

## **1. OBJECTIVOS**

- ✓ Estudo Termodinâmico do  $CO_2$  como fluído frigorígeno
- ✓ Câmara frigorífica de 20000 a 30000  $m^3$  para congelados ( $-25^\circ C$ )
- ✓ Características iniciais e esquema da instalação
- ✓ Sistema Frigorífico para congelados a  $CO_2/NH_3$
- ✓ Sistema Frigorífico para congelados de dois andares a  $NH_3$
- ✓ Comparação a nível energético, consumo eléctrico e manutenção de equipamentos.

## 2. ESTUDO TERMODINÂMICO DO $CO_2$ (R<sub>744</sub>) COMO FLUÍDO FRIGORIGÉNIO

**Resumo:** Este estudo tem como objectivo uma análise sobre o dióxido de carbono,  $CO_2$  como fluído frigorigénio, que está a ser levado a substituir os CFC's nos sistemas de refrigeração e ar condicionado. Este capítulo abordará um histórico evolutivo do fluído além de incluir uma análise das principais características do  $CO_2$  para um melhor esclarecimento dos vários ciclos mais utilizados.

**Palavras-chave:**  $CO_2$ , dióxido de carbono, transcrito, cascata, fluído frigorigénio.

### 2.1. INTRODUÇÃO

Nas últimas décadas com um crescendo da preocupação com as mudanças climáticas, tem-se procurado novas fontes para substituição de certos compostos, principalmente os CFC's, que destroem a camada de ozono, bem como aqueles que colaboram com o efeito estufa. Nesse sentido, retomaram-se estudos sobre o dióxido de carbono, R-744, que esteve em evidência até 1940, quando por meio de rentabilidade, estabilidade e facilidade na construção dos equipamentos, começaram a ter como fluído o amoníaco,  $NH_3$ , entre outros. Porém, existe uma pequena desvantagem no uso de  $CO_2$  (R-744), ou seja no seu coeficiente de eficácia, COP, ser baixo quando operado com altas temperaturas, comparado com outros fluidos frigorigénios. Uma medida eficaz é a utilização de **ciclos em cascata**, onde o  $CO_2$  é utilizado no circuito de baixa temperatura e outro fluído frigorigénio, R-134a, R-404A, **Amoníaco** ( $NH_3$ ), entre outros, é usado no circuito de alta temperatura. Assim, a condensação do  $CO_2$  dá-se com a evaporação do outro fluído, elevando o COP do ciclo.

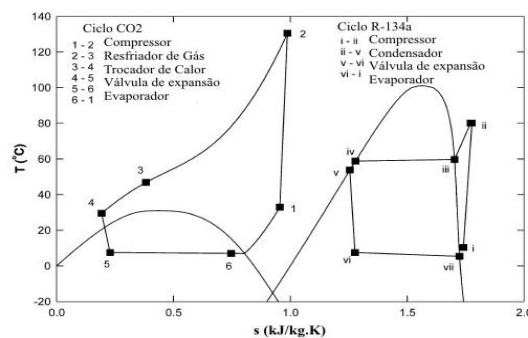


Figura 1 - Exemplo de ciclos em sistemas de ar condicionado (Heverson & Enio)

Uma tendência que está a ser adoptada por algumas indústrias automobilísticas é a substituição de certos compostos, principalmente o R-134a, chamado de fluído ecológico, pois colabora directa e indirectamente com o efeito estufa, onde a partir de 2010 ou 2011 todos os veículos

deverão sair da fábrica com o sistema de ar condicionado a trabalhar com o  $CO_2$  como fluido de trabalho. Entretanto, deve ser destacado que o  $CO_2$  em certos sistemas opera de maneira diferente dos fluidos mencionados. Enquanto acontece a condensação do fluido, nos sistemas com  $CO_2$  ocorre um arrefecimento do fluido, pois as temperaturas, nesse caso, superam a temperatura crítica do  $CO_2$ . Esses sistemas são denominados de **ciclos transcíticos** como serão referidos mais a frente.

## 2.2. HISTÓRIA

A primeira proposta do uso do  $CO_2$  como fluido frigorígeno foi feita em 1850 por *Alexander Twinning*. O seu crescendo nos anos seguintes provocou um pico de uso entre os anos de 1920 e 1930. Após esta década de grande utilização, ocorre uma significativa diminuição provocada pela fraca modernidade da tecnologia e pelo aparecimento de fluorcarbonetos. Finalmente após o ano de 1993, o seu uso volta a aumentar devido principalmente à reinvenção da tecnologia ligada à refrigeração usando o  $CO_2$  como fluido frigorígeno, que esteve de fora quase um século (*G. Lorentzen*). O grupo *Industrial Norsk Group* adquiriu todos os direitos comerciais da tecnologia em 1990 e mostraram a competitividade da tecnologia provando como o  $CO_2$  era uma solução viável.

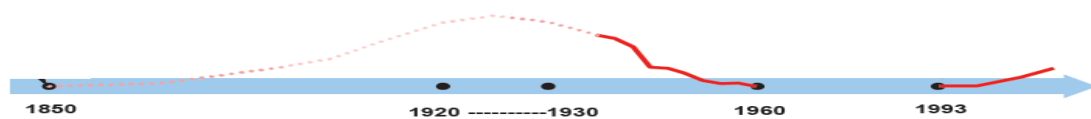


Figura 2 – Evolução da utilização do  $CO_2$  como fluido frigorígeno

O crescendo de utilização entre 1920 e 1930 e o seu desaparecimento progressivo até 1960 provocou também mudanças nas tendências de outros fluidos frigorígenos.

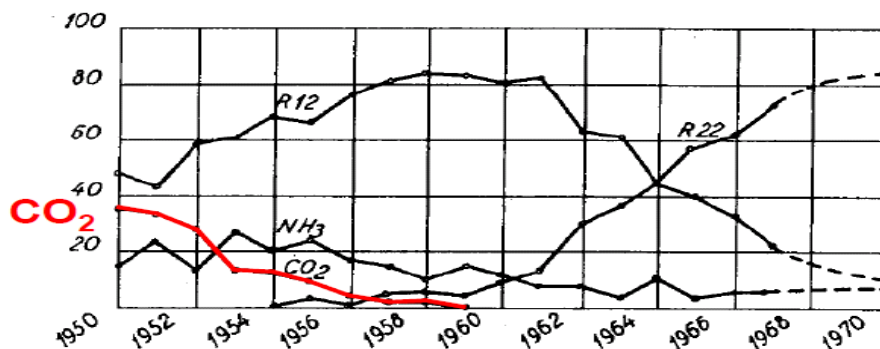


Figura 3 – Evolução de utilização de vários fluidos entre 1950 e 1970

Pode se verificar pela imagem apresentada a evolução de utilização de diferentes fluidos frigorígenos desde 1950 até 1970. Tal como descrito acima a queda de utilização do  $CO_2$  ate ao desaparecimento total em 1960 provocou uma maior utilização tanto do R12 como do R22. O  $NH_3$  manteve-se de uma forma constante ao longo dos anos referidos.

### **2.3. CARACTERÍSTICAS PRINCIPAIS**

Os hidrocarbonetos, o amoníaco ( $NH_3$ ),  $CO_2$ , água e ar, fazem parte de um grupo de substâncias chamados de “*fluidos naturais*”. Todos os “*fluidos naturais*” existem em ciclos da própria natureza mesmo sem interferência humana. A evolução e as inovações tecnológicas ajudaram a considerar os “*fluidos naturais*” como uma solução segura e económica para determinadas aplicações. Os sistemas de refrigeração com “*fluidos naturais*” deverão ter um papel cada vez mais importante no futuro como soluções técnicas. O  $CO_2$  é considerado uma substância natural ou *fluido natural*, não tóxica e não inflamável. A sua concentração na atmosfera é de 0,04 %, no entanto uma maior concentração provoca consequências graves na saúde:

- ✓ 2 % - Aumenta a velocidade de respiração em 50 %
- ✓ 3 % - É aconselhado que se tenha uma exposição a esta percentagem de apenas 10 minutos, a velocidade de respiração aumenta em 100 %
- ✓ 5 % - Aumenta a velocidade de respiração em 300 %, provoca ainda dores de cabeça e suor.
- ✓ 8 % - É aconselhado que tempo de exposição a uma percentagem destas seja muito baixa.
- ✓ 8 – 10 % - Provoca dores de cabeça após 10 a 15 minutos de exposição. Provoca ainda tonturas, sensação de buzina nos ouvidos, aumento da pressão arterial, excitação e náusea.
- ✓ 10 – 18 % - Sintomas de epilepsia e ainda perda de consciência.
- ✓ 18 – 20 % - Pode provocar enfarte.

#### **Outras Características Importantes:**

1. Pressão crítica é 73,8 bar (7,38 MPa) e temperatura crítica 31,1°C
2. Ponto triplo -56,6°C e 5,2 bar (520 kPa)
3. Pressão reduzida a 0°C é 0,47 (é considerada muito alta para um fluido usual), pressão reduzida é a razão entre a pressão de saturação a 0°C e a pressão crítica.
4. Capacidade de refrigeração muito alta a 0°C é 22545 kJ/m<sup>3</sup>, que se define como a quantidade de calor retirado do produto a ser refrigerado por unidade de volume.
5. A viscosidade tem uma alteração considerável na região supercrítica em relação àquela abaixo do ponto crítico.

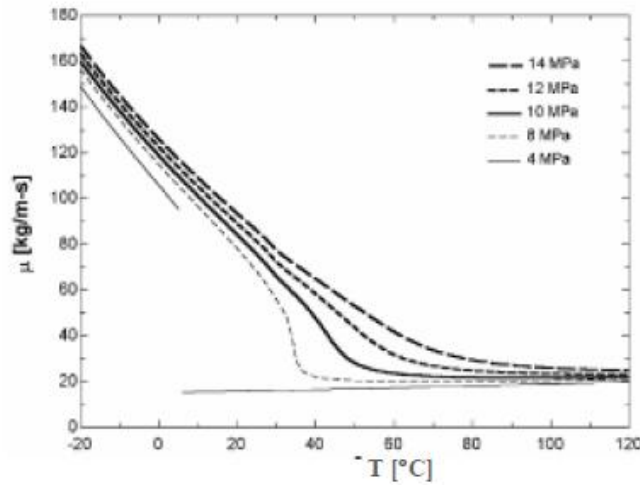


Figura 4 – Viscosidade do R-744 em função da temperatura (Heverson & Enio)

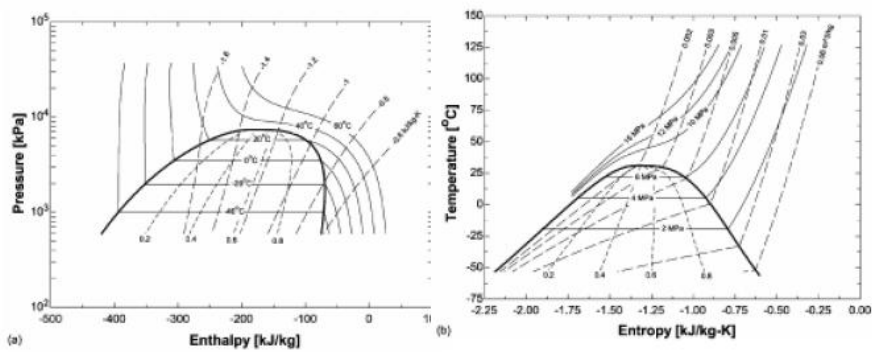


Figura 5 – Pressão vs entalpia e temperatura vs entropia (Heverson & Enio)

A figura acima mostra a mudança brusca perto do ponto crítico de entalpia e entropia em função da pressão. Abaixo da temperatura crítica, a pressão influencia pouco a entropia e a entalpia, porém como já foi referido acima dessa temperatura a variação é considerável.

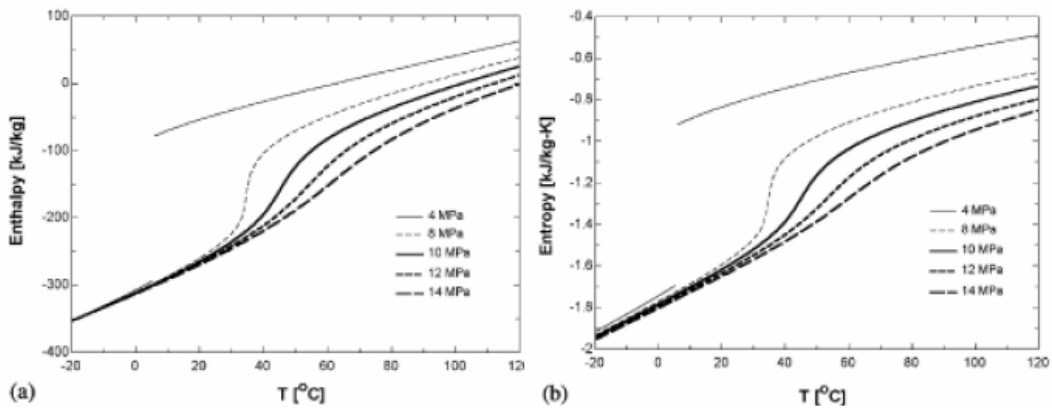


Figura 6 - Variação de entropia e entalpia em função da pressão. (Heverson & Enio)

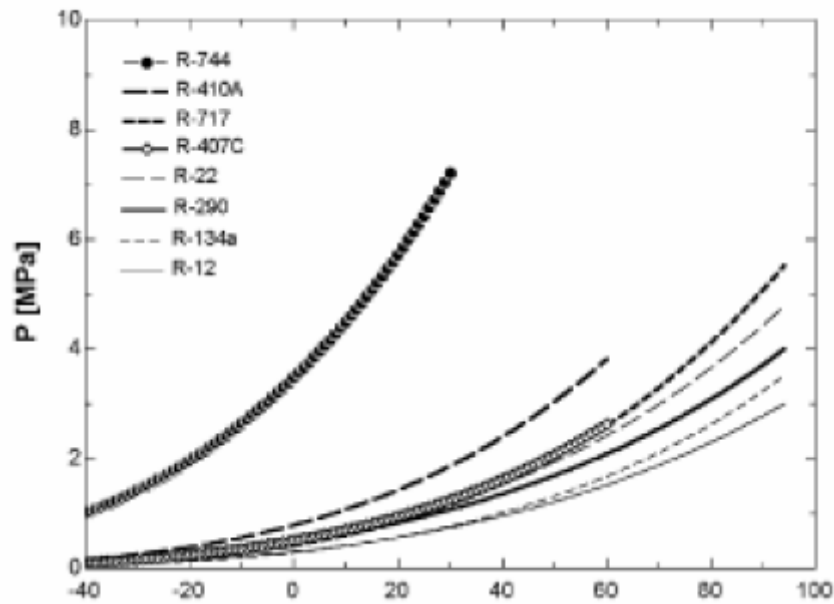


Figura 7 - Pressão de vapor de vários refrigerantes em função da temperatura. (Heverson & Enio)

A figura 7 apresenta uma comparação do R-744 com os outros refrigerantes utilizados em sistemas frigoríficos. Verifica-se que a pressão de vapor do R-744 é maior que os outros fluidos frigorígenos.

A tensão superficial,  $\sigma$ , do fluido influencia na formação de bolhas e uma pequena tensão reduz o crescimento das mesmas. A tensão do R-744 é a menor de todos os outros refrigerantes como pode ser observado na figura 8.

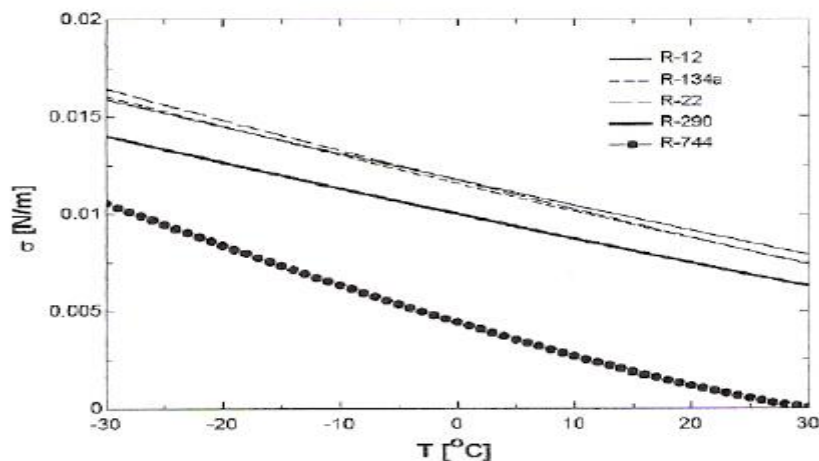


Figura 8 – Tensão superficial de diversos fluidos. (Heverson & Enio)

Uma das mais importantes características dos fluidos quando operam na região supercrítica é que perto do ponto crítico as suas propriedades alteram rapidamente com a temperatura no processo isobárico como pode ser verificado na Figura 9.

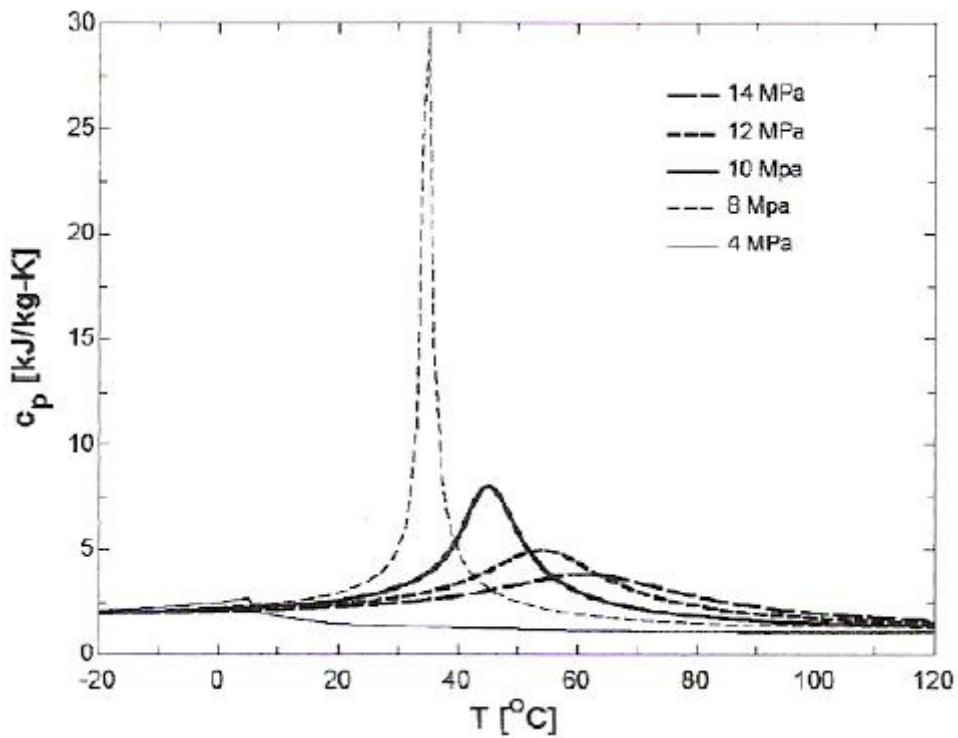


Figura 9 – Variação das características do R-744 ao longo de um processo Isobárico. (Heverson & Enio)

Pode-se concluir que o  $CO_2$ , R-744, favorece a transferência de calor comparado com outros fluidos frigoríficos usados actualmente.

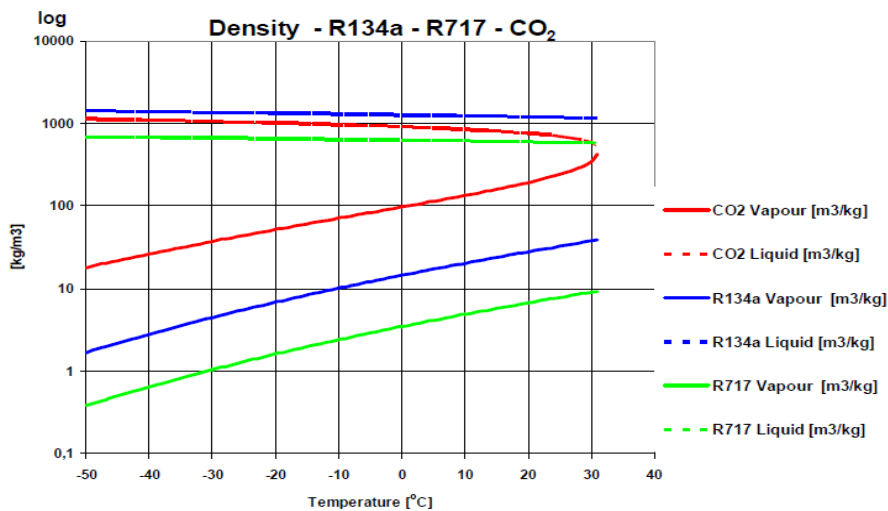


Figura 10 – Densidade de diversos Fluidos Frigoríficos. (Vestergaard, 2011)

A densidade de  $CO_2$  altera rapidamente com a temperatura, próximo do ponto crítico, mas no entanto a variação de densidade de  $CO_2$  é menor que os outros refrigerantes. Por esse motivo há mais homogeneidade nas duas fases (alta e baixa pressão) comparada com outros fluidos

frigorígenos. A elevada densidade do R-744 confere-lhe uma boa capacidade de refrigeração a temperaturas abaixo do ponto crítico como já foi referido na caracterização do fluido.

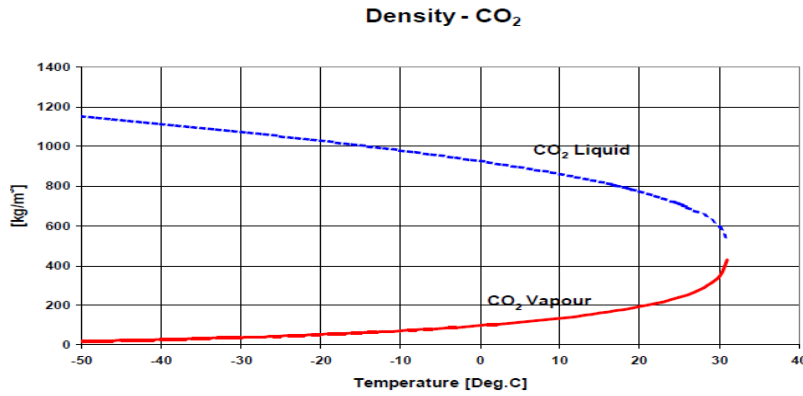


Figura 11 – Densidade do  $CO_2$  na fase Líquido e Vapor (Vestergaard, 2011)

Dentro do mesmo fluido, as duas fases mais comuns do  $CO_2$ , líquido e vapor tem densidades naturalmente bem diferentes, no entanto como já foi referido essa diferença não é significativa relativamente a outros fluidos frigorígenos. Esta densidade das duas fases aproxima-se naturalmente à temperatura crítica de +31 °C.



## 2.4. DIAGRAMA PRESSÃO – ENTALPIA (R-744)

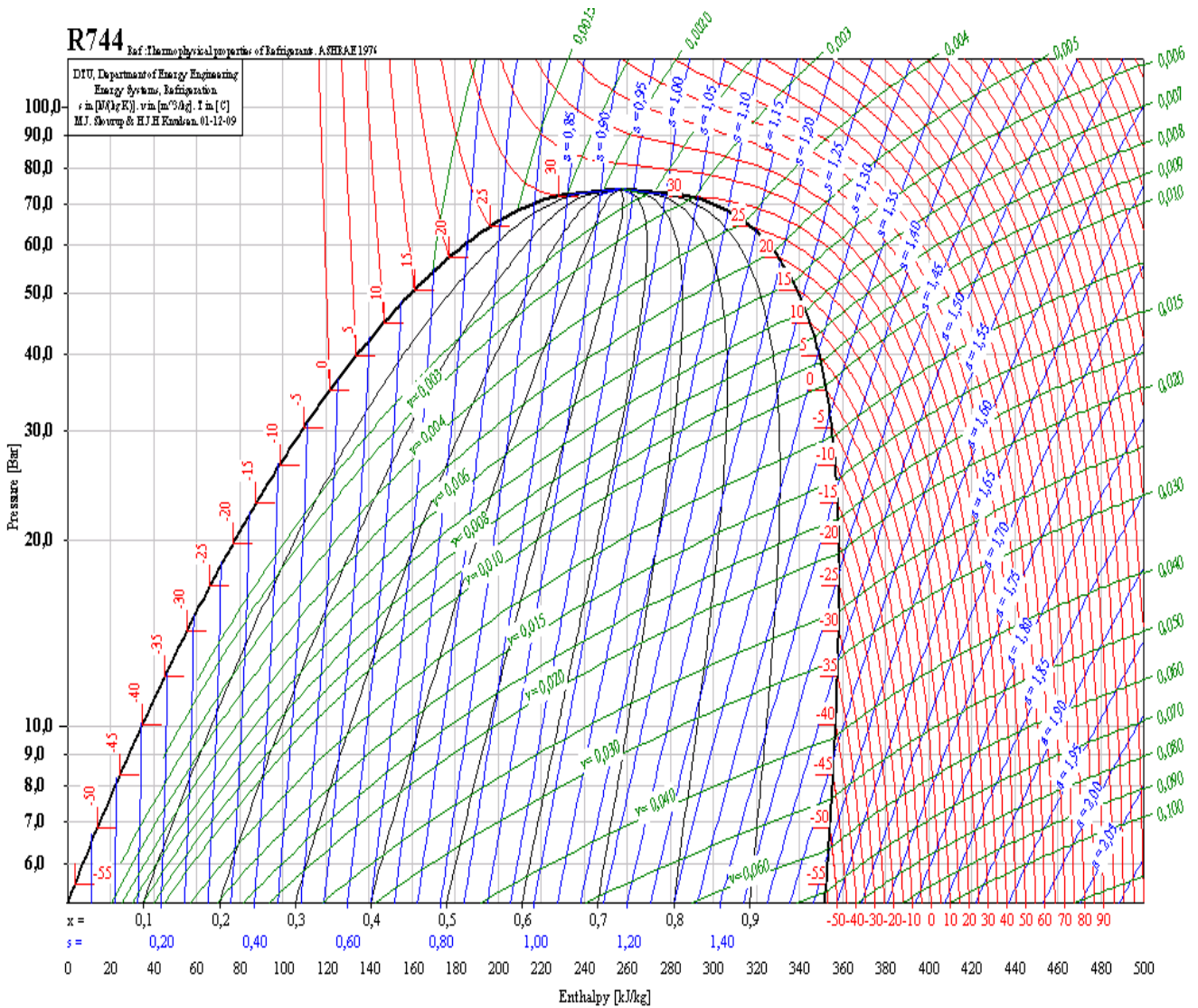


Figura 12 – Diagrama Pressão – Entalpia do CO<sub>2</sub> / R-744

Como se pode verificar, trata-se de um diagrama pressão-entalpia muito similar a outros fluidos frigorígenos. No entanto se tomar mais atenção verifica-se que ao contrário de por exemplo o NH<sub>3</sub>, as pressões são muito mais elevadas. Por exemplo pode-se constatar que a -5 °C, já se está a trabalhar a uma pressão de 30 bar, característica essa já referida acima, colocando assim algumas limitações em certos regimes de funcionamento.

