{Q}_1 &= (2 \times \dot{Q}_{1 \text{ Paredes A e C}}) + (2 \times \dot{Q}_{1 \text{ Paredes B e D}}) + \dot{Q}_{1 \text{ Teto}} + \dot{Q}_{1 \text{ Pavimento}} \\ &= (2 \times 81.57) + (2 \times 118.15) + 100.18 + 101.56 \\ &\Leftrightarrow \dot{Q}_1 = 601.08 \text{ W} \end{aligned}$$

### **5.1.2. Carga térmica devido à renovação de ar**

Embora a câmara se mantenha sempre fechada, há certos momentos em que é necessário abrir as portas para permitir a entrada e ou a saída de produto, nestas ocasiões o ar exterior entra no interior da câmara o que representa uma carga térmica adicional, uma vez que este “ar novo” terá de ser arrefecido desde a temperatura exterior até à temperatura que se deve verificar no interior da câmara.

A determinação exata do volume de ar renovado é bastante complexa, assim são adotados valores aproximados para o número de trocas por dia.

O cálculo desta carga térmica é feito recorrendo a seguinte expressão:

$$\dot{Q}_2 = \dot{m} \times \Delta h \tag{5.4}$$

Onde:

- $\dot{Q}_2$  – Carga térmica devido à renovação de ar (W)
- $\dot{m}$  – Caudal mássico de ar exterior que entra na câmara (kg/s)
- $\Delta h$  – Diferença de entalpias entre o ar exterior e o da câmara (kJ/kg)

Para determinar o caudal mássico é necessário dividir o caudal volúmico diário de ar exterior ( $\text{m}^3/\text{dia}$ ) pelo volume específico do ar exterior ( $\text{m}^3/\text{kg}$ ), através da seguinte equação:

$$\dot{m} = \frac{V_{\text{dia}}}{v \times 86400} \quad (5.5)$$

O caudal volúmico diário de ar exterior é calculado através do produto entre a taxa de renovação de ar exterior (n) e o volume interior da câmara.

$$V_{\text{dia}} = n \times V \quad (5.6)$$

A taxa de renovação de ar depende das movimentações de produto, máquinas e pessoas entre o exterior e o interior da câmara. A fórmula a utilizar é a seguinte:

$$n = \frac{70}{\sqrt{V}} \quad (5.7)$$

O valor 70 usado na expressão é relativo a uma movimentação normal, caso a movimentação ser intensiva o valor 70 é substituído por 100 [3, 33].

Pode-se agora proceder ao cálculo desta carga térmica.

Da equação (5.7) temos que,

$$n = \frac{70}{\sqrt{18.944}} = 16.08$$

Substituindo na equação (5.6):

$$V_{\text{dia}} = 16.083 \times 18.944 = 304.7 \text{ (m}^3\text{/dia)}$$

Através da equação (5.5) obtém-se o caudal mássico

$$\dot{m} = \frac{304.68}{0.8524 \times 86400} = 0.00414 \text{ (kg/s)}$$

Utilizando a equação (5.4) determina-se carga térmica devido à renovação de ar.

$$\dot{Q}_2 = 0.00367 \times (54.5355 \times 10^3 - (-34.8222 \times 10^3)) = 369.9 \text{ W}$$

### 5.1.3. Carga térmica devida à abertura de portas

Este tipo de carga depende das características da porta e do tempo de abertura da mesma. É determinada pela seguinte fórmula:

$$\dot{Q}_3 = 8 + (0.067 \times \Delta T) \times \frac{t_{\text{ab}}}{v_{\text{int}}} \times L \times H \times A \times C \quad (5.8)$$

Em que  $A$  é dado por:

$$A = (h_{\text{ext}} - h_{\text{int}}) \times \left( H \times \left( 1 - \frac{v_{\text{int}}}{v_{\text{ext}}} \right) \right)^{\frac{1}{2}} \quad (5.9)$$

Sendo:

- $\dot{Q}_3$  – Carga térmica devido à abertura de portas (W)
- $\Delta T$  – Diferença de temperaturas entre as duas faces da porta ( $^{\circ}\text{C}$ )
- $t_{\text{ab}}$  – Tempo de abertura da porta (min/h)
- $v_{\text{int}}$  – Volume específico do ar interior ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )
- $v_{\text{ext}}$  – Volume específico do ar exterior ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )
- $h_{\text{int}}$  – Entalpia específica do ar interior (kJ/kg)
- $h_{\text{ext}}$  – Entalpia específica do ar exterior (kJ/kg)
- $L$  – Largura da porta: 1 m
- $H$  – Altura da porta: 2.1 m
- $C$  – Coeficiente minorante devido à presença de cortina de ar ou lamelas

O coeficiente  $C$  assume o valor 1 uma vez que se trata de portas sem cortina de ar ou lamelas. Caso contrário o seu valor seria de 0.25 [3, 33].

Para efetuar este cálculo é necessário conhecer o tempo de abertura de porta ( $t_{\text{ab}}$ ). Nos documentos [3, 33]. este fator é determinado através da seguinte expressão:

$$t_{\text{ab}} = d_{\text{ton}} \times \frac{f_d}{24} \quad (5.10)$$

Em que  $d_{\text{ton}}$  é a duração média de abertura de portas para permitir passagem de uma tonelada (min/t) de produto e  $f_d$  é o fluxo diário de produto (t). Estes valores são retirados de tabelas relativas a situações específicas e normalmente aplicadas a instalações de maiores dimensões, assim este método não é adequado para este caso. Optou-se então por arbitrar um valor para o tempo de abertura de portas tendo em consideração as observações feitas na empresa. Pode-se afirmar sem grande erro que o tempo médio de abertura de portas para retirar ou colocar produto é de 30 segundos, ou seja, 0.5 min/h.

Utilizando a equação (5.9) temos que:

$$A = (50.5355 - (-34.8222)) \times \left( 2.1 \times \left( 1 - \frac{0.6741}{0.8524} \right) \right)^{\frac{1}{2}} = 56.573$$

Substituindo valores na equação (5.8):

$$\dot{Q}_3 = 8 + (0.067 \times (22 - (-35))) \times \frac{0.5}{0.6741} \times 1 \times 2.1 \times 56.573 \times 1 = 361.412 \text{ W}$$

#### 5.1.4. Carga térmica devido ao produto armazenado

Quando o produto entra na câmara encontra-se a uma temperatura muito superior àquela que se encontra o interior da câmara. Esta carga térmica está relacionada com o calor a remover ao produto para que este atinja a temperatura desejada.

Como referido anteriormente sabe-se que o processo de congelação ocorre em três etapas diferentes. A primeira consiste em remover o calor do produto até que este atinja a temperatura de início de congelação, a energia térmica retirada ao produto nesta primeira fase é dada pela seguinte expressão  $\dot{Q}_a = m \times c_{p1} \times (T_1 - T_2)$ . A segunda etapa diz respeito ao congelamento em si, nesta fase é calor latente que está a ser retirado ao produto que é dado pela fórmula  $\dot{Q}_b = m \times L$ . Por último, depois de o produto estar congelado baixa-se a sua temperatura até ao valor final, o calor removido é dado por  $\dot{Q}_c = m \times c_{p2} \times (T_2 - T_3)$ .

Na câmara de ultracongelação o produto entra a elevada temperatura e sai a  $-18^\circ\text{C}$ , portanto o cálculo desta carga térmica é a soma das três últimas expressões a dividir pelo tempo de congelação.

Este equipamento consegue arrefecer 560 kg de produto em 4 horas e é para esta condição de máxima carga que se irá dimensionar o sistema.

Assim esta carga térmica é dada pela seguinte expressão:

$$\dot{Q}_4 = \frac{m \times c_{p1} \times (T_1 - T_2) + m \times L + m \times c_{p2} \times (T_2 - T_3)}{4 \times 3600} \quad (5.11)$$

em que,

- $\dot{Q}_4$  – Carga térmica devida ao produto armazenado (W)
- $m$  – Massa de produto introduzido (kg)
- $c_{p1}$  – Calor específico acima da temperatura de congelação (kJ/kg. °C)
- $c_{p2}$  – Calor específico abaixo da temperatura de congelação (kJ/kg. °C)
- $T_1$  – Temperatura inicial do produto a armazenar (°C)
- $T_2$  – Temperatura de congelação (°C)



- $T_3$  – Temperatura final do produto no estado congelado ( $^{\circ}\text{C}$ )
- $L$  – Calor latente de congelação ( $\text{kJ/kg}$ )

Os produtos diferem nas suas características termodinâmicas e no comportamento que apresentam durante as mudanças de temperatura. Para o cálculo da carga térmica devida ao produto armazenado é necessário conhecer os seguintes parâmetros: calor específico acima da temperatura de congelação ( $c_{p1}$ ), calor específico abaixo da temperatura de congelação ( $c_{p2}$ ) e o calor latente de congelação ( $L$ ). Das observações feitas na unidade fabril verificou-se que o produto introduzido na câmara é o pastel de nata, questionando os funcionários da empresa confirmou-se que este é o produto que mais é produzido e aquele que a câmara ira receber quase exclusivamente. O tipo de produto armazenado trouxe imensas dificuldades na determinação dos dados acima referidos, tendo sido consultadas várias fontes sem sucesso, até que se encontrou na internet um *site* [29] que contém dados relativos a “doce em geral”. Sendo a empresa de produção de produtos alimentícios para pastelaria esta categoria é a indicada para esta aplicação e na falta de melhores fontes optou-se por usar os dados desta.

A tabela com os dados pode ser vista no ANEXO D. Os valores de calor específico e latente são os seguintes:  $c_{p1} = 0.7$  ( $\text{kcal/kg.}^{\circ}\text{C}$ ),  $c_{p2} = 0.34$  ( $\text{kcal/kg.}^{\circ}\text{C}$ ) e  $L = 30$  ( $\text{kcal/kg}$ ).

Convertendo para kJ, temos:

- $c_{p1} = 2.93$  ( $\text{kJ/kg.}^{\circ}\text{C}$ );
- $c_{p2} = 1.423$  ( $\text{kJ/kg.}^{\circ}\text{C}$ );
- $L = 125.5$  ( $\text{kJ/kg}$ ).

Substituindo na equação (5.11), fica:

$$\dot{Q}_4 = \frac{560 \times 2.93 \times (90 - (-1,2)) + 560 \times 125.5 + 560 \times 1.423 \times (-1,2 - (-18))}{4 \times 3600}$$

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_4 = 16.20884 \text{ kW} = 16209 \text{ W}$$

### 5.1.5. Carga térmica devida aos ventiladores dos evaporadores

Para aumentar a velocidade de congelação é preciso aumentar a velocidade do fluxo de ar no interior da câmara, assim sendo os evaporadores estão equipados com ventiladores para forçar a movimentação do ar e aumentar a sua velocidade. Os motores são responsáveis pelo funcionamento dos ventiladores e geram calor durante a sua operação. Esse calor representa uma carga térmica adicional que tem de ser retirada ao espaço a refrigerar.

O cálculo desta carga térmica é dado pela seguinte fórmula:

$$\dot{Q}_5 = n_{\text{evaporadores}} \times n_{\text{ventiladores}} \times q_{\text{ventiladores}} \times \frac{t_{\text{ventiladores}}}{24} \quad (5.12)$$

Em que,

- $\dot{Q}_5$  – Carga térmica devida aos ventiladores dos evaporadores (W)
- $n_{\text{evaporadores}}$  – Número de evaporadores no interior da câmara
- $n_{\text{ventiladores}}$  – Número de ventiladores em cada evaporador
- $q_{\text{ventiladores}}$  – Potência dos ventiladores (W)
- $t_{\text{ventiladores}}$  – Tempo de funcionamento dos ventiladores (horas)

Temos 3 evaporadores cada um deles com 3 ventiladores, os motores dos ventiladores têm potência de 50W [37], então:

$$\dot{Q}_5 = 3 \times 3 \times 50 \times \frac{16}{24} = 300 \text{ W}$$

As cargas térmicas devidas à iluminação, ao peçoal de estiva e à descongelação dos evaporadores não foram consideradas nestes cálculos. Isto porque não há iluminação no interior da câmara durante o funcionamento do sistema, as luzes apenas se acendem quando as portas se mantêm abertas durante demasiado tempo, sendo que nesse caso o sistema interrompe o seu funcionamento. Da forma idêntica a descongelação dos evaporadores por ser através de gás quente implica que o sistema deixe de funcionar aquando das descongelações, assim nenhuma carga térmica está a ser introduzida durante o ciclo. Quanto ao pessoal de estiva, não há pessoas dentro da câmara apenas produto, a hipótese desta carga térmica não se põe em causa.

### 5.1.6. Carga térmica intermédia, potência intermédia e potência previsional

Uma vez calculadas todas as cargas térmicas do sistema pode-se determinar a carga térmica total, também chamada de carga térmica intermédia, para isso basta apenas fazer o somatório de todas as cargas térmicas determinadas, assim:

$$\dot{Q}_{int} = \sum \dot{Q}_{internas} + \sum \dot{Q}_{externas} \quad (5.13)$$

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_{int} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4 + \dot{Q}_5$$

$$\Leftrightarrow \dot{Q}_{int} 601.08 + 369.94 + 361.412 + 16208.84 + 300 = 17841.3 \text{ W}$$

### Potência frigorífica intermédia

Nos documentos consultados [3, 33] para o cálculo das cargas térmicas a metodologia seguida acaba sempre por determinar a potência frigorífica intermédia que é dada pela seguinte equação:

$$P_{int} = \frac{\dot{Q}_{int} \times 24}{t_{compressores}} \quad (5.14)$$

Em que,

- $P_{int}$  – Potência frigorífica intermédia
- $\dot{Q}_{int}$  – Carga térmica intermédia
- $t_{compressores}$  – Tempo de funcionamento dos compressores

Relativamente ao tempo de funcionamento dos compressores é usual considerar-se 16 horas para câmaras de câmaras de congelados.

O valor da potência frigorífica intermédia normalmente difere do da carga térmica intermédia. Isto deve-se ao facto de nos documentos consultados [3, 33] as instalações estudadas nunca estarem livres de produto, sendo que desta forma há geração de cargas térmicas mesmo quando o sistema não está a funcionar, daí o valor 24 (número de horas do dia) estar presente na equação (5.14). No entanto o mesmo não se verifica na instalação aqui considerada, a produção da empresa tem dois turnos de oito horas nos quais

está sempre a sair produto que é imediatamente introduzido na câmara, mas no final do segundo turno a produção pára e como tal deixa de ser necessário utilizar a câmara de ultracongelação. Os produtos são retirados da câmara para outro posto de conservação ficando esta vazia. Assim para este caso, há produto na câmara apenas durante o seu funcionamento, ou seja, 16 horas. Da equação (5.14) resulta:

$$P_{\text{int}} = \frac{\dot{Q}_{\text{int}} \times 16}{t_{\text{compressores}}} = \frac{\dot{Q}_{\text{int}} \times 16}{16} \Leftrightarrow P_{\text{int}} = \dot{Q}_{\text{int}} = 17841.3 \text{ W}$$

### **Potência frigorífica previsional**

Por questões de segurança é determinada a potência frigorífica previsional. Esta aplica uma margem de segurança de 10% [33] ao equipamento para garantir que a instalação é capaz de dar resposta mesmo nas situações mais exigentes.

A potência previsional é calculada pela seguinte expressão:

$$P_{\text{prev}} = 1,1 \times P_{\text{int}} \quad (5.15)$$

$$P_{\text{prev}} = 1,1 \times 17799,275 = 19625.4 \text{ W}$$

A câmara de ultracongelação tem uma capacidade de refrigeração de 19880 W. As especificações técnicas da câmara podem ser encontradas no ANEXO E.

## **5.2. Sistema de recuperação de calor**

Já é sabido que todos os sistemas de refrigeração geram calor que eventualmente terá de ser dissipado para se poder voltar a refrigerar o espaço pretendido. Este é o fundamento do ciclo de refrigeração e já foi referido por diversas vezes ao longo deste relatório. Grande parte dos equipamentos de frio é de pequena dimensão, como é o caso da refrigeração doméstica, estes geram quantidades insignificantes de calor o que torna a possibilidade de recuperação de calor muito diminuta. O mesmo já não se aplica a instalações industriais e comerciais, onde os equipamentos são de maiores dimensões e como tal geram quantidades de energia térmica consideráveis, nestes a recuperação de calor não só é possível mas também conveniente em muitos casos.

A instalação estudada neste relatório gera calor suficiente para que a hipótese de construir um sistema de recuperação de calor seja viável e favorável a empresa. Nesta secção estuda-se o sistema de recuperação de calor de modo a determinar a quantidade de energia

necessária para aquecer a água, confirmar a viabilidade do sistema e analisar a máxima capacidade do mesmo. No final é feita uma análise económica do sistema.

### **Aquecimento da água**

Pretende-se aquecer 2000 litros de água desde a temperatura a que esta vem da rede até aos 60°C. A equação que permite determinar a energia necessária para aquecer a água é dada pela seguinte expressão:

$$Q = \rho_{\text{água}} \times V \times c_{p_{\text{água}}} \times \Delta T \quad (5.16)$$

Sendo,  $\rho_{\text{água}}$  e  $c_{p_{\text{água}}}$  a massa volúmica e o calor específico da água, respetivamente,  $V$  volume de água e  $\Delta T$  diferença de temperatura entre a entrada e a saída da água.

Admitindo que a temperatura média da água da rede é de 15°C, temos:

$$\Delta T = 60 - 15 = 45^\circ\text{C}$$

O cálculo do  $c_{p_{\text{água}}}$  e  $\rho_{\text{água}}$  é feito em relação a temperatura média da água e recorrendo a um *software online* [38] que fornece automaticamente estes dados consoante a introdução dos valores de temperatura e pressão. Assim calculamos estes parâmetros para a temperatura média de  $T_{\text{média}} = \frac{60+15}{2} = 37,5^\circ\text{C}$  e admitindo que a pressão da rede é de 4 bar, resulta:  $\rho_{\text{água}} = 993.287 \text{ (kg/m}^3\text{)}$  e  $c_{p_{\text{água}}} = 4.178 \text{ (kJ/kg.}^\circ\text{C)}$ . Os valores obtidos podem ser consultados no ANEXO F.

O volume de água é de 2000 litros, ou seja,  $V = 2 \text{ (m}^3\text{)}$ .