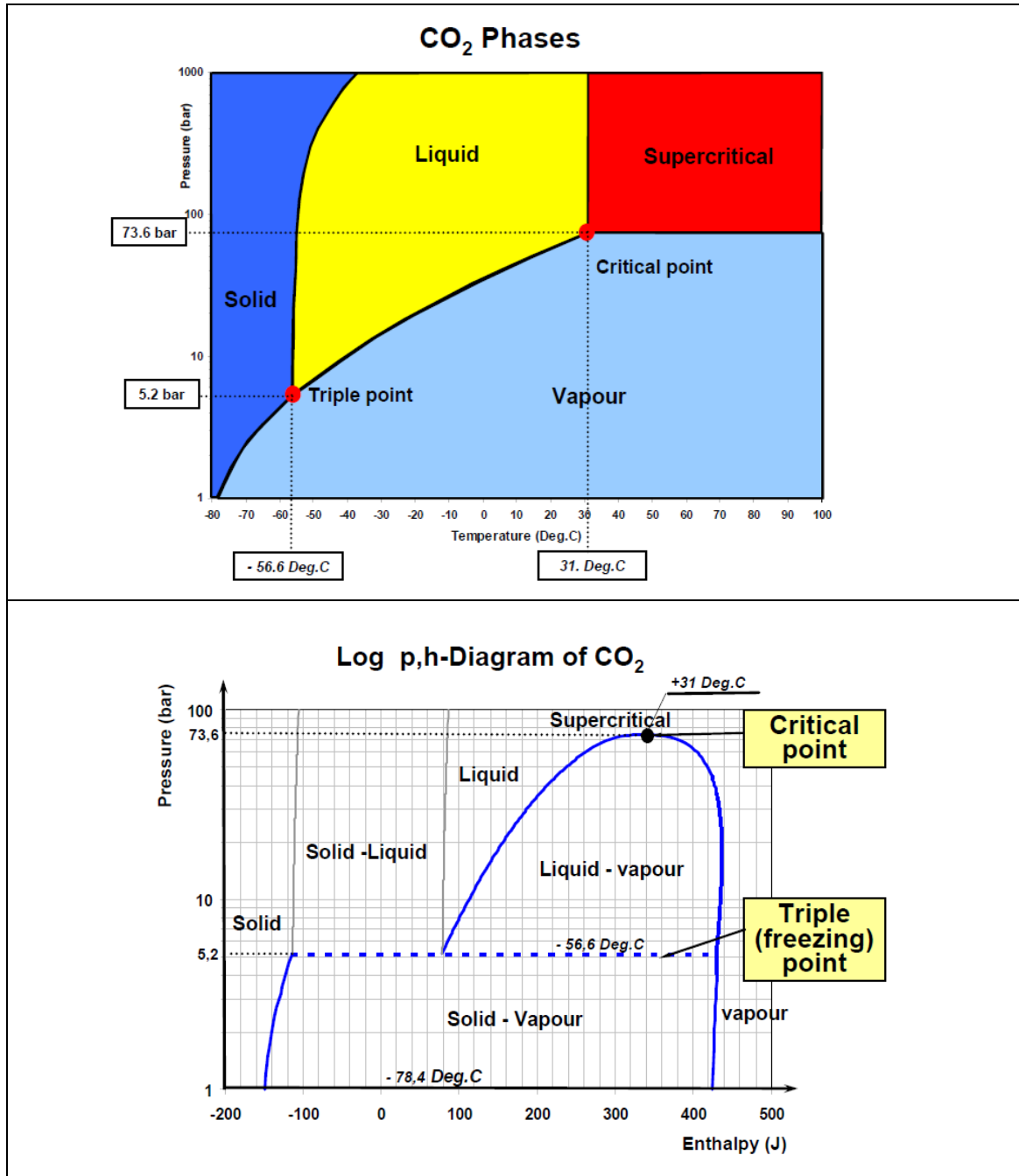


Figura 13 – Diagrama Pressão – Entalpia do CO<sub>2</sub> / R-744 (Vestergaard, 2011)

Estes dois diagramas caracterizam especificamente o CO<sub>2</sub> como fluido frigorígeno. O seu ponto crítico ocorre a temperatura de +31 °C e à pressão de 73,6 bar. Pode-se ainda ver que à pressão de 5,2 bar e à temperatura de - 56,6 ° C, ocorre o chamado de ponto triplo, ou seja trata se de uma linha onde podemos ter a substância em estado sólido, líquido ou vapor. O CO<sub>2</sub> está à pressão atmosférica (1bar) está à temperatura de -78,4 °C.

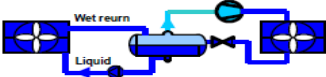
## 2.5. COMPARAÇÃO DE DIVERSOS FLUIDOS FRIGORIGÉNIOS COM O R-744(CO<sub>2</sub>)

Refrigerant	R134a	R404a	NH <sub>3</sub>	CO <sub>2</sub>
Natural substance	NO	NO	YES	YES
Ozone Depletion Potential (ODP) *	0	0	0	0
Global Warming Potential (GWP) *	1300	3260	-	1
Critical pressure in	bar	40.7	37.3	113
	°C	101.2	72	132.4
Triple point in	bar	0.004	0.028	0.06
	°C	-103	-100	-77.7
Flammable or explosive	NO	NO	(YES)	NO
Toxic	NO	NO	YES	NO

Figura 14 – Comparação de diversos fluidos com o CO<sub>2</sub> / R-744 –I (Vestergaard, 2011)

O quadro apresentado apresenta diversas características, algumas já referenciadas de diversos fluidos frigorigénios. Pode-se confirmar, tal como foi mostrado nos diagramas, que para o CO<sub>2</sub>, a temperatura crítica ocorre a um valor muito menor do que em qualquer outro referenciado no quadro. Também se pode destacar que o ponto triplo no caso do CO<sub>2</sub> a pressão é muito mais elevada que os outros fluidos apresentados.

O quadro seguinte apresenta uma comparação em termos de velocidade, área, diâmetro de tubagem entre os fluidos frigorigenios R134a, R717 e naturalmente o CO<sub>2</sub> (R744).



**Wet return / Liquid lines**

Refrigerant	R134a	R717	CO <sub>2</sub>
<b>Wet return line</b>			
Capacity [kW]	250	250	250
ΔT [K]	1	1	1
Δp [bar]	0,0263	0,0375	0,3660
Velocity [m/s]	12,6	23,0	9,4
Diameter [mm]	202	125	65
Area [mm <sup>2</sup> ]	31941	12213	3310
<b>Liquid line</b>			
Velocity [m/s]	0,8	0,8	0,8
Diameter [mm]	61	36	58
Area [mm <sup>2</sup> ]	2968	998	2609

Figura 15 – Comparação de diversos fluidos com o CO<sub>2</sub> / R-744 – II (Vestergaard, 2011)

O quadro acima apresentado mostra diversas características dos três fluidos em questão. Como seria de esperar a perda de carga no R-744 é claramente maior que nos restantes. Deve-se ao facto de trabalhar com altas pressões e por isso mais sujeito a este tipo de perdas. Apesar de ter uma velocidade menor, o principal aspecto que se destaca do quadro apresentado é que para o  $CO_2$  o diâmetro de tubagem difere bastante dos outros dois fluidos. No entanto a razão entre áreas das linhas de líquido a baixa pressão e de aspiração húmida é muito maior do que para outros fluidos frigorígenos.

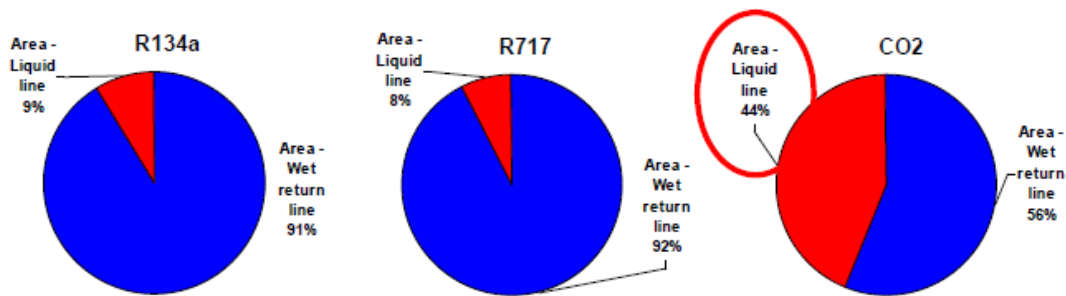



Figura 16 – Comparação de diversos fluidos com o  $CO_2$  / R-744 - III (Vestergaard, 2011)

O quadro seguinte apresenta a mesma comparação efectuado anteriormente mas neste caso para a linha de aspiração seca e linha de líquido a alta pressão.



**Dry suction / Liquid lines**

Refrigerant	R134a	R717	CO2
<b>Dry suction line</b>			
Capacity [kW]	250	250	250
$\Delta T$ [K]	1	1	1
$\Delta p$ [bar]	0,0261	0,0375	0,3663
Velocity [m/s]	23,3	42,9	17,6
Diameter [mm]	157	95	50
Area [mm <sup>2</sup> ]	19413	7075	1956
<b>Liquid line</b>			
Velocity [m/s]	0,8	0,8	0,8
Diameter [mm]	37	21	35
Area [mm <sup>2</sup> ]	1089	353	975

Figura 17 – Comparação de diversos fluidos com o  $CO_2$  / R-744 - IV (Vestergaard, 2011)

Mais uma vez se verifica que o diâmetro da linha de aspiração seca para o caso do  $CO_2$  é muito menor que nos restantes fluidos. No entanto a linha de líquido tem uma área similar ao do R134a o que leva a ter uma fracção elevada comparativamente a linha de aspiração.

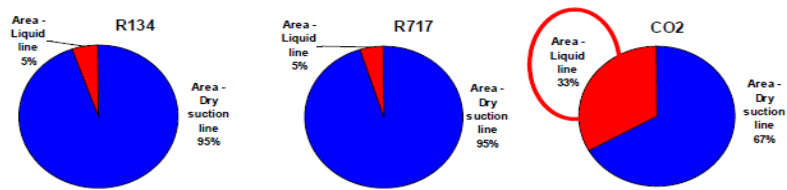


Figura 18 – Comparação de diversos fluidos com o  $CO_2$  / R-744 - V (Vestergaard, 2011)

## 2.6. REGIMES DE TRABALHO SUB-CRITICOS PARA O R-744 (CO<sub>2</sub>)

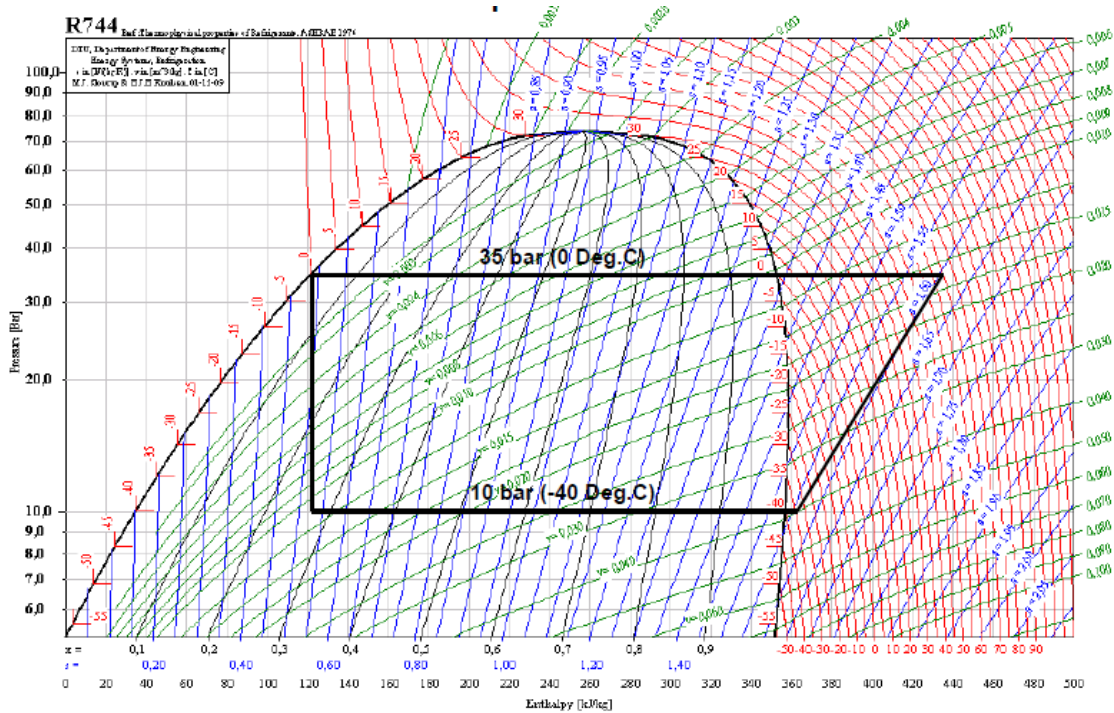


Figura 19 – Regime de Trabalho 1 - (-40 °C/0 °C) (Vestergaard, 2011)

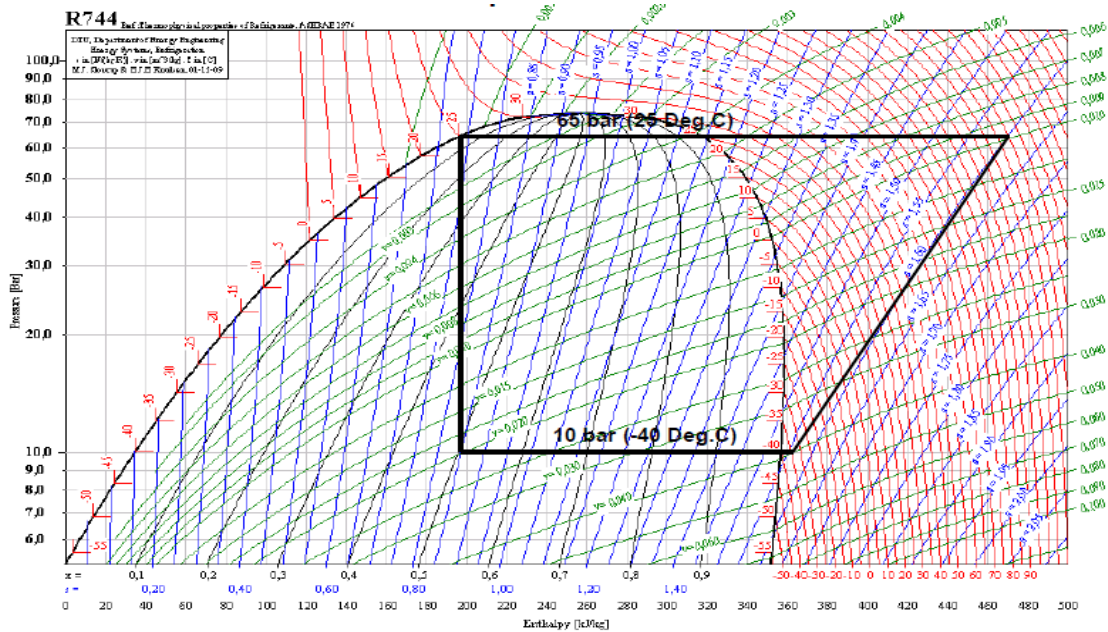


Figura 20 – Regime de Trabalho 2 – (-40 °C/25 °C) (Vestergaard, 2011)

Estes tipos de regimes são maioritariamente utilizados para **sistemas em cascata** e para sistemas de circulação por bombas. É com um regime similar a estes que o sistema frigorífico em questão vai trabalhar.



## 2.7. REGIME DE TRABALHO SUPER-CRÍTICO PARA O R-744(CO<sub>2</sub>)

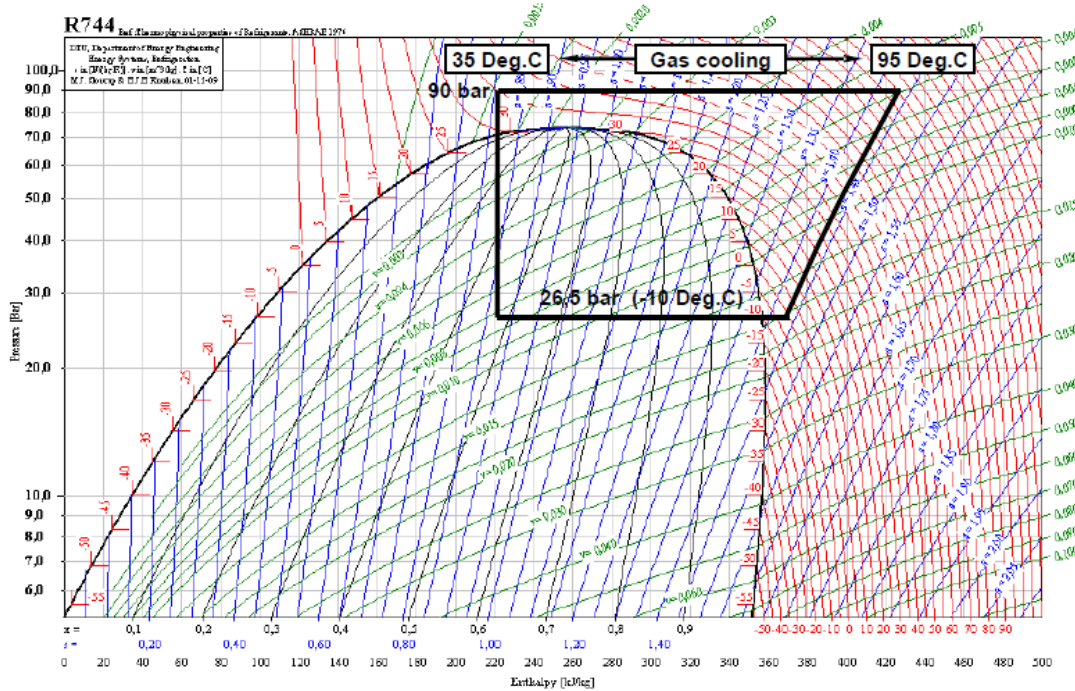


Figura 21 – Regime de trabalho 3 – (-10 °C/35 °C) (Vestergaard, 2011)

Neste caso trata-se de um regime supercrítico pelo facto de ultrapassar a pressão crítica do fluído já referenciada acima. Este tipo de regimes é utilizado sobretudo para aplicação residencial e para aplicação automóvel (Ar-Condicionado). Este conceito destes sistemas transcíticos foram primeiramente experimentados em certas aplicações por *G. Lorentzen*.

## 2.8. PRESSÃO DE PROJECTO

A pressão de projecto neste tipo de sistemas depende de diversos factores. No entanto a principal atenção na “escolha” da pressão de projecto deve-se às pressões que o sistema está a ser envolvido durante a sua operação, as exigências a nível de temperatura para descongelação e finalmente as pressões de tolerância para as válvulas (10 – 15 %).

## **2.9. O PORQUÊ DO R-744(CO<sub>2</sub>)**

A tendência para a cada vez mais utilização do CO<sub>2</sub> como fluido frigorígeno deve-se a diversos aspectos. Em primeiro lugar a razões ambientais, devido ao facto da saída progressiva de utilização de CFC's e de HCFC's, ou seja o que levou para a mudança para o CO<sub>2</sub>. Também deve-se a razões de segurança, devido ao aumento das restrições aos fluidos tóxicos/inflamáveis e finalmente devido a razões económicas. A redução de custos de funcionamento devido ao aumento de eficiência dos compressores para este tipo de sistemas, a redução do custo do próprio fluido e a redução do tamanho dos componentes levou a uma cada vez maior utilização deste produto sobretudo em edifícios comerciais, nomeadamente supermercados e também para o ramo da refrigeração da indústria. Desta forma pode-se dizer resumidamente que o interesse na utilização do CO<sub>2</sub> é devido a diversos factores, nomeadamente:

1. Custo Operacional mais baixo
2. Baixo Custo Inicial
3. CO<sub>2</sub> é não tóxico, não inflamável e seguro
4. Custo Baixo a nível de consumo Eléctrico
5. Custo do Próprio Refrigerante
6. Menos espaço requerido para os compressores
7. Baixo Risco para as Pessoas
8. Sem Risco de Danificar os Produtos
9. Fácil serviço e Manutenção

O CO<sub>2</sub> já está presente na atmosfera e é muitas vezes usado para outro tipo de aplicações.

O baixo custo inicial referido acima é essencialmente para linhas de tubagem, válvulas, separadores de líquido e do próprio fluido frigorígeno. No entanto o Permutador de Calor e outros equipamentos tem um elevado custo para grande parte dos sistemas, incluído este. Em conclusão os sistemas a CO<sub>2</sub> são 8 a 10% mais baratos que sistemas a NH<sub>3</sub>.

Levando em consideração todos os aspectos abordados até aqui, fica claro que o CO<sub>2</sub> ressurge como uma alternativa natural de longo prazo. Equipamentos de refrigeração usando CO<sub>2</sub> como fluido frigorígeno passam a ser soluções economicamente viáveis, além de ecologicamente correctas por não prejudicarem o meio ambiente. E, para um melhor aproveitamento das boas características do CO<sub>2</sub> em baixas temperaturas, uma opção bastante apropriada é o uso de outro fluido frigorígeno no sistema de alta temperatura, formando um **sistema em cascata**.



## **2.10. PROBLEMAS COMUNS EM SISTEMAS A $CO_2$**

A entrada nos sistemas a  $CO_2$  de algumas impurezas pode provocar consequências graves nos componentes que a envolvem. As principais substâncias que podem prejudicar estes sistemas são a água, amoníaco, óleo Polyalfaolefin e óleo Polyol Ester. Mas como é que estas substâncias entram num sistema como este?

1. A Pressão em sistemas de  $CO_2$  é sempre acima da pressão atmosférica mas há sempre a possibilidade de ocorrer a entrada destas substâncias, apesar de o risco ser menor.
2. Quando se carrega o sistema com  $CO_2$ , é preciso ter em atenção a certas especificações. Alguns deles contêm quantidades de água significativa que podem danificar o sistema com corrosão.
3. Se “abrirmos” o sistema, as entradas de ar podem provocar condensação dentro dos tubos.
4. Ao inserir óleo no compressor

Para se evitar este tipo de fenómenos sobretudo a entrada de água neste tipo de sistemas é aconselhável a utilização de Filtros e de Indicadores de Humidade.

Outro tipo de problemas que podem ocorrer será devido a uma montagem incorrecta, problemas eléctricos, expansão incorrecta do amoníaco e finalmente devido a avarias nos vários sensores que deverão ser instalados.

## 2.11. PRINCIPAIS COMPONENTES DE UM SISTEMA EM CASCATA

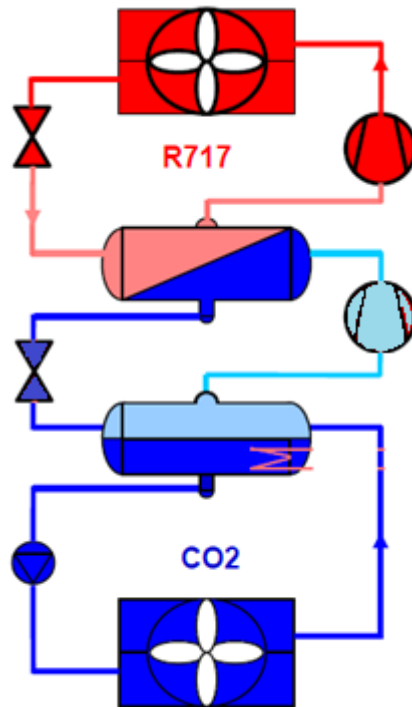


Figura 22 – Esquema Simplificado de um sistema em Cascata com  $CO_2 / NH_3$

A figura acima representa o sistema em cascata de uma forma simplificada estando representado parte dos circuitos a  $CO_2$  e do  $NH_3$  (não está representado por exemplo o Permutador de Calor).

**O  $CO_2$ , como fluido primário do lado de baixa temperatura:** Comparando um sistema cascata usando  $CO_2$  com um sistema inundado com amónia, o primeiro apresenta as seguintes vantagens:

1. Menores custos operacionais, considerando um sistema trabalhando com temperaturas de evaporação inferiores a  $-35^\circ C$ ;
2. Menores custos iniciais para aplicações de baixas temperaturas - o ponto de equilíbrio varia muito para cada tipo de instalação;
3. Menores custos de instalação dos compressores;
4. Menores custos de tubagens;
5. Custos adicionais para o condensador de  $CO_2$ ;
6. Total ausência de Amoníaco nas áreas de produção;
7. Pressões de operação positivas na planta e nos compressores, reduzindo problemas com ar e humidade na instalação;

O sistema em estudo vai ser composto por dois fluidos frigorígenos, mais precisamente em **Cascata** com o CO<sub>2</sub> a ser utilizado como fluído para as baixas temperaturas. Do lado do CO<sub>2</sub> o sistema deve ser composto por dois compressores, oito a onze evaporadores e naturalmente tubagens, válvulas e outros componentes essenciais ao funcionamento do sistema. Relativamente ao NH<sub>3</sub> o sistema deve ser composto também por dois compressores, um condensador evaporativo e outros equipamentos necessários.

### **Compressor**

Os equipamentos tem que ser produzidos de uma forma especial de acordo com o fluido que operam. Como o compressor é um dos componentes mais importante do sistema de refrigeração e tem um efeito importantíssimo na eficiência do sistema, deve ser projectado da melhor forma possível e que possam suportar as elevadas pressões. De referir que o tamanho do compressor que opera com o  $CO_2$ , apresenta dimensões reduzidas em comparação com o tradicional operando com o R-134a.



**R134a compressor**



**R744 compressor**

Figura 23 – Compressor a R134a e a R744

### **Permutador de calor**

Os permutadores de calor mais característicos para este tipo de sistemas são os permutadores de placas pois são mais eficientes que os tradicionais, além de mais seguros.

### **Válvulas de Expansão**

Têm a função de diminuir a pressão para que possa trocar calor melhor e com mais eficiência.

### **Válvula de Retenção**

Permite numa situação de paragem de funcionamento da instalação impedir o retorno do líquido aos compressores.

### **Indicadores de Humidade e Filtros**

Têm a função de impedir a entrada nos sistemas de substâncias prejudiciais ao funcionamento da mesma.

### **3. CÂMARA FRIGORÍFICA DE CONGELADOS (-25°C) DE 20000 m<sup>3</sup>**

O segundo objectivo pretendido é o cálculo de uma câmara frigorífica de 20000 m<sup>3</sup> para produtos congelados, ou seja a uma temperatura de - 25°C.

As câmaras frigoríficas não são mais do que um espaço de armazenagem com condições de temperatura e humidade controladas por um sistema frigorífico, com a finalidade de manter um produto a temperaturas por norma inferiores à do ambiente exterior. Existem essencialmente dois tipos de câmaras frigoríficas: as câmaras de congelados, como é o caso em questão, que tem como finalidade prolongarem o período dos stocks a baixas temperaturas (inferiores a 0°C), e as câmaras de refrigerados, que mantém os produtos a temperaturas próximas dos 0°C (normalmente +1 a +4°C).