Substituindo tudo na equação (5.16), resulta:

$$Q = 993.287 \times 2 \times 4.178 \times 45 = 373495.8 \text{ kJ}$$

A potência é energia por unidade de tempo e é expressa pela seguinte fórmula:

$$P \text{ (kW)} = \frac{E \text{ (kJ)}}{t \text{ (s)}} \quad (5.17)$$

O requisito mínimo pedido pelo cliente foi o de o sistema ser capaz de aquecer 2000 litros de água em 24 horas. Assim através da equação anterior, temos:

$$\dot{Q} = \frac{373495.8}{24 \times 3600} = 4.33 \text{ kW}$$

No entanto o sistema apenas funciona 16 horas por dia, portanto a potência mínima que se terá de fornecer para aquecer a água é:

$$\dot{Q} = \frac{373495.8}{16 \times 3600} = 6.48 \text{ kW}$$

### **Verificar a viabilidade do sistema**

A água é aquecida através da energia térmica que o fluido lhe cede nos permutadores de placas. Desta forma é necessário conhecer a potência térmica que o fluido fornece na sua passagem pelo sistema de recuperação de calor, esta pode ser calculada através da seguinte expressão

$$P = \dot{m} \cdot \Delta h = \dot{m} \times (h_1 - h_2) \quad (5.18)$$

O caudal volúmico do compressor dado pelo catálogo do grupo disco (ANEXO G) é de 106 (m<sup>3</sup>/h) [39]. A temperatura do fluido refrigerante à saída do compressor é de 60°C, admite-se para efeitos de cálculo que não há perdas de calor ao longo da tubagem que leva o fluido até aos permutadores, sendo desta forma a temperatura de entrada nos permutadores de placas de 60°C. Sabe-se que o fluido condensa a 35°C, assim assume-se que o fluido à entrada do condensador está a 45°C, mais uma vez não se consideram trocas de calor com o exterior ao longo dos tubos, portanto a temperatura do fluido à saída dos permutadores de placas é de 45°C. Sabendo a temperatura de entrada e saída do fluido refrigerante no sistema de recuperação de calor e que a pressão do fluido à saída do compressor é de 14 bar, determina-se as respetivas entalpias. Para isso recorreu-se ao *software CoolPack*, um programa disponibilizado gratuitamente e bastante útil na análise de ciclos e sistemas de refrigeração, tem na sua base de dados todos os principais refrigerantes usados em sistemas de refrigeração. Utilizou-se esta ferramenta para retirar os valores de entalpia e o volume específico do fluido à saída do compressor (ANEXO I). Os valores de entalpia e volume específico são:

- Entalpia à entrada dos permutadores:  $h_1 = 414.15 \text{ (kJ/kg)}$
- Entalpia à saída dos permutadores:  $h_2 = 398.4 \text{ (kJ/kg)}$
- Volume específico:  $v = 0.0167 \text{ (m}^3\text{/kg)}$

Antes de se calcular a potência converte-se o caudal volúmico em caudal mássico da seguinte forma:

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}}{v} = \frac{106}{0.01667} = 6358.73 \text{ (kg/h)} = 1.77 \text{ (kg/s)}$$

Substituindo na equação (5.18), fica:

$$P = 1,77 \times (414.1482 - 398.4341) = 27.81 \text{ kW}$$

Consultando o catálogo dos permutadores [40] verifica-se que estes têm capacidade para receber até 37 kW (ANEXO G), sendo desta forma o sistema viável uma vez que a potência máxima que pode ser fornecida a água não excede a capacidade dos permutadores selecionados.

Os permutadores de placas do sistema de recuperação de calor são altamente eficientes, assumindo que apresentam um rendimento de 96% conseguimos retirar a potência que efetivamente se transmite a água através da seguinte expressão:

$$P_f = \eta \times P \quad (5.19)$$

$$\Leftrightarrow P_f = 0.96 \times 27.81 = 26.7 \text{ kW}$$

Agora que sabemos a potência que pode ser fornecida a água podemos retirar o tempo de aquecimento e caudal de água necessário para esta condição de máxima potência.

### **Tempo de aquecimento**

Pode-se retirar a expressão que permite calcular o tempo de aquecimento da água a partir da equação (5.17), fica:

$$t = \frac{E}{P} \quad (5.20)$$

$$\Leftrightarrow t = \frac{373495.78}{26.7} = 13988.6 \text{ segundos} = 3.88 \text{ horas} \Leftrightarrow t \approx 4 \text{ horas}$$

O caudal de água necessário é dado por:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{c_{p\text{água}} \times \Delta T} \quad (5.21)$$

$$\Leftrightarrow \dot{m} = \frac{26.7}{4.178 \times 45} = 0.142 \text{ kg/s} = 0.511 \text{ m}^3/\text{h}$$

Na situação extrema em que o fluido cede a água toda a sua potência térmica o sistema de recuperação de calor é capaz de aquecer toda a água em aproximadamente 4 horas

para um caudal de água de 0.511 m<sup>3</sup>/h. Este último valor deve ainda ser tido em conta para a seleção da bomba circuladora.

### **Análise económica**

Depois de realizado o balanço energético é pertinente analisar os ganhos económicos que advêm da implementação do sistema de recuperação de calor. Assim calculou-se o custo que representaria aquecer a mesma quantidade de água recorrendo a duas fontes de energia distintas: energia elétrica e gás natural

#### Energia elétrica

Caso se recorre-se à energia elétrica o mais provável seria utilizar um depósito com resistências elétricas para o aquecimento da água. Para simplificar a análise não se consideram as trocas de calor com o exterior, admitindo-se assim um rendimento de 100%. Sabendo que são necessários 373495.8 kJ para aquecer os 2000 litros de água facilmente se obtém a mesma quantidade de energia dada em kWh, bastando apenas dividir esse valor por 3600. Portanto são necessários 103.75 kWh para aquecer 2000 litros de água.

Sabe-se ainda que a empresa encerra aos domingos, logo funciona 312 dias por anos. Assim a energia elétrica consumida anualmente no aquecimento da água é dada por:

$$103,75 \times 312 = 32370 \text{ kWh}$$

Consultando as tarifas da eletricidade para o ano de 2016 fornecidas no portal da ERSE [41] e assumindo que o cliente adere a tarifa simples, o preço que pagará pela energia elétrica é de 0.1634 €/kWh (ANEXO J). Assim o aquecimento da água utilizando energia elétrica têm um custo anual de:

$$32370 \times 0,1634 = 5289.3 \text{ €/ano}$$

Uma vez que o sistema de recuperação de calor não foi instalado durante período de estágio o autor não tem forma de conhecer o custo exato que este sistema terá. Deste modo faz-se uma previsão do custo final da instalação baseada nos dados disponíveis e algumas deduções.

O preço dos permutadores é praticamente 3000 euros (ANEXO G), sabe-se que o tanque de água terá um custo de cerca de 5000 euros, tendo ainda em conta todos os outros componentes e acessórios que serão instalados (tubagem, bomba circuladora, válvulas, etc...), assume-se que o custo deste sistema está próximo dos 15000 euros. O valor arbitrado foi propositadamente sobrevalorizado para não induzir erradamente a lucros excessivos,



assim fica-se com ideia dos benefícios económicos do sistema de recuperação de calor mesmo para uma situação com elevado custo de instalação, sendo que na realidade os valores podem ser ainda mais favoráveis.

De modo a reduzir a análise económica à poupança que o sistema de recuperação de calor permite, considera-se que a instalação dos equipamentos necessários tanto para o sistema de aquecimento da água usando energia elétrica como o do gás natural têm o mesmo custo de instalação que o sistema de recuperação de calor.

Assim o período de retorno do investimento para este caso rondará os 3 anos, sendo que a partir de então este sistema permitirá uma poupança anual por volta dos 5289 euros.

#### Gás natural

O caudal mássico de gás natural necessário para o aquecimento da água é dado pela seguinte fórmula:

$$\dot{m}_{G.N} = \frac{P_u}{\eta \times PCI} \quad (5.22)$$

Uma vez que de acordo com o despacho n.º 17313/2008 [42] o rendimento de um gerador térmico é cerca de 90% e o PCI (poder calorífico inferior) do gás natural é de 45,1 MJ/kg. Da equação anterior resulta um caudal mássico de:

$$\dot{m}_{G.N} = \frac{6,48}{0,9 \times (45,1 \times 10^3)} = 1,6 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$$

O caudal volúmico é dado pela seguinte equação:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (5.23)$$

O valor da massa volúmica do gás natural pode ser encontrado no *site* da EDP [43], é cerca de 0,8 kg/m<sup>3</sup>. Assim resulta:

$$\dot{V} = \frac{1,6 \times 10^{-4}}{0,8}$$

$$\dot{V} = 2 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} = 0,72 \text{ m}^3/\text{h}$$

O aquecimento é feito nas 16 horas de funcionamento da empresa, então o consumo diário de gás natural é:

$$16 \times 0,72 = 11.52 \text{ m}^3/\text{h}$$

O anual é de:

$$11,52 \times 312 = 3594.24 \text{ m}^3/\text{ano}$$

A equação seguinte, retirada do documento [44], dá o consumo de gás natural em kWh

$$\text{GN}[\text{kWh}] = \text{GN}[\text{m}^3] \times \rho_{\text{GN}} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \times \text{PCI}_{\text{GN}} \left[ \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} \right] \times \frac{10^3 [\text{kJ}]}{1 [\text{MJ}]} \times \frac{1 [\text{kWh}]}{3600 [\text{kJ}]} \quad (5.24)$$

$$\Leftrightarrow \text{GN} = \frac{3594.2 \times 0.8 \times 45.1 \times 10^3}{3600}$$

$$\Leftrightarrow \text{GN} = 36022.3 \text{ kWh/ano}$$

Sendo a tarifa do gás natural de 0.0594 €/kWh [45] (ANEXO J), resulta um um gasto anual de 2139.73 euros.

Neste caso o período de retorno é por volta dos 7 anos.

## 6. CONCLUSÕES

Este relatório articula de forma clara e distinta a teoria subjacente à instalação estudada com o caráter prático do estágio realizado. Assim, identificam-se três partes distintas neste trabalho: pesquisa bibliográfica, relato e descrição das atividades realizadas no estágio, descrição e cálculos relativos ao funcionamento da instalação objeto de estudo.

O trabalho de pesquisa permitiu uma aprendizagem impressionante nas áreas de refrigeração e de eficiência energética. Nestes capítulos são várias as conclusões a ser retiradas:

- A análise dos ciclos de refrigeração assume um papel fundamental na previsão do desempenho de sistemas reais.

- São apresentados e descritos os quatro componentes principais da instalação alvo de estudo. A exploração destes componentes vai mais longe e mostra-se em que condições estes têm melhor desempenho e a sua importância na *performance* do sistema. Uma das principais conclusões deste estudo é a confirmação de que a operação com maiores temperaturas de evaporação e menores temperaturas de condensação promovem a eficiência do sistema.

- Os fluidos refrigerantes são de extrema importância em sistemas de refrigeração, não só porque influenciam diretamente o seu funcionamento, mas também porque são responsáveis por sérios problemas ambientais. A investigação de novos fluidos refrigerantes é dos principais investimentos deste setor e prevê-se substituição integral dos atuais refrigerantes por alguns já descobertos menos poluentes e com propriedades semelhantes.

- A eficiência energética é das principais preocupações da indústria e em particular do setor da refrigeração. A recuperação de calor mostra-se uma excelente medida de eficiência energética, permite poupanças energéticas e económicas tão notáveis que atualmente há um forte investimento na investigação e desenvolvimentos de tecnologias que permitam retirar mais calor de fontes de baixa temperatura. Além disso a implementação de um sistema de recuperação de calor é cada vez mais usual e deve ser considerada, uma vez que foram identificados vários casos de sucesso com períodos de retorno de 2 a 5 anos.

- A aplicação de frio é o melhor processo de conservação de alimentos e está dividido em duas categorias principais: refrigeração e congelação. No entanto é o processo de congelação o que conserva melhor e durante mais tempo os alimentos, a congelação pode ser lenta ou rápida. A congelação rápida apresenta melhores resultados comparativamente à lenta. Sendo a instalação estudada uma câmara de ultracongelação conclui-se que este equipamento proporciona o melhor método de conservação de alimentos.

Dedicou-se um capítulo as atividades do estágio, deste capítulo não há muitas conclusões relevantes a fazer, visto que este é essencialmente um relato dos trabalhos executados. No entanto o autor considera que o estágio representou um enorme contributo para a sua aprendizagem: O primeiro mês foi dedicado ao desenho da unidade condensadora em 3D, esta experiência permitiu desenvolver competências num *software* de enorme potencial e grande utilidade prática. As tarefas realizadas sobre orientação do técnico de refrigeração contribuíram imensamente para a compreensão do funcionamento de sistemas de refrigeração. As conclusões que se podem retirar desta experiência são de que o bom funcionamento do sistema não depende apenas do seu correto dimensionamento, sendo a montagem um passo crucial no resultado final da instalação. Assim, tanto o técnico profissional de refrigeração como o projetista do sistema de refrigeração têm um papel fundamental na concepção do sistema.

A última parte deste trabalho consistiu no cálculo das cargas térmicas e na análise do desempenho energético e económico do sistema de recuperação de calor. Os resultados obtidos foram ao encontro do expectável, sendo que este sistema com uma potência de refrigeração de 19880 W é capaz de dar resposta mesmo nas situações mais difíceis (carga máxima). Quanto ao sistema de recuperação de calor, são necessários 373495.78 kJ para aquecer os 2000 l de água, o sistema que trabalha durante 16 horas precisa de fornecer uma potência mínima de 6.48 kW para cumprir o exigido, sendo que de facto atinge facilmente este objetivo uma vez que o fluido quando sai do compressor tem uma potência térmica de 27.81 kW. Com essa potência este sistema de recuperação de calor é capaz de aquecer toda água em cerca de quatro horas quando o caudal de água é de 0.511 m<sup>3</sup>/h. No entanto esta é uma situação hipotética que dificilmente ocorrerá, uma vez que o principal objetivo desta instalação é cumprir o ciclo de refrigeração sendo a recuperação de calor um proveito do processo, portanto não se pretende que o fluido dissipe todo o seu calor para a água. Na análise económica analisou-se duas situações, uma em que é usada energia elétrica e outra em que se recorre ao gás natural. Em relação à primeira o sistema de recuperação de calor estudado permite uma poupança de 5289.3 €/ano com um

período de retorno de 3 anos. Quanto ao gás natural a poupança é de 2139.73 euros e o período de retorno ronda os 7 anos. Assim a implementação do sistema de recuperação de calor nesta instalação mostra-se muito conveniente.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Ferraz, F. e Gomes, M. (2008). “O Histórico da Refrigeração; Fluidos Refrigerantes; Ozônio/Processo De Formação/Destruição”, Centro Federal de Educação Tecnológica da Bahia.
- [2] [http://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/TM182/REFRIGERACAO/apostila/1\\_INTRODUCAO.pdf](http://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/TM182/REFRIGERACAO/apostila/1_INTRODUCAO.pdf) (Consultado em 25-01-2016).
- [3] Cortes, J. G. (2013). “Sistemas de arrefecimento de instalações frigoríficas utilizando três agentes frigoríficos”, Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, Instituto Superior de Engenharia de Lisboa.
- [4] <http://e-escola.tecnico.ulisboa.pt/topico.asp?id=576> (Consultado em 01-11-2015).
- [5] Çengel, Y. A. e Boles, M. A. (2006). “Thermodynamics: An Engineering Approach”, 2º ed., McGraw-Hill College.
- [6] Mesquita, N. (2009). ”Redução do consumo energético de um equipamento de frio”, Tese de Dissertação de Mestrado em Engenharia Eletrotécnica e de Computadores, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
- [7] Batista, P., Gaspar, P. e Oliveira, J. (s.d.). “Higiene e Segurança Alimentar na Distribuição de Produtos Alimentares”, Forvisão-Consultoria em Formação Integrada, S.A.
- [8] Cavalcanti, J., Filho, C., Silva, Z. e Costa, Y. (2005). “Eficiência de uma Unidade De Refrigeração por Compressão de Vapor”. XXXIII-Congresso Brasileiro de Ensino de Engenharia, Campina Grande, Brasil, 12-15 Setembro 2005.
- [9] Stoecker, W. F. (1958). “Refrigeration and Air Conditioning”, McGraw-Hill Book Company, Inc.
- [10] Lamas, F. (2015). “Módulo 17 - Sistemas de Refrigeração”, Aulas da disciplina de Climatização e Refrigeração, Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra.
- [11] Nascimento da Silva, M. (2005). “Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial”.
- [12] Loureiro, J. (2015). “Refrigeração industrial: elaboração de projeto; criação de ferramentas de seleção; tecnologias para melhoria da eficiência energética”, Tese de mestrado em Engenharia Mecânica na Especialidade de Energia e Ambiente, Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra.
- [13] <http://www.wisdompage.com/SEUhtmDOCS/SEU10.htm> (Consultado em 18-01-2016).
- [14] <http://ncidavid.blogspot.pt/2014/07/low-airflow-and-thermostatic-expansion.html> (Consultado em 18-01-2016).
- [15] Creus, J. (2006). “Tratado Prático de Refrigeração Automática”, Dinalivro.

- [16] Babiloni, A., Esbrí, J., Cervera, A., Molés, F., Peris, B. e Verdú, G (2015). “Commercial refrigeration – An overview of current status”, *International Journal of Refrigeration*, 57, 186-196.
- [17] Law, R., Harvey, A., Reay, D. (2012). “Opportunities for low-grade heat recovery in the UK food processing industry”, *Applied Thermal Engineering*, 53, 188-196.
- [18] [https://en.wikipedia.org/wiki/Kalina\\_cycle](https://en.wikipedia.org/wiki/Kalina_cycle) (Consultado em 21-01-2016).
- [19] Costa, H. (2010). “Cadeia de frio e segurança alimentar-Contro estatístico da temperatura”, Tese de Mestrado em Engenharia Zootécnica, Universidade dos Açores, Angra do Heroísmo.
- [20] Messano, A. (2010). “Processamento de alimentos”, Curso de Nutrição, Unidade 1- Refrigeração e Congelamento.
- [21] Pereira, S. (2010). “Qualidade comparada da congelação de géneros alimentícios por processo criogénico, por meio de azoto líquidos e por anídrico carbónico”, Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, Instituto Superior de Engenharia de Lisboa.
- [22] Coldkit, “Matrix-Câmara frigorífica modular”, Especificações Técnicas.
- [23] [https://www.google.pt/search?q=tubos+de+cobre&tbm=isch&tbo=u&source=univ&sa=X&ved=0ahUKEwimkLSO7\\_LKAhVI7BQKHUTIDW8QsAQIIw&biw=1366&bih=643](https://www.google.pt/search?q=tubos+de+cobre&tbm=isch&tbo=u&source=univ&sa=X&ved=0ahUKEwimkLSO7_LKAhVI7BQKHUTIDW8QsAQIIw&biw=1366&bih=643) (Consultado em 09-01-2016).
- [24] United Nations Environment Programme Division of Technology, Industry and Economics, “Manual for Refrigeration Servicing Technicians”, e-book disponível em [http://www.unep.org/pdf/7443-e-Ref\\_manual\\_servicing\\_technicians.pdf](http://www.unep.org/pdf/7443-e-Ref_manual_servicing_technicians.pdf) (Consultado em 18-12-2015).
- [25] <https://www.testo.pt/produto/0563+1550/Analizador-de-refrigeracao-testo-550-Com-App-e-Bluetooth#tab-1> (Consultado em 13-01-2016).
- [26] <http://www.epa.gov/sites/production/files/documents/RealZeroGuidetoGoodLeakTesting.pdf> (Consultado em 13-01-2016).
- [27] <http://www.danfoss.com/NR/rdonlyres/A4872CA9-C6F9-4913-9C58-6E726C65F4E7/0/PVHS0A102.pdf> (Consultado em 25-11-2015).
- [28] [http://www.ra.danfoss.com/TechnicalInfo/Approvals/Files/RAPIDFiles/01/Drawing/IR%20ICS%20with%20CVP-HP%20cut-away%20without%20text/ICS3%20with%20CVP-HP\\_Cut-away\\_Colour.jpg](http://www.ra.danfoss.com/TechnicalInfo/Approvals/Files/RAPIDFiles/01/Drawing/IR%20ICS%20with%20CVP-HP%20cut-away%20without%20text/ICS3%20with%20CVP-HP_Cut-away_Colour.jpg) (Consultado em 25-11-2015).
- [29] <http://ambientegegado.com.br/v40/index.php/camaras-frigorificas/item/575-camaras-frigorificas-aplicacao-tipos-calculo-da-carga-termica-e-boas-praticas-de-utilizacao-visando-a-racionalizacao-da-energia-eletrica> (Consultado em 07-12-2015).
- [30] Decreto-Lei n.º80/2006, de 4 de Abril. Diário da República, 1.ª série-A, N.º67: 2468-2513.

- [31] <https://www.ipma.pt/pt/oclima/normais.clima/1971-2000/011/index.jsp> (Consultado em 05-12-2015).
- [32] <http://caldasdarainha.com.sapo.pt/concelho.html> (Consultado em 05-12-2015).
- [33] Barata, N. (2009). “Projeto de Matadouro Industrial de Caprinos e do Centro de Corte”, Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, Instituto Superior de Engenharia De Lisboa.
- [34] <http://www.sugartech.co.za/psychro/> (Consultado em 05-12-2015).
- [35] <http://www.camarasfrigorificas.es/blog/panel-sandwich-de-poliuretano/> (Consultado em 05-12-2015).
- [36] <https://en.wikipedia.org/wiki/Bakelite> (Consultado em 05-12-2015).
- [37] <http://www.centroelectronico.pt/#/MOTOVENTILADOR-60-16W-230V-50-60Hz-1300-1550-RPM-P17067.aspx> (Consultado em 29-01-2016).
- [38] [http://www.peacesoftware.de/einigewerte/wasser\\_dampf\\_e.html](http://www.peacesoftware.de/einigewerte/wasser_dampf_e.html) (Consultado em 04-02-2016).
- [39] <http://www.grupodisco.com/intranet/uploads/documentos/2-Copeland.pdf> (Consultado em 04-02-2016).
- [40] <http://www.grupodisco.com/intranet/uploads/documentos/5-Condensadores.pdf> (Consultado em 04-02-2016).
- [41] [http://www.erse.pt/pt/electricidade/tarifaseprecos/2016/Documents/PrecosTVCF%200SociasPTCont\\_2016.pdf](http://www.erse.pt/pt/electricidade/tarifaseprecos/2016/Documents/PrecosTVCF%200SociasPTCont_2016.pdf) (consultado em 07-02-2016).
- [42] Despacho Normativo n.º17313/2008. Diário da República, 2.ª série-N.º122, de 26 de Junho de 2008, Ministério da Economia e Inovação.
- [43] <http://www.edpgasdistribuicao.pt/index.php?id=484> (Consultado em 10-02-2016).
- [44] Apolinário, J. (2015). “Eficiência energética em complexos de piscinas interiores: complexo de piscinas Rui Abreu”, Tese de mestrado em Engenharia do Ambiente, Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra.
- [45] [http://www.erse.pt/pt/gasnatural/tarifaseprecos/2015a2016/Documents/Diretiva%20DR%2010-2015%20\(Tarifas%20e%20Pre%20C3%A7os%20GN%20Ano%20G%20C3%A1s%202015-2016\).pdf](http://www.erse.pt/pt/gasnatural/tarifaseprecos/2015a2016/Documents/Diretiva%20DR%2010-2015%20(Tarifas%20e%20Pre%20C3%A7os%20GN%20Ano%20G%20C3%A1s%202015-2016).pdf) (Consultado em 10-02-2016).
- [46] Mesquita, N. (2009). “Elementos do circuito de refrigeração”, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
- [47] Walker, E. (2002). “An assessment of the value of documenting food safety in small and less developed catering businesses”, Food Control 13: 307-314.
- [48] Baptista, P., Noronha, J., Oliveira, J. e Saraiva, J. (2003). “Modelos genéricos de HACCP”. 1ª ed. Forvisão - Consultadoria em Formação Integrada. Guimarães, Portugal.
- [49] Cook, N (1995). “Refrigeration and Air-Conditioning Technology”, MACMILLAN EDUCATION LTD, London.
- [50] Whitman, W., Johnson, W. (2004). “Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado Fundamentos I”, Thomson Editores Spain.



- [51] <http://www.ebah.pt/content/ABAAes5QAL/solda-oxiacetileno> (Consultado em 11-01-2016).
- [52] <http://tmsoldoa.no.sapo.pt/tipos%20de%20chama.htm> (Consultado em 11-01-2016).
- [53] Brastak, “Catálogo Geral: Ligas especiais para Brasagem, Soldagem, Metalização e Revestimento”.
- [54] <http://pt.aliexpress.com/item/AU-ZGQ-CT100A-7-Lever-Tube-Expanding-Tool-Pipe-Expander-10pc-Pipe-reamer-bit-Hydraulic-Plumming/32255805295.html> (Consultado em 11-06-2016).
- [55] <http://www.infosolda.com.br/biblioteca-digital/livros-senai/processos/198-brasagem-caracteristicas-do-processo.html> (Consultado em 11-06-2016).
- [56] <http://www.totaline.com.br/PecasFerramentasAcessorios> (Consultado em 11-06-2016).
- [57] [http://www.armacell.pt/C1256AF100412A28/F/NT018BA922/\\$FILE/AFArmaflex\\_BR\\_Sub\\_P\\_2014.pdf](http://www.armacell.pt/C1256AF100412A28/F/NT018BA922/$FILE/AFArmaflex_BR_Sub_P_2014.pdf) (Consultado em 12-01-2016).
- [58] [http://www.armacell.pt/C1256AF100412A28/F/NT016CE506/\\$FILE/ArmaflexApplicationINTMO.pdf](http://www.armacell.pt/C1256AF100412A28/F/NT016CE506/$FILE/ArmaflexApplicationINTMO.pdf) (Consultado em 12-01-2016).
- [59] <http://products.danfoss.com.br/productrange/documents/refrigeration/pressure-and-temperature-regulating-valves/pressure-and-temperature-regulating-valves/ics-pilot-operated-servo-valve/> (Consulta em 25-11-2015).
- [60] [http://www.ra.danfoss.com/TechnicalInfo/Literature/Manuals/01/DKRCLPB.HU0.G5.28\\_LR.pdf](http://www.ra.danfoss.com/TechnicalInfo/Literature/Manuals/01/DKRCLPB.HU0.G5.28_LR.pdf) (Consultado em 25-11-2015).

## APÊNDICE A

### Coeficiente de *performance* e grandezas do ciclo

O parâmetro que expressa a eficiência de um sistema de refrigeração é o coeficiente de *performance* (COP-“Coefficient of performance”), sendo definido pela equação seguinte:

$$\text{COP} = \frac{\text{calor removido do espaço a baixa temperatura}}{\text{trabalho líquido}} \quad (\text{A.1})$$

Na subsecção 2.2.2 explicou-se que o ciclo de Carnot é aquele cuja eficiência não pode ser excedida quando operando entre dois níveis de temperaturas [9], assim sendo o valor do coeficiente de *performance* é máximo quando aplicado a este ciclo e é expresso da seguinte forma:

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = \frac{T_1(s_1 - s_2)}{(T_2 - T_1)(s_1 - s_2)} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (\text{A.2})$$

Onde os índices referem-se aos estados da Figura I-A.1, sendo  $s$  a entropia (kJ/kg. °C) e  $T$  a temperatura (°C), com  $T_1$  a ser a temperatura de evaporação e  $T_2$  a de temperatura de condensação.

Na Figura I-A.1 mostra-se o diagrama temperatura-entropia do ciclo de Carnot.

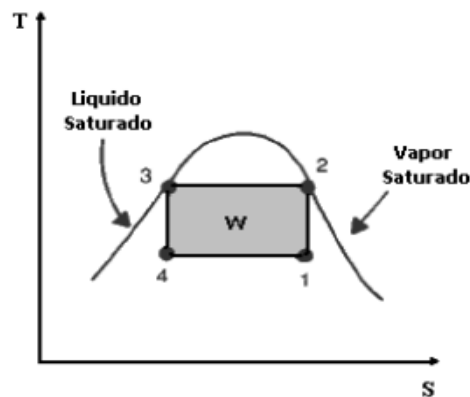


Figura I-A.1-Diagrama temperatura-entropia (T-s) do ciclo de Carnot [6].

Analisando a equação (A.2) conclui-se facilmente que o funcionamento com elevados valores de  $T_1$  e baixos valores de  $T_2$  promovem COP mais altos, tendo  $T_1$  maior influência neste parâmetro. (esta dedução é confirmada na secção dos compressores).

Recorrendo ao diagrama pressão-entalpia, Figura 2.4, algumas das propriedades mais importantes do ciclo teórico podem ser determinadas com o auxílio da formulação da **equação de energia** para um fluido em regime estacionário, que é dada por:

$$m_e \left( h + \frac{\dot{v}^2}{2} + gz \right)_e + \dot{Q} = m_s \left( h + \frac{\dot{v}^2}{2} + gz \right)_s + \dot{W} \quad (\text{A.3})$$

Admitindo que as variações de energia cinética e potencial são desprezáveis e que existe conservação de massa, a equação anterior toma a seguinte forma:

$$h_e + q = h_s + w \quad (\text{A.4})$$

Onde os índices **e** e **s** representam, respetivamente, entrada e saída num volume de controlo. Através desta equação determinam-se os seguintes parâmetros:

- **Trabalho de compressão**

Sendo este processo adiabático,  $q = 0$ , sendo o trabalho específico ( $w$ ) dado por:

$$w = h_1 - h_2 \text{ [kJ/kg]} \quad (\text{A.5})$$

A importância do conhecimento do trabalho de compressão deve-se ao facto deste termo representar um dos custos mais elevados de operação [9].

- **Rejeição de calor**

Não é realizado trabalho,  $w = 0$ , portanto:

$$q = h_3 - h_2 \text{ [kJ/kg]} \quad (\text{A.6})$$

O valor deste termo é usado para dimensionar e seleccionar o condensador e também para calcular a quantidade de refrigerante que nele deve passar [9].

- **Efeito de refrigeração**

Usando a mesma lógica no evaporador,  $w = 0$ , vem a energia específica de refrigeração dada por:

$$q = h_1 - h_4 \text{ [kJ/kg]} \quad (\text{A.7})$$

Este parâmetro é de grande importância, visto que a realização deste processo (4-1) é o principal objetivo do sistema. Este valor indica-nos a capacidade do sistema.

- **Coeficiente de *performance* (COP)**

No ciclo padrão o COP pode ser dado da seguinte forma:

$$\text{COP} = \frac{\text{Efeito de refrigeração}}{\text{Trabalho de compressão}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (\text{A.8})$$

Este parâmetro indica-nos a eficiência do ciclo.

Importa ainda fazer uma consideração em relação a expansão (processo 3-4), aplicando as aproximações  $w = 0$  e  $q = 0$  tem-se  $h_3 = h_4$ , significa isto que o processo é isentálpico.



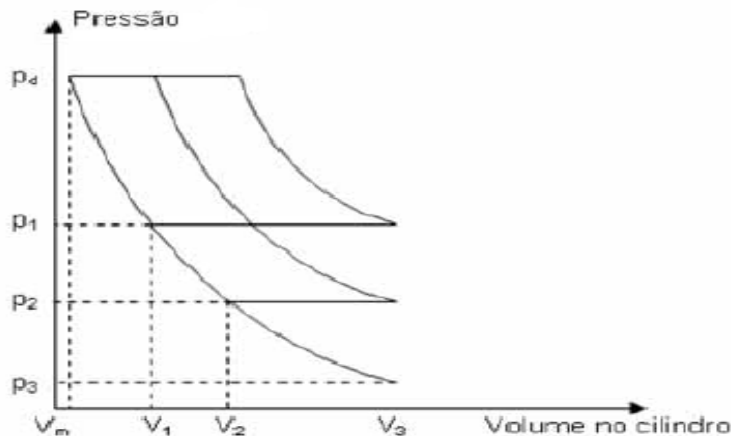
## APÊNDICE B

### *Performance do compressor*

As duas grandezas mais importantes na caracterização do desempenho do compressor são a **capacidade de refrigeração** e a **potência**. Estas duas características do compressor, quando operando a velocidade constante, são controladas essencialmente pelas **pressões de sucção** e de **descarga** [9].

A **eficiência volumétrica** permite-nos prever o desempenho do compressor e relaciona-o com as pressões de sucção e de descarga. Há dois tipos de eficiência volumétrica, a **teórica** e a **real**. Esta subsecção focar-se-á apenas na **eficiência volumétrica teórica** por esta nos conceder um claro entendimento do efeito das referidas pressões na *performance* do compressor, sendo as conclusões daí tiradas válidas para situações reais.

A Figura I-B.1 mostra de forma objetiva as variações de pressão e de volume que ocorrem dentro do cilindro durante o funcionamento do compressor.



**Figura I-B.1-** Diagrama P-v de operação do compressor [11].

O volume morto ou espaço morto,  $V_m$ , corresponde ao espaço vazio entre a face superior do pistão e a superfície da placa da válvula de descarga no momento da descarga do fluido (Figura 2.6-d). A pressão  $P_d$  que lhe está associada corresponde à pressão de descarga.

Este espaço deve ser o menor possível de forma a forçar a válvula a “libertar” a maior quantidade de refrigerante possível. Pode ser expresso ainda como percentagem do volume que é deslocado do pistão.

$$\text{Percentagem de volume nocivo} = m = \frac{V_m}{V_3 - V_m} \quad (\text{B.1})$$

A percentagem de volume nocivo,  $m$ , é uma constante do compressor.

A **eficiência volumétrica teórica**, ( $\eta_v$ ), é expressa por:

$$\eta_v = \left( \frac{V_{\text{Total}} - V_{\text{sucção}}}{V_{\text{Total}} - V_{\text{nocivo}}} \right) \times 100 = \left( \frac{V_3 - V_1}{V_3 - V_m} \right) \times 100 \quad (\text{B.2})$$

Pode-se ainda expressar  $\eta_v$  em termos de  $m$ , desenvolvendo-se a equação

**Error! Reference source not found.** da seguinte forma:

$$\begin{aligned} \eta_v &= \left( \frac{V_3 - V_m + V_m - V_1}{V_3 - V_m} \right) \times 100 = 100 - \frac{V_1 - V_m}{V_3 - V_m} \times 100 \\ &= 100 - \frac{V_m}{V_3 - V_m} \left( \frac{V_1}{V_m} - 1 \right) \times 100 \\ \Leftrightarrow \eta_v &= 100 - m \left( \frac{V_1}{V_m} - 1 \right) \end{aligned} \quad (\text{B.3})$$

Assumindo que a expansão do gás entre  $V_n$  e  $V_1$  é isentrópica, temos:

$$\frac{V_1}{V_m} = \frac{v_{\text{sucção}}}{v_{\text{descarga}}} \quad (\text{B.4})$$

Pelo que a equação (B.3) resulta em:

$$\eta_v = 100 - m \left( \frac{v_{\text{sucção}}}{v_{\text{descarga}}} - 1 \right) \quad (\text{B.5})$$

Onde  $v_{\text{sucção}}$  e  $v_{\text{descarga}}$  são, respectivamente, o volume específico do gás refrigerante no momento da aspiração e da descarga.

A equação (B.5) mostra a relação entre a eficiência volumétrica teórica e os volumes específicos de sucção e de descarga. Pela equação é possível concluir que o

aumento de  $\eta_v$  é conseguido reduzindo o volume específico de sucção e elevando o de descarga.

Sabe-se da termodinâmica que volume, pressão e temperatura são propriedades que estão intimamente relacionadas entre elas, sendo que a pressão e o volume são inversamente proporcionais, ou seja, reduzindo o volume aumenta-se a pressão e vice-versa, já a pressão e a temperatura são diretamente proporcionais, um aumento da pressão gera um aumento de temperatura e vice-versa.

Posto isto, estamos agora em condições de analisar o efeito que a temperatura de evaporação (pressão de sucção) tem nos parâmetros do compressor.

As Figura I-B.2 (a) e (b) mostram que tanto a eficiência volumétrica (Figura I-B.2 (a)), como a capacidade de refrigeração (Figura I-B.2 (b)), aumentam com o aumento da **temperatura de evaporação**.

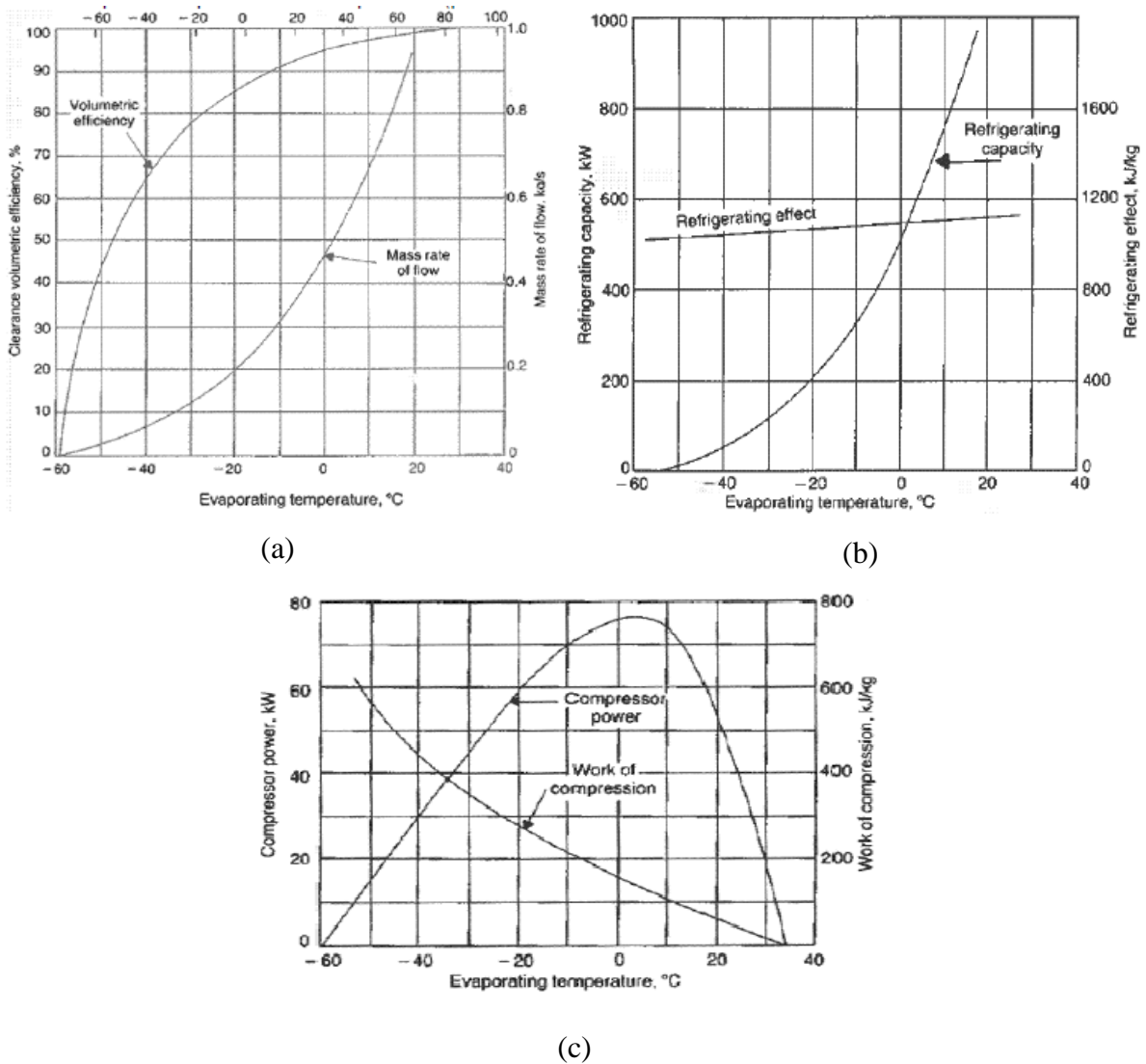


Figura I-B.2– Efeito da temperatura de evaporação: (a) eficiência volumétrica; (b) capacidade de refrigeração; (c) trabalho de compressão [46]



A Figura I-B.2 (c) mostra a curva de potência e do trabalho de compressão em função da temperatura de evaporação. Os zeros da curva de potência representam os pontos em que o caudal mássico é nulo ou quando a pressão de sucção é igual à de descarga. Entre os zeros a curva atinge um máximo, que corresponde a potência máxima requerida ao compressor. Esta ocorre normalmente quando o compressor inicia a sua operação ou quando tem de remover cargas térmicas elevadas, em qualquer uma das situações o funcionamento do compressor neste ponto não é aconselhável (causa sobrecarga do motor). Os sistemas são geralmente dimensionados para funcionar no lado esquerdo do ponto máximo da curva.