Como em qualquer espaço onde sejam armazenados produtos alimentares, as câmaras frigoríficas devem ser projectadas e construídas com uma série de cuidados especiais:

- **Isolamento** – existem diversos tipos de isolamentos, entre os quais o Poliuretano e o aglomerado de cortiça (ou vulgarmente designado por ANC). O Poliuretano acaba por ser o mais utilizado devido às suas características técnicas – condutividade térmica muito baixa, resistência à compressão elevada e boa impermeabilidade.
  
- **Portas** – Para câmaras cuja temperatura se situe abaixo dos 0°C, empregam-se portas isoladas com 100 a 150 mm de Poliuretano com chapa de ferro galvanizado. No caso de câmaras refrigeradas a temperaturas superiores a 0°C, não são necessárias portas com espessura de isolamento tão elevadas.
  
- **Iluminação** – Deverá ser adequada para permitir o correcto desenvolvimento das operações. Os elementos de iluminação artificial deverão estar correctamente instalados e protegidos para evitar a queda de materiais em caso de acidente. Os elementos de iluminação devem ser igualmente resistentes à humidade e estanques à água.

- **Paredes, tectos e pavimentos** – devem ser de materiais impermeáveis, não absorventes, antiderrapantes, laváveis e não tóxicos, de forma a permitir o escoamento adequado das superfícies. Sempre que possível as paredes devem possuir arestas e ângulos de superfície arredondados de modo a permitir uma fácil limpeza e desinfeção. Os tectos devem ser concebidos do modo a evitar o desprendimento de partículas ou outros objectos nocivos.

Por fim, de referir que de um modo geral, as câmaras devem permitir:

- Limpeza e desinfeção adequadas;
- Prevenção de acumulação de sujidade;
- As boas práticas de higiene, incluindo a prevenção da contaminação cruzada durante as diversas operações de manuseamento dos produtos.

De referir que esta câmara frigorífica é para a conservação de refeições pré-cozinhadas congeladas. O acesso as câmaras será feito pelo cais de recepção através de operações denominadas de “picking”, em que uma paleta leva vários tipos de produtos para ser posteriormente entregue através de camiões de distribuição ao respectivo cliente.

Apesar de todas as especificidades de construção que são necessárias à construção de uma câmara frigorífica, esta precisa de um sistema frigorífico que lhe permita manter as condições de projecto definidas previamente. Existem diversos sistemas de refrigeração, no entanto iremos aqui referir o mais simples de todos: o ciclo frigorífico simples, tal como é mostrado na figura seguinte:

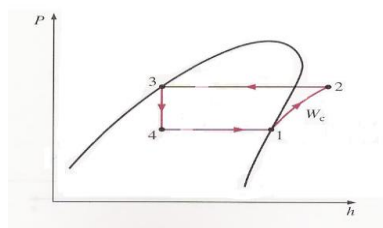


Figura 24 – Diagrama P-h de um sistema frigorífico simples

O ciclo frigorífico simples de um andar de pressão é constituído de uma forma resumida por quatro componentes: compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador. Para que este ciclo funcione, é necessário um fluido frigorígeno. No sistema em questão, o sistema vai ser composto por dois sistemas de um andar e é composto por dois fluidos frigorígenos, nomeadamente o R-744 ( $CO_2$ ) e o R-717 ( $NH_3$ ) separados por um permutador de calor.

### **3.1. BALANÇO TÉRMICO MANUAL – METODOLOGIA DE CÁLCULO**

O cálculo das cargas térmicas determina a potência frigorífica para manter valores de temperatura correctos em diferentes instalações frigoríficas. As cargas térmicas de uma câmara frigorífica podem dividir-se em duas categorias:

**Cargas externas** - dependentes da transmissão de calor através das paredes, tectos e pavimento, da renovação de ar e da abertura de portas;

**Cargas internas** - dependentes dos produtos armazenados e das suas condições (temperatura de entrada, calor de respiração ou de fermentação). Dentro das cargas internas devem também ser consideradas as cargas térmicas independentes dos produtos armazenados (ventiladores dos evaporadores, iluminação, empilhadores e porta-paletes, pessoal de estiva, resistências ou outro meio de descongelação, presença eventual de outros equipamentos).

O caso em questão não vai ter em conta cargas devido a renovações de ar ( $Q_2$ ) nem as cargas devido a respiração dos produtos ( $Q_{resp}$ ), porque naturalmente não ocorrem.

#### **Cargas térmicas através das paredes, tecto e pavimento ( $Q_1$ )**

$$Q_1 = U \times S \times \Delta T$$

$U$	Coeficiente de Transmissão de Calor da parede considerada ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )
$S$	Superfície da parede considerada ( $m^2$ )
$\Delta T$	Diferença de temperatura entre as duas faces da parede considerada ( $^\circ C$ )

Tabela 1 – Parâmetros do  $Q_1$

O Coeficiente de Transmissão de Calor ( $U$ ), pode ser dado pela seguinte expressão:

$$U = \frac{1}{R}$$

Em que:

$$R = \frac{1}{h_i} + \frac{\sum e}{k} + \frac{1}{h_e}$$

$\frac{1}{h_i}$	Resistência térmica de convecção na superfície interna ( $m^2\text{°C}/W$ ) ( $h_i = 15W/m^2\text{°C}$ )
$\frac{\sum e}{k}$	Somatório das resistências térmicas de condução das diferentes camadas de materiais que constituem a parede ( $m^2\text{°C}/W$ ), sendo “e” a espessura da parede (m) e <b>k</b> a condutividade térmica da parede ( $W/m^2\text{°C}$ )
$\frac{1}{h_e}$	Resistência térmica de convecção na superfície externa ( $m^2\text{°C}/W$ ) ( $h_e = 30 W/m^2\text{°C}$ )

Tabela 2 – Parâmetros para o cálculo da Resistência Térmica

A **espessura** das paredes, tectos e pavimentos foi calculada usando a seguinte fórmula:

$$e = \frac{K \times \Delta T}{q}$$

$e$	Espessura de isolamento (m)
$k$	Coefficiente de condutibilidade térmica do isolante ( $W/m^2\text{°C}$ )
$\Delta T$	Diferença de temperaturas entre as duas faces da parede considerada ( $\text{°C}$ )
$q$	Fluxo máximo admissível para as câmaras ( $W/m^2$ ) (Neste caso, em que temos uma câmara de congelados, usa-se $q = 8 W/m^2$ )

Tabela 3 – Parâmetros para o cálculo da espessura de isolamento

As paredes das câmaras frigoríficas são em geral bem isoladas termicamente, sendo apenas necessário considerar no cálculo a resistência térmica do material isolante. De referir que para efeitos de cálculo foi considerado que todas as paredes da câmara estavam expostas a cargas térmicas provenientes do exterior.

**Carga térmica devida à abertura de portas ( $Q_3$ )**

$$Q_3 = 8 + (0,067 \times \Delta T) \times \frac{t_{ab}}{v_{int}} \times L \times H \times A \times C$$

$\Delta T$	Diferença de temperatura entre as duas faces da porta ( $\text{°C}$ )
$t_{ab}$	Tempo de abertura da porta expresso em minutos/hora
$v_{int}$	Volume específico do ar interior ( $m^3/kg$ )
$v_{ext}$	Volume específico do ar exterior ( $m^3/kg$ )
$h_{int}$	Entalpia específica do ar interior (kJ/kg)
$h_{ext}$	Entalpia específica do ar exterior (kJ/kg)
$L$	Largura da porta (m)
$H$	Altura da porta (m)
$C$	Coefficiente minorante devido à presença de cortina de ar ou lamelas

Tabela 4 – Parâmetros para o cálculo de  $Q_3$



E em que:

$$A = (h_{ext} - h_{int})x \sqrt{[H x (1 - \frac{v_{int}}{v_{ext}})]} \text{ (Guerra, 2010)}$$

O cálculo do tempo de abertura de portas inicia-se com a determinação da tonelagem armazenada e uma estimativa do fluxo horário máximo de produto que entra ou sai da câmara. O tempo médio em que uma porta de uma câmara frigorífica permanece aberta para permitir a passagem de um empilhador com uma tonelada de produto (ida e retorno) será dado por:

$$t_{ab} = d_{ton} x \frac{f_d}{24} \text{ (Guerra, 2010)}$$

$t_{ab}$	Tempo de abertura em minutos/hora
$d_{ton}$	Duração média da abertura das portas em minutos para permitir a passagem de uma tonelada de produto, que é seleccionada em função do seguinte quadro
$f_d$	Fluxo Diário de Produto em toneladas

Tabela 5 – Tempo de Abertura de Portas

Tipo de Porta	Tipo de Produto	dton (min/ton)
Porta de abertura manual	Carcaças de animais suspensas	15
	Produtos paletizados	6
Porta de abertura automática	Carcaças de animais suspensas	1
	Produtos paletizados	<b>0,8</b>

Tabela 6 – Duração média da abertura de portas para várias situações (Guerra, 2010)

#### Cargas térmicas devidas à iluminação ( $Q_4$ )

A iluminação das câmaras frigoríficas deve resistir à humidade, ser estanque à água, e deve estar protegida por armadura.

$$Q_4 = n x P x \frac{t}{24}$$

$n$	Número de lâmpadas
$t$	Tempo de funcionamento das lâmpadas (horas/dia)
$P$	Potência de cada lâmpada (W)

Tabela 7 – Parâmetros de cálculo do  $Q_4$

**Cargas térmicas devidas ao pessoal de estiva ( $Q_5$ )**

$$Q_5 = n \times q \times \frac{t}{24}$$

n	Número de pessoas nas câmaras
t	Tempo de permanência na câmara (hora/dia)
q	Calor libertado por pessoa (W) (que é dado em função da temperatura)

Tabela 8 – Parâmetros de Cálculo para  $Q_5$

Temperatura da câmara (°C)	Quantidade de calor libertado pelas pessoas (W)
+15	200
+5	240
0	270
-20	390
<b>-25</b>	<b>420</b>

Tabela 9 – Quantidade de Calor libertado pelas pessoas a várias temperaturas (Guerra, 2010)

**Cargas térmicas dependentes dos produtos armazenados ( $Q_6$ )**

Os produtos paletizados encontram-se a uma temperatura superior à temperatura da câmara frigorífica. Libertam uma determinada quantidade de calor até que a sua temperatura fique em equilíbrio com a temperatura da câmara. A situação considerada é a que os produtos chegam à câmara por camiões TIR a uma determinada temperatura de -10° C.

$$Q_6 = \frac{m \times c_1 \times (T_1 - T_2)}{86400}$$

$m$	Massa de produto introduzido por dia em kg
$c_1$	Calor específico acima da temperatura de congelação em J/kg°C
$T_1$	Temperatura inicial do produto a armazenar em °C
$T_2$	Temperatura final do produto a armazenar em °C

Tabela 10 – Parâmetros de cálculo do  $Q_6$

**Carga térmica intermédia, potência frigorífica intermédia e potência frigorífica  
previsional**

A carga térmica intermédia, será dada pela seguinte expressão:

$$Q_{int} = Q_1 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6$$

A selecção dos evaporadores realiza-se a partir do cálculo da potência frigorífica previewal, acrescentando 20% à potência frigorífica intermediária:

$$Q_{Previsional} = 1,2 \times Q_{int}$$

Este acréscimo de 20% representa a carga térmica devida aos motores dos evaporadores (e atrito nas pás dos ventiladores) e resistências de descongelação.

### **3.2. BALANÇO TÉRMICO MANUAL – RESULTADOS OBTIDOS**

Em primeiro lugar segue-se um quadro resumo com os todos os dados definidos para o cálculo da câmara.

	Câmara 1	Ar Corredor	Condições do Solo	Ar Exterior
Dimensões	80x25x10	-	-	-
Temperatura (°C)	-25	25	20	32
Humidade Relativa (%)	90%	40	-	40
Entrada Diário (kg)	150000	-	-	-
Área Pavimento (m <sup>2</sup> )	4000	-	-	-
Volume (m <sup>3</sup> )	20000	-	-	-
Volume Específico (m <sup>3</sup> /kg)	0,702	-	-	0,88
Entalpia (J/kg)	-250	-	-	65500

Tabela 11 – Características definidas para a câmara frigorífica

<b>Outros Dados relevantes</b>	
hi (W/m <sup>2</sup> °C)	15
he (W/m <sup>2</sup> °C)	30
kpoliuretano (W/m <sup>2</sup> °C)	0,02
kcortiça (W/m <sup>2</sup> °C)	0,04
q (W/m <sup>2</sup> )	8
<b>Dimensões das portas</b>	
Largura (m)	1,4
Altura (m)	2,4
Coeficiente minorante	1
<b>Outros dados relativos às portas</b>	
Dton	0,8
Fd	150

Tabela 12 – Características definidas para a câmara frigorífica (continuação) (Guerra, 2010)

Após realizar os cálculos das cargas térmicas envolvidas numa câmara de 20000 m<sup>3</sup>, os resultados foram os seguintes:

**Cargas térmicas através das paredes, tecto e pavimento ( $Q_1$ )**

$Q_1$ (W)	
Parede 1	1875
Parede 2	6000
Parede 3	1875
Parede 4	6000
Tecto	15000
Pavimento	14248
<b>Total (W)</b>	<b>44998</b>

Tabela 13 – Cargas Térmicas das paredes, tecto e pavimento

Notas relativas aos cálculos

1. A temperatura do pavimento é de +20°C;
2. A temperatura exterior é de +32°C;
3. A espessura foi calculada para todas as paredes das câmaras, no entanto foi considerada uma espessura normalizada de isolante (Poliuretano).

<b>Espessura de Isolantes</b>	
Paredes e Tectos (m)	0,1425
Pavimento (m)	0,225
Espessuras Normalizadas	
Paredes e Tectos (m)	0,15
Pavimento (m)	0,25

Tabela 14 – Espessuras de Isolantes e Normalizadas

4. As paredes estão numeradas de acordo com a seguinte tabela:

<b>Áreas (<math>m^2</math>)</b>	
Parede 1	250
Parede 2	800
Parede 3	250
Parede 4	800
Tecto	2000
Pavimento	2000

Tabela 15 – Áreas de paredes, tecto e pavimento

5. O Coeficiente global de transmissão de calor foi calculado para paredes e tecto considerando o isolante o Poliuretano e para o pavimento com o isolante aglomerado de cortiça.

Coeficiente Global de Transmissão de Calor (U)	
Paredes e Tectos ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )	0,1316
Pavimento ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )	0,1583

Tabela 16 – Coeficiente Global de Transmissão de Calor (U)

**Carga térmica devida à abertura de portas ( $Q_3$ )**

$Q_3$ (W)	
Tab	5,00
A	45,81
$Q_3$ Total (W)	4194,89

Tabela 17 – Parâmetros da carga térmica devido a abertura de portas

**Notas relativas aos cálculos**

1. Foi considerada uma porta com as seguintes medidas: 1,40 m de largura e 2,40 m de altura;
2. Foi escolhido o coeficiente minorante de 1 já que se trata se de uma porta sem cortina de ar ou lamelas;
3. O valor de duração média da abertura das portas em minutos para permitir a passagem de uma tonelada de produto foi considerado para porta de abertura automática para produtos paletizados, ou seja 0,8;
4. o fluxo diário de produto máximo possível para a câmara de 150 toneladas de produtos paletizados.

**Cargas térmicas devidas à iluminação ( $Q_4$ )**

$Q_4$ (W)	
Número de Lâmpadas	200
Potência de cada Lâmpada	12
Tempo de Funcionamento	12
$Q_4$ Total (W)	1200

Tabela 18 – Parâmetros da carga térmica devido à iluminação

**Notas relativas aos cálculos**

1. O número de lâmpadas foi estimado tendo em conta a potência de cada lâmpada e também a área da câmara.
2. Tempo de funcionamento de cada lâmpada de 12 horas.

**Cargas térmicas devidas ao pessoal de estiva ( $Q_5$ )**

$Q_5$ (W)	
Número de Pessoas na câmara	3
Tempo Permanência por dia	3
Calor Libertado Por Pessoa	420
$Q_5$ Total (W)	157,5

Tabela 19 – Parâmetros da carga térmica devido ao pessoal de estiva

Notas relativas aos cálculos

1. Considerou-se três pessoas na câmara para o tempo de 3 horas por dia;
2. O calor libertado por pessoa para as câmaras foi retirado da tabela para a temperatura de  $-25^{\circ}\text{C}$  sendo de 420 W por pessoa.

**Cargas térmicas dependentes dos produtos armazenados ( $Q_6$ )**

$Q_6$ (W)	
Massa de Produto Por dia (kg)	150000
cp (J/kg. $^{\circ}\text{C}$ )	3320
T2	-10
T3	-25
$Q_6$ Total (W)	86458,3

Tabela 20 – Carga térmica devido aos produtos armazenados

Notas relativas aos cálculos

1. O valor do calor específico (cp) acima da temperatura de congelação foi consultado numa tabela fazendo-se uma média dos valores tabelados tendo em conta que o produto em questão é refeições pré-cozinhadas e não um produto específico
2. Relativamente à massa de produto armazenado como já foi referido, foi considerado uma entrada máxima de produto por dia de 150 toneladas.

### 3.3. BALANÇO TÉRMICO MANUAL – QUADRO RESUMO

Cargas Térmicas Envolvidas	Câmara de Congelados
Paredes, Tecto e Pavimento (Q1)	44998
Abertura de Portas (Q3)	4194,9
Iluminação (Q4)	1200
Pessoal de Estiva (Q5)	157,5
Devido aos Produtos Armazenados (Q6)	86458,3
Intermédia - Total (W)	137009

Tabela 21 – Quadro resumo das cargas térmicas da câmara

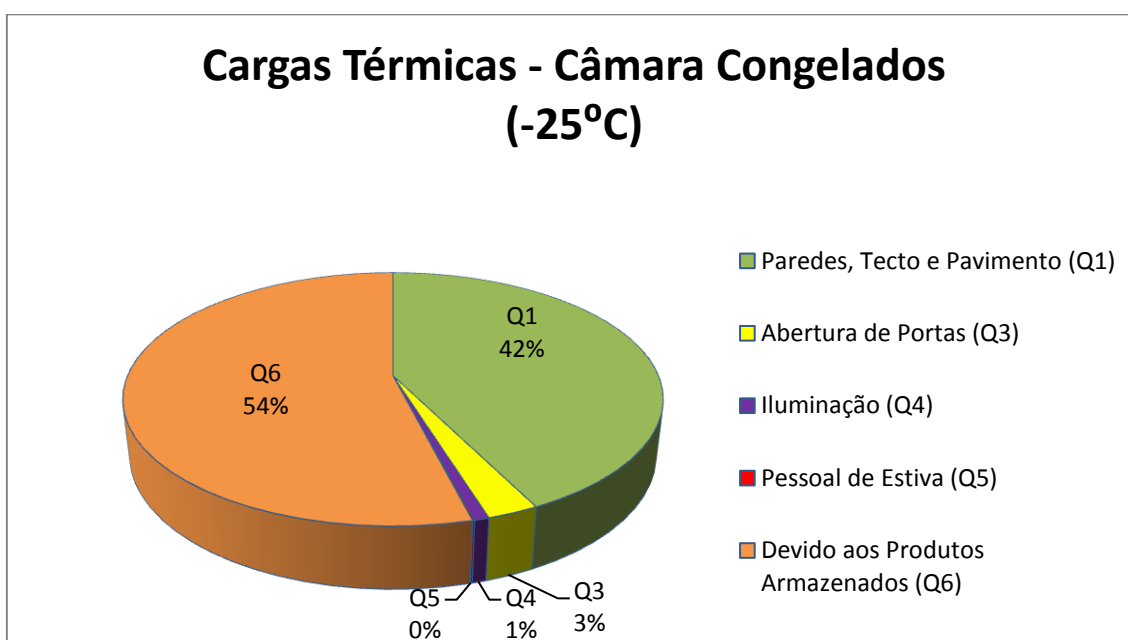


Figura 25 – Gráfico circular das cargas térmicas da câmara

#### Comentários:

1. Como se pode verificar pelo gráfico das cargas térmicas da câmara, a carga com maior peso é a dependente dos produtos armazenados ( $Q_6$ ). Este facto deve-se à grande capacidade da câmara, o que permite armazenar uma grande quantidade de produtos paletizados.
2. Verifica-se igualmente que a carga térmica das paredes, tecto e pavimento tem um peso também significativo no total das cargas, sendo este facto devido a se ter considerado todas as paredes expostas a cargas exteriores.
3. A carga térmica intermédia desta câmara é de aproximadamente **140 kW**.



### 3.4. BALANÇO TÉRMICO INFORMÁTICO

Foi utilizado para termo de comparação o cálculo de cargas térmicas informático através do programa da *Centauro*. Este software permite simular todo os cálculos efectuados até agora de uma forma mais rápida. Para confirmação que os cálculos estão bem efectuados efectuou-se a comparação com a simulação.

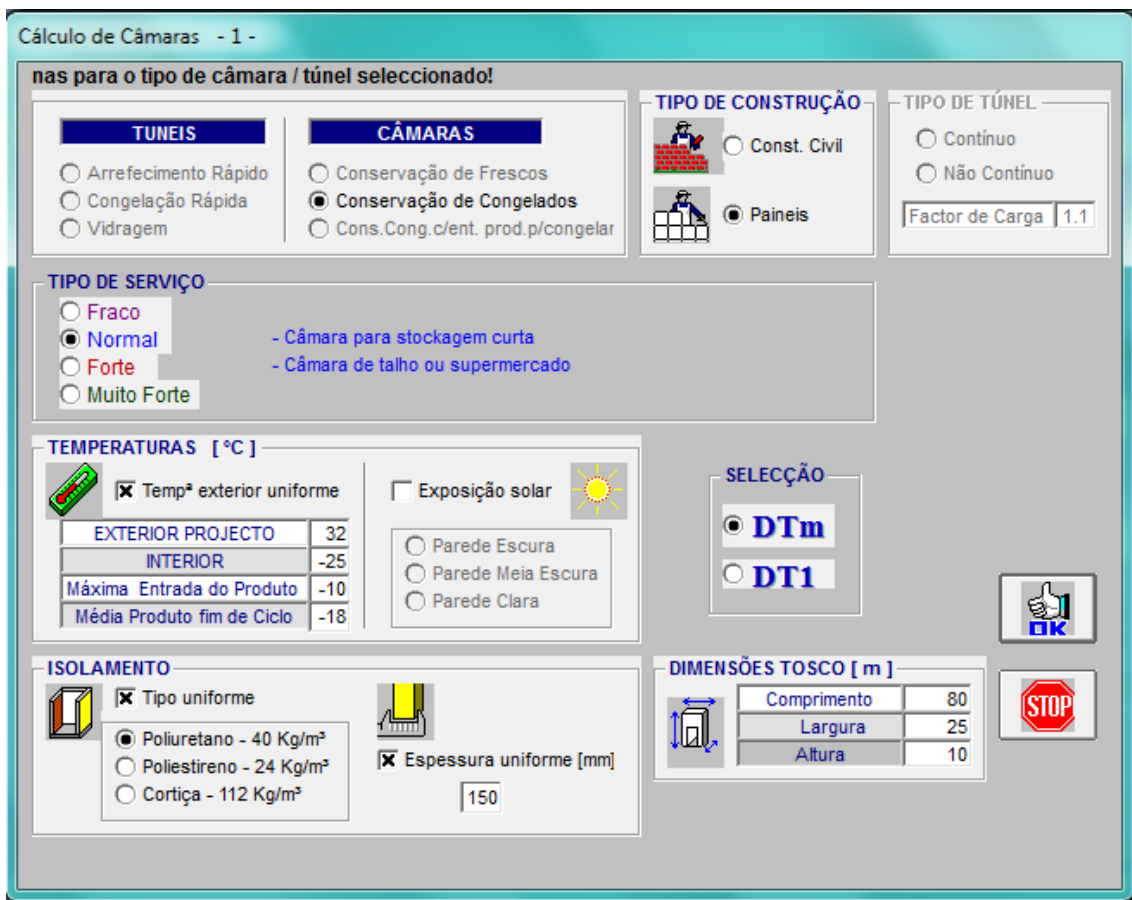


Figura 26 – Simulação do Programa da Centauro - I

Foi escolhido naturalmente uma câmara de conservação de congelados com um serviço Normal e com uma espessura uniforme de 150 mm (calculada anteriormente).

Cálculo de Câmaras - 2 -

Temperatura do Ar que se Introduz na Câmara por Renovações e Abertura de Portas: 20°C/60%HR

DENSIDADE DE CARGA:  200 Kg/m³  400 Kg/m³  250Kg/m³  450 Kg/m³  Outra

ENTRADA DIÁRIA [Kg]:  Standard (10% Capacidade Armazenagem)  Outra 150000

PRODUTO:  CARNE  PEIXE  LACTICÍNIOS  LEGUMES  FRUTA  DIVERSOS

CARNE:  Aves  Carneiro  Cordeiro  Diversos  Enchidos Frescos  Enchidos Fumeiro  Enchidos Secos  Fígado  Frango  Lombo  Novilho  Porco  Porco Fumado  Presunto  Presunto Curado  Toucinho  Vaca  Vitela

Quant.a Congelar/Arrefecer p/Ciclo [Kg]: 0  
Duração do Ciclo [h]: 0  
Quantidade a Congelar [Kg]: 0  
Nº. Renovações Automáticas: 0  
Tempo Funcionamº. Compressor [h]: 16

Produto Embalado:  Cartão  Madeira  Alumínio  Outra

% Embalagem Sobre Peso Total de Produto: 0  
Material da Embalagem: Não embalado  
Calor Específico [kcal/Kg °C]: 0

Estiva do Produto: Nº. Pessoas: 3, Tempo p/ Pessoa [h]: 3

ILUMINAÇÃO: 10.8 <W/m² <16.2W/m² 12

Use de Máquinas/Extra:

Potência [kW]: 0  
Utilização Diária [h]: 0

OK, STOP, Hand icon

Figura 27 – Simulação do Programa da Centauro - II

O produto escolhido para a simulação foi “Diversos” para que englobasse o objectivo definido para este tipo de câmaras (como já foi referido para produtos paletizados de refeições pré-cozinhadas).

BALANÇO PROVISÓRIO	
137,4	kW
118 187	kcal/h

Figura 28 – Simulação do Programa da Centauro - III

#### 4. CARACTERÍSTICAS INICIAIS E ESQUEMA DA INSTALAÇÃO

Trata-se como já foi referido de uma câmara de congelados de 20000 m<sup>3</sup> para produtos paletizados de refeições pré-cozinhadas. Este tipo de câmaras recebe refeições pré cozinhadas que foram congeladas num túnel de congelação e depois sim conservados na câmara frigorífica. Nesta câmara de conservação de congelados os produtos chegam em camiões TIR devidamente congelados com temperaturas inferiores a -10°C.