A influência da **temperatura de condensação** na eficiência volumétrica, no efeito de refrigeração e no trabalho de compressão está representada pelas Figura I-B.3(a), (b) e (c).

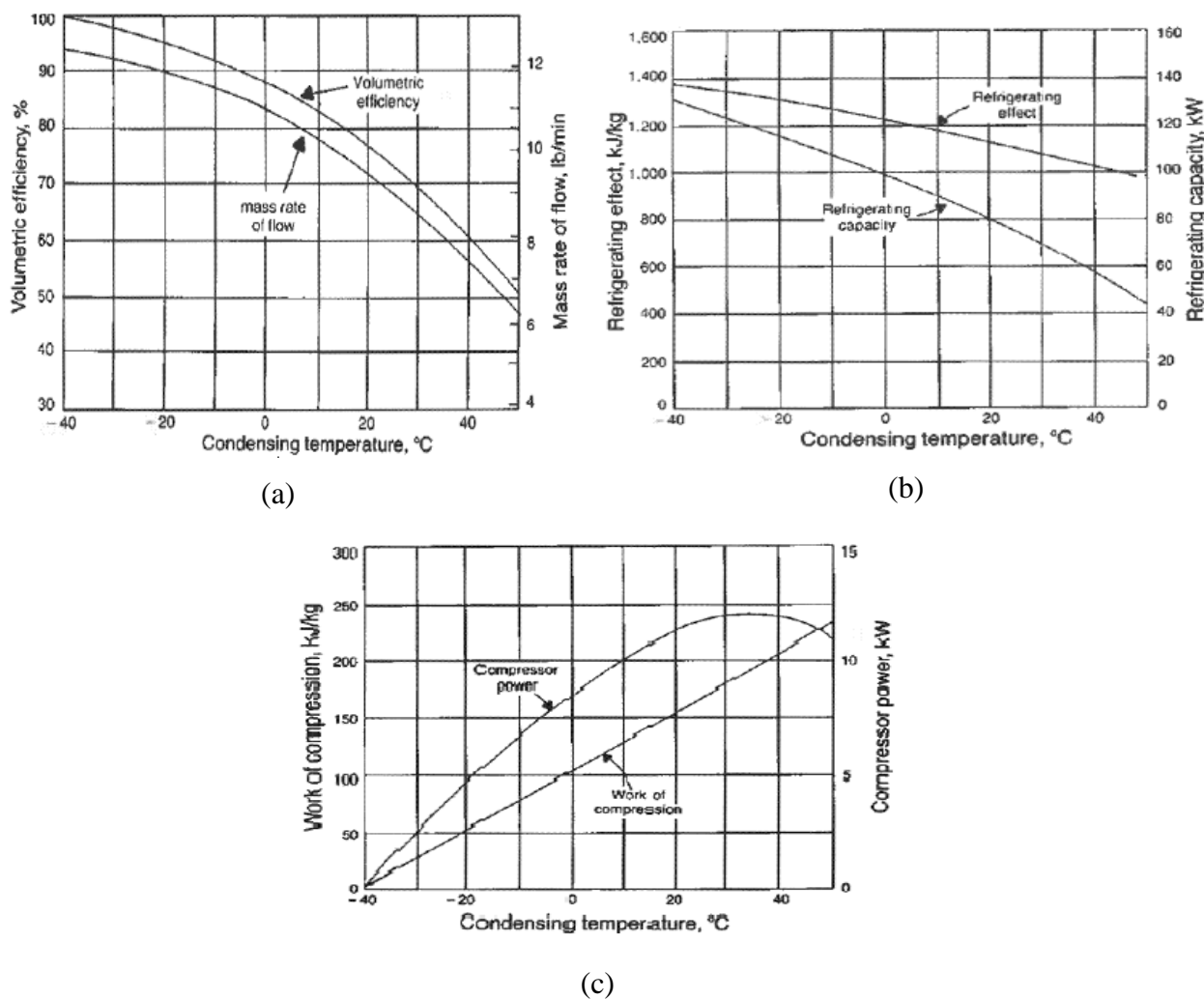


Figura I-B.3-Efeito da temperatura de condensação: (a) eficiência volumétrica; (b) capacidade de refrigeração; (c) trabalho de compressão [46].

Através da Figura I-B.3 podemos observar que a temperatura de condensação tem o efeito contrário nas propriedades do compressor, isto é, o aumento da temperatura de condensação provoca a redução da eficiência volumétrica e da capacidade de refrigeração, enquanto que o trabalho de compressão aumenta. De forma geral pode-se concluir que trabalhar com elevadas temperaturas de condensação baixa o rendimento do ciclo.

## Tipos de condensador

- **Condensadores arrefecidos a água** apresentam uma temperatura de condensação inferior em comparação com os condensadores arrefecidos a ar e portanto permitem maior capacidade de refrigeração. No entanto são mais dispendiosos, devido ao maior custo de construção e instalação e ao uso de água. A presença de água provoca formação de incrustações e corrosão, sendo por isso maior a necessidade de manutenção deste tipo de equipamento.

- **Condensadores evaporativos**, semelhantes a uma torre de arrefecimento, (Figura I-B.4), consomem menos energia que os condensadores arrefecidos a água e são os que trabalham a temperaturas de condensação mais baixas.

Na seguinte figura está representado um esquema de um condensador evaporativo. O fluido refrigerante percorre a tubagem, entrando por cima e saindo em baixo, no topo são instalados injetores que pulverizam água sobre o tubo, a diferença de temperaturas, entre a água e o refrigerante, faz o refrigerante condensar. A água cai para a bacia do condensador e é recirculada por uma bomba, o controlo de nível é feito por uma válvula de boia.

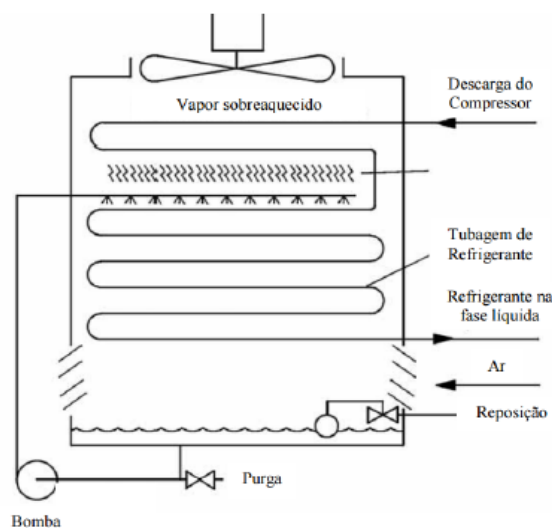


Figura I-B.4- Condensador evaporativo [11].

## Desempenho do condensador

A variação da temperatura do refrigerante ao longo do condensador não é linear, porque o fluido entra no condensador em vapor sobreaquecido e antes de haver condensação ocorre um fenómeno designado “*desuperheating*”, onde é retirado calor sensível. Só depois a condensação tem início, nesta fase não há variação da temperatura uma vez que é calor latente que está a ser removido. No final da condensação há ainda um subarrefecimento do fluido. Na figura seguinte mostra-se a evolução da temperatura do refrigerante ao longo do tubo, onde é visível a influência que os fenómenos acima descritos têm no perfil de temperaturas.

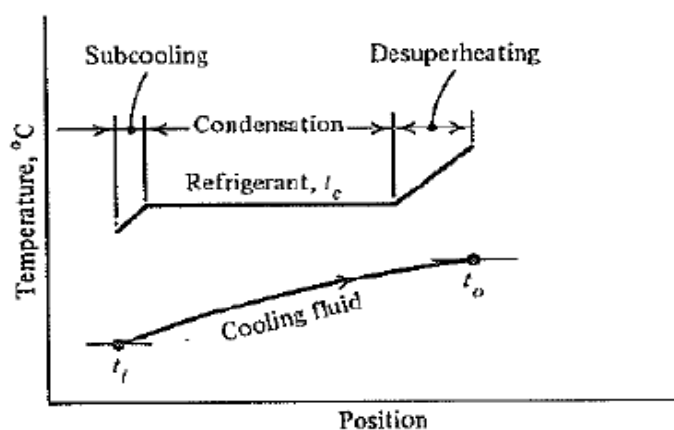
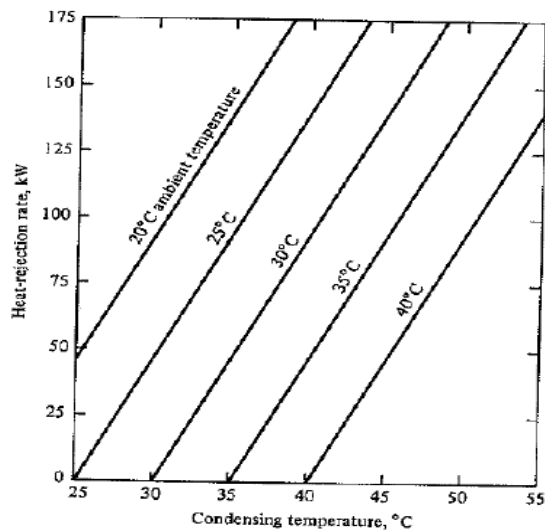


Figura I-B.5- Variação da temperatura ao longo do condensador [46].

A principal característica do condensador é a quantidade de calor que este consegue rejeitar. Esta propriedade depende diretamente da diferença de temperaturas entre a temperatura de condensação e a temperatura ambiente, como se pode verificar na Figura I-B.6



**Figura I-B.6-** Desempenho do condensador (calor rejeitado) [46].

O projetista, quando seleciona o condensador, deve calcular a quantidade de calor a ser dissipado e averiguar se o condensador tem capacidade de rejeitar esse valor.

## Dispositivos de expansão

### Tubos capilares

São utilizados quase exclusivamente em sistemas de pequena dimensão. É o dispositivo de expansão mais básico que se pode encontrar ficando a redução da pressão a dever-se a aceleração e fricção do refrigerante ao longo do tubo capilar. A diferença de pressão pretendida é obtida relacionando os valores de diâmetro interno com o comprimento do tubo. As vantagens do tubo capilar são essencialmente a sua simplicidade e o seu reduzido custo, no entanto apresenta o inconveniente de não permitir qualquer ajuste a variações de carga térmica o que o torna uma má opção quando se pretende maior precisão.

### Válvula de expansão do tipo boia

É um dispositivo que mantém líquidos a um nível constante num depósito, abrindo completamente quando o nível de líquido desce abaixo de um certo ponto de controlo e fechando completamente quando o nível sobe acima de um outro ponto de controlo.

### Válvula de expansão eletrónica

Esta válvula é mais precisa e eficiente que a válvula de expansão termostática no controlo da temperatura de evaporação e do sobreaquecimento, sendo capaz de operar a menores pressões de condensação e apresenta uma economia de energia de 10 % ou mais.



## APÊNDICE C

A legislação atual requer que todos os estabelecimentos alimentares implementem sistemas de controlo para garantir a segurança alimentar usando os princípios do HACCP. [19, 47].

O Sistema HACCP – *Hazards Analysis and Critical Control Points* (Análise de Perigos e Pontos Críticos de Controlo) baseia-se na identificação dos perigos relacionados com a segurança alimentar para o consumidor que podem ocorrer ao longo da cadeia de transformação de produtos alimentares de produção, na avaliação desses perigos e, para os perigos considerados significativos, no estabelecimento de processos de controlo por forma a garantir a segurança dos alimentos [19, 48].

O Sistema HACCP baseia-se em princípios e conceitos preventivos. As medidas preventivas respondem à identificação de pontos ou etapas onde os perigos possam ser controlados [48]. É um sistema que se baseia em dados registados referentes a doenças transmitidas por alimentos, e que considera as matérias-primas, o processo e o uso do produto para efetuar a análise dos riscos. Permite identificar os potenciais problemas antes que eles ocorram, ou no momento em que surgem, facilitando a aplicação imediata das medidas corretivas. Assenta numa abordagem sistemática e preventiva, que permite não só garantir a inocuidade do alimento, mas também a redução de custos operacionais. Pelas estas razões o sistema HACCP deve ser aplicado a todas as etapas de processamento e desenvolvimento de alimentos, desde a produção primária até ao consumidor final [19].

O sistema HACCP assenta num conjunto de 7 **princípios fundamentais** [48]:

- Princípio 1: Análise de perigos;
- Princípio 2: Determinação dos pontos críticos de controlo (PCC);
- Princípio 3: Estabelecimento de limites críticos;
- Princípio 4: Estabelecimento de um sistema de monitorização;
- Princípio 5: Estabelecimento de ações corretivas;
- Princípio 6: Estabelecimento de procedimentos de verificação;
- Princípio 7: Estabelecimento de documentação e registo.

Na prática, a implementação de um Sistema HACCP segue normalmente uma metodologia constituída por 12 passos sequenciais, a qual se baseia nos 7 princípios enunciados.

Os 12 passos da metodologia de implementação de um Sistema de HACCP são os seguintes [48]:

- Constituição da equipa HACCP;
- Descrição do produto;
- Identificação do uso pretendido;
- Construção do fluxograma;
- Confirmação do fluxograma no terreno;
- Identificação e análise de perigos, análise e identificação de medidas preventivas para controlo dos perigos identificados (Princípio 1);
- Determinação dos pontos críticos de controlo (Princípio 2);
- Estabelecimento dos limites críticos de controlo para cada PCC (Princípio 3);
- Estabelecimento do sistema de monitorização para cada PCC (Princípio 4);
- Estabelecimento de ações corretivas (Princípio 5);
- Estabelecimento de procedimentos de verificação (Princípio 6);
- Estabelecimento de controlo de documentos e dados (Princípio 7)

## APÊNDICE D

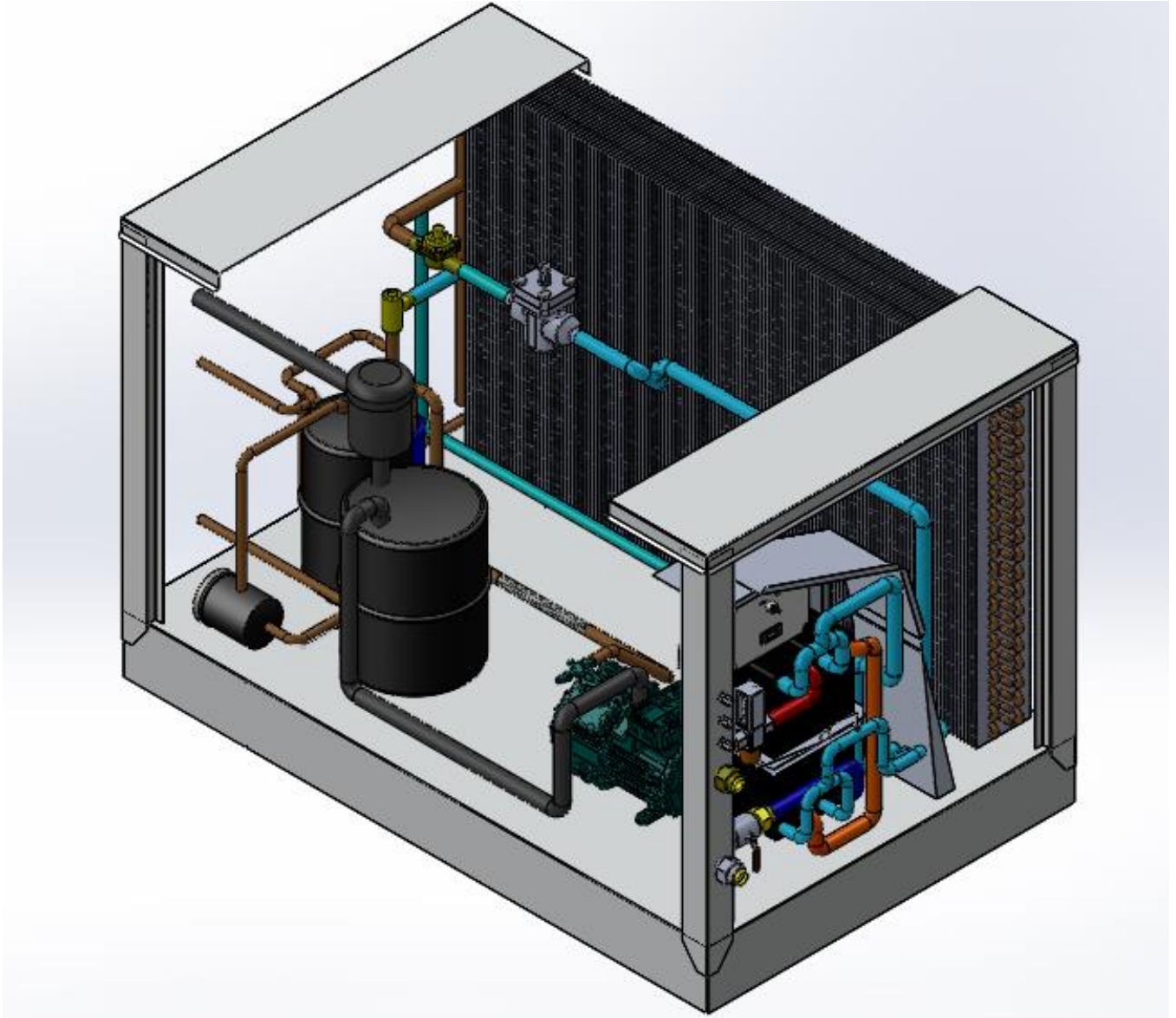


Figura I-D.1- Desenho em *SolidWorks* da unidade condensadora – vista isométrica 1 (Fonte: autor).



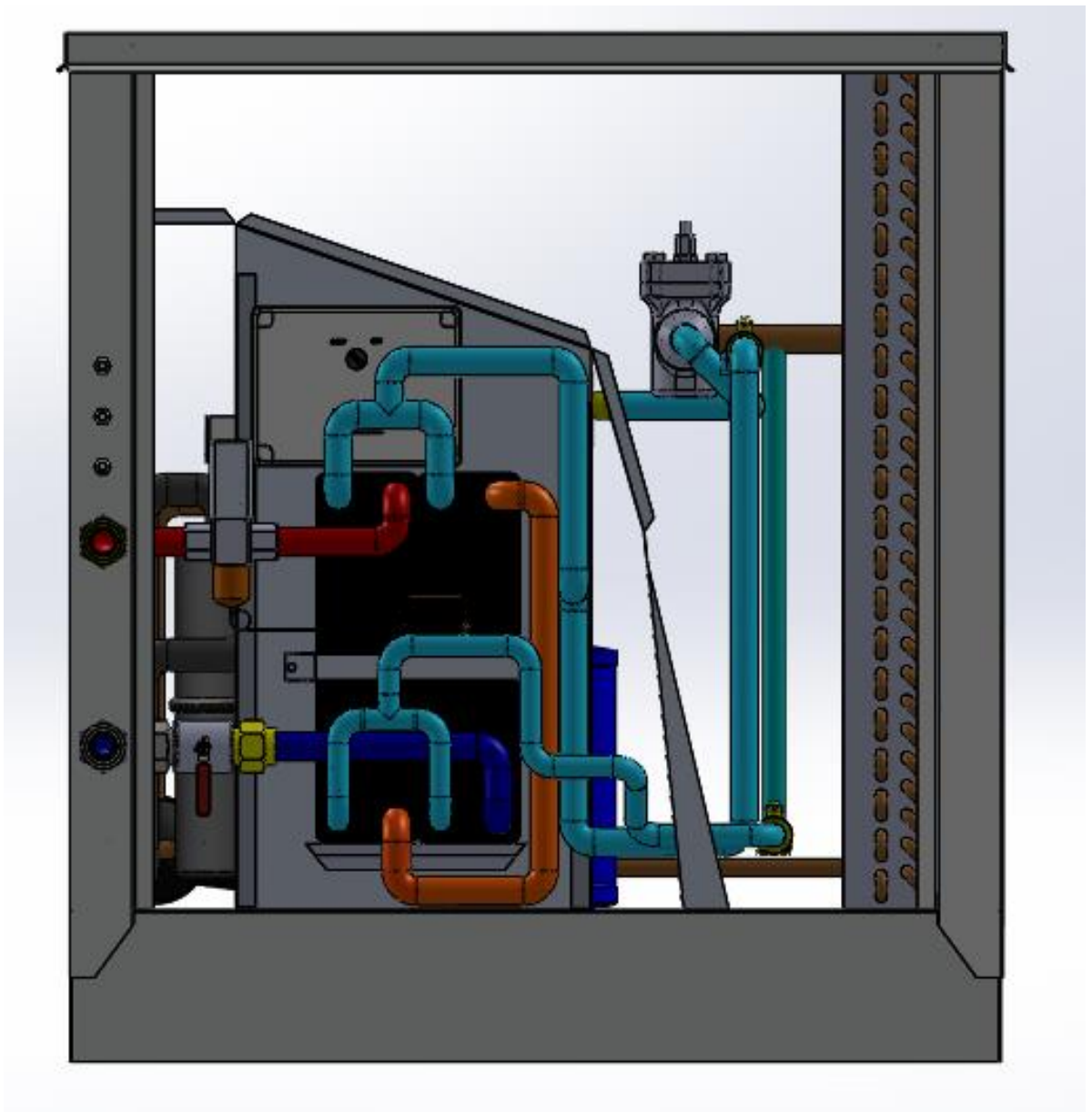
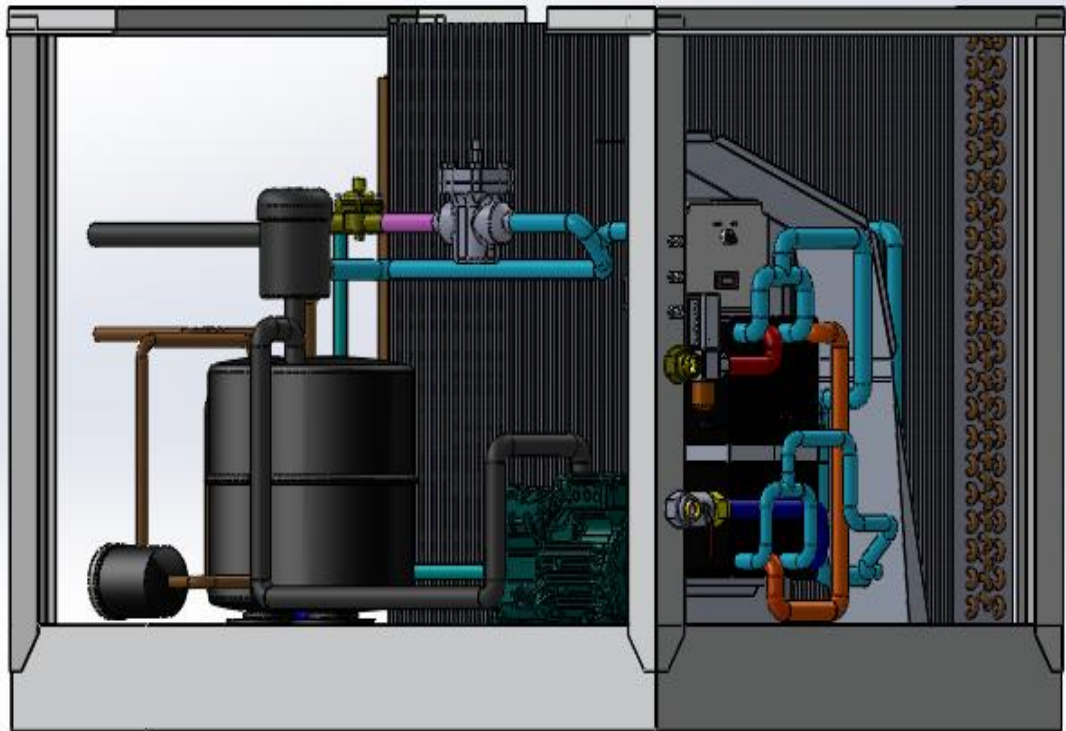
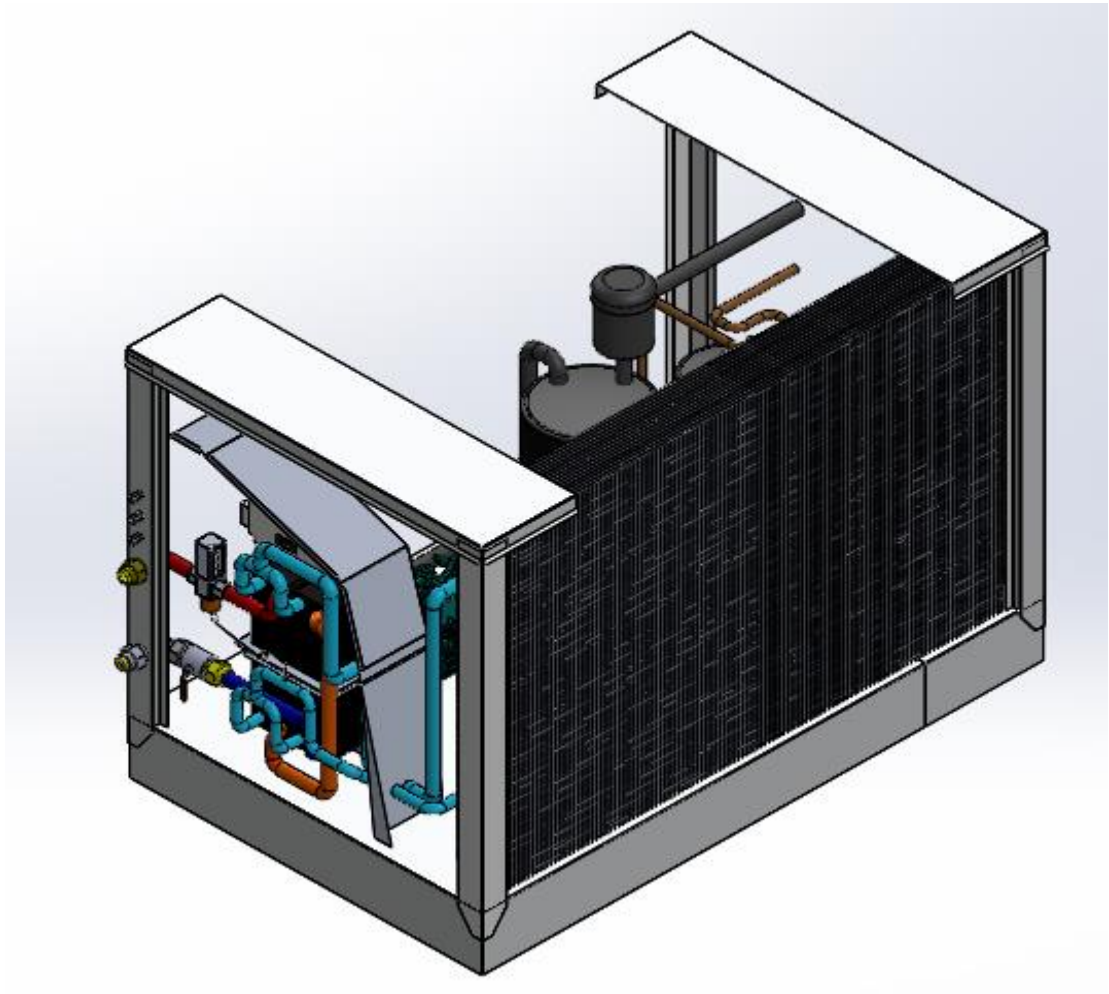


Figura I-D.2- Desenho em *SolidWorks* da unidade condensadora – vista frontal (Fonte: autor).



**Figura I-D.3-** Desenho em *SolidWorks* da unidade condensadora – vista isométrica 2 (Fonte: autor).



**Figura I-D.4-** Desenho em *SolidWorks* da unidade condensadora – vista isométrica 3 (Fonte: autor).

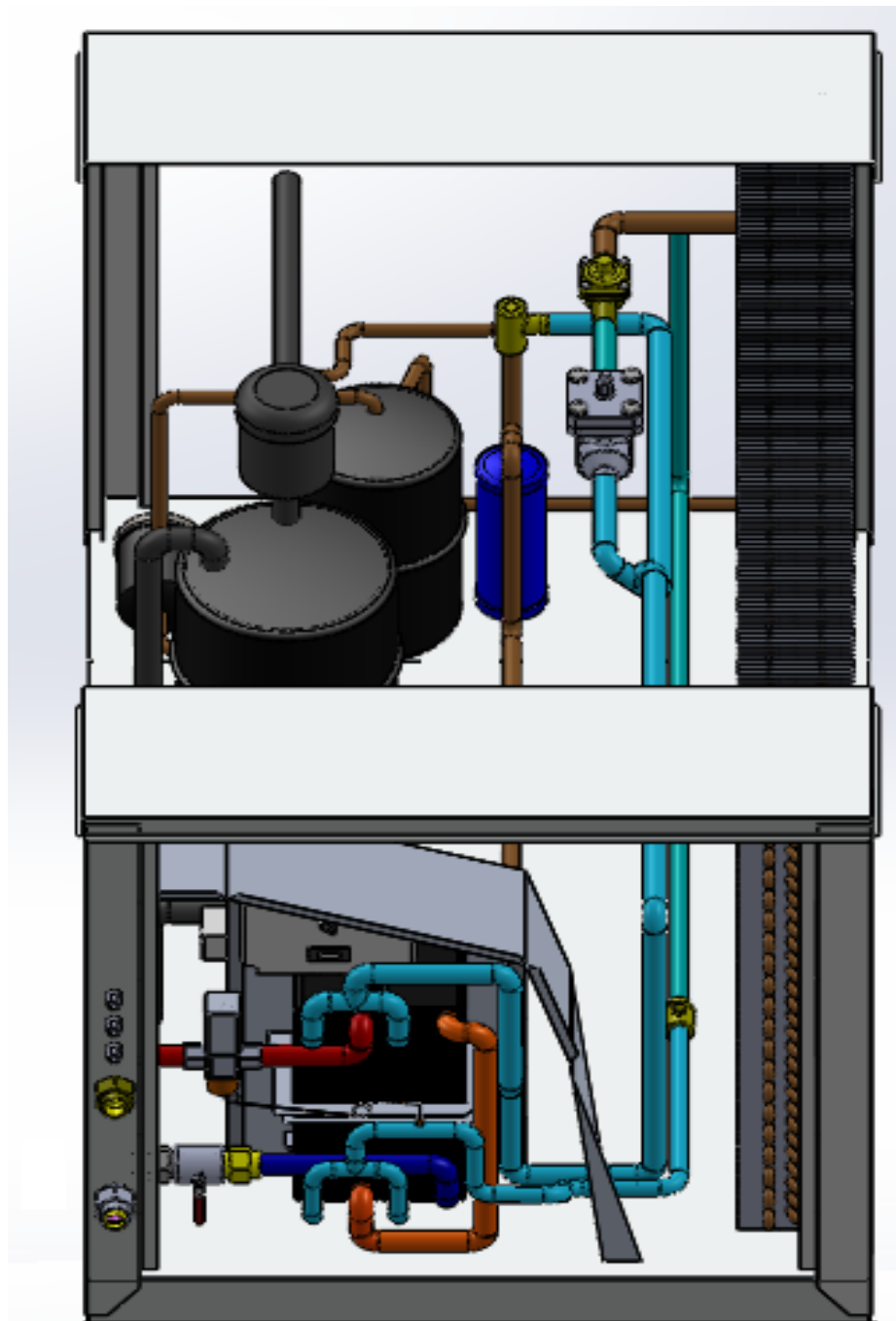


Figura I-D.5- Desenho em *SolidWorks* da unidade condensadora – vista isométrica 4 (Fonte: autor).

## APÊNDICE E

### Instalação da tubagem

#### Corte dos tubos

O corte do tubo é executado utilizando uma ferramenta chamada corta tubos. Esta é composta por um suporte em forma de “C”, um disco de corte ligado a um fuso roscado que se encontra na extremidade da ferramenta. O ajuste da ferramenta é feito fazendo rodar o fuso.

O corte faz-se colocando o disco de corte em contacto com o tubo, roda-se o fuso apertando-se a lâmina contra o metal para que fique bem ajustada para o corte. Seguidamente faz-se girar a ferramenta a volta do tubo, um sulco irá aparecer na superfície do metal, a medida que o sulco vai crescendo e aprofundando vai-se rodando o fuso para que a lâmina esteja sempre em contacto com o metal e a ferramenta continue a cortar. Estes movimentos repetem-se várias vezes até que o tubo é cortado completamente.

Na figura seguinte é exibido o corta-tubos e o método de corte.

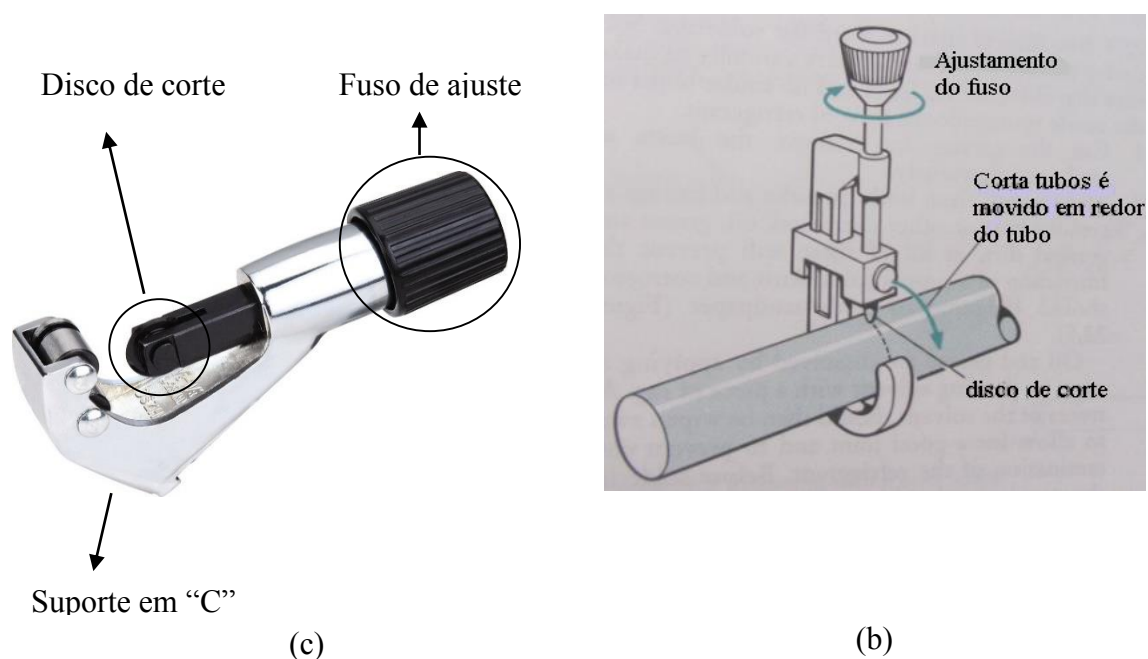


Figura I-E.1-Corta tubos: (a) componentes; (b) método de corte (Fonte [49]).

No final do corte restam sempre resíduos, lascas e rebarbas de metal, estas devem ser removidas do interior do tubo, normalmente basta apenas passar um x-ato ao redor do contorno do tubo, para terminar como precaução deve-se passar um trapo limpo por dentro do tubo para eliminar qualquer resíduo que possa ter permanecido. É importante ter sempre este cuidado pois a presença destas partículas podem contaminar o refrigerante e causam turbulência no escoamento do mesmo.

Quando o tubo tem diâmetros maiores ou maior espessura deixa de ser prático utilizar o corta-tubos. Neste caso usa-se uma serra de corte de metal ou uma rebarbadora, esta solução tem a vantagem de ser mais rápida mas também o inconveniente de o corte não ser limpo e preciso como é com o uso do corta tubos.

### **Brasagem**

A ligação dos acessórios entre tubos é feita através de um processo particular de soldadura, a brasagem. Este processo origina uma solda forte capaz de aguentar altas temperaturas e pressões e é recomendado para uniões de materiais de pouca espessura.

A brasagem é um processo de ligação de metais pelo aquecimento adequado dos mesmos. Ocorre a altas temperaturas, entre 600°C e 800°C [49], valores que correspondem à temperatura de fusão do metal de adição. O ponto de fusão do metal de adição é inferior ao do metal de base. É esta propriedade que diferencia a brasagem dos outros processos de soldadura por fusão, o metal de base nunca se funde.

O metal de adição adequado para unir tubos de cobre é uma liga de prata (15% a 60% [50] de prata), feita de prata, cobre, zinco e algumas vezes, cádmio [49].

A ligação é feita com recurso a uma chama, o aparelho indicado para a produzir é o maçarico. Uma boa soldadura depende do correto manejo e da adequada regulação do maçarico.

A chama é gerada pela mistura de dois gases, oxigénio e acetileno, o maçarico é apenas uma parte de um conjunto maior e o meio utilizado para produzir a chama. O conjunto total é formado por duas botijas de gás, uma de oxigénio e outra de acetileno, ambas com válvulas de abertura e manómetros a indicar a pressão dentro do cilindro. À saída do cilindro são ligadas manguueiras de borracha que transportam os gases ao maçarico. Este tem logo no seu início dois elementos reguladores, que permitem fazer a dosagem de caudal dos gases, e de acordo com as proporções formam-se diferentes tipos de chama: chama neutra, chama oxidante e chama redutora ou carburante (Figura I-E.2)

Nesta aplicação quer-se uma chama neutra, isto é, que tenha oxigénio e acetileno em proporções iguais. Usar o tipo de chama errado conduz a maus resultados, é portanto desejável que o técnico seja hábil a regular o maçarico e tenha bons conhecimentos das características dos diferentes tipos de chama.