Local	Não Especificado
Fluídos Frigorígenos	R <sub>744</sub> e R <sub>717</sub> (CO <sub>2</sub> e NH <sub>3</sub> )

Tabela 22 – Características Iniciais

Câmara 1	
Dimensões	80x25x10 m
Temperatura	-25°C
Humidade Relativa	90%
Entrada máxima diária	150 ton

Tabela 23 – Características Iniciais (continuação)

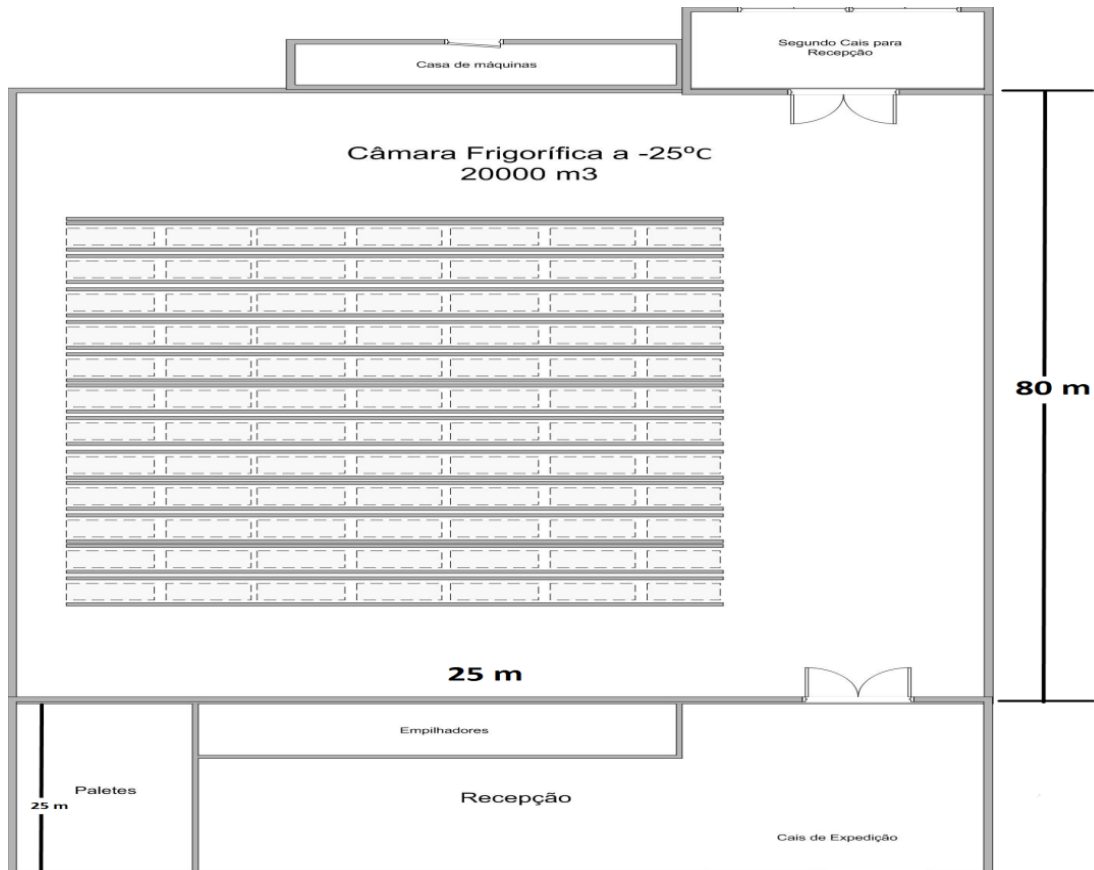


Figura 29 – Esquema em planta da câmara frigorífica

A instalação é constituída por uma casa de máquinas, a própria câmara, para além da recepção onde as paletes não utilizadas são arrumadas e os empilhadores estacionados. Dentro da câmara está representado como será feita a armazenagem dos produtos, em que as paletes vão estar posicionadas numa estrutura metálica automática que através de um motores eléctricos criará o espaço necessário para os empilhadores recolherem os produtos armazenados. O “picking” será realizado no cais de recepção/expedição.

## 5. SISTEMA FRIGORÍFICO PARA CONGELADOS (-25°C) A $CO_2/NH_3$

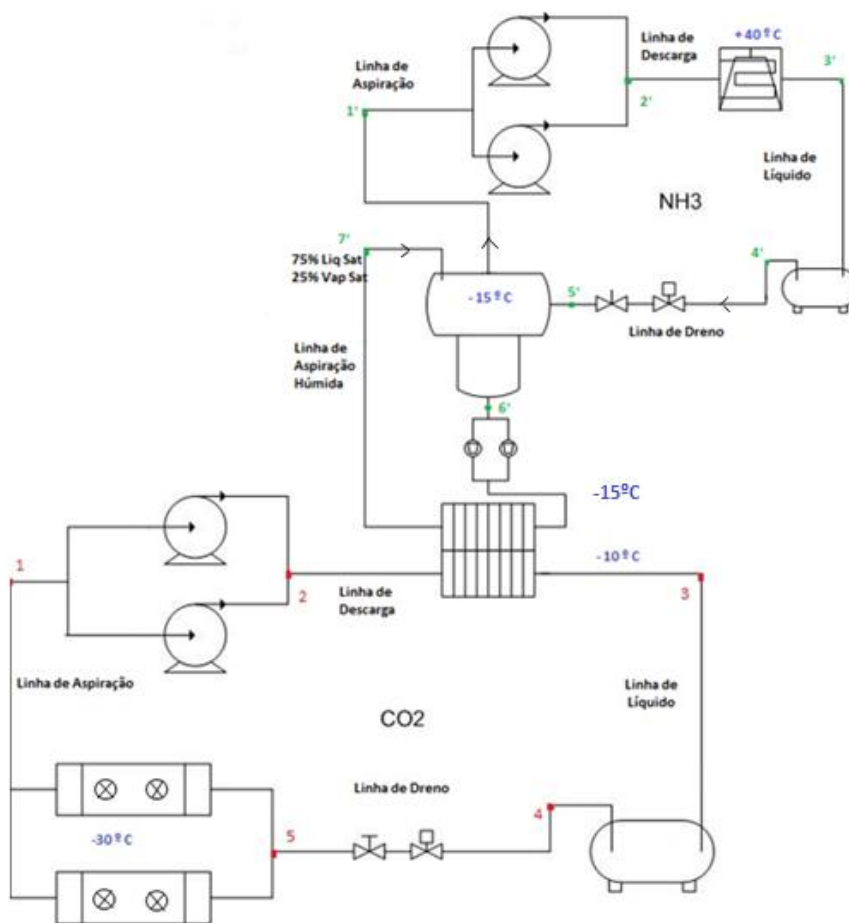


Figura 30 – Esquema do Sistema Frigorífico a  $CO_2 / NH_3$

**Legenda:**


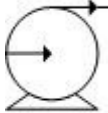

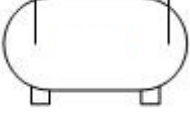




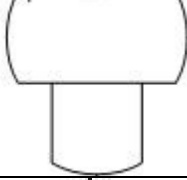

Evaporador	
Compressor	
Permutador de Calor de Placas	
Depósito de Líquido	
Válvula de Solenoide	
Válvula de Expansão	
Válvula Manual do Separador	
Condensador Evaporativo	
Separador de Líquido	
Bomba	

Tabela 24 – Legenda do esquema frigorífico a  $CO_2 / NH_3$

O sistema frigorífico é um sistema em cascata composto por dois fluidos frigorígenos ( $CO_2$  e  $NH_3$ ). Do lado das baixas temperaturas o fluido que está a trabalhar é o  $CO_2$  ou também denominado de R-744. Tem-se assim oito a onze evaporadores, dependendo do tamanho da câmara (neste caso, oito), dois compressores e outros equipamentos necessários (nomeadamente válvulas, filtros, etc.). O factor chave deste sistema está no facto de entre os dois fluidos de trabalho temos um permutador de calor de placas. Este permutador vai permitir a evaporação parcial do fluido do lado do  $NH_3$  e arrefecer bastante o fluido do lado do  $CO_2$  (condensação). Do lado das altas temperaturas o sistema é composto por dois compressores, um condensador evaporativo e um separador de líquido para além de outros componentes importantes (válvulas, filtros, depósito de líquido, etc.).

De referir que o sistema representado na figura está simplificado, faltando outros componentes referidos acima.

## 5.1. DIAGRAMA P-h E CÁLCULO DE CAUDAIS

### 5.1.1. Diagrama P-h - CO<sub>2</sub>

Para garantir as condições exigidas na câmara frigorífica (-25°C) a temperatura de evaporação vai ser de -30°C e o regime definido para o lado das temperaturas mais baixas, ou seja para o lado do CO<sub>2</sub>, vai ser -30°C/-10°C.

Temos então:

CO <sub>2</sub>	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	v (m <sup>3</sup> /kg)
1	-30	15	350	1,50	0,028
2	15	28	390	1,50	0,0105
2'	25	28	394	1,60	0,0106
3	-10	28	90	-	-
4	-15	28	85	-	-
5	-30	15	85	-	-

Tabela 25 – Propriedades Termodinâmicas da Evolução do sistema do lado do CO<sub>2</sub>

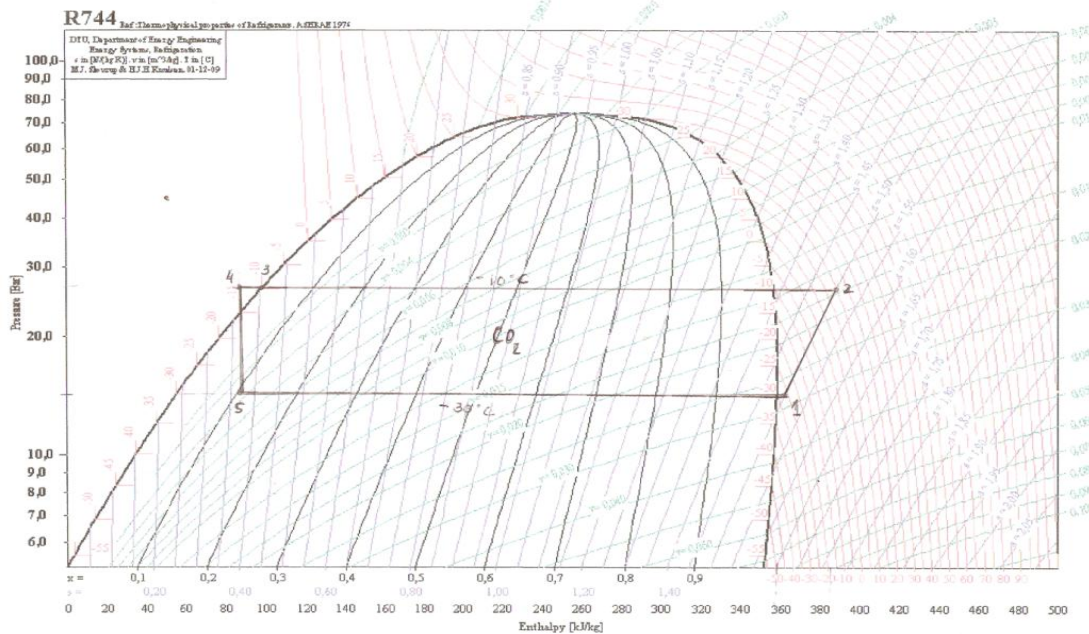


Figura 31 – Diagrama P-h do CO<sub>2</sub>

Para os cálculos efectuados o ponto 2' foi o ideal, no entanto considerando um rendimento isentrópico de 90%, temos:  $\eta_i = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2'}}$ , sendo o ponto h<sub>2'</sub> o ponto real, com as características seguintes:

	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	v (m <sup>3</sup> /kg)
2'	25	28	394	1,60	0,0106

Tabela 26 – Propriedades Termodinâmicas do ponto 2' do lado do CO<sub>2</sub>

### 5.1.2. Diagrama P-h - NH<sub>3</sub>

Do lado das altas temperaturas, sendo o fluído frigorígeno NH<sub>3</sub> que está a trabalhar, o regime definido é de -15 °C/+ 40°C.

NH <sub>3</sub>	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	v (m <sup>3</sup> /kg)
1'	-15	2,8	1460	5,85	0,5
2'	110	16	1710	5,85	0,12
2''	130	16	1737	5,90	0,125
3'	40	16	380	-	-
4'	35	16	350	-	-
5'	-15	2,8	350	-	-
6'	-15	2,8	120	-	-
7'	-15	2,8	455	-	-

Tabela 27 – Propriedades Termodinâmicas do sistema frigorífico do lado do NH<sub>3</sub>

O ponto 7' como é referido na figura acima é composto por 75% Líquido Saturado e 25% de Vapor Saturado, desta forma:

$$h_{7'} = h_{6'} + 0,25 (h_{1'} - h_{6'}) = h_f + 0,25 (h_g - h_f)$$

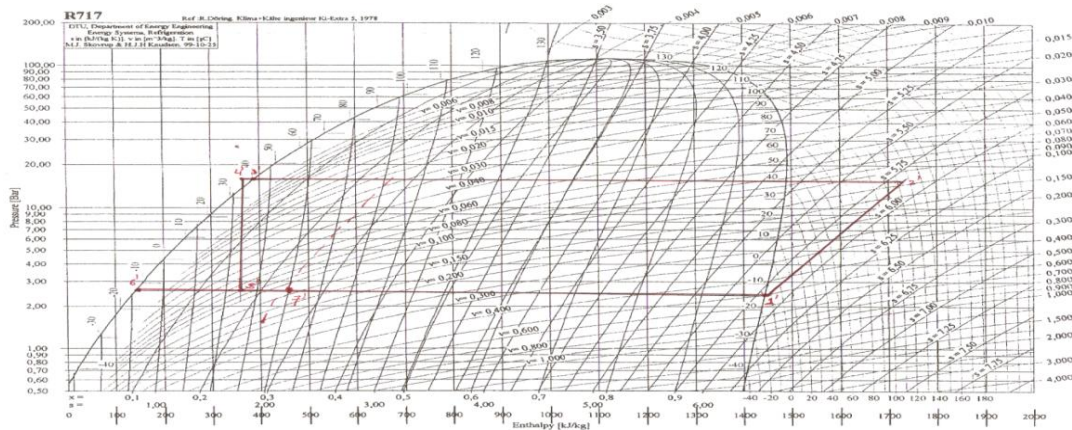


Figura 32 – Diagrama P-h do NH<sub>3</sub>

Para os cálculos efectuados o ponto 2' foi o ideal, no entanto considerando um rendimento isentrópico de 90%, temos que:  $\eta_i = \frac{h_{1'} - h_{2'}}{h_{1'} - h_{2''}}$ , sendo o ponto h<sub>2''</sub> o ponto real, com as características seguintes:

	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	v (m <sup>3</sup> /kg)
2''	130	16	1737	5,90	0,125

Tabela 28 – Propriedades Termodinâmicas do ponto 2''



### 5.1.3. Cálculo de Caudais - CO<sub>2</sub>

Com os pontos do sistema de ambos de fluidos definidos, pode-se então calcular os caudais que estão em “jogo” e finalmente a carga que é transferida no permutador e a do Condensador Evaporativo.

Inicialmente tem-se que:

$$(Q_L) Q_{evap} = 140 \text{ kW}$$

$$Q_{evap} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_5) \Leftrightarrow 140 = \dot{m}_{CO_2} \cdot (350 - 85)$$

Desta forma obtém-se que o caudal que circula do lado do CO<sub>2</sub> é de:  $\dot{m}_{CO_2} = 0,53 \text{ kg/s}$

Trabalho de Compressão:  $|W_c| = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_2 - h_1) = 23,3 \text{ kW (23,3 kJ/s)}$

Sabendo o caudal que circula do lado das baixas temperaturas e calculada a potência de compressão que é efectuada é possível obter a quantidade de calor que é transferido no permutador de calor, da seguinte forma:  $Q_{Permutador} = Q_{evap} + W_c = 163,3 \text{ kW}$

De referir que esta quantidade de calor transferida no permutador também pode ser calculada da seguinte forma:  $Q_H = Q_{Permutador} = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_2 - h_3)$

Tal como é referido acima o permutador comporta-se como se tratasse de um condensador do lado do CO<sub>2</sub> e comporta-se como se tratasse do Evaporador do lado do NH<sub>3</sub>.

### 5.1.4. Cálculo de Caudais - NH<sub>3</sub>

Calculada então a quantidade de calor que é transferido pelo CO<sub>2</sub> no permutador, e tratando-se de um permutador de placas, esta quantidade de calor servirá também para a obtenção dos caudais do lado do NH<sub>3</sub>. Em primeiro lugar calcula-se o caudal que circula na linha de aspiração húmida.

$$Q_{Permutador} = \dot{m}_{NH_3(1)} \cdot (h_{7'} - h_{6'}) = 163,3 = \dot{m}_{NH_3(1)} \cdot (455 - 160)$$

Tem-se finalmente:  $\dot{m}_{NH_3(1)} = 0,55 \text{ kg/s}$

Para cálculos posteriores apenas se considera 25% deste caudal, ou seja:  $\dot{m}_{NH_3(1)} = 0,14 \text{ kg/s}$



Para se obter o caudal que circula na tubagem principal do sistema do lado do  $NH_3$  é necessário fazer-se então um balanço de massa ao Separado de Líquido.

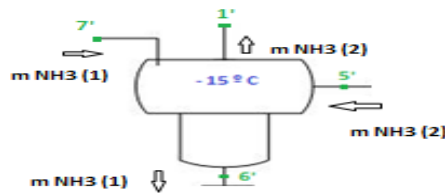


Figura 33 – Balanço de massa ao Separador de Líquido

$$m_{NH_3(1)} \cdot h_7 + m_{NH_3(2)} \cdot h_5 = m_{NH_3(2)} \cdot h_1 + m_{NH_3(1)} \cdot h_6$$

Finalmente tem-se que:  $m_{NH_3(2)} = 0,17 \text{ kg / s}$

Trabalho de Compressão:  $|W_c| = \dot{m}_{NH_3(2)} \cdot (h_2'' - h_1') = 38,8 \text{ kW}$

Finalmente com os dados obtidos é possível obter a potência do condensador evaporativo:

$$Q_H = Q_{cond} = \dot{m}_{NH_3(2)} \cdot (h_2' - h_3') = W_c + Q_{Permutador} = 202 \text{ kW}$$

## 5.2. Diferenciais Térmicos

Um parâmetro que deve ser imediatamente definido é a temperatura de condensação do **Condensador Evaporativo**. Esta temperatura deve ser:

$$t_{condensação} = t_{bh} + (14 \text{ a } 15^{\circ}C)$$

Sendo a temperatura de bolbo húmido a temperatura considerada para Lisboa de  $25^{\circ}C$ .

Tem-se então:  $t_{condensação} = 25 + 15^{\circ}C = 40^{\circ}C$

Relativamente ao **Evaporador**, a sua temperatura de evaporação está definida, ou seja  $-30^{\circ}C$ . No entanto usando a Diferença Média Aritmética de Temperatura, e possível estimar a que temperaturas o ar circula entre a entrada e a saída do evaporador.

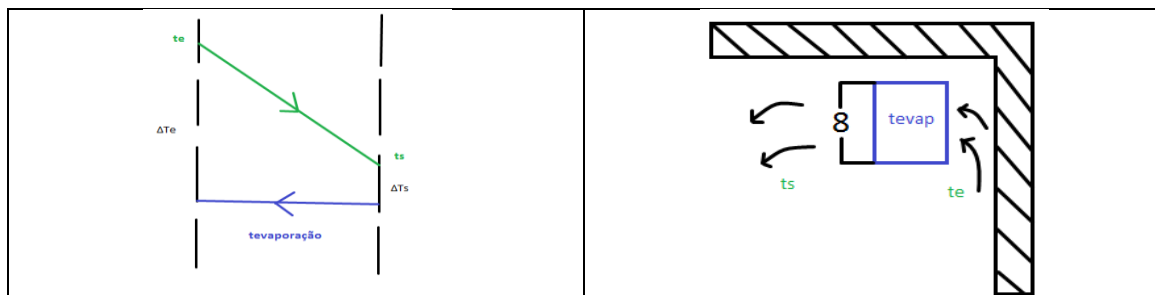


Figura 34 – Processos Térmicos no Evaporador

Considerando um  $\Delta T_m = 5^{\circ}\text{C}$  e se  $\Delta T_m = \frac{t_e + t_s}{2} - t_{evap}$ , sendo:

$t_e$  – *Temperatura do ar de entrada no Evaporador*

$t_s$  – *Temperatura do ar que é enviado para a câmara, de saída do Evaporador*

Pode-se assim estimar que a temperatura do ar que circula na câmara e volta a entrar no evaporador é de aproximadamente  $-22^{\circ}\text{C}$  com 80 % de humidade relativa e a de saída que volta a entrar na câmara de  $-28^{\circ}\text{C}$ , com os requeridos 90 % de humidade relativa.

## **6. DIMENSIONAMENTO DE TUBAGENS PARA O SISTEMA FRIGORÍFICO A CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub>**

Para dimensionar as tubagens de ambos os fluidos de trabalho, recorreu-se a um método de cálculo simples. Apenas se teve em atenção ao volume específico utilizado, tomando em conta se está na fase de líquido ou na fase de vapor.

### **6.1. Método de Cálculo**

Conhecendo o caudal mássico que circula nas tubagens:  $\frac{\dot{V}}{v} = \dot{m} \Leftrightarrow \dot{V} = \dot{m} \cdot v$

Sendo:

1.  $\dot{V}$  – Caudal volúmico que circula em cada linha de tubagem ( $m^3/s$ )
2.  $\dot{m}$  – Caudal mássico calculado anteriormente (kg/s)
3.  $v$  – Volume Especifico do fluído ( $m^3/kg$ )

De seguida tem-se que:  $\dot{V} = C \cdot A \Leftrightarrow A = \frac{\dot{V}}{c}$

Sendo:

1.  $\dot{V}$  – Caudal volúmico que circula em cada linha de tubagem ( $m^3/s$ )
2.  $C$  – Velocidade aconselhada para cada linha de tubagem (m/s)
3.  $A$  – Área do tubo ( $m^2$ )

Finalmente os diâmetros interiores do Tubo obtêm-se da seguinte forma:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\Pi}}$$

As velocidades recomendadas são as seguintes:

Linha de Aspiração Seca	10 a 12 m/s
Linha de Aspiração Húmida	8 m/s
Linha de Líquido	0,5 a 1 m/s
Linha de Descarga do Compressor	8 a 10 m/s
Linha de Dreno	0,5 a 1m/s

Tabela 29 – Velocidades recomendadas das respectivas linhas

## 6.2. Resultados Obtidos

### 6.2.1. Tubagens do Lado do $CO_2$

Do lado do  $CO_2$ , os diâmetros obtidos nas várias linhas foram os seguintes:

T (°C)	v ( $m^3/kg$ )	$\dot{V}$ ( $m^3/s$ )	Diâmetro (mm)	$D_{normalizado}$ (pol)
<b>Linha de Aspiração</b>				
-30	0,027001	0,0145	40,0	1 <sup>3/4</sup> '
<b>Linha de Descarga</b>				
+ 15	0,006323	0,0034	21,0	7/8
<b>Linha de Líquido</b>				
-10	1,019 x 10 <sup>-3</sup>	5,4 x 10 <sup>-4</sup>	26,2	1 <sup>1/4</sup> '
<b>Linha de Dreno</b>				
- 15	9,94 x 10 <sup>-4</sup>	5,26 x 10 <sup>-4</sup>	26,0	1 <sup>1/4</sup> '

Tabela 30 – Características e diâmetros das diversas linhas do  $CO_2$

### 6.2.2. Correção da Velocidade

Com os diâmetros normalizados escolhidos para as tubagens de  $CO_2$  cabe agora corrigir as velocidades recomendadas para as velocidades reais que o caudal tem em cada linha.

Através das fórmulas já referenciadas no método de cálculo tem-se então:

Linha da Tubagem	Velocidade Corrigida (m/s)
Aspiração	10
Descarga	8,7
Líquido	0,7
Dreno	0,7

Tabela 31 – Velocidade corrigida de cada linha

### 6.2.3. Tubagens do Lado do $NH_3$

Do lado do  $NH_3$ , os diâmetros obtidos nas várias linhas foram os seguintes:

T (°C)	v ( $m^3/kg$ )	$\dot{V}$ ( $m^3/s$ )	Diâmetro (mm)	$D_{normalizado}$ (pol)
<b>Linha de Aspiração</b>				
-15	0,5087	0,0866	95,6	4'
<b>Linha de Descarga</b>				
+ 110	0,12	0,0204	51,0	2 <sup>1/4</sup> '
<b>Linha de Líquido</b>				
+ 40	1,726 x 10 <sup>-3</sup>	2,93 x 10 <sup>-4</sup>	19,3	1'
<b>Linha de Dreno</b>				
+ 35	1,702 x 10 <sup>-3</sup>	2,89 x 10 <sup>-4</sup>	19,2	1'
<b>Aspiração Húmida</b>				
-15	0,105	0,0147	48,4	2'

Tabela 32 – Características e diâmetros das diversas linhas do lado do  $NH_3$

Para a linha de Aspiração Húmida, o cálculo é feito de uma forma idêntica aos restantes, aparte do volume específico que é calculado da seguinte forma:

$$v_{7i} = v_f + 0,25 (v_g - v_f)$$

#### **6.2.4. Correção da Velocidade - $NH_3$**

Com os diâmetros normalizados escolhidos para as tubagens de  $NH_3$  cabe agora corrigir as velocidades recomendadas para as velocidades reais que o caudal tem em cada linha.

Através das fórmulas já referenciadas no método de cálculo tem-se então:

<b>Linha da Tubagem</b>	<b>Velocidade Corrigida (m/s)</b>
Aspiração	10,7
Descarga	8,9
Líquido	0,6
Dreno	0,6
Aspiração Húmida	7,8

Tabela 33 – Velocidade corrigida de cada linha

## 7. CARACTERIZAÇÃO GERAL DO SISTEMA

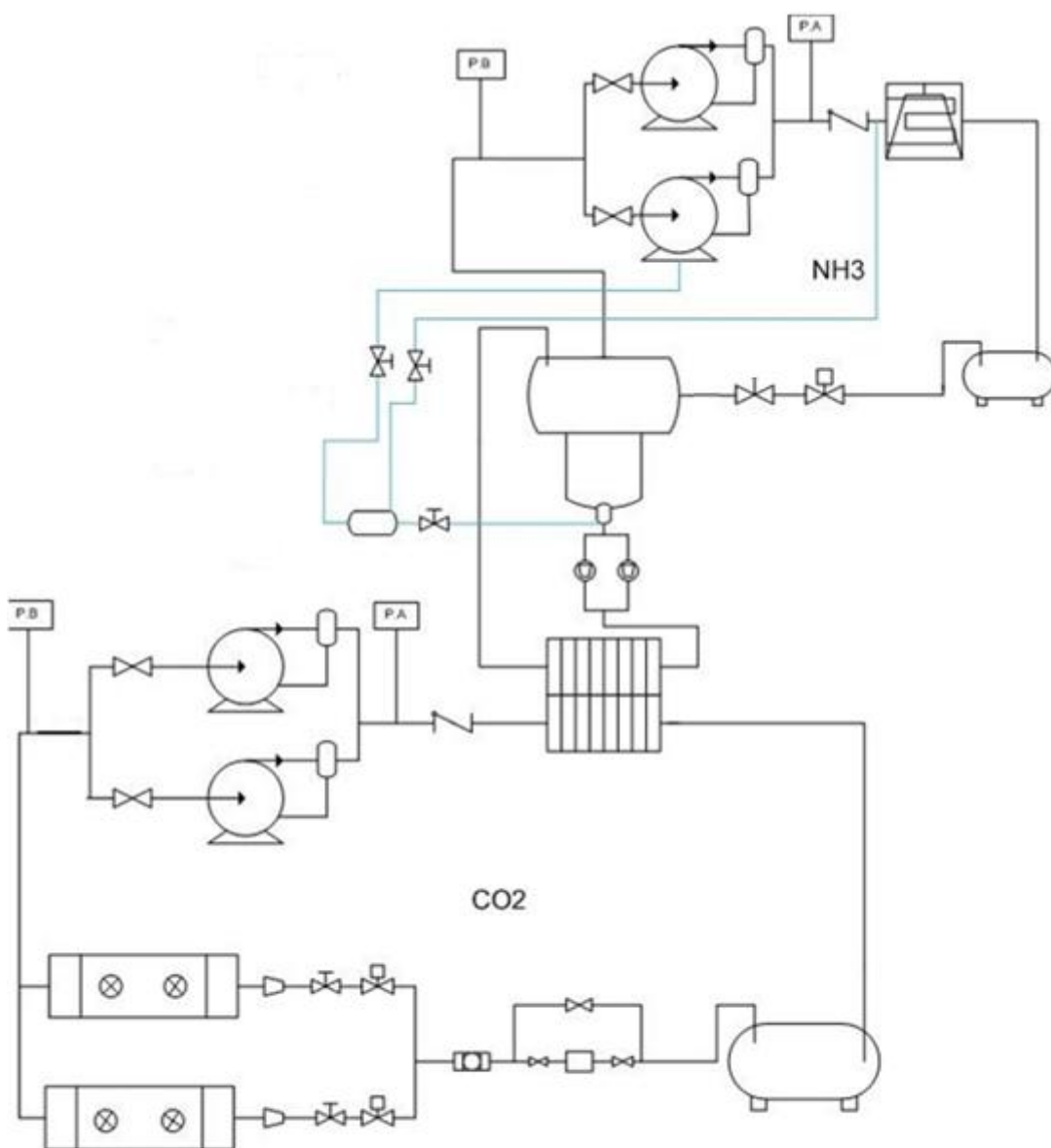


Figura 35 – Esquema completo do sistema frigorífico a  $\text{CO}_2 / \text{NH}_3$

**Legenda:**


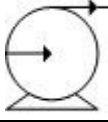

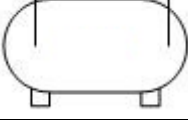




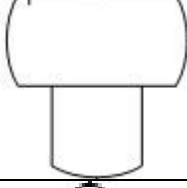






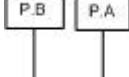

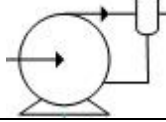
Evaporador	
Compressor	
Permutador de Calor de Placas	
Depósito de Líquido	
Válvula de Solenoide	
Válvula de Expansão Termostática	
Válvula Manual do Separador	
Condensador Evaporativo	
Separador de Líquido	
Bomba	
Distribuidor de Líquido	
Visor de Líquido	
Válvula de Globo ou Passagem	
Filtro Excicador	
Válvula de Retenção	
Pressostatos de Baixa e Alta Pressão	
Barrilete de Óleo	
Compressor com Separador de Óleo	

Tabela 34 – Legenda do esquema completo do sistema frigorífico





O factor de correcção dependente do tipo de líquido não foi possível retirar do catálogo em questão, devido ao facto de não existir para o  $CO_2$ , desta forma considerou-se 1.

Tem-se finalmente:  $Q_{sm} = 45,74 \text{ kW}$

Considerando o fabricante da FRIGA – BOHN, é possível seleccionar um evaporador com alheta de alto rendimento com uma potência unitária de **50,55 kW**. De referir que o DT1 considerado deve ser o mais baixo possível tratando se de um caso de armazenagem de produtos congelados e pelo facto de se pretender humidades relativas altas para evitar a sublimação.

NKH ... S		H = aleta de alto rendimento												9 mm	
Modelos	NKH ... S	1x6D B3	2x6Y B1	2x6D B1	2x6Y B2	2x6D B2	3x6D B1	2x6D B3	4x6Y B1	4x6D B1	3x6D B2	4x6D B2	3x6D B3	4x6D B3	
Potencia	DT1 = 7K - SC3 (1)	kW (6)	16,61	17,88	20,38	23,87	27,60	30,58	33,25	35,78	40,78	41,41	50,29	49,99	60,90
	DT1 = 6K - SC4 (1)	kW (6)	14,10	15,11	17,18	20,26	23,37	25,79	28,22	30,24	34,39	35,08	41,58	42,39	50,55
Superficie		m <sup>2</sup>	74,9	74,9	74,9	112,3	112,3	112,3	149,8	149,8	149,8	168,5	224,6	224,7	299,5
Volumen circuitos		dm <sup>3</sup>	28,7	28,7	28,7	43,1	43,1	43,1	57,5	55,7	55,7	64,6	83,5	86,2	111,3
Ventilador *	Núm. x Ø	mm	1 x 630	2 x 630	2 x 630	2 x 630	2 x 630	3 x 630	2 x 630	4 x 630	4 x 630	3 x 630	4 x 630	3 x 630	4 x 630
	Caudal de aire	m <sup>3</sup> /h (6)	13400	22600	29600	21400	28100	44400	26800	45200	59200	42150	56200	40200	53600
	Proyección aire (2)	m (6)	33	29	38	28	36	45	35	38	50	42	48	40	46
Desescarche eléctrico	Ω	Núm.	12	6	6	9	9	6	12	6	6	9	9	12	12
	400 V/3/50 Hz	W	13800	13200	13200	19800	19800	19500	26400	25800	25800	29250	38700	39000	51600
Peso neto		A	19,9	19,1	19,1	28,6	28,6	28,1	38,1	37,2	37,2	42,2	55,9	56,3	74,5
		kg	210	280	280	320	320	400	360	510	510	450	570	510	640
Dimensiones	L	mm	1665	2865	2865	2865	2865	4065	2865	5265	5265	4065	5265	4065	5265
	H	mm	1115	1115	1115	1115	1115	1158	1115	1158	1158	1158	1158	1158	1158
	P	mm	900	900	900	900	900	900	900	900	900	900	900	900	900

\* 400 V/3/50 Hz : Δ = 1900 W máx - 3,20 A máx - Y = 1200 W máx - 1,95 A máx (5)

Figura 37 – Quadro de selecção do Evaporador



Figura 38 – Evaporador NKH ... S

### 8.1.2. Compressores

De referir que ambos os ciclos vão ser compostos por um grupo de dois compressores cada. Desta forma tem-se que:  $Q_{int} \times 1,2 = Q_{previsional} = 170 \text{ kW}$

Sendo dois compressores:  $Q_{previsional} = 170 \text{ kW} / 2 \text{ Compressores} = 85 \text{ kW}$

Utilizando o programa da *Bitzer*, selecciona-se então os compressores para  $CO_2$ .

Compressor modelo	4PSL-25K-40P	4NSL-30K-40P
Capac. Frigorífica	77.5 kW	90.8 kW
Capac. Frigorífica *	77.5 kW	90.8 kW
Capacidade Evaporador	77.5 kW	90.8 kW
Potência absorvida	14.90 kW	17.35 kW
Corrente (400V)	27.4 A	30.7 A
Faixa de Tensão	380-420V	380-420V
Capacidade Condensado	92.4 kW	108.2 kW
COP/EER	5.20	5.23
COP/EER*	5.20	5.23
Vazão em massa	1033 kg/h	1210 kg/h
Modo de operação	Standard	Standard
Temp. gás de Descarga	43.3 °C	43.0 °C

Figura 39 – Selecção do compressor através do programa da *Bitzer*

Naturalmente que o compressor escolhido foi o modelo **4NSL-30K-40P** com uma capacidade frigorífica de **90,8 kW**, superior à pretendida.

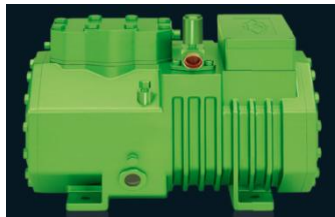


Figura 40 – Compressor 4NSL-30K-40P

### 8.1.3. Depósito de Líquido

Para a selecção deste equipamento há que ter em conta o volume necessário. Para o seu cálculo:

$$V_{depósito} = 0,15 \times \text{número de evaporadores} \times \text{Volume interno do evaporador}$$

Sendo o Volume interno do evaporador retirado do catálogo de evaporadores apresentado acima tem-se:  $V_{depósito} = 133,6 \text{ dm}^3$ . Através de um catálogo da Bitzer, seleccionou-se o modelo **F1602K** com uma capacidade máxima de  $160 \text{ dm}^3$

Technische Daten / Anschlüsse				Technical data / Connections				Caractéristiques techniques / Raccords			
Type	Behälter-Inhalt	Maximale Füllung ①		Gewicht	Anschlüsse		Anschlussgewinde		Manometer		Schau-gläser
Type	Receiver volume	Maximum charge ①		Weight	Connections		Joining threads		Gauge		Sight glasses
Type	Contenance du réservoir	Charge max. ①		Poids	Raccords		Raccords filetés		Manomètre		Voyants
	dm <sup>3</sup> (l)	CO <sub>2</sub> kg	R410A kg	kg	Entrée Ø	Sortie Ø ②	Entrée	Sortie			
					Zoll	Zoll					
					mm	inch					
F302K	30	23,6	29,3	27,5	2 x 22	2 x 7/8"	22	7/8"	2 x 1 1/4"-12 UNF	1 1/4"-12 UNF	2
F562K	56	44,1	54,7	48	2 x 22	2 x 7/8"	22	7/8"	2 x 1 1/4"-12 UNF	1 1/4"-12 UNF	7/16"-20
F1052K	105	82,7	102,5	87	2 x 22	2 x 7/8"	22	7/8"	2 x 1 1/4"-12 UNF	1 1/4"-12 UNF	UNF
F1602K	160	126,0	156,2	127	2 x 28	2 x 1 1/8"	28	1 1/8"	2 x 1 3/4"-12 UNF	1 3/4"-12 UNF	2

Figura 41 – Selecção do Depósito de Líquido do lado do CO<sub>2</sub>



Figura 42 – Depósito de líquido F1602K

### 8.1.4. Separador de Óleo

Cada compressor vai ter um separador de óleo. De referir que o caudal ao dividir-se para cada compressor vai ser dividido por dois, o que desta forma leva a que o diâmetro da tubagem também seja diferente. O diâmetro calculado está entre 5/8" e 3/4" e assim o modelo escolhido da **Temprite** foi o seguinte:

Model	131	133A	135A	137A
Connection Size	1/4" NPT	1/2" NPT*	3/4" NPT*	1-1/4" NPT*
Temp C				
+14.7	19.8 kW	33.0	120.0	330.0
+9.7	18.1	30.2	110.0	302.0
-5.0	11.5	19.2	70.0	192.0
-6.7	11.2	18.7	68.5	188.0
-12.2	9.1	15.2	55.4	151.9
-17.8	6.6	11.1	40.4	110.7
-23.3	3.9	6.6	24.2	66.1
-28.9	2.3	3.9	14.2	39.4

Figura 43 – Selecção do Separador de óleo para os compressores a CO<sub>2</sub>

Também se teve em conta a temperatura na linha de descarga, que é de 15°C, aproximando-se assim do valor tabelado.



Figura 44 – Separador de óleo 135A

### 8.1.5. Válvula de Solenoide

Cada Evaporador vai ser composto por uma válvula deste tipo, uma válvula de expansão e um distribuidor de líquido. Sendo assim o caudal que circula na linha de dreno é dividido por oito. A tubagem para cada evaporador tem um diâmetro de 3/8". Consultando um Catálogo da *Danfoss*, foi escolhido o modelo **EVR 3**.

Type	Opening differential pressure with standard coil $\Delta p$ bar					$k_v$ value <sup>1)</sup> m <sup>3</sup> /h	Temperature of medium	Refrigerant	Max. working pressure PB
	Max. (MOPD liquid <sup>2)</sup> )								
	Min.	10 w.a.c.	12 w.a.c.	20 w.a.c.	20 w.d.c.				
EVR 2	0.0	25	25	38	18	0.16	-40°C → +105°C for 10 or 12 w coil Max. 130°C during defrost  -40°C → 80°C for 20 watt coil	R410A R744 (CO <sub>2</sub> ) HCFC HFC	45.2 barg
EVR 3	0.0	21	25	38	18	0.27			
EVRH 6	0.05	21	25	38	18	0.8			
EVRH 10	0.05	21	25	38	18	1.9			
EVRH 15	0.05	21	25	38	18	2.6			
EVRH 20 (a.c.)	0.05	21	25	38		5.0			
EVRH 20 (d.c.)	0.05				16	5.0			

<sup>1)</sup> The  $k_v$  value is the water flow in m<sup>3</sup>/h at a pressure drop across the valve of 1 bar  $\rho = 1000$  kg/m<sup>3</sup>

<sup>2)</sup> MOPD for media in gas form is approx. 1bar greater

Type	Required coil type	Connection		Code no.	
		in.	mm	in.	mm
EVR 2	a.c. / d.c.	1/4	6	032F1201	032F1202
EVR 3		3/8	10	032F1204	032F1208
EVR 3		1/4	6	032F1206	032G1207
EVRH 6		3/8	10	032G1052	032G1053
EVRH 10	a.c.	1/2	12	032G1054	032G1055
EVRH 15		5/8	16	032G1056	032G1056
EVRH 20		7/8	22	032G1057	032G1057
EVRH 20		d.c.	7/8	22	032G1058

Figura 45 – Seleção da válvula de solenoide



Figura 46 – Válvulas de solenoide da série **EVR** e **EVRH**

### 8.1.6. Válvula de Retenção

A válvula de Retenção foi escolhida da marca *Danfoss* do tipo **NRVH** que são válvulas que podem ser utilizadas também para o  $CO_2$ .

Tipo	Versão		Conexão Pol.		Queda de pressão na válvula $\Delta p$ (bar)	Valor de $k_v$ (m <sup>3</sup> /h)		
			Tamanho	Nº de código				
NRV6	Passagem direta	Rosca	1/4	020-1040	0,07	0,56		
NRV10			3/8	020-1041		1,43		
NRV12			1/2	020-1042		2,05		
NRV16			5/8	020-1043		3,6		
NRV19			3/4	020-1044		5,5		
NRV6s		Passagem direta	Rosca	1/4	020-1010	0,07	0,56	
NRV6s <sup>(1)</sup>				3/8	020-1057			
NRVH6s <sup>(1)</sup>				3/8	020-1069		0,3	
NRV10s				3/8	020-1011		0,07	1,43
NRVH10s				3/8	020-1046		0,3	
NRV10s <sup>(1)</sup>			1/2	020-1058	0,07			
NRVH10s <sup>(1)</sup>			1/2	020-1070	0,3			
NRV12s			1/2	020-1012	0,05	2,05		
NRVH12s			1/2	020-1039	0,3			
NRV12s <sup>(1)</sup>			5/8	020-1052	0,05			
NRVH12s <sup>(1)</sup>			5/8	020-1064	0,3			
NRV16s			5/8	020-1018	0,05	3,6		
NRVH16s			5/8	020-1038	0,3			
NRV16s <sup>(1)</sup>			3/4	020-1059	0,05			
NRVH16s <sup>(1)</sup>	3/4		020-1071	0,3				
NRV19s	3/4		020-1019	0,05	5,5			
NRVH19s	3/4		020-1023	0,3				
NRV19s <sup>(1)</sup>	7/8		020-1054	0,05				
NRVH19s <sup>(1)</sup>	7/8		020-1066	0,3				
NRV22s	7/8	020-1020	0,04	8,5				
<b>NRVH22s</b>	7/8	<b>020-1032</b>	<b>0,3</b>					
NRV22s <sup>(1)</sup>	1 1/8	020-1060	0,04					
NRVH22s <sup>(1)</sup>	1 1/8	020-1072	0,3					
NRV28s	1 1/8	020-1021	0,04	19,0				
NRVH28s	1 1/8	020-1029	0,3					
NRV28s <sup>(1)</sup>	1 3/8	020-1056	0,04					
NRVH28s <sup>(1)</sup>	1 3/8	020-1068	0,3					
NRV35s	1 3/8	020-1026	0,04	29,0				
NRVH35s	1 3/8	020-1034	0,3					
NRV35s <sup>(1)</sup>	1 5/8	020-1061	0,04					
NRVH35s <sup>(1)</sup>	1 5/8	020-1073	0,3					

Figura 47 – Seleção da Válvula de retenção

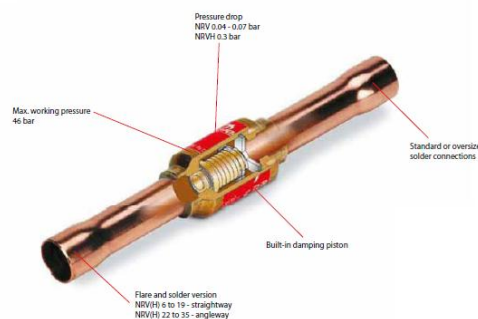


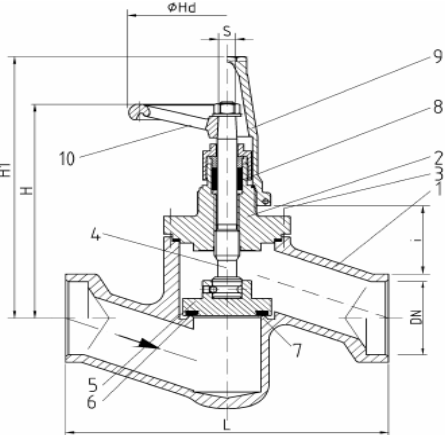
Figura 48 – Válvula de Retenção do tipo **NRVH**

### 8.1.7. Válvula de Globo ou Passagem

Para este tipo de válvulas escolheu-se um modelo da *Parker*. De referir que o diâmetro requerido para este tipo de válvulas é de  $1^{1/4}$ ', tanto na linha de dreno, como antes dos compressores (em que nesse caso o caudal é dividido para cada compressor e o diâmetro é mais pequeno que na tubagem principal).

INCH	L	H	H1	ØHd	S	i	++
1/2	130	190	200	80	8	52	25
3/4	130	193	203	80	8	48	25
1	150	252	262	100	11	70	46
1 1/4	160	254	264	100	11	70	46
1 1/2	200	270	280	140	11	60	60
2	230	275	285	140	11	58	60

Figura 49 – Selecção da Válvula de globo ou passagem



**HERL T51F-CO2 T51F.L-CO2**  
**T52F-CO2 T52F.L-CO2**

**Durchgang-Absperrventil**      **Globe Shut Off Valve**

Für trockenes CO2      for dry CO2

-60°C / +160 °C

**DN 1/2"-1 1/4":**

TS/°C	-60	-40	-10	+50	+100	+160
PS/bar	13	39	52	52	36	33

**DN 1 1/2"-2":**

TS/°C	-60	-50	-10	+50	+100	+160
PS/bar	39	52	52	52	36	33

Ausführung nach: / according to:  
EN 12284, EN 378, ISO 5149

Baulänge: / Length:  
HERL-Standard

Figura 50 – Válvula de Passagem T51F.L-CO2

### 8.1.8. Válvula de Expansão

Para esta válvula havia dois modelos disponíveis, da *Danfoss* e da *Emerson*. No entanto a válvula de expansão termostática da *Danfoss* não permitia um caudal que era exigido para a linha em questão. Desta forma optou-se pelo modelo **CX4-CO2** da *Emerson*.

Type	Part No.	Kv, m³/h	Capacity modulation	Inlet connection ODF	Outlet connection ODF	Electric connector
CX4-CO2	801 990	0.21	10 ... 100%	3/8"	5/8"	M12 plug
CX5-CO2	801 991	0.68		5/8" (16 mm)	7/8" (22 mm)	
CX6-CO2	801 992	1.57		7/8"	1-1/8"	
CX7-CO2	801 993	5.58		1-1/8"	1-1/8"	

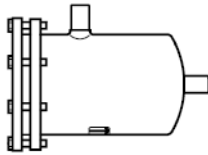


Figura 51 – Selecção da Válvula de Expansão Termostática CX4-CO2

### 8.1.9. Filtro Excicador

O filtro excicador, com a função de retirar humidade ao sistema, o modelo compatível para  $CO_2$  é o modelo **DCR 04811** da *Danfoss*.

#### Ordering



Filter drier housing without solid core

Type	Connection, steel conn. <sup>1)</sup>		Type	Connection, Cu-connection			Number
	Weld in.	Code no.		Solder ODF		Code no.	
				in.	mm		
DCR 0485	1/2	023U1050	DCR 0485s	5/8	16	023U2250	1
DCR 0487	3/4	023U1051	DCR 0487s	7/8	22	023U2251	1
DCR 0489	1	023U1052	DCR 0489s	1	28	023U2252	1
DCR 0489	1	023U1053	DCR 0489s	1 1/8		023U2253	1
DCR 04811	1 1/4	023U1054	DCR 04811s	1 3/8	35	023U2254	1
DCR 04813	1 1/2	023U1055	DCR 04813s	1 5/8		023U2255	1
DCR 04817	2	023U1057	DCR 04817s	2 1/8	42	023U2256	1
DCR 04821	2 1/2	023U1076	DCR 04821s	2 5/8	54	023U2257	1
DCR 0967	3/4	023U1058	DCR 0967s	7/8	22	023U2258	2
DCR 0969	1	023U1059	DCR 0969s	1	28	023U2259	2
DCR 0969	1	023U1060	DCR 0969s	1 1/8		023U2260	2
DCR 09611	1 1/4	023U1061	DCR 09611s	1 3/8	35	023U2261	2
DCR 09613	1 1/2	023U1062	DCR 09613s	1 5/8		023U2262	2
DCR 09613	1 1/2	023U1063	DCR 09613s	2 1/8	42	023U2263	2
DCR 09617	2	023U1064	DCR 09617s	2 1/8	54	023U2264	2
DCR 14411	1 1/4	023U1067	DCR 14411s	1 3/8	35	023U2267	3
DCR 14413	1 1/2	023U1068					
DCR 14413	1 1/2	023U1069	DCR 14413s	42		023U2269	3
DCR 14417	2	023U1070	DCR 14417s	2 1/8	54	023U2270	3
DCR 19211	1 1/4	023U1071					
DCR 19213	1 1/2	023U1072	DCR 19213s	1 5/8		023U2272	4
DCR 19213	1 1/2	023U1073					
DCR 19217	2	023U1074	DCR 19217s	2 1/8	54	023U2274	4

<sup>1)</sup> Also for use as solder connection.  
Dimensions:  
See the same line, filter dryer housing with Cu connection.

Figura 52 – Selecção do Filtro Excicador



Figura 53 – Filtro Excicadores modelo DCR

### 8.1.10. Visor de Líquido

O visor de Líquido escolhido teve em conta o diâmetro da linha de dreno e foi escolhido o modelo **SG-1010** da *Henry Technologies*

Catalog Number			Dimensions (Inch)			Thread Size M.P.T.
Clear	Reflex	Clear w/ Ball	Hex. A	Length B	Dia. C	
SG-1004	SG-1104	SG-1204	0.94	0.90	0.56	1/2"
SG-1006	SG-1106	SG-1206	1.12	1.06	0.75	3/4"
SG-1008	SG-1108	SG-1208	1.38	1.32	0.94	1"
SG-1010	SG-1110	SG-1210	1.75	1.25	1.19	1 1/4"
SG-1012	SG-1112	SG-1212	2.00	1.41	1.31	1 1/2"
SG-1016	SG-1116	SG-1216	2.50	1.28	1.63	2"



Figura 54 – Selecção do Visor de Líquido



### 8.1.11. Distribuidor de Líquido

Para a escolha do distribuidor de líquido, apenas se deve ter em conta o diâmetro pretendido na linha para cada evaporador (no caso 5/8').

CONNECTION SIZE Inches	TYPICAL EEV TYPES	DISTRIBUTOR TYPE	MAXIMUM NUMBER OF CIRCUITS				NOZZLE TYPE	SIDE CONNECTION	MATERIAL
			3/16	1/4	5/16	3/8			
1/2 ODM	SER 1.5 - 20 SEI 0.5 - 11	1613	6	4	—	—	PERM.	—	#360 BRASS
		1616	8	6	4	—	PERM.	—	
		D260	6	4	—	—	L	—	
		D262	9	6	4	—	L	—	
5/8 ODM	SER 1.5 - 20 SERI G SEI 30	1620	6	4	—	—	J	—	
		1622	9	7	4	—	J	—	
		1651(R)	7	5	—	—	J (R)	3/8 or 1/2 ODF	
7/8 ODM	SER 20 SERI G, J SEI 30, 50	1112	7	6	4	2	G	—	
		1113	12	8	6	4	G	—	
		1653(R)	12	9	6	4	G (R)	3/8 or 1/2 ODF	
1-1/8 ODM	SER 20 SERI J, K SEI 30, 50	1115	15	10	9	6	E	—	
		1116	20	15	—	—	E	—	
		1655 (R)	20	12	10	7	E (R)	1/2 or 5/8 ODF	
		1117	18	15	9	7	C	—	
1-3/8 ODM	SEI 50	1126	24	18	15	12	C	—	
		1128	28	25	21	16	C	—	
		1657(R)	26	18	14	11	C (R)	5/8 or 7/8 ODF	
									#377 BRASS

Figura 55 – Selecção do Distribuidor de líquido



Figura 56 – Distribuidor de líquido SER1.5 - 20

### 8.1.12. Pressostato de Alta e Baixa Pressão

Recorrendo a um catálogo da Danfoss para a escolha do Pressostato. Foi escolhido um pressostato de Baixa Pressão e outro de Alta Pressão que estão localizados antes e depois do compressor respectivamente.