É utilizado um carrinho para movimentar o conjunto, as botijas são mantidas no seu lugar através de uma corrente ou chapa metálica. A figura seguinte mostra um esquema da constituição deste conjunto e alguns dos seus elementos.

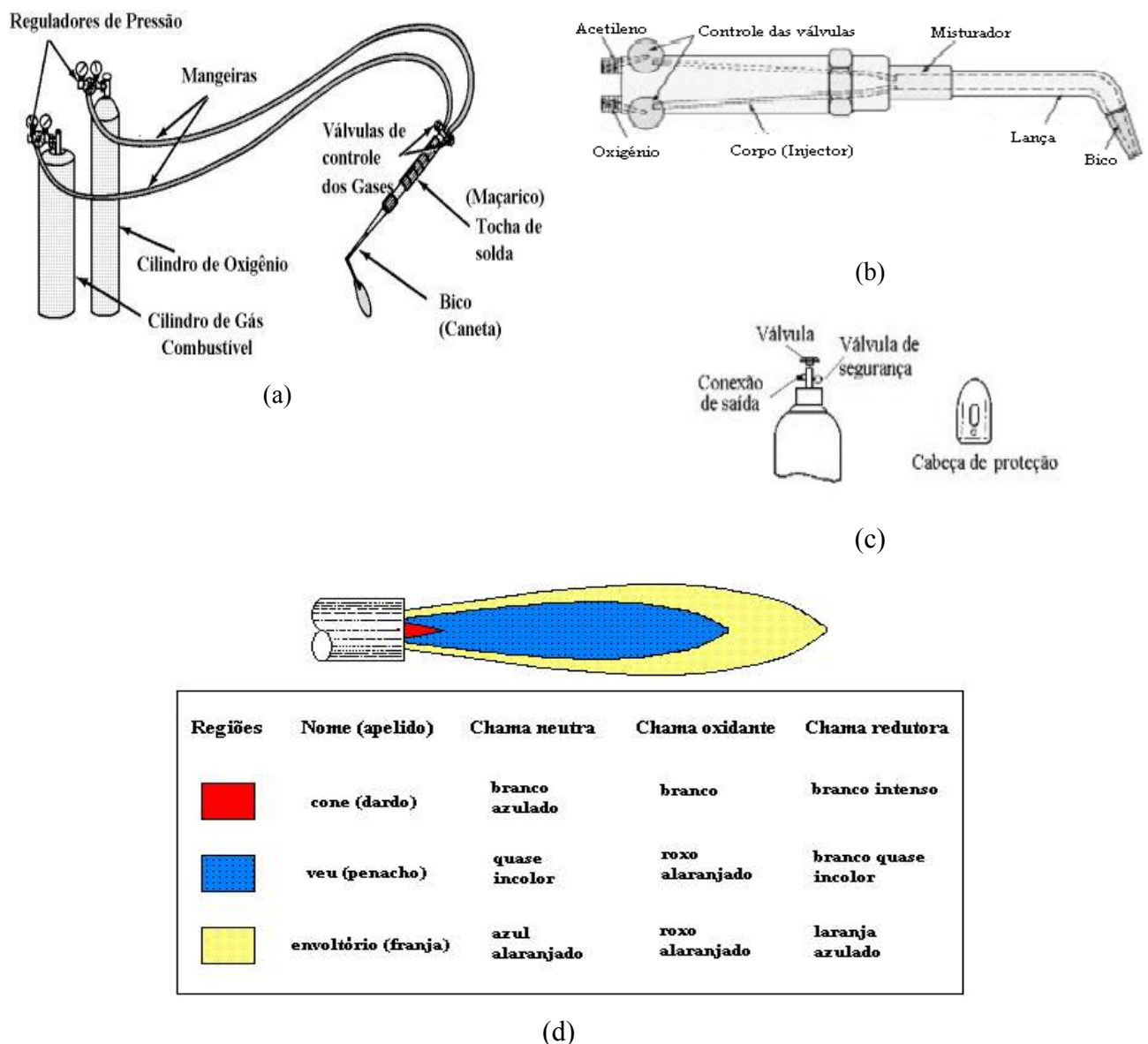


Figura I-E.2-Equipamento usado na solda: (a) montagem padrão; (b) componentes do cilindro; (c) constituição do maçarico (Fonte [51]); (d) tipos de chama (Fonte: [52]).

Antes de se iniciar o processo de brasagem as partes a serem unidas devem estar completamente limpas, isentas de óleo, graxa, poeira, tinta, oxidação e detritos de qualquer natureza [53], visto que estas sujidades provocam defeitos na solda.

Quando se trata de unir dois tubos com mesmo diâmetro é preciso antes alargar o extremo de um deles para que encaixem um no outro e só depois se prossegue para a solda. Este processo é realizado recorrendo a uma ferramenta chamada alargador de tubos, dos três tipos existentes o que foi usado na instalação foi o alargador de expansão, considerado o melhor.

Este funciona como alavanca, enrosca-se o mandril na ponta e encaixa-se a ferramenta no tubo depois basta exercer pressão nas pegas, os dentes do mandril afastar-se-ão do centro, alargando o tubo.

Pode-se ver nas seguintes imagens o equipamento descrito acima.



(a)



(b)

**Figura I-E.3-**(a) Alargador de expansão; (b) Mandril (vários tamanhos) (Fonte [54]).

Com as extremidades limpas, começa-se por abrir as válvulas das botijas lentamente e acender o maçarico. Depois é feita a regulação do maçarico até se obter a chama pretendida. De seguida passa-se a chama pelos metais, aquecendo-os, a aplicação de calor deve ser uniforme e adequada, não se deve exceder a temperatura de fusão do metal de adição. Alcançar temperatura certa demora algum tempo, normalmente quando o metal de base começa a ganhar uma cor avermelhada é altura de começar com a soldadura propriamente dita, até chegar este ponto é costume ir-se tocando com a vareta de liga de prata no metal de base e verificar se esta se liquefaz, se assim for pode-se iniciar a ligação. A soldadura é feita passando a vareta ao redor da zona que se pretende unir. Uma boa solda não deve ter excesso de material, nem falta de material, devendo a sua distribuição ser uniforme. Conceber um bom acabamento não é fácil e requer experiência. Para além disso não é raro que o local onde se solda ser de difícil acesso, tornando a tarefa ainda mais complicada. As imagens seguintes mostram o momento da brasagem.



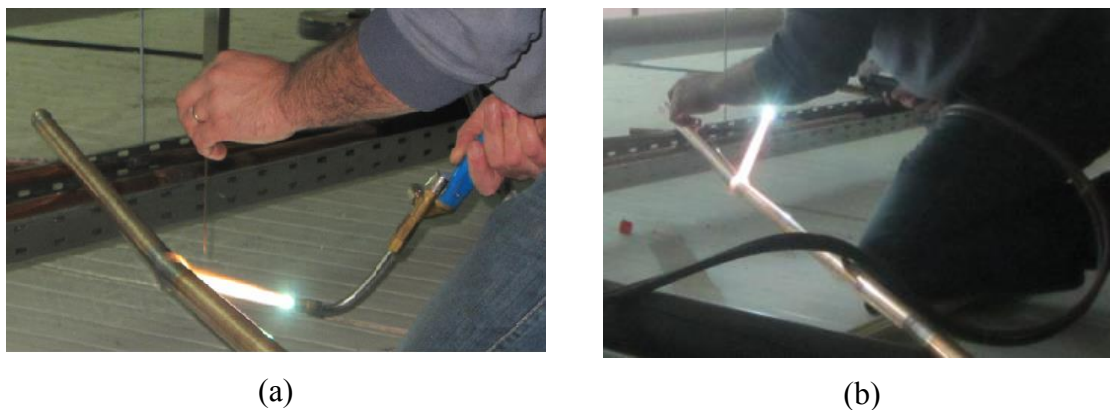


Figura I-E.4-Brasagem (Fonte: autor).

A união ocorre pela combinação de três efeitos: molhagem, capilaridade e difusão molecular [53].

- **Molhagem** é o poder que um líquido tem de molhar um sólido, fluindo sobre mesmo e deixando uma película. Na brasagem este efeito é identificado como a fluidez do metal de adição sobre as superfícies aquecidas. A qualidade da solda depende desta propriedade, para uma boa molhagem é importante que exista alguma afinidade entre os dois materiais, que as faces a serem unidas estejam perfeitamente isentas de graxa e óxidos [55], depende também do fator humano, uma boa execução da brasagem.

- **Capilaridade** é a capacidade do metal em estado líquido preencher a pequena folga entre as peças a soldar. Esta propriedade deve-se a um conjunto de fenômenos físicos que promove a pressão sobre os líquidos, fazendo com que penetrem duas superfícies muito próximas [53].

- **Difusão molecular**, muito resumidamente, é o transporte de moléculas de um material para outro. O aquecimento aumenta a distância entre as moléculas do metal base, criando um espaço, o metal de adição no estado líquido penetra entre essas moléculas ocupando o espaço formado entre elas. Quando arrefece as moléculas atraem-se, contraindo o metal de adição, o que provoca maior aderência entre o metal de base e o de adição.

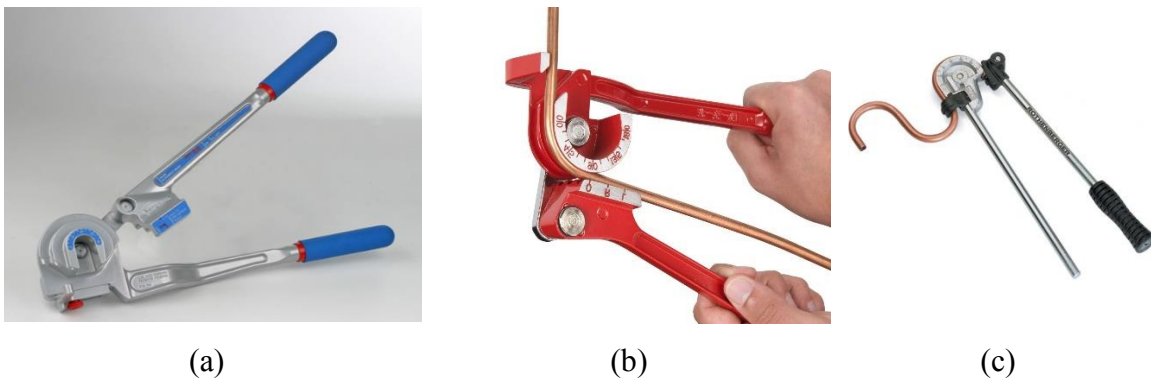
No final, o local onde se acabou de fazer a brasagem fica com uma cor acinzentada devido a queima dos gases, é usual aplicar-se água e passar um pano húmido para retirar os resíduos do processo, esta medida não contribui significativamente para a qualidade da ligação, mas melhora a aparência da mesma.

Ao longo da descrição do processo de brasagem várias vezes se mostrou preocupação em garantir uma boa solda. É de facto de grande importância criar uma ligação de boa qualidade, de maneira a evitar fugas na tubagem que causam emissões de refrigerante. Uma boa solda aumenta também a resistência do sistema e portanto a sua longevidade.

### **Dobrar tubos**

Por vezes é necessário dobrar tubos, um bom exemplo disso é na construção da tubagem de diâmetro reduzido quando o traçado exige que se mude de direção, neste caso é desnecessário a aplicação de um acessório, uma vez que essa solução só apresenta desvantagens, é mais trabalhosa e demorada, visto ser preciso recorrer a brasagem, além do custo ser mais elevado devido ao uso de mais material.

Pode-se dobrar os tubos com as próprias mãos tendo atenção para não estrangular a tubagem, o uso de molas ajuda a fazer a curva evitando o estrangulamento ou formação de dobras, as molas são aplicadas no interior ou no exterior do tubo. No entanto para este efeito utilizou-se um dobrador de tubos. Esta ferramenta tem duas pegas, coloca-se o tubo na ferramenta e a medida que se exerce pressão nas pegas o tubo vai-se dobrando. A figura abaixo mostra o dobrador de tubos.



**Figura I-E.5-Dobrador de tubos (Fonte [56]).**

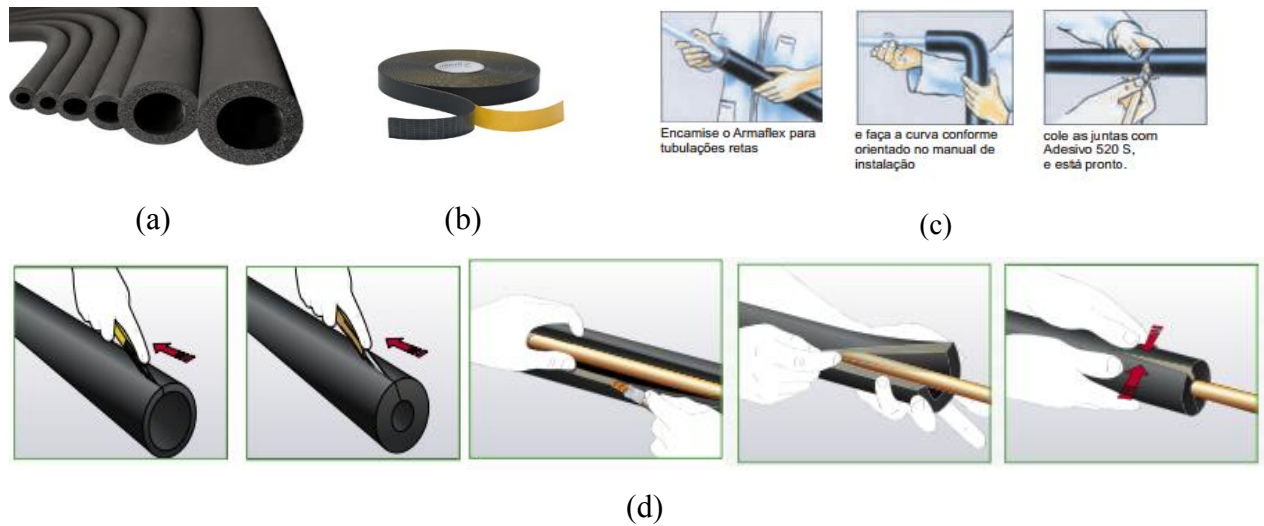
### **Isolamento**

Para concluir a descrição da instalação dos tubos falta apenas mencionar uma última tarefa, o isolamento dos tubos.

O isolamento é normalmente feito no lado de baixa pressão. O material usado nesta tarefa são mangas de isolamento da marca Armacell. A sua aplicação é mais fácil antes da montagem da tubagem. Quando não é possível realizar o isolamento antes da instalação da tubagem, corta-se a manga ao longo do seu comprimento e aplicasse-la ao redor do tubo, depois sela-se a manga com uma fita adesiva isoladora. Esta medida diminui

consideravelmente a troca de calor com o exterior, evitando que o refrigerante congele no interior dos tubos que estão dentro da câmara, impede também a condensação nos tubos.

O material descrito e sua aplicação pode ser visto na próxima figura.



**Figura I-E.6-**Aplicação do isolamento: (a) mangas de isolamento (vários tamanhos); (b) fita isoladora; (c) aplicação do isolamento antes de montar a tubagem; (d) instalação do isolamento na tubagem (Fonte [57, 58])



## ANEXO A

As próximas informações foram retiradas de catálogos e consulta direta do *site* da Danfoss.



### ICS, Válvula Servo-operada

A ICS é uma válvula de controle servoacionada compacta.

Uma válvula ICS consiste em três componentes principais: Um corpo de válvula, um módulo de função e uma cobertura.

A função da válvula ICS é definida pelas válvulas piloto conectadas. É possível conectar até 3 pilotos simultaneamente na ICS.

As válvulas servo ICS são operadas por piloto para regular a pressão, a temperatura e as funções liga/desliga nos sistemas de refrigeração. As válvulas ICS foram projetadas para refrigerantes de alta e baixa pressão (até 52 bar de pressão máx. de trabalho).

As válvulas ICS podem ser utilizadas tanto no lado de alta quanto de baixa pressão, em linhas de sucção secas e úmidas e em linhas de líquido sem mudança de fase (por exemplo, onde são ocorra expansão na válvula).

A válvula de controle ICS está disponível como válvula completa em um programa de peças.

Projetada para aplicações de Refrigeração Industrial com máxima pressão de trabalho de 52 bar/754 psig.

- Aplica-se a todos os refrigerantes comuns, inclusive R717 e R744 (CO<sub>2</sub>), e gases/líquidos não corrosivos.
- Conexões de encaixe direto.
- Tipos de conexão disponíveis incluem solda de topo, solda soquete, solda comum e conexões de rosca.
- Corpo em aço de baixa temperatura.
- Design leve e compacto.
- Cones de regulação v-port garantem a ótima precisão de regulação, principalmente com carga parcial.
- O módulo de função possui pistão em aço, garantindo exata precisão do controle.
- Conceito modular.
- Cada corpo de válvula está disponível com diversos tipos e tamanhos de conexões diferentes.
- Consertos da válvula são realizados com a troca do módulo de função.
- É possível converter a válvula ICS servo-operada para válvula motorizada ICM.
- Operação manual.
- A válvula ICS é uma válvula multifuncional na qual podem ser montadas diversas válvulas piloto.
- A linha padrão de válvulas piloto pode ser utilizada com todos os tamanhos de válvulas ICS, e podem tanto ser parafusadas diretamente na válvula (eliminando assim a necessidade de soldas adicionais), quanto em linhas piloto externas.
- Conexão para manômetro para medir a pressão na entrada da válvula.
- A cobertura superior pode ser rodada para qualquer uma das 4 posições sem afetar o funcionamento da válvula.

Figura II-A.1-Principais características da válvula ICS (Fonte [59]).

## Crie a solução de controle perfeita para a sua aplicação

A família Flexline™ ICV é composta por válvulas motorizadas ICM e válvulas servo-operadas por piloto ICS. Ambas as variações de válvulas têm como base um corpo de válvula comum para oferecer flexibilidade excepcional. O conceito modular da Flexline™ ICV facilita muito a criação de uma válvula que oferece economia de energia e redução do tempo de parada. Todas as válvulas são projetadas para uma pressão máxima de trabalho de 52 bar e para operar eficientemente com amônia, CO<sub>2</sub> e outros refrigerantes de alta pressão. Como resultado, você tem a garantia de que suas necessidades serão atendidas por uma solução confiável, segura e ecologicamente correta - tanto hoje quanto no futuro.



Válvula de controle servo-operada Flexline™ ICS

Alto nível de integração com o tempo

Válvula rápida

Tempo

Módulo de controle

Corpo de válvula

Válvula de controle motorizada Flexline™ ICM

Atuador ICM

Isolação do atuador

Tempo

Módulo de controle

Corpo de válvula

Válvula servo-operada de dois estágios Flexline™ ICX

### Conceito de válvula modular e flexível

O conceito modular da linha Flexline™ ICV permite alto grau de flexibilidade para criar uma válvula que atenda às suas necessidades. O corpo de válvula comum à Flexline™ ICS, ICM e ICX está disponível em diversos tamanhos de conexão. Diferentes módulos de função, que oferecem uma ampla faixa de capacidades e funções, podem ser instalados em cada corpo de válvula.

### Fácil instalação e manutenção

As válvulas Flexline™ ICV são rápidas e simples de instalar. Devido ao seu baixo peso e design compacto, elas são fáceis de manusear. As conexões de soldagem direta reduzem o risco de vazamentos e dispensam o uso de flanges. A manutenção também é feita com facilidade. Para fazer a manutenção das válvulas, oferecemos diversos kits de peças de reposição para substituir as peças desgastadas dentro de cada módulo de função, ou para simplesmente trocar todo o módulo.