Pressão	Tipo	Baixa pressão (LP)		Alta pressão (HP)		Rearme		Sistema de contatos	Nº de código
		Faixa de regulação bar	Diferencial Δp bar	Faixa de regulação bar	Diferencial Δp bar	Baixa pressão LP	Alta pressão HP		
Para refrigerantes fluorados									
Baixa	KP1	-0,2→7,5	0,7→4,0			Automático		SPDT	060-110166
Baixa	KP1	-0,9→7,0	Fixo 0,7			Manual			060-110366
Baixa	KP2	-0,2→5,0	0,4→1,5			Automático			060-112066
Alta	KP5			8→32	1,8→6,0		Automático		060-117166
Alta	KP15			8→32	Fixo 3		Manual		060-117366
Duplo	KP15	-0,2→7,5	0,7→4,0	8→32	Fixo 4	Automático	Automático	SPDT+ sinal LP	060-124166
Duplo	KP15	-0,2→7,5	0,7→4,0	8→32	Fixo 4	Automático	Manual		060-124366
Duplo	KP15	-0,9→7,0	Fixo 0,7	8→32	Fixo 4	Manual	Manual		060-124566
Duplo	KP15	-0,9→7,0	Fixo 0,7	8→32	Fixo 4	Conv.º	Conv.º		060-126166
Duplo	KP15	-0,2→7,5	0,7→4,0	8→32	Fixo 4	Automático	Automático	SPDT+ sinais LP e HP	060-126566
Duplo	KP15	-0,2→7,5	0,7→4,0	8→32	Fixo 4	Automático	Manual		060-126466
Duplo	KP15	-0,2→7,5	0,7→4,0	8→32	Fixo 4	Conv.º	Conv.º		060-115466
Duplo	KP15	-0,9→7,0	Fixo 0,7	8→32	Fixo 4	Conv.º	Conv.º		060-122066



Figura 57– Selecção dos Pressostatos de Alta e Baixa Pressão



## 8.2. Permutador de Calor de Placas

Trata-se do elemento de grande importância do sistema. Separa dois fluidos de trabalho que trabalham separadamente, um a baixas temperaturas e outra a altas temperaturas. Teve-se em atenção os caudais máximos que vão circular no circuito primário ( $CO_2$ ) e do lado do secundário ( $NH_3$ ). Para o circuito primário o caudal máximo é de  $13,7 m^3/h$ . Do lado secundário, na linha de aspiração húmida do lado do  $NH_3$  o caudal máximo é de  $57,6 m^3/h$ . Desta forma escolheu-se um permutador de placas **PSB – 4**.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	PSB - 1	PSB - 2	PSB - 4
Temperatura Máxima / Mínima (°C):	175/-160	225/-50	175/-160
Pressão Máxima (bar):	32/32	25/25	32/32
Volume / Canal (53-54/51-52) litros:	0 02	0 039	0 05
Caudal Máximo (53-54/51-52) $m^3/h$ :	3 6	3 6	7 6/12 7
Altura a (mm):	207	316	310
Largura b (mm):	77	75	111
Distância vertical entre conexões (mm):	172	278	250
Distância horizontal entre conexões (mm):	42	40	50
Espessura do permutador (mm):	(n x 2 35) + 8	(n x 2 2) + 6 5	(n x 2 4) + 9
Peso (kg):	(n x 0 06) + 0 7	(n x 0 065) + 0 4	(n x 0 13) + 1 2
Ligações (polegadas):	3/4	3/4	1 1/4
Material da Placa:	AISI 316	AISI 316	AISI 316 AISI 254
Material da conexões:	AISI 316	AISI 316	AISI 316
Material da brazagem:	Cobre	Cobre	Cobre
Nº Máximo de placas:	50	50	150
Capacidade de Aquecimento Radiador (kW):	90	130	400
Capacidade de Aquecimento A.G 5 (kW):	60	80	180

Figura 58 – Selecção do Permutador de Calor



Figura 59 – Permutadores da LM de placas

### 8.3. NH<sub>3</sub>

Segue-se agora a escolha dos equipamentos do lado das altas temperaturas, ou seja do lado do NH<sub>3</sub>.

#### 8.3.1. Compressores

Mais uma vez, do lado do NH<sub>3</sub>, o sistema vai ser composto por dois compressores. Mas no entanto a potência previsionál considerada vai ter em conta a potência que é transferida no permutador de calor. Desta forma tem-se:

$$Q_{int} \times 1,2 = Q_{previsional} = 163,3 \times 1,2 = 196 \text{ kW}$$

Sendo dois compressores:  $Q_{previsional} = 196 / 2 \text{ Compressores} = 98 \text{ kW}$

Utilizando o programa da *Bitzer* o modelo de cada compressor escolhido foi o **OSKA7461-K**

Compressor modelo	OSKA7451-K	OSKA7461-K
Capac. Frigorífica	91.9 kW	105.3 kW
Capac. Frigorífica *	91.9 kW	105.3 kW
Capacidade Evaporador	91.9 kW	105.3 kW
Potência absorvida	34.8 kW	39.8 kW
Capacidade Condensação	105.0 kW	120.3 kW
COP/EER	2.64	2.64
COP/EER*	2.64	2.64
Vazão em massa LP	310 kg/h	355 kg/h
Vazão em massa HP	310 kg/h	355 kg/h
Modo de operação	Standard	Standard
Temp. do líquido	40.0 °C	40.0 °C
Vazão de óleo	1.74 m³/h	1.74 m³/h
Saída do resfriador de óleo	54.4 °C	50.6 °C

Figura 60 – Selecção dos Compressores a NH<sub>3</sub> através do programa da Bitzer



Figura 61 – Compressor seleccionado – OSKA7461-K

### 8.3.2. Condensador Evaporativo

Para uma questão de dimensionamento a potência requerida para o condensador evaporativo,  $Q_H$ , vai ser o  $Q_L$  (ou seja a potência do permutador) multiplicado pelo factor da tabela seguinte. Com uma temperatura de evaporação de  $-15^{\circ}\text{C}$  e uma temperatura de condensação já definida de  $40^{\circ}\text{C}$ , o FR será de 1,39.

Factor "FR" - "FR" Factor

O factor "FR" pode ser usado para um cálculo rápido do "CTR" e em função do tipo de compressor e respectivas condições de funcionamento (TE / TC)  
 "FR" factor can be used in quick calculations of "THR" and is based in compressor type and respective working conditions (ET / CT)

Temp. evaporação Evaporating Temp. [°C]	Factor "FR" - "FR" Factor														
	TEMPERATURA CONDENSAÇÃO / CONDENSING TEMPERATURE														
	+35			+40			+45			+50			+55		
	Herm	Aber. Open	Sem.	Herm	Aber. Open	Sem.	Herm	Aber. Open	Sem.	Herm	Aber. Open	Sem.	Herm	Aber. Open	Sem.
5	1,26	1,20	1,22	1,30	1,23	1,26	1,35	1,27	1,31	1,41	1,32	1,37	1,48	1,38	1,44
0	1,31	1,23	1,26	1,35	1,27	1,30	1,40	1,31	1,35	1,47	1,36	1,42	1,55	1,43	1,49
-5	1,36	1,26	1,30	1,41	1,30	1,34	1,47	1,35	1,40	1,55	1,41	1,47	1,64	1,48	1,55
-10	1,43	1,30	1,34	1,49	1,35	1,39	1,56	1,40	1,45	1,65	1,46	1,52	1,76	1,55	1,61
-15	1,52	1,34	1,39	1,59	1,39	1,44	1,67	1,45	1,51	1,77	1,52	1,59	1,90	1,62	1,68
-20	1,64	1,39	1,44	1,71	1,44	1,50	1,80	1,51	1,57	1,91	1,60	1,66	2,01	--	--
-25	1,68	1,44	1,50	1,76	1,51	1,56	1,86	1,58	1,64	1,98	1,68	1,73	2,11	--	--
-30	1,75	1,51	1,57	1,84	1,58	1,64	1,95	1,67	1,72	2,08	1,79	1,82	2,21	--	--
-35	1,83	1,58	1,65	1,92	1,67	1,73	2,04	1,79	1,82	2,18	1,94	1,93	2,32	--	--

Herm - Hermético / Hermetic      Sem- Semi Hermético - Semi Hermetic

Figura 62 – Factor “FR” para selecção do condensador evaporativo

Tem-se então que:  $Q_H = 163 \times 1,39 = 226 \text{ kW}$

Desta forma o modelo da **EVAPCO** escolhido foi o **65B**

ATC Models											
Model	low Base	Model	low Base	Model	low Base	Model	low Base	Model	low Base	Model	low Base
50B	215	M383B	1650	M570B	2456	XC720B	3102	XE984B	4240	M1293B	5571
65B	290	XC389B	1668	M572B	2464	M741B	3193	M997B	4252	M1294B	5575
90B	345	XC397B	1672	691B	2503	XC492B	3195	M1000B	4308	M1317B	5674
90B	388	M393B	1693	XC579B	2504	M742B	3197	1006B	4334	XC1340B	5773
105B	453	XC402B	1732	583B	2512	M746B	3214	1007B	4339	M1358B	5851
120B	517	XE406B	1750	M590B	2542	747B	3218	XC1011B	4351	1364B	5877
135B	582	M407B	1754	M591B	2546	M755B	3252	XE1032B	4448	1365B	5881
150B	646	M410B	1766	XE596B	2566	M759B	3270	1046B	4506	1425B	6140
165B	711	M424B	1827	601B	2589	M767B	3305	M1046B	4506	1426B	6144
M170B	732	M426B	1835	M503B	2598	XC775B	3337	1047B	4511	1495B	6441
M187B	806	XC427B	1841	M604B	2602	781B	3365	XC1049B	4520	1496B	6445
M188B	810	428B	1844	M607B	2615	M782B	3369	1077B	4640	1561B	6725
M195B	840	M439B	1891	XE608B	2618	M786B	3386	1078B	4644	1562B	6729
M199B	857	XC443B	1905	XC611B	2632	XC804B	3465	M1083B	4666	1654B	7126
M203B	875	XE449B	1930	620B	2671	806B	3472	1085B	4675	1655B	7130
M221B	952	456B	1965	M624B	2688	M809B	3485	XC1112B	4789	1708B	7359
M225B	970	M456B	1965	M625B	2693	XE812B	3500	1117B	4812	1709B	7363
M233B	1004	XC462B	1992	M628B	2706	M813B	3503	1118B	4817	1783B	7682
M238B	1025	M467B	2012	M634B	2732	M815B	3511	M1140B	4911	1784B	7686
M247B	1064	XE472B	2039	M636B	2740	M819B	3528	M1144B	4929	1879B	8095
M252B	1086	474B	2042	M637B	2744	827B	3563	XC1153B	4969	2002B	8625
M274B	1181	M483B	2091	XC641B	2761	M844B	3636	XE1157B	4983	2082B	8970
M278B	1198	XE492B	2120	642B	2766	M848B	3654	1163B	5011	2158B	9297
XE298B	1283	M494B	2128	M643B	2770	M852B	3671	1164B	5015	2223B	9577
M301B	1297	M500B	2154	647B	2788	854B	3679	1166B	5023	2256B	9720
M303B	1305	M501B	2159	M648B	2835	XC855B	3679	1167B	5028	2320B	9995
M304B	1310	503B	2167	M659B	2839	857B	3692	M1179B	5079	2324B	10013
M314B	1353	XC504B	2176	M663B	2856	858B	3697	M1180B	5084	2404B	10557
M320B	1379	XE516B	2224	M666B	2869	M877B	3778	1191B	5131	2490B	10728
M331B	1426	523B	2253	XE665B	2869	XC884B	3810	1192B	5135	2509B	10809
XE333B	1435	M523B	2253	XC669B	2887	892B	3843	1203B	5183	2647B	11404
M337B	1452	XC525B	2260	M674B	2904	XC897B	3856	1204B	5187	2765B	11913
M344B	1462	XE528B	2272	M679B	2925	XE896B	3860	XC1210B	5212	2900B	12494
XC346B	1491	539B	2322	682B	2938	912B	3929	XC1222B	5265	3029B	13050
M352B	1516	XE542B	2325	M685B	2951	M912B	3929	1239B	5338	3210B	13830
XE356B	1528	M541B	2331	M689B	2968	913B	3933	1240B	5342	3313B	14273
M358B	1542	545B	2348	M701B	3020	XC925B	3983	M1248B	5377	3459B	14902
XC360B	1551	M546B	2352	M704B	3033	M934B	4024	XC1264B	5450		
XE368B	1598	XE553B	2383	XE709B	3056	XE947B	4079	XC1282B	5522		
M371B	1698	XC559B	2394	M712B	3067	949B	4089	1283B	5528		
M373B	1607	556B	2395	713B	3072	979B	4218	1284B	5532		
M380B	1637	559B	2408	M715B	3081	980B	4222	M1287B	5545		

Figura 63 – Selecção do modelo **65B** para condensador evaporativo

O catálogo permite ainda saber a quantidade de calor que é dissipado no Condensador Evaporativo, multiplicando a potência requerida no componente por um factor apresentado de seguida:

Condensing Pres. (kPa)	Cond. Temp. °C	Wet Bulb Temperature, (°C)																
		10	12	14	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
1063	30	0,95	1,03	1,12	1,23	1,31	1,40	1,51	1,63	1,79	1,99	2,24	2,56	3,00	-	-	-	-
1133	32	0,84	0,90	0,97	1,06	1,12	1,18	1,25	1,32	1,43	1,55	1,70	1,88	2,11	-	-	-	-
1206	34	0,76	0,81	0,86	0,93	0,98	1,02	1,07	1,12	1,19	1,28	1,36	1,48	1,61	1,80	2,06	-	-
1245	35	0,71	0,76	0,81	0,87	0,91	0,95	0,99	1,03	1,08	1,15	1,23	1,30	1,39	1,53	1,69	1,90	2,15
1284	36	0,69	0,73	0,77	0,82	0,86	0,89	0,92	0,96	1,01	1,07	1,13	1,20	1,28	1,39	1,53	1,70	1,91
1365	38	0,63	0,66	0,69	0,73	0,76	0,78	0,81	0,83	0,86	0,90	0,94	0,99	1,05	1,12	1,21	1,31	1,44
1451	40	0,58	0,60	0,62	0,65	0,67	0,70	0,72	0,74	0,76	0,80	0,83	0,87	0,91	0,96	1,02	1,09	1,18
1539	42	0,53	0,55	0,57	0,60	0,61	0,63	0,64	0,66	0,68	0,71	0,74	0,76	0,80	0,84	0,88	0,93	0,99
1630	44	0,49	0,50	0,52	0,54	0,56	0,56	0,58	0,59	0,61	0,63	0,65	0,67	0,70	0,73	0,76	0,79	0,83

Figura 64 – Factor de cálculo do calor dissipado no condensador

Sendo assim:  $Q_{dissipado} = 226 \text{ kW} \times 0,8 = 181 \text{ kW}$

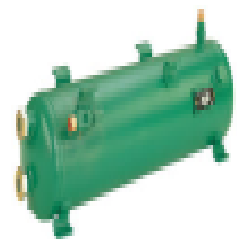
### 8.3.3. Depósito de Líquido

Para a selecção deste equipamento há que ter em conta o volume necessário. Neste caso o volume a ter em conta será o do separador de líquido. O volume do depósito de líquido do lado do  $NH_3$  é muito menor pelo facto do líquido se acumular no separador. Ou seja o depósito de líquido será apenas 15 a 25 % do volume do separador.

Desta forma tem-se que

Consultando a *Bitzer*, o modelo escolhido foi o **F1052TA**.

Typ	Behälter-Inhalt	Maximale $NH_3$ -Füllung <sup>①</sup>	Gewicht	Anschlüsse <sup>②</sup>		Anschlussgewinde			Schau-gläser		
				Eintritt Ø	Austritt Ø	Eintritt	Austritt	Manometer			
Type	Receiver volume	Maximum $NH_3$ charge <sup>①</sup>	Weight	Connections <sup>②</sup>		Joining threads			Sight glasses		
Type	Contenance du réservoir	Charge de $NH_3$ max. <sup>①</sup>	Poids	Raccords <sup>②</sup>		Raccords filetés			Voyants		
	dm <sup>3</sup> (l)	kg	kg	Entrée Ø	Sortie Ø	Entrée	Sortie	Manomètre			
				mm	Zoll/inch	mm	Zoll/inch				
F202HA	20	11,0	21	DN 20	7/8"	DN 20	7/8"	1 1/4"-12 UNF	1 1/4"-12 UNF	-	2
F402HA	39	21,4	32	DN 25	1 1/8"	DN 25	1 1/8"	1 3/4"-12 UNF	1 3/4"-12 UNF	-	2
F562NA	56	30,7	48	DN 40	1 5/8"	DN 32	1 3/8"	2 1/4"-12 UN	2 1/4"-12 UN	-	2
<b>F1052TA</b>	105	57,7	87	DN 40	1 5/8"	DN 32	1 3/8"	2 1/4"-12 UN	2 1/4"-12 UN	-	2
F1602NA	160	87,8	127	DN 50	2 1/8"	DN 40	1 5/8"	112 x 112	2 1/4"-12 UN	7/16"-20 UNF	2
F3102NA	320	175,7	225	DN 80	3 1/8"	DN 50	2 1/8"	140 x 140	112 x 112	1/4"-18 NPTF	2



Bitzer - Refrigeration Equipment

Figura 65 – Selecção do depósito de líquido do lado do  $NH_3$

### 8.3.4. Separador de Líquido

O separador de líquido é seleccionado de acordo com o débito volumétrico do compressor. Como se pode verificar no modelo seleccionado, com um débito mássico de 355 kg/h e sabendo que o volume específico da linha de aspiração é de 0,5087 m<sup>3</sup>/kg o débito do compressor vai ser de  $\dot{V} = 0,05 \text{ m}^3/\text{s}$ , ou seja 180 m<sup>3</sup>/h

«SBC» TIPO TYPE	VOLUME VOLUME l	CARGA LÍQUIDO LIQUID LOAD * l	VOL. DESLOCADO COMPRESSOR VOLUME DISPLACEMENT ** m <sup>3</sup> /h	Ø D mm	B mm	COMPRIMENTO TOTAL TOTAL LENGHT A mm	ALTURA TOTAL TOTAL HEIGHT A mm	PESO WEIGHT Kg
6 / 530	530	175	260	600	1.800	2.090	1.270	205
6 / 720	720	240	260	600	2.500	2.790	1.270	240
7 / 800	800	265	350	700	2.000	2.330	1.370	420
7 / 975	975	325	350	700	2.500	2.830	1.370	420
8 / 1075	1.075	350	460	800	2.000	2.370	1.470	560
8 / 1550	1.550	515	460	800	3.000	3.370	1.470	760
9 / 1875	1.875	625	580	900	2.500	2.930	1.570	870
9 / 2550	2.550	850	580	900	3.500	3.930	1.570	1.140
10 / 2465	2.465	820	720	1.000	3.000	3.460	1.670	1.150
10 / 3225	3.225	1.075	720	1.000	4.000	4.460	1.670	1.445
11 / 2980	2.980	990	870	1.100	3.000	3.520	1.770	1.325
11 / 3875	3.875	1.290	870	1.100	4.000	4.520	1.770	1.650
12 / 4130	4.130	1.375	1.035	1200	3.500	4.050	1.870	1.850
12 / 4675	4.675	1.560	1.035	1.200	4.000	4.550	1.870	2.060
13 / 4900	4.900	1.630	1.220	1.300	3.500	4.100	1.970	2.150
13 / 6175	6.175	2.060	1.220	1.300	4.000	4.600	1.970	2.375
14 / 6440	6.440	2.140	1.420	1.400	4.000	4.650	2.070	2.845
14 / 7925	7.925	2.640	1.420	1.400	5.000	5.650	2.070	3.400
15 / 7475	7.475	2.490	1.630	1.500	4.000	4.690	2.170	3.365
15 / 10875	10.875	3.625	1.630	1.500	6.000	6.690	2.170	4.710
16 / 10475	10.475	3.490	1.850	1.600	5.000	5.740	2.270	4.720
16 / 12400	12.400	4.125	1.850	1.600	6.000	6.740	2.270	5.500

Figura 66 – Selecção do separador de líquido

O modelo seleccionado da SBC foi o **6/530** com um débito máximo de 260 m<sup>3</sup>/h

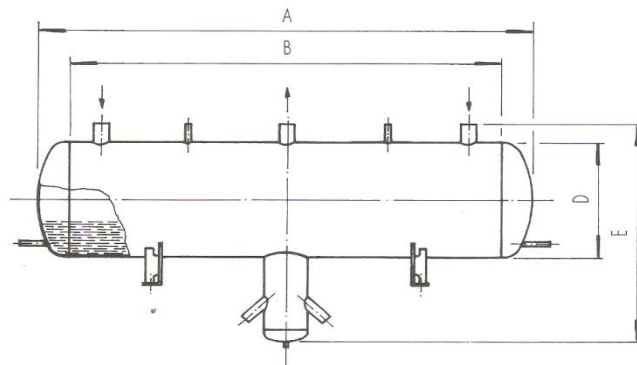


Figura 67 – Separador de líquido modelo 6/530



### 8.3.5. Bombas $NH_3$

As bombas estão situadas na linha de aspiração húmida. Nessa linha como já foi referido o caudal que circula é composto por 75 % líquido saturado e 25 % de vapor saturado. O caudal mássico em questão é de 0,14 kg/s, com um volume específico de 0,105 m<sup>3</sup>/kg tem-se um caudal volúmico de aproximadamente 30 m<sup>3</sup>/h para cada bomba.

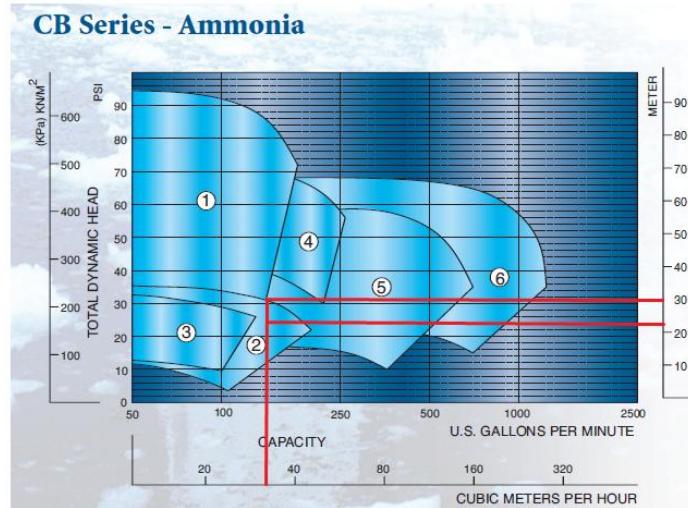


Figura 68 – Selecção da Bomba a  $NH_3$

Desta forma foi escolhido o modelo 2 da **Cornell** com uma altura manométrica de 20 a 30 m.c.a.

### 8.3.6. Válvula de Expansão Manual

Neste componente do sistema deve-se apenas ter em atenção o diâmetro e o caudal em questão. o diâmetro requerido é de 1' e o caudal de aproximadamente 1 m<sup>3</sup>/h .Desta forma da **Danfoss** o modelo **6F**.

Type	Orifice Ø mm	k <sub>v</sub> value 1) m <sup>3</sup> /h	Connection flanges	Code no.
6F	1	0 - 0.07	½ in. solder	6F0009
6F	1	0 - 0.07	¾ in. weld	6F0010
6F	1	0 - 0.07	½ in. weld	6F0012
6F	3	0 - 0.36	½ in. solder	6F0029
6F	3	0 - 0.36	¾ in. weld	6F0030
6F	3	0 - 0.36	½ in. weld	6F0032
6F	6	0 - 0.77	½ in. solder	6F0059
6F	6	0 - 0.77	¾ in. weld	6F0060
6F	6	0 - 0.77	½ in. weld	6F0062
6F	9	0 - 1.67	½ in. solder	6F0104
6F	9	0 - 1.67	¾ in. weld	6F0100
6F	9	0 - 1.67	½ in. weld	6F0102



Figura 69 – Selecção da Válvula de expansão manual

### 8.3.7. Válvula Eléctrica ou de Solenoide

Tal como no caso anterior, é importante ter em conta o diâmetro em causa da linha de dreno. O diâmetro requerido mais uma vez é de 1". Da **Parker** o modelo escolhido foi o **MA17A3**.

SPECIFICATIONS – KC-3 COIL												
TYPE	FLANGE CONNECTIONS Inches Sizes shown in BOLD will be furnished unless otherwise specified.	PORT SIZE Inches	MOPD psi		NOMINAL LIQUID CAPACITIES Tons of Refrigeration					COIL RATINGS		
					AMMONIA							
			Pressure Drop – psi					STANDARD VOLTS/CYCLES	WATTS			
			AC	DC	1	2	3		4	5	AC	DC
MA5A3	1/4, 3/8, or 1/2 NPT Female	.140	250	200	8.0	11.3	13.8	16.0	17.8	24/50-60 120/50-60 208/50-60 240/50-60 Dual 120-240/60	18	25
MA17A3	1/2, 3/4, or 1" NPT Female	17/32	275	225	70.9	100	122	141	157			



Figura 70 – Selecção da Válvula de Solenoide

### 8.3.8. Válvula de Retenção

De referir que o diâmetro requerido para a linha de descarga é de 2". Desta forma da **Danfoss**, o modelo escolhido foi **NRVA 50**.

Type	Weld flange connection in.	Code no.		$\Delta p$ <sup>2)</sup>				$k_v$ value <sup>3)</sup> m <sup>3</sup> /h	$C_v$ value <sup>4)</sup> gal/min
		Valve	Spec. spring <sup>1)</sup>	With standard spring		With spec. spring <sup>1)</sup>			
				bar	psig	bar	psig		
NRVA 15	1/2	020-2000	020-2307	0.12	1.7	0.3	4.4	5	6
NRVA 20	3/4	020-2001	020-2307	0.12	1.7	0.3	4.4	6	7
NRVA 25	1	020-2002	020-2317	0.12	1.7	0.3	4.4	19	22
NRVA 32	1 1/4	020-2003	020-2317	0.12	1.7	0.3	4.4	20	23
NRVA 40	1 1/2	020-2004	020-2327	0.07	1.0	0.4	5.8	44	51
NRVA 50	2	020-2005	020-2327	0.07	1.0	0.4	5.8	44	51
NRVA 65	2 1/2	020-2006	020-2337	0.07	1.0	0.4	5.8	75	87



Figura 71 – Selecção da Válvula de retenção

### 8.3.9. Válvula de Globo

Na linha de aspiração, o caudal ao dividir-se para cada compressor vai passar por uma válvula de globo ou passagem. Desta forma o diâmetro também vai se alterar de 4' para 2<sup>1/2</sup>'. Desta forma da **REITZ**, foi escolhido o modelo **150LB**.

#### Dimensions data

NPS	DN	L/L1 (RF/BW)		L2 (RTJ)		H (open)		D0		WT(kg)		L/L1 (RF/BW)		L2 (RTJ)		H (open)		D0		WT(kg)		
<b>ANSI Class150Lb</b>																						
2	50	8.00	203	8.00	203	15.00	380	7	180	18	14	10.50	267	11.12	282	16.75	425	8	200	25	20	
2 1/2	65	8.50	216	8.50	216	21.00	535	10	240	30	22	11.50	292	12.12	308	19.00	485	10	240	32	22	
3	80	9.50	241	9.50	241	17.50	445	11	280	41	33	12.50	318	13.12	333	19.88	505	11	280	38	27	
4	100	11.50	292	11.50	292	20.25	515	11	280	64	43	14.00	356	14.62	371	22.50	570	13	320	56	41	
6	150	16.00	406	16.00	406	22.00	560	13	320	86	72	17.50	444	18.12	460	25.25	640	16	400	96	75	
8	200	19.50	495	19.50	495	24.25	615	13	320	110	88	22.00	559	22.62	575	33.25	845	18	450	150	117	
10	250	24.50	622	24.50	622	32.00	815	16	400	280	245	24.50	622	25.12	638	35.50	900	20	500	360	310	
12	300	27.50	698	27.50	698	35.88	910	18	450	380	345	28.00	711	28.62	727	38.62	980	24	600	550	492	
14	350	31.00	787	31.00	787	48.38	1230	20	500	510	450	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
16	400	36.00	914	36.00	914	57.00	1450	24	600	740	665	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	RF	BW	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	RF	RTJ	BW

Figura 72 – Selecção da válvula de globo ou passagem

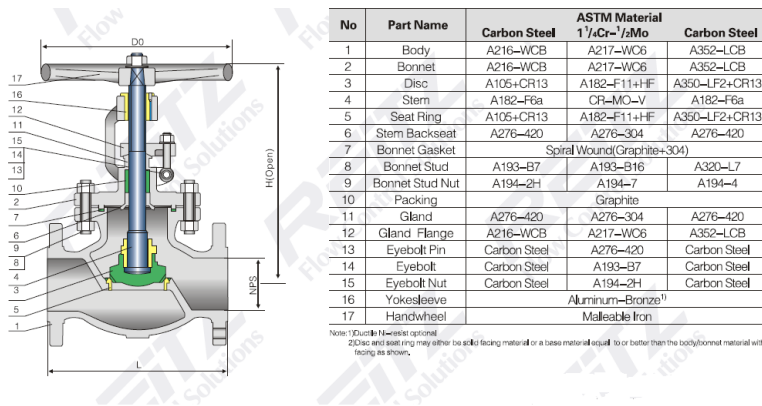


Figura 73 – Válvula de globo ou passagem modelo 150LB



### 8.3.10. Pressostato de Alta e Baixa Pressão

Recorrendo a um catálogo da Danfoss para a escolha do Pressostato. Foi escolhido um pressostato de Baixa Pressão e outro de Alta Pressão que estão localizados antes e depois do compressor respectivamente.

Pressão	Tipo	Baixa pressão (LP)		Alta pressão (HP)		Rearme		Sistema de contatos	Nº de código
		Faixa de regulação bar	Diferencial Δp bar	Faixa de regulação bar	Diferencial Δp bar	Baixa pressão LP	Alta pressão HP		
Para refrigerantes fluorados									
Baixa	KP1	-0,2→7,5	0,7→4,0				Automático		060-110166
Baixa	KP1	-0,9→7,0	Fixo 0,7				Manual		060-110366
Baixa	KP2	-0,2→5,0	0,4→1,5				Automático	SPDT	060-112066
Alta	KP5			8→32	1,8→6,0		Automático		060-117166
Alta	KP15			8→32	Fixo 3		Manual		060-117366
Duplo	KP15	-0,2→7,5	0,7→4,0	8→32	Fixo 4	Automático	Automático		060-124166
Duplo	KP15	-0,2→7,5	0,7→4,0	8→32	Fixo 4	Automático	Manual	SPDT+ sinal LP	060-124366
Duplo	KP15	-0,9→7,0	Fixo 0,7	8→32	Fixo 4	Manual	Manual		060-124566
Duplo	KP15	-0,9→7,0	Fixo 0,7	8→32	Fixo 4	Conv. <sup>1)</sup>	Conv. <sup>1)</sup>		060-126166
Duplo	KP15	-0,2→7,5	0,7→4,0	8→32	Fixo 4	Automático	Automático		060-126566
Duplo	KP15	-0,2→7,5	0,7→4,0	8→32	Fixo 4	Automático	Manual	SPDT+ sinais LP e HP	060-126466
Duplo	KP15	-0,2→7,5	0,7→4,0	8→32	Fixo 4	Conv. <sup>1)</sup>	Conv. <sup>1)</sup>		060-115466
Duplo	KP15	-0,9→7,0	Fixo 0,7	8→32	Fixo 4	Conv. <sup>1)</sup>	Conv. <sup>1)</sup>		060-122066



Figura 74 – Selecção do Pressostatos de Alta e Baixa Pressão

### 8.3.11. Separador de Óleo

Tal como no caso do lado CO<sub>2</sub>, neste caso cada compressor vai ter um separador de óleo. O diâmetro requerido para o separador vai ser de 2<sup>1/2</sup>'.

#### DRY OIL SEPARATOR SIZES, DIMENSIONS AND RATINGS FOR SELECTION

SIZE	SWEPT VOLUME DISPLACEMENT CFM MAXIMUM				DIMENSIONS (IN.)				SHIPPING WT. (LBS.)
	AMMONIA		HALOCARBON		A	B	INLET AND OUTLET		
	SINGLE STAGE	BOOSTER	SINGLE STAGE	BOOSTER			IPS	ODC (Special)	
DOS--2-1/2--3/4	18	36	8	12	16	2-7/8	3/4	--	10
DOS--3-1/2--1-1/4	39	78	16	26	20	4	1-1/4	--	18
DOS--5--1-1/4*	81	162	32	54	22	5-9/16	1-1/4	1-3/8	25
DOS--5--1-1/2*	81	162	32	54	22	5-9/16	1-1/2	1-5/8	25
DOS--6--1-1/2*	117	234	47	78	24	6-5/8	1-1/2	1-5/8	33
DOS--6--2*	117	234	47	78	24	6-5/8	2	2-1/8	33
DOS--8--2*	210	420	84	140	28-1/2	8-5/8	2	2-1/8	44
DOS--8--2-1/2*	210	420	84	140	28-1/2	8-5/8	2-1/2	2-5/8	44
DOS--10--2-1/2*	333	666	133	222	33	10-3/4	2-1/2	2-5/8	75
DOS--10--3*	333	666	133	222	33	10-3/4	3	3-1/8	75
DOS--12--3*	480	960	190	320	35	12-3/4	3	3-1/8	95
DOS--12--4*	480	960	190	320	35	12-3/4	4	4-1/8	95
DOS--16--4	750	1500	300	500	41	16	4	--	148
DOS--20--5	1175	2350	470	780	52	20	5	--	328
DOS--24--6	1715	3430	686	1143	59	24	6	--	466
DOS--30--8	3050	6100	1220	2040	72	30	8	--	741

\*The smaller connections shown for sizes 5 through 12 are useful for capacities "in between" the listed maximums or when an oversized body is desired

Figura 75 – Selecção do separador de óleo para os compressores a NH<sub>3</sub>

## 9. SISTEMA FRIGORIFÍCO PARA CONGELADOS A $-25^{\circ}\text{C}$ A $\text{NH}_3$ CLÁSSICO

Por uma questão de comparação dos dois sistemas segue-se agora o mesmo procedimento de cálculo e dimensionamento para o sistema clássico apenas com  $\text{NH}_3$ .

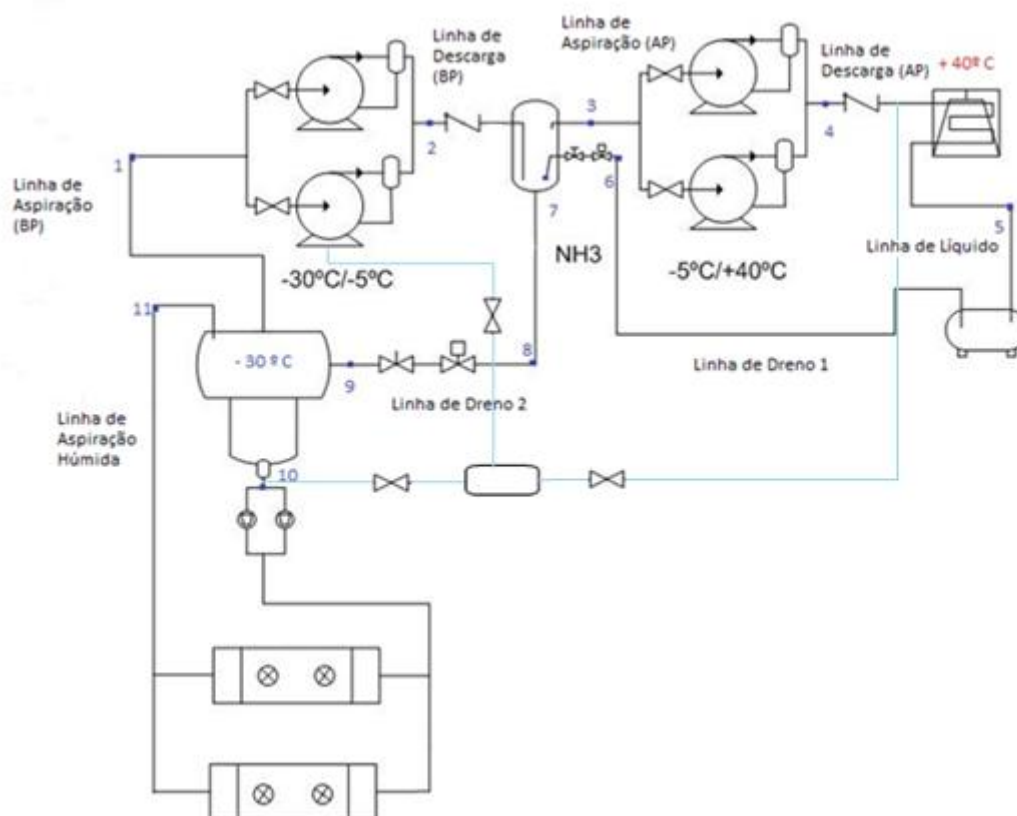


Figura 76 – Esquema do sistema frigorífico de dois andares apenas a  $\text{NH}_3$

Como se verifica pela imagem, o sistema a  $\text{NH}_3$  clássico é bastante diferente do sistema a  $\text{CO}_2$ . É composto por dois andares de pressão separados por um depósito de líquido intermédio. Estes dois andares funcionam a regimes de temperatura diferentes, sendo o primeiro andar com um regime de  $-30^{\circ}\text{C}/-5^{\circ}\text{C}$ , e o segundo andar de pressão com um regime de  $-5^{\circ}\text{C}/+40^{\circ}\text{C}$ . Os restantes componentes são similares ao sistema anteriormente estudado, ou seja é composto por um condensador evaporativo, válvula eléctrica, válvula de expansão, separador de líquido e naturalmente evaporadores para garantir as condições exigidas da câmara.

**Legenda:**


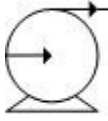
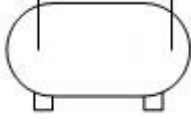


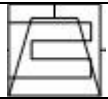
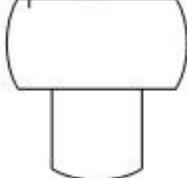



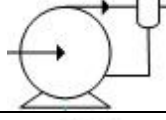

Evaporador	
Compressor	
Depósito de Líquido	
Válvula Eléctrica	
Válvula de Expansão Manual	
Condensador Evaporativo	
Separador de Líquido	
Bomba	
Válvula de Globo ou Passagem	
Válvula de Retenção	
Separador de Óleo do Compressor	
Depósito de Líquido Intermédio	

Tabela 36 – Legenda do esquema frigorífico de dois andares apenas a NH<sub>3</sub>

## 9.1 DIAGRAMA P-h E CÁLCULO DE CAUDAIS

### 9.1.1 Diagrama P-h - NH<sub>3</sub>

De referir que as condições da câmara frigorífica são as mesmas, ou seja, o balanço térmico efectuado a uma câmara frigorífica é na mesma efectuada para este sistema. Tem-se então que a carga térmica da câmara a -25°C de 20000 m<sup>3</sup> é de **140 kW**.

	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	v (m <sup>3</sup> /kg)
1	-30	1,2	1420	6,10	0,95
2	45	3,9	1590	6,10	0,42
3	-5	3,9	1440	5,65	0,32
4	100	16	1670	5,65	0,11
5	40	16	350	-	-
6	35	16	340	-	-
7	-5	3,9	340	-	-
8	-5	3,9	180	-	-
9	-30	1,2	180	-	-
10	-30	1,2	85	-	-
11	-30	1,2	459	-	-

Tabela 37 – Propriedades Termodinâmicas dos pontos de evolução do sistema frigorífico

O ponto 11 é composto por 75% Líquido Saturado e 25% de Vapor Saturado, desta forma:  $h_{11} = h_f + 0,25 (h_g - h_f)$

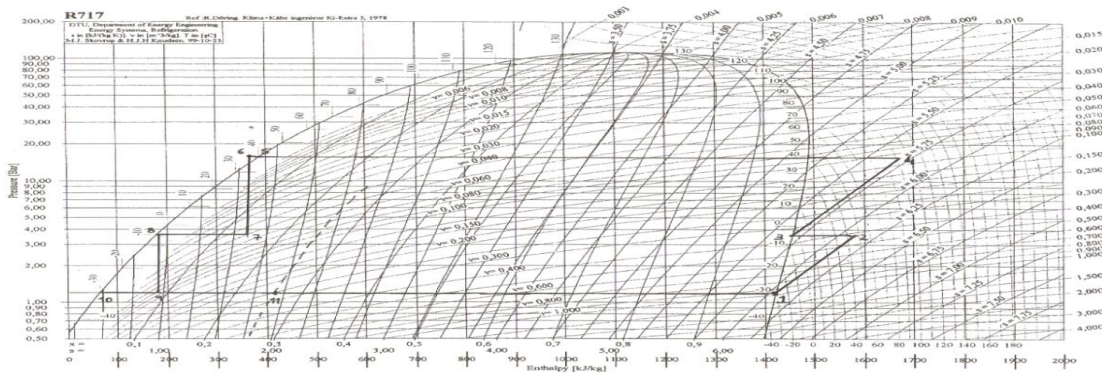


Figura 77 – Diagrama Pressão-Entalpia

Para os cálculos efectuados o ponto 2 e o ponto 4 foi o ideal, no entanto considerando um rendimento isentrópico de 90%, tem-se que:  $\eta_i = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_2'}$ , e um  $\eta_i = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_4'}$ , sendo os pontos  $h_2'$  e  $h_4'$  os pontos reais, com as características seguintes:

	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	v (m <sup>3</sup> /kg)
2'	55	3,8	1608	6,10	0,41
4'	110	18	1695	5,75	0,10

Tabela 38 – Propriedades dos pontos 2' e 4'

### 9.1.2 Cálculo de Caudais - $NH_3$

Com os pontos do sistema definidos, pode-se então calcular os caudais que estão em “jogo” e finalmente a carga que é transferida no Condensador Evaporativo.

Inicialmente tem-se que:

$$(Q_L) Q_{evap} = 140 \text{ kW}$$

$$Q_{evap} = \dot{m} \cdot (h_{11} - h_{10}) \Leftrightarrow 140 = \dot{m}_1 \cdot (403 - 90)$$

Sendo  $\dot{m}_1$ , o caudal que circula entre o separador e os evaporadores.

Finalmente tem-se que:  $\dot{m}_1 = 0,45 \text{ kg / s}$

Para o cálculo dos restantes caudais é necessário fazer um balanço de caudais ao separador de líquido e depois ao depósito intermédio.

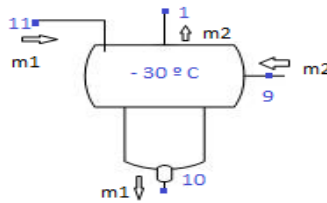


Figura 78 – Balanço de massa ao separador de líquido

No separador de líquido tem-se:

$$\dot{m}_1 \cdot h_{11} + \dot{m}_2 \cdot h_9 = \dot{m}_2 \cdot h_1 + \dot{m}_1 \cdot h_{10}$$

Ou seja o caudal mássico que circula entre o depósito intermédio e o compressor de baixa pressão:  $\dot{m}_2 = 0,14 \text{ kg / s}$

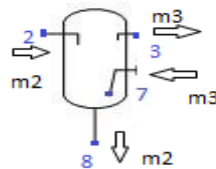


Figura 79 – Balanço de massa ao depósito intermédio

No depósito intermédio tem-se:

$$\dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_7 = \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_2 \cdot h_8$$

Ou seja, o caudal que circula entre o compressor de alta pressão, passando pelo condensador evaporativo e pelo depósito de líquido:  $\dot{m}_3 = 0,18 \text{ kg/s}$

Potência de Compressão (BP):  $|W_{BP}| = \dot{m}_2 (h_2 - h_1) = 26,3 \text{ kW}$

Potência de Compressão (AP):  $|W_{AP}| = \dot{m}_3 (h_4 - h_3) = 46,0 \text{ kW}$

Desta forma pode-se calcular a potência do condensador evaporativo no sistema a  $NH_3$  clássico:  $Q_H = Q_L + (W_{BP} + W_{AP}) = 212,3 \text{ kW}$

## 10. DIMENSIONAMENTO DE TUBAGENS PARA O SISTEMA FRIGORÍFICO A $NH_3$

Para dimensionar as tubagens, recorreu-se a um método de cálculo simples. Apenas se teve em atenção ao volume específico utilizado, tomando em conta se está na fase de líquido ou na fase de vapor.

### 10.1 Método de Cálculo

Conhecendo o caudal mássico que circula nas tubagens:  $\frac{\dot{V}}{v} = \dot{m} \Leftrightarrow \dot{V} = \dot{m} \cdot v$

Sendo:

4.  $\dot{V}$  – Caudal volúmico que circula em cada linha de tubagem
5.  $m$  – Caudal mássico calculado anteriormente
6.  $v$  – Volume Especifico do fluído

De seguida tem-se que:  $\dot{V} = \dot{Q} = C \cdot A \Leftrightarrow A = \frac{\dot{Q}}{c}$

Sendo:

4.  $\dot{V}$  – Caudal volúmico que circula em cada linha de tubagem
5.  $C$  – Velocidade aconselhada para cada linha de tubagem
6.  $A$  – Área do tubo

Finalmente os diâmetros interiores do Tubo obtêm-se da seguinte forma:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}}$$

As velocidades recomendadas são as seguintes:

Linha de Aspiração Seca	10 a 12 m/s
Linha de Aspiração Húmida	8 m/s
Linha de Líquido	0,5 a 1 m/s
Linha de Descarga do Compressor	8 a 10 m/s
Linha de Dreno	0,5 a 1m/s

Tabela 39 – Velocidades recomendadas das diversas linhas

## 10.2 Resultados Obtidos

Relativamente ao sistema clássico a  $NH_3$ , os diâmetros obtidos nas várias linhas foram os seguintes:

T (°C)	v ( $m^3/kg$ )	$\dot{V}$ ( $m^3/s$ )	Diâmetro (mm)	$D_{normalizado}$ (pol)
<b>Linha de Aspiração de Baixa Pressão</b>				
-30	0,9630	0,134	114	4 <sup>1/2</sup> '
<b>Linha de Descarga de Baixa Pressão</b>				
+45	0,0726	0,0101	35,9	1 <sup>1/2</sup> '
<b>Linha de Aspiração de Alta Pressão</b>				
-5	0,3469	0,0624	81,1	3 <sup>1/2</sup> '
<b>Linha de Descarga de Alta Pressão</b>				
+100	0,11	0,0198	50,2	2'
<b>Linha de Líquido</b>				
+40	$1,726 \times 10^{-3}$	$2,93 \times 10^{-4}$	19,0	3/4'
<b>Linha de Dreno 1</b>				
+35	$1,702 \times 10^{-3}$	$3,09 \times 10^{-4}$	19,0	3/4'
<b>Linha de Dreno 2</b>				
-5	$1,55 \times 10^{-3}$	$2,17 \times 10^{-4}$	16,6	3/4'
<b>Aspiração Húmida</b>				
-30	0,242	0,027	66	2 <sup>3/4</sup> '

Tabela 40 – Características e respectivos diâmetros das diversas linhas

Para a linha de Aspiração Húmida, o cálculo é feito de uma forma idêntica aos restantes, aparte do volume específico que é calculado da seguinte forma:

$$v_{11'} = v_f + 0,25 (v_g - v_f)$$

## 10.3 Correção da Velocidade - $NH_3$

Escolhidos os diâmetros normalizados para cada linha do circuito, cabe agora corrigir as velocidades recomendadas para as velocidades reais.

Linha da Tubagem	Velocidade Corrigida (m/s)
Aspiração de Baixa Pressão	12,0
Descarga de Baixa Pressão	9,2
Aspiração de Alta Pressão	10,1
Descarga de Baixa Pressão	9,8
Líquido	1,02
Dreno 1	1,01
Dreno 2	0,76
Aspiração Húmida	7,0

Tabela 41 – Velocidade corrigida das diversas linhas



## 11. SELECÇÃO DE EQUIPAMENTO PARA O SISTEMA FRIGORÍFICO A $NH_3$

De forma a comparar os dois sistemas, procede-se então a escolha dos principais equipamentos deste sistema a  $NH_3$  clássico de dois andares.

### 11.1 Evaporadores

Para a selecção de evaporadores consultou-se a marca *Centauro* para os factores de correcção. Ao consultar o catálogo verificou-se que para determinar a capacidade para a selecção do evaporador, tem-se que utilizar a seguinte fórmula:

$$Q_{0m} = Q_{sm} \cdot RC_m \cdot FC_{DTm}$$

Em que:

$Q_{0m}$	$Q_{Previsional}$
$Q_{sm}$	Capacidade para selecção em $DT_m$ (kW)
$RC_m$	Factor de correcção devido a formação de gelo
$FC_{DTm}$	Factor de correcção dependente do tipo de líquido

Tabela 42 – Parâmetros de cálculo da capacidade do evaporador

Foram considerados mais uma vez a mesma situação que ao sistema anteriormente estudado, ou seja, o sistema é composto por oito evaporadores.

$$Q_{Previsional} = 1,2 Q_{int} \Leftrightarrow Q_{Previsional} = 1,2 \times 140 = 170 \text{ kW}$$

Com oito evaporadores na câmara:  $Q_{Previsional} = \frac{170}{8} = 21,3 \text{ kW}$

Sabendo que:

DTm	5°C	6°C	7°C	8°C	10°C
HR	90%	85%	80%	75 a 80%	70%

O factor de correcção devido à formação de gelo  $RC_m$ :

FACTORES DE CORRECÇÃO " $RC_m$ " ( $DT_m$ ) CORRECTION FACTORS " $RC_m$ " ( $DT_m$ )							DD
$T_c$	10	9	8	7	6	5	4
---	---	---	---	---	---	---	---
---	---	---	---	---	---	---	---
+5	1.352	1.217	1.082	0.947	0.813	0.707	0.588
+2	1.250	1.125	1.000	0.893	0.772	0.665	0.539
0	1.188	1.069	0.950	0.830	0.710	0.609	0.490
-15	1.018	0.918	0.830	0.730	0.640	0.539	0.434
-20	0.963	0.867	0.770	0.660	0.583	0.490	0.393
-25	0.950	0.854	0.764	0.649	0.567	0.476	0.385
-34	---	---	---	---	0.561	0.471	0.381

Figura 80 – Factor de correcção devido a formação de gelo

O factor de correcção dependente do tipo de líquido não foi possível retirar do catálogo em questão, devido ao facto de não existir para o  $NH_3$ , desta forma considerou-se 1.

Tem-se finalmente:  $Q_{sm} = 45,64 \text{ kW}$

A partir de um catálogo da *Helpman*, escolheu-se o modelo **348 - 8**. De referir que o catálogo tem evaporadores que possuem características para câmaras a  $-25^\circ\text{C}$ . De referir ainda que não se utilizou os factores de correcção deste catálogo mas sim da *Centauro*.

Cooler model	Capacities		Air flow $\text{m}^3/\text{h}$	Coil surface $\text{m}^2$	Int. vol. $\text{dm}^3$	Weight $\text{kg}$	Dimensions			Fans			
	Frosted $t_e = -8^\circ\text{C}, DT_e = 8\text{K}$ $\text{kW}$	Dry cond. $t_e = -8^\circ\text{C}, DT_e = 8\text{K}$ $\text{kW}$					Length $\text{mm}$	Height $\text{mm}$	Width $\text{mm}$	Cap. $\text{kW}$	Nr	Airthrow $\text{m}$	Sound press. $\text{dB(A)}$
<b>Fin spacing 8 mm</b>													
114 - 8	5.2	4.5	4260	22.7	8	95	1130	710	985	0.25	1	22	63
116 - 8	7.1	6.2	4220	34.0	12	142	1130	710	985	0.25	1	22	63
118 - 8	8.7	7.6	4170	45.3	16	182	1130	710	985	0.25	1	22	63
124 - 8	10.4	9.0	8530	45.3	16	167	1730	710	985	0.25	2	22	66
126 - 8	14.3	12.4	8440	68.0	24	242	1730	710	985	0.25	2	22	66
128 - 8	17.5	15.2	8340	90.7	32	310	1730	710	985	0.25	2	22	66
214 - 8	6.9	6.0	5580	30.2	11	123	1330	710	985	0.25	1	24	63
216 - 8	9.5	8.3	5520	45.3	16	184	1330	710	985	0.37	1	24	63
218 - 8	11.7	10.1	5460	60.4	21	238	1330	710	985	0.37	1	24	63
224 - 8	13.8	12.0	11170	60.4	21	223	2130	710	985	0.25	2	24	66
226 - 8	19.0	16.6	11050	90.7	32	326	2130	710	985	0.37	2	24	66
228 - 8	23.3	20.3	10920	120.9	42	422	2130	710	985	0.37	2	24	66
234 - 8	20.8	18.1	16760	90.7	32	318	2930	710	985	0.25	3	24	68
236 - 8	28.6	24.8	16570	136.0	48	463	2930	710	985	0.37	3	24	68
238 - 8	35.0	30.4	16390	181.3	63	601	2930	710	985	0.37	3	24	68
244 - 8	27.7	24.1	22350	120.9	42	418	3730	710	985	0.25	4	24	69
246 - 8	38.1	33.1	22100	181.3	63	604	3730	710	985	0.37	4	24	69
248 - 8	46.7	40.6	21850	241.8	84	785	3730	710	985	0.37	4	24	69
314 - 8	8.7	7.5	7010	37.8	13	144	1530	710	985	0.37	1	26	63
316 - 8	11.9	10.3	6930	56.7	20	257	1530	710	985	0.55	1	26	63
318 - 8	14.6	12.7	6850	75.5	26	337	1530	710	985	0.55	1	26	63
324 - 8	17.3	15.0	14020	75.5	26	260	2530	710	985	0.37	2	26	66
326 - 8	23.8	20.7	13860	113.3	40	387	2530	710	985	0.55	2	26	66
328 - 8	29.2	25.4	13700	151.1	53	509	2530	710	985	0.55	2	26	66
334 - 8	26.0	22.6	21030	113.3	40	371	3530	710	985	0.37	3	26	68
336 - 8	35.7	31.0	20790	170.0	59	556	3530	710	985	0.55	3	26	68
338 - 8	43.7	38.0	20560	226.6	79	735	3530	710	985	0.55	3	26	68
344 - 8	34.6	30.1	28040	151.1	53	487	4530	710	985	0.37	4	26	69
346 - 8	47.6	41.4	27730	226.6	79	729	4530	710	985	0.55	4	26	69
<b>348 - 8</b>	<b>58.3</b>	<b>50.7</b>	<b>27410</b>	<b>302.2</b>	<b>106</b>	<b>965</b>	<b>4530</b>	<b>710</b>	<b>985</b>	<b>0.55</b>	<b>4</b>	<b>26</b>	<b>69</b>
414 - 8	10.4	9.0	8780	45.3	16	167	1530	830	1060	0.75	1	33	66
416 - 8	14.3	12.4	8680	68.0	24	292	1530	830	1060	1.20	1	33	66

Figura 81 – Selecção dos evaporadores para o sistema a  $\text{NH}_3$



Figura 82 – Evaporador da **Helpman** modelo **348-8 (ZLA)**

## 11.2 Compressores

### 11.2.1 Baixa Pressão

No sistema frigorífico a  $NH_3$ , vai ser composto por dois compressores de baixa pressão e outros dois de alta pressão.

$$Q_{int} \times 1,2 = Q_{previsional} = 140 \times 1,2 = 170 \text{ kW}$$

Sendo dois compressores:  $Q_{previsional} = 170 / 2 \text{ Compressores} = 85 \text{ kW}$

Relativamente aos compressores de baixa pressão, recorreu-se a um catálogo da **Sabroe** e escolheu-se o modelo **SMS 108 E** que tem um capacidade de 115 kW. De referir que o regime não é exactamente para o requerido ( $-30^\circ\text{C}/-5^\circ\text{C}$ ), no entanto o compressor escolhido com o regime de ( $-40^\circ\text{C}/-10^\circ\text{C}$ ) tem capacidade para trabalhar nos valores pretendidos de temperatura.