### Pronta para os refrigerantes do futuro

Todas as válvulas de controle Flexline™ ICV são projetadas e testadas para suportar uma pressão máxima de trabalho de até 52 bar (750 psi) em uma faixa de temperatura que vai de -60°C a +120°C (-76 a +248°F), o que as torna adequadas para uso com amônia e CO<sub>2</sub>, e também para outros refrigerantes de alta pressão que surgir no futuro. A alta pressão normal permite liberdade para projetar suas aplicações.

### Alto desempenho em regulagem com o exclusivo cone de regulagem

O projeto especial de porta em "V" no cone de regulagem da Flexline™ ICV lhe confere características de controle suaves e estáveis em comparação às válvulas de design tradicional. Isso permite que o set-point de temperatura seja ajustado para um nível mais alto, proporcionando uma alta pressão de sucção e um COP muito melhor, levando, por fim, a uma economia de energia significativa.

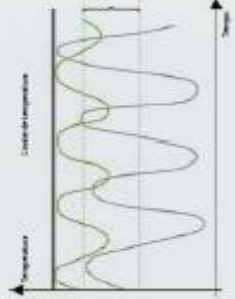


Figura II-A.2-Descrição da Válvula ICS e do seu funcionamento (Fonte [60]).

## ANEXO B

N.º 67 — 4 de Abril de 2006

DIÁRIO DA REPÚBLICA — I SÉRIE-A

2479

Concelho	Zona climática de Inverno	Número de graus-dia (GD) (°C.dia)	Duração da estação de aquecimento (meses)	Zona climática de Verão	Temperatura externa do projeto (°C)	Amplitude térmica (°C)
Castro Marim	I <sub>1</sub>	1 100	4,7	V <sub>3</sub>	34	13
Castro Verde	I <sub>1</sub>	1 230	5,7	V <sub>3</sub>	36	17
Celorico da Beira	I <sub>3</sub>	2 240	7,7	V <sub>1</sub>	30	12
Celorico de Basto	I <sub>2</sub>	1 950	7	V <sub>2</sub>	33	13
Chamusca	I <sub>2</sub>	1 550	6	V <sub>3</sub>	35	16
Chaves	I <sub>3</sub>	2 560	7,3	V <sub>2</sub>	33	17
Cinfães	I <sub>3</sub>	2 350	7	V <sub>2</sub>	33	13
Coimbra	I <sub>1</sub>	1 460	6	V <sub>2</sub>	33	13
Condeixa-a-Nova	I <sub>2</sub>	1 560	6	V <sub>2</sub>	32	13
Constância	I <sub>2</sub>	1 590	6	V <sub>3</sub>	36	16
Coruche	I <sub>1</sub>	1 350	5,7	V <sub>3</sub>	35	16
Covilhã	I <sub>3</sub>	2 250	7,3	V <sub>2</sub>	32	13
Crato	I <sub>1</sub>	1 460	6,3	V <sub>3</sub>	35	15
Cuba	I <sub>1</sub>	1 320	5,7	V <sub>3</sub>	36	18
Elvas	I <sub>1</sub>	1 410	6	V <sub>3</sub>	36	17
Entroncamento	I <sub>1</sub>	1 470	6	V <sub>3</sub>	35	15
Espinho	I <sub>2</sub>	1 530	6,7	V <sub>1</sub>	29	9
Esposende	I <sub>2</sub>	1 610	6,7	V <sub>1</sub>	31	10
Estarreja	I <sub>1</sub>	1 420	6,3	V <sub>1</sub>	29	10
Estremoz	I <sub>1</sub>	1 460	6	V <sub>3</sub>	36	16
Évora	I <sub>1</sub>	1 390	5,7	V <sub>3</sub>	35	17
Fafe	I <sub>2</sub>	2 090	7	V <sub>2</sub>	32	13
Faro	I <sub>1</sub>	1 060	4,3	V <sub>2</sub>	32	12
Feira	I <sub>2</sub>	1 710	6,7	V <sub>1</sub>	30	11
Felgueiras	I <sub>2</sub>	1 870	7	V <sub>2</sub>	33	13
Ferreira do Alentejo	I <sub>1</sub>	1 220	5,7	V <sub>3</sub>	36	17
Ferreira do Zêzere	I <sub>2</sub>	1 780	6	V <sub>3</sub>	34	15
Figueira da Foz	I <sub>1</sub>	1 450	6,3	V <sub>1</sub>	30	10
Figueira de Castelo Rodrigo	I <sub>3</sub>	2 450	8	V <sub>2</sub>	33	16
Figueiró dos Vinhos	I <sub>2</sub>	2 010	6	V <sub>3</sub>	34	14
Fornos de Algodres	I <sub>2</sub>	2 060	7,7	V <sub>1</sub>	31	13
Freixo de Espada à Cinta	I <sub>3</sub>	2 370	8	V <sub>2</sub>	33	15
Fronteira	I <sub>1</sub>	1 320	6	V <sub>3</sub>	36	15
Fundão	I <sub>2</sub>	1 990	7	V <sub>3</sub>	34	14
Gavião	I <sub>2</sub>	1 570	6	V <sub>3</sub>	36	17
Góis	I <sub>3</sub>	2 190	6,7	V <sub>2</sub>	33	15
Golegã	I <sub>1</sub>	1 380	6	V <sub>3</sub>	35	15
Gondomar	I <sub>2</sub>	1 620	7	V <sub>1</sub>	30	11
Gouveia	I <sub>3</sub>	2 440	8	V <sub>1</sub>	30	12
Grândola	I <sub>1</sub>	1 320	5,3	V <sub>2</sub>	33	14
Guarda	I <sub>3</sub>	2 500	8	V <sub>1</sub>	31	13
Guimarães	I <sub>2</sub>	1 770	7	V <sub>2</sub>	32	14
Idanha-a-Nova	I <sub>2</sub>	1 520	6,7	V <sub>3</sub>	36	18
Ílhavo	I <sub>1</sub>	1 440	6,3	V <sub>1</sub>	28	9
Lagoa	I <sub>1</sub>	980	5	V <sub>2</sub>	32	12
Lagos	I <sub>1</sub>	970	5	V <sub>1</sub>	30	10
Lamego	I <sub>3</sub>	2 360	6,3	V <sub>2</sub>	35	15
Lerna	I <sub>3</sub>	1 610	6	V <sub>1</sub>	31	12
Lisboa	I <sub>1</sub>	1 190	5,3	V <sub>2</sub>	32	11
Loulé	I <sub>1</sub>	1 330	5	V <sub>2</sub>	33	14
Loures	I <sub>1</sub>	1 330	5,7	V <sub>2</sub>	32	11
Lourinhã	I <sub>1</sub>	1 310	5,7	V <sub>1</sub>	28	8

Figura II-B.1-Quadro III.I do Decreto-Lei nº80/2006 de 4 de Abril (Adaptado de [30]).

## Normais Climatológicas - 1971-2000 - Leiria

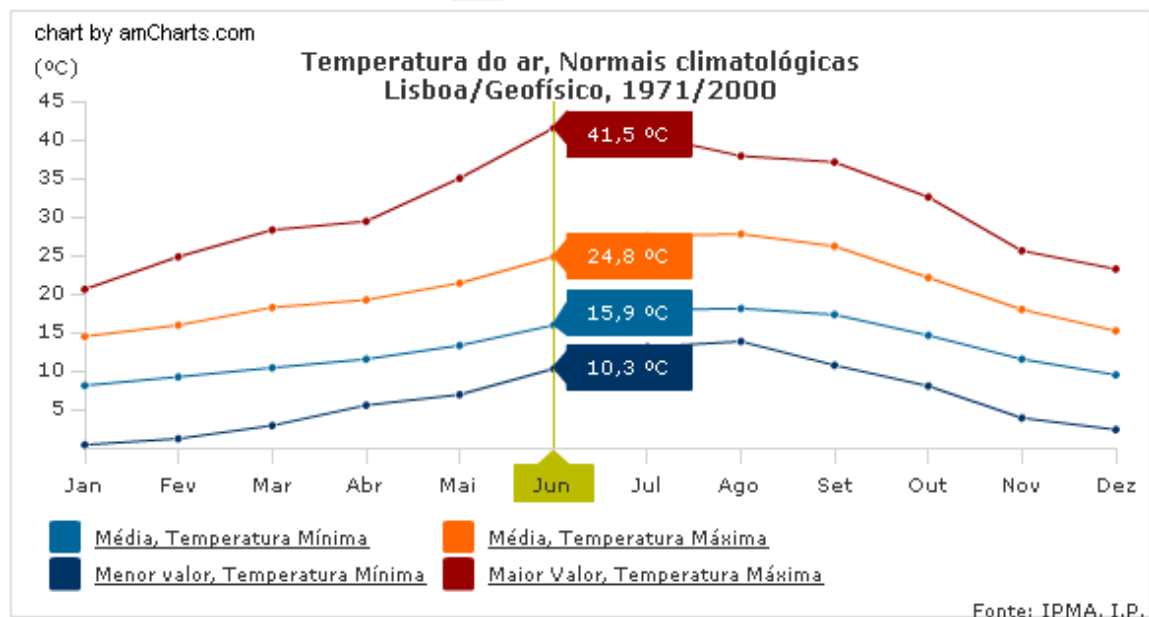


Figura II-B.2-Normais climatológicas do distrito de Leiria (Adaptado de [31]).



## ANEXO C

Inputs			Outputs	
Unit Chosen:	<input checked="" type="radio"/> SI	<input type="radio"/> IP		
Parameter Name	Value	Unit	Atmospheric Press	1.0132387597996 bar
<u>Dry Bulb Temp.:</u>	22	C	Sat. Vapor Press.	26.447464564963 mbar
Wet Bulb Temp.:	<input type="radio"/> 19.142245579098	C	Partial Vapor Press.	20.364547715021 mbar
<u>Relat. Humidity:</u>	<input checked="" type="radio"/> 77	%	Humidity Ratio	0.0127576570370 kg/kg
Dew Point Temp	<input type="radio"/> 17.808848549250	C	Enthalpy	54.535484675550 kJ/kg
Altitude	0.0	m	Specific Volume	0.8523868704996 m3/kg
Calculate			©	

(a)

Inputs			Outputs	
Unit Chosen:	<input checked="" type="radio"/> SI	<input type="radio"/> IP		
Parameter Name	Value	Unit	Atmospheric Press	1.0132387597996 bar
<u>Dry Bulb Temp.:</u>	-35	C	Sat. Vapor Press.	0.2234504881917 mbar
Wet Bulb Temp.:	<input type="radio"/> -35.04818315902	C	Partial Vapor Press.	0.1899329149629 mbar
<u>Relat. Humidity:</u>	<input checked="" type="radio"/> 85	%	Humidity Ratio	0.0001166165637 kg/kg
Dew Point Temp	<input type="radio"/> -36.08662474527	C	Enthalpy	-34.82216850179 kJ/kg
Altitude	0.0	m	Specific Volume	0.6741459785331 m3/kg
Calculate			©	

(b)

Figura II-C.1-Determinação das condições de projeto (entalpia e volume específico do ar): (a) Ambiente exterior; (b) Interior da câmara de ultracongelamento (Adaptado de [34]).



## ANEXO D

Tabela 4b - Dados de Produtos - VARIEDADES									
Colunas	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Produto	Temperat. conservação (°C)	Umidade relativa (%)	Calor especif. antes congel. (kcal/kg°C)	Calor especif. pós-congel. (kcal/kg°C)	Cal. L. (Kcal/Kg)	Ponto congel. (°C)	Cal. Resp. (Kcal/Kg 24h)	Tempo de conservação Aprox.	% d'água
Água	-	-	1	0,5	80	0	-	-	-
Sangue	-20	-	0,92	0,45	62	-1,1	-	-	-
Lixo	3	-	0,85	0,45	75	0	-	-	-
Cerveja	5	-	0,92	0,47	72	-2,2	-	-	92
Manteiga	0...5	80...85	0,64	0,34	8	-1	-	2 meses	15
Crustáceos	0,5	90...95	0,83	0,45	66	-2,2	-	3 - 7 dias	71
Doces em geral	4	40...65	0,7	0,34	30	-1,2	-	-	-
Farinhas	-	-	0,38	0,28	-	-	-	-	13,5
Laticínios	0...7	65...70	0,85	0,42	64	-0,6	-	varia	55...60
Sorvete	-23	-	0,78	0,45	53	-2,8	-	4 meses	58...66
Leite A/B	0,5	-	0,93	0,49	69	-0,5	-	5 dias	88
Levedura/Ferm.	0	-	0,77	0,41	57	-	-	-	71
Margarina	1,7	60...70	0,32	0,25	12	-	-	1 ano	15
Mel	-	-	0,35	0,26	14	0	0,39	-	18
Noz seca	0...10	65...75	0,2...0,29	0,19...0,24	2...8	-	0,28	8 - 12 meses	3...10
Óleo	1...2	-	-	-	-	-	-	10 - 12 meses	-
Ostra	0,5	90...95	0,83	0,44	64	-2,8	-	3 - 7 dias	80
Pão congelado	-18	-	0,7	0,34	26...29	-	-	varia	32...37
Nata	0,5	-	0,85	0,4	50	-2,2	-	7 dias	73
Ovo líquido congelado	-18	-	-	0,4	56	-2,8	-	12 meses	-
Ovos frescos	0	80...85	0,76	-	-	-	-	3 - 4 meses	-

Figura II-D.1-Dados para o cálculo da carga térmica devida ao produto armazenado (Adaptado de [29]).



## ANEXO E

### //Especificações técnicas

Capacidade de congelação	kg/h. 290
Potência nominal	Hp. 27
Refrigeração	W. 19,880
Potência absorvida	Kw. 20
Fornecimento de energia elétrica	V. Trifásico 380+N+T
Refrigerante	R 404 a
descongelamento	Gás quente

Figura II-E.1-Especificações técnicas da câmara de ultracongelamento (Fonte: descritivo da câmara fornecido na aquisição do equipamento).



## ANEXO F

Property	Value	Unit
medium :	water, fluid	
pressure :	4	[ bar ]
temperature :	37.5	[ Celsius ]
density :	993.28659834962	[ kg / m <sup>3</sup> ]
dynamic viscosity :	0.00068485500457157	[ Pa s ]
kinematic viscosity :	0.68948378615948	[ 10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup> / s ]
specific inner energy :	157.04167985652	[ kJ / kg ]
specific enthalpy :	157.44438336693	[ kJ / kg ]
specific entropy :	0.53878996129344	[ kJ / kg K ]
specific isobar heat capacity : cp	4.1779189687935	[ kJ / kg K ]
specific isochor heat capacity : cv	4.0832529273055	[ kJ / kg K ]
thermal conductivity :	0.62718490191484	[ W / m K ]
speed of sound :	1528.4263105606	[ m / s ]


**Figura II-F.1**-Propriedades termodinâmicas da água para uma temperatura de 37.5°C e pressão de 4 bar (Fonte [38]).






## ANEXO G

**2**



**Compressores Discus R-404A**



**Compressores Discus** [MODELO ...]

**Rendimientos en W con R-404A**

Potencia Frigorífica con 20 °C de Temperatura del Gas de Aspiración

Código	Compresor Modelo G2 X	Precio €	Desplaz. m³/h	CV	Temp. Cond. °C	Rendimientos en W												
						ALTA			MEDIA						BAJA			
						5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40			
AQ255	2DC-50X	3.160,00	16,8	5	20	19.500	16.200	13.300	10.700	8.500	6.700	5.100	3.800	+2.800	+2.000			
AQ277	2DD-50X	3.250,00	19,3	5	30	22.600	18.900	15.700	12.800	10.400	8.200	6.400	4.500	+3.500	+2.500			
AQ120	2DL-40X	3.110,00	23,7	4	20	19.100	15.700	13.300	10.800	8.600	6.800	5.300	4.000	+2.300	+1.400			
AQ299	2DL-75X	3.510,00	23,7	7,5	30	27.500	23.400	19.400	15.900	12.900	10.200	7.900	6.100	+4.500	+3.300			
AQ204	2DB-50X	3.760,00	28	5	20	20.200	16.700	13.600	10.900	8.600	6.700	+5.100	+3.800	+2.800				
AQ226	2DB-75X	3.830,00	28	7,5	20	33.500	28.100	23.400	19.300	15.800	12.700	10.100	7.500	+5.100	+4.500			
ARE66	3DA-50X (1)	4.290,00	32,2	5	20	23.800	19.800	16.300	13.300	10.700	8.500	+5.700	+5.200	+3.900				
ARE66	3DA-75X (1)	4.700,00	32,2	7,5	20	38.700	32.500	27.100	22.300	18.100	14.600	11.500	8.800	+5.600	+4.700			
AR216	3DC-75X (1)	4.910,00	38	7,5	30	27.500	23.200	19.100	15.500	12.400	9.700	+7.500	+5.500	+3.800				
AR296	3DC-100X (1)	5.060,00	38	10	20	46.000	38.700	32.300	26.600	21.700	17.500	13.900	10.800	+8.100	+5.900			
AR299	3DS-100X (1)	5.810,00	69,9	10	20	33.200	27.600	22.800	18.600	15.000	11.900	+9.200	+6.500	+4.900				
AR300	3DS-150X (1)	5.820,00	69,9	15	20	60.100	50.700	42.500	35.300	29.000	23.500	18.800	14.700	+11.200	+8.200			
AS100	4DF-100X	6.800,00	56	10	20	43.400	36.300	30.200	24.800	20.200	16.200	+12.600	+9.500	+6.800				
AS116	4DA-200X	7.410,00	56	20	20	67.300	56.700	47.300	39.100	32.000	25.800	20.400	15.800	+11.800	+8.300			
AS111	4DL-150X	7.560,00	70,8	15	20	48.200	40.200	33.200	27.100	21.800	17.200	+13.200	+9.600	+6.400				
AS123	4DH-250X	8.900,00	70,8	25	20	85.900	72.300	60.300	49.800	40.700	32.800	26.000	20.200	+15.300	+11.100			
AS122	4DF-220X	8.600,00	84,7	22	30	51.300	51.200	42.400	34.600	28.000	22.200	+17.200	+12.800	+9.000				
AS144	4DI-200X	9.910,00	84,7	20	20	101.000	85.400	71.700	59.500	48.900	39.700	31.600	24.700	+18.800	+13.700			
AT100	6DL-270X	10.550,00	106	27	20	72.700	61.200	51.000	42.100	34.300	27.500	+21.500	+16.200	+11.500				
AT126	6DH-250X	11.850,00	106	35	20	124.000	104.500	87.600	72.600	59.600	48.300	38.600	30.300	+23.100	+16.900			
AT108	6DF-320X	12.360,00	127	32	20	88.800	74.600	62.100	51.300	41.800	33.500	+26.300	+19.800	+13.900				
AT122	6DI-400X	13.210,00	127	40	20	151.000	127.000	106.000	87.700	71.800	58.100	46.300	36.200	+27.600	+20.100			
AL200	8DL-270X	14.820,00	151	37	20	108.000	90.100	74.700	61.300	49.800	40.000	+31.400	+24.000	+17.400				
AL222	8DH-500X	15.790,00	151	50	20	178.000	150.500	126.000	104.500	85.500	69.200	55.100	42.500	+32.500	+23.500			
AL222	8DT-450X	18.120,00	181	45	20	128.500	108.000	89.800	73.900	60.100	48.000	+37.400	+28.100	+19.800				
AL244	8DI-600X	18.690,00	181	60	20	205.000	177.500	146.000	122.000	101.000	82.600	66.800	53.100	41.400	+31.500			
					50	152.000	128.500	107.500	89.000	72.800	58.600	+46.100	+34.900	+24.700				

**NOTA:** Compressores con protección electrónica por termistores. Compressores refrigerados por gas de aspiración. Necesario presostato diferencial de aceite tipo mecánico u OPS, no incluido.

X Compressores con aceite poliolestar. + Esta aplicación requiere ventilador adicional de culata, no incluido en precio.

Esta aplicación es con un recalentamiento de 20 K máximo.

(1) Estos compressores admiten reducción de capacidad continua Moduload H-Alta, L-Baja con extra precio montado de fabrica, ver precio pagina de extras y accesorios.

(2) Compressores utilizables con R-22. Para baja temperatura R-22, incrementar precios DEMAND COOLING y ventilador de culata. Compressores utilizables con R507, R407A, R407C, mismo precio.

**TIPOS DE MOTORES**

Tipo	Volt. ±10% / Hz	Arreglo
EWL	220-240/3/50	Triangulo
EWL	380-420/3/50	Estrella
EWM	380-420/3/50	Estrella/Triangulo
AWR	220-240/3/50	Estrella/Estrella Part-Winding
AWM	380-420/3/50	Estrella/Estrella Part-Winding

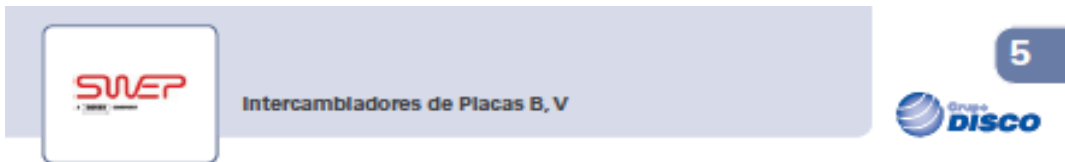
Precio indicado de compressores con motor tipo AWM. Para otras tensiones y frecuencias, consultar precio. Para extras y accesorios ver pagina correspondiente.

2.12

Figura II-G.1-Folha do catálogo Grupo Disco 2013 seção de compressores (Fonte [39]).

AR294	3DC-100X (1)	5.060,00	38	10	30	46.000	38.700	32.300	26.600	21.700	17.500	13.900	10.800	+8.100	+5.900
					50	33.200	27.600	22.800	18.600	15.000	11.900	+9.200	+6.900	+4.900	
AR289	3DS-100X (1)	5.810,00	49,9	10	30			41.400	34.500	28.400	23.100	18.600	14.700	11.400	+8.600
					50			29.700	24.600	20.200	16.300	13.000	10.200	+6.400	+4.500
AR300	3DS-150X (1)	5.820,00	49,9	15	30	60.100	50.700	42.500	35.300	29.000	23.500	18.800	14.700	+11.200	+8.200
					50	43.400	36.300	30.200	24.800	20.200	16.200	+12.600	+9.500	+6.800	
AS100	4DF-100X	6.800,00	56	10	30			45.400	37.600	30.800	24.900	19.900	15.500	11.900	+8.800
					50			31.900	26.200	21.200	16.900	13.200	10.100	+6.000	+3.900
AS116	4DA-200X	7.410,00	56	20	30	67.300	56.700	47.300	39.100	32.000	25.800	20.400	15.800	+11.800	+8.300
					50	48.200	40.200	33.200	27.100	21.800	17.200	+13.200	+9.600	+6.400	
AS111	4DL-150X	7.560,00	70,8	15	30			58.300	48.400	39.800	32.400	26.000	20.500	15.800	+11.900
					50			42.500	34.900	28.400	22.700	17.900	13.800	+8.500	+5.700
AS133	4DH-250X	8.900,00	70,8	25	30	85.900	72.300	60.300	49.800	40.700	32.800	26.000	20.200	+15.300	+11.100
					50	61.300	51.200	42.400	34.600	28.000	22.200	+17.200	+12.800	+9.000	
AS122	4DT-220X	8.600,00	84,7	22	30			70.700	58.900	48.600	39.600	31.800	25.200	19.500	+14.800
					50			51.200	42.200	34.400	27.700	21.900	17.100	+10.800	+7.400
AS144	4DJ-300X	9.910,00	84,7	30	30	101.000	85.400	71.700	59.500	48.900	39.700	31.600	24.700	+18.800	+13.700
					50	72.700	61.200	51.000	42.100	34.300	27.300	+21.500	+16.200	+11.500	
AT100	6DL-270X	10.550,00	106	27	30			84.700	70.300	57.700	46.800	37.400	29.500	22.700	+17.100
					50			59.400	49.000	40.100	32.300	25.700	20.100	+12.600	+8.600
AT126	6DH-350X	11.850,00	106	35	30	134.800	104.500	87.600	73.600	59.600	48.300	38.800	30.300	+23.100	+16.900
					50	88.800	74.600	62.100	51.300	41.800	33.500	+26.300	+19.800	+13.900	
AT108	6DT-320X	12.360,00	127	32	30			100.000	84.200	69.900	57.300	46.300	36.700	28.400	+21.300
					50			71.900	60.100	49.600	40.300	32.200	25.100	+15.700	+10.600
AT133	6DJ-400X	13.310,00	127	40	30	151.000	127.000	106.000	87.700	71.800	58.100	46.300	36.200	+27.600	+20.100
					50	108.000	90.100	74.700	61.300	49.800	40.000	+31.400	+24.000	+17.400	
AU300	8DL-370X	14.820,00	151	37	30			123.500	103.000	85.300	69.500	55.700	43.800	33.700	+25.200
					50			89.100	73.900	60.500	48.800	38.600	29.700	+18.400	+12.400
AU333	8DH-500X	15.790,00	151	50	30	178.000	150.500	126.000	104.500	85.500	69.200	55.100	42.900	+32.500	+23.500
					50	128.500	108.000	89.800	73.900	60.100	48.000	+37.400	+28.100	+19.800	

Figura II-G.2-Compressor selecionado para esta instalação e suas características (Adaptado de [39]).



**Intercambiadores de placas SWEP [INTERPLACAS...]**

Código	Modelo	Precio €	Superf. m <sup>2</sup>	EVAPORADOR R-404A Tie +2°C Recalentamiento 5K Líquido +13°C Agua +12-→+7°C			CONDENSADOR R-404A Condensa +40°C Subenfria 2K Gas descarga +75°C Agua 30-→+25°C			RECUPERADOR de calor R-404A Condensa +40°C Subenfria 0K Gas descarga +75°C 10% Condensado Agua 35-→+60°C		
				Capac. kW	Caudal H <sub>2</sub> O l/h	p.d.c. H <sub>2</sub> O kPa	Capac. kW	Caudal H <sub>2</sub> O l/h	p.d.c. H <sub>2</sub> O kPa	Capa. kW	Caudal H <sub>2</sub> O l/h	p.d.c. H <sub>2</sub> O kPa
0Y903	85T1e10M	319,00	0,12	0,63	106	0,265	0,6	103	0,217	0,91	157	0,659
0Y905	85T1e20M	372,00	0,24	1,48	255	0,558	1,38	237	0,447	2,1	361	0,944
0Y906	85T1e30M	425,00	0,36				2,15	370	0,55	3,2	568	1,7
0Y904	88T1e10M	363,00	0,23	1,32	320	4,51	1,19	205	1,73	2,4	385	12,2
0Y907	88T1e20M	438,00	0,46	4,5	774	6,25	2,72	468	2,32	7,8	1.242	16,6
0Y910	88T1e30M	513,00	0,69				4,25	721	2,7	12,4	2.132	20,1
0Y111	810T1e10S	442,00	0,32	2,05	456	3,08	1,66	286	1,2	5,3	912	9,91
0Y914	810T1e20S	557,00	0,64	6	1.032	4,01	2,75	645	1,56	17	2.064	13
0Y915	810T1e30S	673,00	0,96				5,85	1.006	1,77	19	3.258	15,4
0Y916	810T1e40S	788,00	1,28				8	1.375	2,01	26,5	4.558	18,5
0Y917	810T1e50S	904,00	1,6				10,1	1.727	2,25	34	5.848	21,7
0Y918	810T1e60S	1.020,00	1,92				12,2	2.098	2,53	42	7.234	26
0Y922	815H1e10M	370,00	0,72	8,25	1.419	31,9	7,4	1.272	25,5			
0Y923	815H1e20M	701,00	1,08				11,6	1.995	29,8			
0Y925	825T1e20M	781,00	1,26	14,8	2.546	49,7	15,5	2.666	52,8	12,3	2.716	32,6
0Y928	825T1e30M	963,00	1,89	22,7	3.904	53,4	22,8	3.922	52,4	19	3.258	36,6
0Y931	825T1e40M	1.140,00	2,52				29,8	5.126	52,5	25,4	4.280	38,2
0Y934	825T1e50M	1.330,00	3,15				36,2	6.244	52,5	31,4	5.401	39,4
0Y985	825T1e60M	1.510,00	3,78				42,2	7.276	52,6	37	6.264	40,2
0Y979	825T1e10M	1.690,00	4,41				47,7	8.254	52,6	42,4	7.290	41,6
0Y112	880H1e30M	1.411,00	1,8	21,2	3.646	30,2	18,9	2.234	22			
0Y113	880H1e40M	1.250,00	2,4	28,8	4.954	31,8	25,5	4.286	23,1			
0Y114	880H1e50M	1.430,00	3	25,8	6.158	32,1	25,4	6.089	28,6			
0Y115	880H1e60M	1.600,00	3,6				43,2	7.432	30,4			
0Y960	V804e1e05	1.390,00	2,4	27,5	4.720	29,2						
0Y956	V804e1e05	1.610,00	3	35	6.020	30,9						
0Y957	V804e1e05	1.830,00	3,6	42,5	7.310	32,2						
0Y962	V804e1e05	2.040,00	4,2	49,5	8.514	33,2						
0Y116	V804e1e05	2.260,00	4,8	57	9.804	34,8						
0Y930	835H1e05	1.890,00	2,79				15,2	2.622	2	32,5	5.702	8,54
0Y932	835H1e05	2.120,00	3,72				20,8	3.578	2,18	46	7.912	9,56
0Y972	835H1e05	2.360,00	4,65				26,2	4.524	2,27	58	9.926	10,4
0Y967	835H1e05	2.600,00	5,58				32	5.504	2,62	71	12.212	11,7
0Y124	8120T1e30M	2.280,00	3,84				46	7.912	40,6			
0Y125	8120T1e40M	2.630,00	5,12				62,5	10.750	43,5			
0Y126	8120T1e50M	2.980,00	6,4				79	13.588	46,2			
0Y128	8120T1e60M	3.340,00	7,68				96	16.512	49,6			
0Y127	8120T1e30M	3.700,00	8,96				110	18.920	50,2			
0Y128	V120T1e40M	2.830,00	5,12	46	8.256	26						
0Y129	V120T1e50M	3.230,00	6,4	58	9.976	25,4						
0Y188	V120T1e60M	3.640,00	7,68	72	12.384	28,2						
0Y130	V120T1e70M	4.050,00	8,96	84	14.448	29,6						
0Y131	V120T1e80M	4.460,00	10,24	96	16.340	30,7						
0Y118	V200T1e40M	3.450,00	5,12	59,5	10.234	31						
0Y119	V200T1e50M	3.880,00	6,4	75	12.900	31,9						
0Y120	V200T1e60M	4.320,00	7,68	90	15.480	32,5						
0Y977	V200T1e70M	4.750,00	8,77	106	18.232	33,7						
0Y121	V200T1e80M	5.180,00	10,24	120	20.640	33,9						
0Y199	V200T1e90M	5.620,00	11,52	135	23.220	34,8						
0Y123	V200T1e100M	6.050,00	12,8	148	25.456	34,8						

**NOTA:** B120-B45 / V120-V45  
(1) 10 Kpa = 1,02 mca.

\* Los cálculos son orientativos, en caso de necesitar otro tipo de condición o para aplicaciones agua agua, agua glicol, agua agua de piscinas, etc, no dude en consultar modelos estándar o minex. Los modelos estándar son 4 conexiones en la misma cara, para otro tipo de configuración y/o aplicaciones consultar.

**Características constructivas:**  
Presión máxima a 140 °C: 32 bar (464Psi).  
Presión máxima a 225 °C: 27 bar (392 Psi).  
Presión de prueba: 50 BAR (725 Psi).  
Mínima temperatura de trabajo: 196 °C.  
Condiciones sujeta a la normativa PED.

Material de placa: EN 10028/71.4401 (AISI 31G).  
Material de soldadura: Cobre puro (99,9%).  
Material de conexiones: EN 10028/71.4401 (AISI 31G).

Posibles aplicaciones para los Intercambiadores de placas

1. Condensador
2. Subenfriador
3. Economizador
4. Evaporador
5. Intercambiador
6. Enfriador de Aceite
7. Recuperador de Calor

5.61

Figura II-G.3- Folha do catálogo Grupo Disco 2013 seção de condensadores (Fonte [40]).

Intercambiadores de placas SWEP [INTERC PLACAS.]			EVAPORADOR R-404A Tév +2°C Recalentamiento 5K Líquido +43°C Agua +12-->+7°C				CONDENSADOR R-404A Condensa +40°C Subenfria 2K Gas descarga +75°C Agua 30-->+35°C			RECUPERADOR de calor R-404A Condensa +45°C Subenfria 0K Gas descarga +75°C 10% Condensado Agua 35-->+40°C		
Código	Modelo	Precio €	Superf. m <sup>2</sup>	Capac. kW	Caudal H <sub>2</sub> O l/h	p.d.c. H <sub>2</sub> O kPa	Capac. kW	Caudal H <sub>2</sub> O l/h	p.d.c. H <sub>2</sub> O kPa	Capa. kW	Caudal H <sub>2</sub> O l/h	p.d.c. H <sub>2</sub> O kPa
OY003	B5THx10M	319,00	0,12	0,63	108	0,385	0,6	103	0,317	0,91	157	0,659
OY005	B5THx20M	372,00	0,24	1,48	255	0,558	1,38	237	0,447	2,1	361	0,944
OY006	B5THx30M	425,00	0,36				2,15	370	0,55	3,3	568	1,2
OY004	B8Tx10M	363,00	0,23	1,92	330	4,51	1,19	205	1,73	3,4	585	12,2
OY007	B8Tx20M	438,00	0,46	4,5	774	6,35	2,72	468	2,32	7,8	1.342	16,6
OY010	B8Tx30M	513,00	0,69				4,25	731	2,7	12,4	2.133	20,1
OY111	B10THx10S	442,00	0,32	2,65	456	3,08	1,66	286	1,2	5,3	912	9,91
OY014	B10THx20S	557,00	0,64	6	1.032	4,01	3,75	645	1,56	12	2.064	13
OY015	B10THx30S	673,00	0,96				5,85	1.006	1,77	19	3.268	15,4
OY016	B10THx40S	788,00	1,28				8	1.376	2,01	26,5	4.558	18,5
OY017	B10THx50S	904,00	1,6				10,1	1.737	2,25	34	5.848	21,7
OY018	B10THx60S	1.020,00	1,92				12,2	2.098	2,53	42	7.224	26
OY022	B15Hx20M	570,00	0,72	8,25	1.419	31,9	7,4	1.273	25,5			
OY023	B15Hx30M	701,00	1,08				11,6	1.995	29,8			
OY025	B25THx20M	781,00	1,26	14,8	2.546	49,7	15,5	2.666	52,8	12,3	2.116	33,6
OY028	B25THx30M	963,00	1,89	22,7	3.904	53,4	22,8	3.922	52,4	19	3.268	36,6
OY031	B25THx40M	1.140,00	2,52				29,8	5.126	52,5	25,4	4.369	38,3
OY034	B25THx50M	1.330,00	3,15				36,3	6.244	52,5	31,4	5.401	39,4
OY085	B25THx60M	1.510,00	3,78				42,3	7.276	52,6	37	6.364	40,3
OY079	B25THx70M	1.690,00	4,41				47,7	8.204	52,6	42,4	7.293	41,6
OY112	B80Hx30M	1.070,00	1,8	21,2	3.646	30,2	18,8	3.234	22			
OY113	B80Hx40M	1.250,00	2,4	28,8	4.954	31,8	25,5	4.386	23,1			
OY114	B80Hx50M	1.430,00	3	35,8	6.158	32,1	35,4	6.089	28,6			
OY115	B80Hx60M	1.600,00	3,6				43,2	7.430	30,4			
OY060	V80Hx40S	1.390,00	2,4	27,5	4.730	29,2						
OY056	V80Hx50S	1.610,00	3	35	6.020	30,9						

Figura II-G.4- Permutador de placas selecionado para esta instalação e suas características (Adaptado de [40]).

## ANEXO I

Refrigeration utilities - [Table of properties for R404A, R125/143a/134a (44/52/4), R404A]

File Options Window Help

T	p	H gas	v gas
°C	Bar	kJ/kg	m <sup>3</sup> /kg
45.000	2.000	414.3004413	0.1318883907
45.000	8.000	407.0725451	0.03005415501
45.000	14.000	398.4340641	0.01525216927
50.000	2.000	418.9138109	0.1341350781
50.000	8.000	411.9141631	0.03072712265
50.000	14.000	403.678949	0.01573772071
55.000	2.000	423.5697789	0.136377216
55.000	8.000	416.785837	0.0313928714
55.000	14.000	408.9146024	0.01620967042
60.000	2.000	428.2680826	0.1386150539
60.000	8.000	421.6884285	0.03205199533
60.000	14.000	414.1481952	0.01666984124

Figura II-I.1-Software CoolPack-tabela de propriedades do fluido R404a (Fonte: CoolPack)



## ANEXO J

TARIFA DE VENDA A CLIENTES FINAIS EM BTN SOCIAL ( $\leq 6,9$ kVA e $> 2,3$ kVA)		PREÇOS	
Potência	(kVA)	(EUR/mês)	(EUR/dia)
Tarifa simples, bi-horária e tri-horária	3,45	0,79	0,0258
	4,6	0,89	0,0291
	5,7	0,98	0,0321
	6,9	1,07	0,0351
Energia activa		(EUR/kWh)	
Tarifa simples		0,1634	
Tarifa bi-horária	Horas fora de vazio	0,1909	
	Horas de vazio	0,1002	
Tarifa tri-horária	Horas de ponta	0,2169	
	Horas de cheias	0,1716	
	Horas de vazio	0,1002	

Figura II-J.1-Tarifa aplicada a energia elétrica para o ano de 2016 (Fonte [41]).

EDPGÁS SERVIÇO UNIVERSIAL

TARIFAS TRANSITÓRIAS DE VENDA A CLIENTES FINAIS EM BAIXA PRESSÃO $< 10.000$ m <sup>3</sup> /ano				EDPGÁS
Escalaço	(m <sup>3</sup> /ano)	Termo tarifário fixo	Energia	Termo tarifário fixo
		(€/mês)	(€/kWh)	
Escalaço 1	0 - 220	2,16	0,0734	0,0710
Escalaço 2	221 - 500	3,19	0,0690	0,1045
Escalaço 3	501 - 1 000	4,69	0,0649	0,1538
Escalaço 4	1 001 - 10 000	5,05	0,0594	0,1655

Figura II-J.2-Tarifa aplicada ao gás natural para o ano de 2016 (Fonte [45]).