Model	Number of cylinders	Bore x stroke mm	Max. rpm *	Swept volume at max. rpm m <sup>3</sup> /h	Normal capacities kW					Dimensions Direct coupled unit mm			Weight excl. motor kg	Sound pressure level dB(A)
					R717		Booster	R404A		L	W	H		
					Single/high stage	Single/high stage		Single/high stage	Single/high stage					
					-10/+35°C	0/+35°C	-40/-10°C	0/+35°C	-10/+35°C					
SMC 104 S	4	100 x 80	1500	226	129	209	35	205	132	1800-2350	995	1095	830	80
SMC 104 L	4	100 x 100	1500	283	167	266	46	208	235	1800-2350	995	1095	830	81
SMC 104 E	4	100 x 120	1500	339	206	324	57	N/A	N/A	1800-2350	995	1095	830	81
SMC 106 S	6	100 x 80	1500	339	194	313	52	308	197	1850-2500	1005	1130	925	81
SMC 106 L	6	100 x 100	1500	424	251	398	70	312	202	1850-2500	1005	1130	925	82
SMC 106 E	6	100 x 120	1500	509	309	486	86	N/A	N/A	1850-2500	1005	1130	925	82
SMC 108 S	8	100 x 80	1500	452	259	417	70	410	263	1900-2550	1005	1125	990	82
SMC 108 L	8	100 x 100	1500	565	335	531	93	416	270	1900-2550	1005	1125	990	83
SMC 108 E	8	100 x 120	1500	679	412	648	115	N/A	N/A	1900-2550	1005	1125	990	83
SMC 112 S	12	100 x 80	1500	679	388	626	106	616	395	2425-3000	1095	1335	1660	83
SMC 112 L	12	100 x 100	1500	848	502	796	140	624	405	2425-3000	1095	1335	1660	83
SMC 112 E	12	100 x 120	1500	1018	618	972	172	N/A	N/A	2425-3000	1095	1335	1660	83
SMC 116 S	16	100 x 80	1500	905	517	834	141	821	526	2475-3200	1135	1335	1760	84
SMC 116 L	16	100 x 100	1500	1131	669	1062	187	831	539	2475-3200	1135	1335	1760	84
SMC 116 E	16	100 x 120	1500	1357	824	1297	230	N/A	N/A	2475-3200	1135	1335	1760	84

Nominal capacities are based on 5°C subcooling and max. rpm  
 \*) SMC 100 S; max. rpm 1500 for R404A  
 SMC 100 L; max. rpm 1200 for R404A

Figura 83 – Selecção dos compressores de baixa pressão

### 11.2.2 Alta Pressão

Para se obter a potência que o compressor de alta pressão deve ter, é necessário multiplicar a potência do compressor de baixa pressão por um factor de correcção que pode ser calculado da seguinte forma:

$$h_1 - h_{10} = 1335 \text{ kJ/ kg}$$

$$h_2 - h_1 = 170 \text{ kJ / kg}$$

Factor de correcção de potência =  $170 / 1335 = 0,15$

Desta forma a potência de cada compressor de alta pressão:

$$85 \text{ kW} + 0,15 \times 85 = 96 \text{ kW}$$

Recorrendo ao programa da **Bitzer** escolheu-se o modelo **OSKA7441-K** com uma capacidade frigorífica de 123,4 kW.

**Dados de Entrada**

Refrigerante: R717 [NH3]  
 Temperatura de referência: Ponto de Orvalho  
 Capac. Frigorífica: 96 kW  
 Compressor modelo:   
 Temp. Evaporação SST: -5 °C  
 Temp. Condensação SDT: 40 °C  
 com Economizador  
 Sub-resfriamento do líquido: 0 K  
 Superaquecimento do gás Sucr: 5 K  
 Superaquecimento útil: 100%  
 Velocidade: 2900 /min  
 Temperatura do gás de descarga: 80 °C

**Dados de Saída**

Compressor modelo	OSKA5361-K	OSKA7441-K
Capac. Frigorífica	86.8 kW	123.4 kW
Capac. Frigorífica *	86.8 kW	123.4 kW
Capacidade Evaporador	86.8 kW	123.4 kW
Potência absorvida	25.4 kW	36.9 kW
Capacidade Condensação	98.1 kW	139.4 kW
COP/EER	3.42	3.34
COP/EER*	3.42	3.34
Vazão em massa LP	290 kg/h	411 kg/h
Vazão em massa HP	290 kg/h	411 kg/h
Modo de operação	Standard	Standard
Temp. do líquido	40.0 °C	40.0 °C
Vazão de óleo	0.87 m³/h	1.66 m³/h
Saída do resfriador de óleo	46.5 °C	54.1 °C

**Mensagens**

Seleção do motor ver "Dados Técnicos"  
 Resfriamento adicional/ limitações (ver limites + dados técnicos)!  
 \*conforme EN12900 (superaquecimento na sucção de 5K, sem sub-resfriamento do líquido).

Figura 84 - Selecção dos Compressores de Alta pressão através do programa da Bitzer



Figura 85 – Compressor seleccionado – OSKA7441-K

### 11.3 Condensador Evaporativo

Para uma questão de dimensionamento a potência requerida para o condensador evaporativo,  $Q_H$ , vai ser o  $Q_L$  (ou seja a potência do evaporador) multiplicado pelo factor da tabela seguinte. Com uma temperatura de evaporação de  $-30^{\circ}\text{C}$  e uma temperatura de condensação já definida de  $40^{\circ}\text{C}$ , o FR será de 1,58.

Factor "FR" - "FR" Factor

O factor "FR" pode ser usado para um cálculo rápido do "CTR" e em função do tipo de compressor respectivas condições de funcionamento (TE / TC)  
 "FR" factor can be used in quick calculations of "THR" and is based in compressor type and respective working conditions (ET / CT)

Temp. evaporação Evaporating Temp. [°C]	Factor "FR" - "FR" Factor														
	TEMPERATURA CONDENSÇÃO / CONDENSING TEMPERATURE														
	+35			+40			+45			+50			+55		
	Herm	Aber.	Sem.	Herm	Aber.	Sem.	Herm	Aber.	Sem.	Herm	Aber.	Sem.	Herm	Aber.	Sem.
5	1,26	1,20	1,22	1,30	1,23	1,26	1,35	1,27	1,31	1,41	1,32	1,37	1,48	1,38	1,44
0	1,31	1,23	1,26	1,35	1,27	1,30	1,40	1,31	1,35	1,47	1,36	1,42	1,55	1,43	1,49
-5	1,36	1,26	1,30	1,41	1,30	1,34	1,47	1,35	1,40	1,55	1,41	1,47	1,64	1,48	1,55
-10	1,43	1,30	1,34	1,49	1,35	1,39	1,56	1,40	1,45	1,65	1,46	1,52	1,76	1,55	1,61
-15	1,52	1,34	1,39	1,59	1,39	1,44	1,67	1,45	1,51	1,77	1,52	1,59	1,90	1,62	1,68
-20	1,64	1,39	1,44	1,71	1,44	1,50	1,80	1,51	1,57	1,91	1,60	1,66	2,01	--	--
-25	1,68	1,44	1,50	1,76	1,51	1,56	1,86	1,58	1,64	1,98	1,68	1,73	2,11	--	--
-30	1,75	1,51	1,57	1,84	1,58	1,64	1,95	1,67	1,72	2,08	1,79	1,82	2,21	--	--
-35	1,83	1,58	1,65	1,92	1,67	1,73	2,04	1,79	1,82	2,18	1,94	1,93	2,32	--	--

Herm - Hermético / Hermetic      Sem- Semi Hermético - Semi Hermetic

Figura 86 – Factor “FR” para selecção do condensador evaporativo

Tem-se então que:  $Q_H = 140 \times 1,58 = 221 \text{ kW}$

Desta forma o modelo da **EVAPCO** escolhido foi o **65B**.

ATC Models											
Model	kw Base	Model	kw Base	Model	kw Base	Model	kw Base	Model	kw Base	Model	kw Base
SDB	215	M383B	1650	M570B	2456	XC720B	3102	XE984B	4240	T293B	5577
65B	290	XC389B	1659	M572B	2464	M911B	3193	M997B	4252	1294B	5575
90B	345	XE387B	1672	S81B	2503	XE742B	3195	M1000B	4308	M1317B	5674
105B	388	M393B	1693	XC579B	2504	M742B	3197	1006B	4334	XC1340B	5773
120B	453	XC402B	1732	S83B	2512	M746B	3214	1007B	4339	M1358B	5851
135B	517	XE406B	1750	M590B	2542	747B	3218	XC1011B	4351	1364B	5877
150B	582	M407B	1754	M591B	2546	M755B	3252	XE1032B	4448	1365B	5881
165B	646	M410B	1766	XE596B	2566	M759B	3270	1046B	4506	1425B	6140
M170B	711	M424B	1827	S91B	2598	M767B	3305	M1046B	4506	1426B	6144
M187B	806	XC427B	1841	M604B	2602	781B	3365	XC1049B	4520	1496B	6445
M188B	810	428B	1844	M607B	2615	M782B	3369	1077B	4640	1561B	6725
M195B	840	M439B	1891	XE608B	2618	M786B	3386	1078B	4644	1562B	6729
M199B	857	XC443B	1905	XC611B	2632	XC804B	3465	M1083B	4666	1654B	7126
M203B	875	XE448B	1930	620B	2671	806B	3472	1085B	4675	1655B	7130
M221B	952	456B	1965	M624B	2688	M809B	3485	XC1112B	4789	1708B	7359
M225B	970	M456B	1965	M625B	2693	XE912B	3500	1111B	4812	1709B	7363
M233B	1004	XC462B	1992	M628B	2706	M813B	3503	1118B	4817	1783B	7682
M238B	1025	M467B	2012	M634B	2732	M815B	3511	M1140B	4911	1784B	7686
M247B	1064	XE472B	2039	M636B	2740	M819B	3528	M1144B	4929	1879B	8095
M252B	1086	474B	2042	M637B	2744	827B	3563	XC1153B	4969	2002B	8625
M274B	1181	M483B	2081	XC641B	2761	M844B	3636	XE1157B	4983	2082B	8970
M279B	1198	XE482B	2120	642B	2766	M849B	3654	1163B	5011	2158B	9297
XE296B	1283	M494B	2129	M643B	2770	M852B	3671	1164B	5015	2223B	9577
M301B	1297	M500B	2154	647B	2788	854B	3679	1166B	5023	2256B	9720
M303B	1305	M501B	2159	M658B	2835	XC855B	3679	1167B	5028	2320B	9995
M304B	1310	503B	2167	M659B	2839	857B	3692	M1179B	5079	2324B	10013
M314B	1353	XC504B	2176	M663B	2856	858B	3697	M1180B	5084	2404B	10357
M320B	1379	XE516B	2224	M666B	2869	M877B	3778	1191B	5131	2490B	10728
M331B	1426	523B	2253	XE665B	2869	XC884B	3810	1192B	5135	2509B	10809
XC338B	1435	M523B	2253	XC699B	2897	892B	3843	1203B	5183	2647B	11404
M337B	1452	XC525B	2260	M674B	2904	XC897B	3856	1204B	5187	2765B	11913
M344B	1482	XE528B	2272	M679B	2925	XE896B	3860	XC1210B	5212	2900B	12494
XC346B	1491	539B	2322	682B	2938	912B	3929	XC1222B	5265	3029B	13050
M352B	1516	XE542B	2325	M685B	2951	M912B	3929	1239B	5338	3210B	13830
XE356B	1528	M541B	2331	M689B	2968	913B	3933	1240B	5342	3313B	14273
M359B	1542	545B	2348	M701B	3020	XC925B	3983	M1248B	5377	3459B	14902
XC360B	1551	M546B	2352	M704B	3033	M934B	4024	XC1264B	5450		
XE369B	1598	XE553B	2383	XE709B	3056	XE947B	4079	XC1282B	5522		
M371B	1598	XC588B	2394	M712B	3067	949B	4089	1283B	5528		
M373B	1607	556B	2395	713B	3072	979B	4218	1284B	5532		
M380B	1637	559B	2408	M715B	3081	980B	4222	M1287B	5545		

Note: Table 3 presents only the standard model selections. Other models exist for special fanpower or layout applications. Please consult the factory or EVAPCO Representative for the special situations.

Figura 87 – Selecção do modelo **65B** para condensador evaporativo



O catálogo permite ainda saber a quantidade de calor que é dissipado no Condensador Evaporativo, multiplicando a potência requerida no componente por um factor apresentado de seguida:

Condensing Pres. (kPa)	Cond. Temp. °C	Wet Bulb Temperature, (°C)																		
		10	12	14	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	
1063	30	0,95	1,03	1,12	1,23	1,31	1,40	1,51	1,63	1,79	1,99	2,24	2,56	3,00	-	-	-	-	-	
1133	32	0,84	0,90	0,97	1,06	1,12	1,18	1,25	1,32	1,43	1,55	1,70	1,88	2,11	-	-	-	-	-	
1206	34	0,76	0,81	0,86	0,93	0,98	1,02	1,07	1,12	1,19	1,28	1,36	1,48	1,61	1,80	2,06	-	-	-	
1245	35	0,71	0,76	0,81	0,87	0,91	0,95	0,99	1,03	1,08	1,15	1,23	1,30	1,39	1,53	1,69	1,90	2,15	2,47	
1284	36	0,69	0,73	0,77	0,82	0,86	0,89	0,92	0,96	1,01	1,07	1,13	1,20	1,28	1,39	1,53	1,70	1,91	2,17	
1365	38	0,63	0,66	0,69	0,73	0,76	0,78	0,81	0,83	0,86	0,90	0,94	0,99	1,05	1,12	1,21	1,31	1,44	1,59	
1451	40	0,58	0,60	0,62	0,65	0,67	0,70	0,72	0,74	0,76	0,80	0,83	0,87	0,91	0,96	1,02	1,09	1,18	1,29	
1539	42	0,53	0,55	0,57	0,60	0,61	0,63	0,64	0,66	0,68	0,71	0,74	0,76	0,80	0,84	0,88	0,93	0,99	1,06	
1630	44	0,49	0,50	0,52	0,54	0,56	0,56	0,58	0,59	0,61	0,63	0,65	0,67	0,70	0,73	0,76	0,79	0,83	0,86	

Figura 88 – Factor de cálculo para o calor dissipado no condensador evaporativo

Sendo assim:  $Q_{dissipado} = 221 \text{ kW} \times 0,8 = 177 \text{ kW}$

### 11.4 Bombas

As bombas estão situadas na linha de aspiração húmida. Nessa linha como já foi referido o caudal que circula é composto por 75 % líquido saturado e 25 % de vapor saturado. O caudal mássico em questão é de 0,11 kg/s, com um volume específico de 0,242 m<sup>3</sup>/kg tem-se um caudal volúmico de 46 m<sup>3</sup>/h para cada bomba.

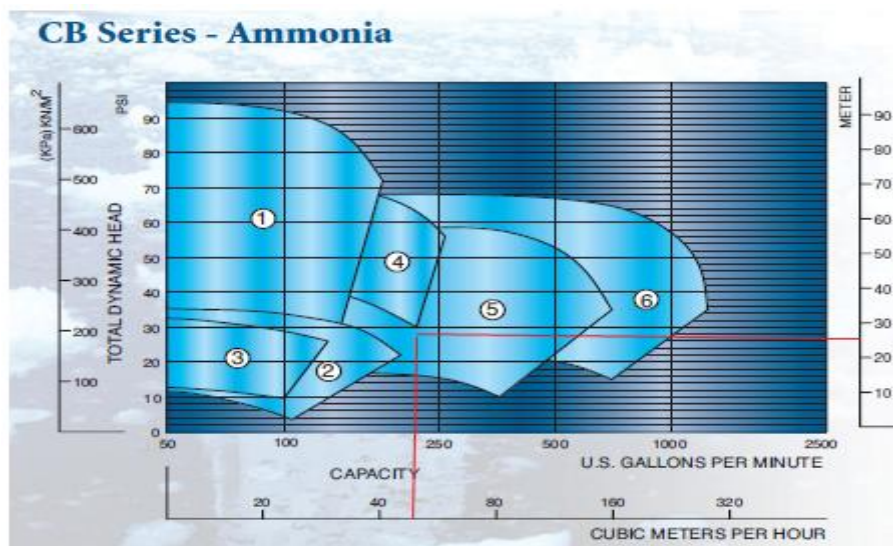


Figura 89 – Bombas para NH<sub>3</sub>

Desta forma foi escolhido o modelo 5 da **Cornell** com uma altura manométrica de 20 a 30 m.c.a.

### 11.5 Válvula Eléctrica ou de Solenoide

Neste caso vão ser precisas duas válvulas de solenoide situadas nas linhas de Dreno com um diâmetro de 3/4". Da **Parker** o modelo escolhido foi o **MA17A3**.

SPECIFICATIONS – KC-3 COIL												
TYPE	FLANGE CONNECTIONS Inches Sizes shown in BOLD will be furnished unless otherwise specified.	PORT SIZE Inches	MOPD psi		NOMINAL LIQUID CAPACITIES Tons of Refrigeration					COIL RATINGS		
			AC	DC	AMMONIA					STANDARD VOLTS/CYCLES	WATTS	
					Pressure Drop – psi						AC	DC
1	2	3	4	5								
MA5A3	1/4, 3/8, or 1/2 NPT Female	.140	250	200	8.0	11.3	13.8	16.0	17.8	24/50-60 120/50-60 208/50-60 240/50-60 Dual 120-240/60	18	25
MA17A3	1/2, 3/4, or 1 NPT Female	17/32	275	225	70.9	100	122	141	157			

Figura 90 – Selecção da válvula eléctrica ou de solenoide

### 11.6. Depósito Intermédio

Este componentes do sistema vai depender directamente do débito volumétrico dos compressores de alta pressão. Cada compressor tem um débito mássico de 411 kg/h, ou seja de 0,1142 kg/s. Sabendo o volume específico na linha de aspiração para os compressores de alta pressão ( $v = 0,346 \text{ m}^3/\text{kg}$ ), tem-se então que o débito volumétrico é de  $0,0395 \text{ m}^3/\text{s}$  ou  $142 \text{ m}^3/\text{h}$ . Sendo assim o modelo escolhido da **AIC** foi o **45/180**.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS E DIMENSIONAIS TECHNICAL DATA AND DIMENSIONS									
AIC-TIPO TYPE	A mm	B mm	C mm	①	②	③	VOLUME MAX. VOLUME m³/h	PESO WEIGHT Kg	
32/100	1.105	318	700	1 1/4"	1/2"	1/2"	70	110	
40/117	.270	400	800	2"	1/2"	1/2"	130	152	
45/180	1.800	550	900	3"	3/4"	1/2"	190	260	
55/209	2.090	650	1.150	4"	1"	3/4"	330	407	
70/232	2.315	700	1.300	5"	1 1/4"	3/4"	530	690	
100/265	2.650	1.000	1.600	6"	1 1/2"	3/4"	1.100	1.580	

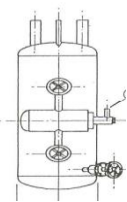


Figura 91 – Selecção do Depósito Intermédio

### 11.7. Válvula de Expansão Manual

Neste componente do sistema deve-se apenas ter em atenção o diâmetro e o caudal em questão. Como está referido na tabela tal, o diâmetro requerido é de 3/4" e o caudal de aproximadamente de  $0,77 \text{ m}^3/\text{h}$ . Desta forma da **Danfoss**, o modelo **6F**

Type	Orifice C mm	Kv value 1) m³/h	Connection Ranges	Code no.
6F	1	0 - 0.07	1/2 in. solder	6F0009
6F	1	0 - 0.07	3/8 in. weld	6F0010
6F	1	0 - 0.07	1/2 in. weld	6F0012
6F	3	0 - 0.36	1/2 in. solder	6F0029
6F	3	0 - 0.36	3/8 in. weld	6F0030
6F	3	0 - 0.36	1/2 in. weld	6F0032
6F	6	0 - 0.77	1/2 in. solder	6F0059
6F	6	0 - 0.77	3/8 in. weld	6F0060
6F	6	0 - 0.77	1/2 in. weld	6F0062
6F	9	0 - 1.67	1/2 in. solder	6F0104
6F	9	0 - 1.67	3/8 in. weld	6F0100
6F	9	0 - 1.67	1/2 in. weld	6F0102



Figura 92 – Selecção da Válvula de Expansão Manual

## 12. COMPARAÇÃO DO SISTEMA A $CO_2/NH_3$ COM O SISTEMA A $NH_3$ CLÁSSICO

### 12.1. Nível Energético

Ficou provado até aqui que ambos os sistemas são soluções viáveis para uma câmara frigorífica de congelados de 20000  $m^3$  para produtos paletizados (Refeições pré-cozinhas). No entanto para a escolha da melhor solução efectuou-se diversas comparações de alguns parâmetros, nomeadamente em termos energéticos.

No sistema a  $CO_2 / NH_3$ :

Energia Disponível do Fluido (Efeito Frigorífico)	
Evaporador	$h_1 - h_5 = 265 \text{ kJ/kg}$
Compressor $CO_2$	$h_1 - h_{2'} = 44 \text{ kJ/kg}$
Compressor $NH_3$	$h_{1'} - h_{2''} = 327 \text{ kJ/kg}$
Condensador Evaporativo	$h_{2'} - h_{3'} = 1357 \text{ kJ/kg}$

Tabela 43 – Energia disponível do fluido no sistema  $CO_2 / NH_3$

No sistema a  $NH_3$  clássico para congelados:

Energia Disponível do Fluido (Efeito Frigorífico)	
Evaporador	$h_1 - h_{10} = 1335 \text{ kJ/kg}$
Compressor Baixa Pressão	$h_1 - h_2 = 188 \text{ kJ/kg}$
Compressor Alta Pressão	$h_3 - h_4 = 255 \text{ kJ/kg}$
Condensador Evaporativo	$h_4 - h_5 = 1320 \text{ kJ/kg}$

Tabela 44 – Energia disponível do fluido no sistema a  $NH_3$

No Evaporador denota-se que no sistema a  $NH_3$  nos evaporadores inundados o fluido possui mais energia acumulada e disponível que no caso do  $CO_2$ . As características do  $CO_2$  como fluido frigorígeno permitem que a baixas temperaturas, com menos carga acumulada mas no entanto garantir as condições exigidas da câmara frigorífica, facto esse devido ao fluido ter características bastante vantajosas para estes regimes de temperatura.

Relativamente à energia necessária para a compressão, verifica-se novamente a mesma situação do lado do fluido  $CO_2$ , em que para realizar o trabalho de compressão a energia necessária é muito menor que no caso do  $NH_3$  mas no entanto é suficiente.

A energia disponível do fluido para a compressão do lado do  $NH_3$  acaba por ser similar aos dois níveis de pressão do sistema a  $NH_3$  clássico como seria de esperar tratando-se do mesmo fluido.



Eficiência Frigorífica	
Sistema a $CO_2 / NH_3$	Sistema a $NH_3$
$F = \frac{Q_L}{W_{12'}} = - \frac{(h_1 - h_5)}{(h_1 - h_{2'})} = 6,0$	$F = \frac{Q_L}{W_{12'}} = - \frac{(h_1 - h_{10})}{(h_1 - h_{2'})} = 7,1$
Rendimento Volumétrico (Rappin)	
$\eta_V = 1 - 0,05 x \frac{P_{cond}}{P_{evap}}$ $= 91\% (CO_2) \text{ e } 71\% (NH_3)$	$\eta_V = 1 - 0,05 x \frac{P_{int}}{P_{evap}} = 81 \%$ $\eta_V = 1 - 0,05 x \frac{P_{cond}}{P_{int}} = 80 \%$
Taxa de Compressão	
$\tau = \frac{P_{alta}}{P_{baixa}} = 1,9 (CO_2) \text{ e } 5,5 (NH_3)$	$\tau = \frac{P_{int}}{P_{baixa}} = 3,81$

Tabela 45 – Eficiências, rendimento volumétrico e taxa de compressão

A eficiência frigorífica do sistema apenas a  $NH_3$  é ligeiramente superior ao sistema a  $CO_2 / NH_3$ . No entanto esta superioridade não é significativa pois ambos os sistemas conseguem garantir as condições necessárias e exigidas para a armazenagem de produtos congelados em questão.

Relativamente ao rendimento volumétrico, este para o sistema a  $CO_2 / NH_3$  é dividido em duas parcelas, sendo a primeira o rendimento volumétrico para o lado do  $CO_2$  com 91% e a segunda para o lado do  $NH_3$  com 71%. Ambos apresentam valores razoáveis, e que também se verifica para o sistema apenas a  $NH_3$  em que o rendimento volumétrico é de 81%.

## 12.2. Consumo Eléctrico

### 12.2.1. Sistema a $CO_2/NH_3$

Os compressores desta instalação funcionam no máximo 16 horas por dia. Desta forma toda a instalação funcionará as mesmas 16 horas sendo que está dependente do funcionamento dos compressores. Retirou-se a informação da potência absorvida de cada equipamento eléctrico da instalação, ou seja dos compressores, ventiladores do Evaporador e Condensador, Válvula Eléctrica e do Motor eléctrico das Bombas de Amoníaco.

<b>Equipamentos</b>	<b>Potência Absorvida (kW)</b>
Ventilador Evaporador x 8	1,9 kW
Compressor $CO_2$ x 2	17,35 kW
Válvula Solenoide x 8	0,12 kW
Compressor $NH_3$ x 2	39,8 kW
Ventilador Condensador	4 kW
Bomba Pulverizadora Condensador	0,55 kW
Motor Electrico das Bombas de $NH_3$ x 2	3 kW
Valvula Solenoide $NH_3$	0,25 kW

Tabela 46 – Potência absorvida dos diversos equipamentos do sistema

De referir que pelo facto da instalação trabalhar 16 horas, tentou-se que não funcionasse nas horas de ponta onde a tarifa é mais elevada. Desta forma optimizou-se o funcionamento da instalação de forma a que não resultasse num custo final tão elevado. Consultando o sitio da EDP retira-se as tarifas de Média Tensão para longas utilizações. Tem-se que:

Projecto de Entrepasto Frigorífico a R744/R717 para Produtos Congelados

	Horas	Tarifa €/kWh	Comp. NH3 (kWh)	€	Comp CO2 (kWh)	€	Ventilador Cond(kWh)	€	Ventilador Evap (kWh)	€	Bomba NH3 (kWh)	€	Válvula NH3 (kWh)	€	Válvula CO2 (kWh)	€
Vazio	1	0,0535	39,8	2,13	17,35	0,93	4,55	0,24	1,90	0,10	3,00	0,16	0,25	0,01	0,12	0,01
Super Vazio	2	0,05	39,8	1,99	17,35	0,87	4,55	0,23	1,90	0,10	3,00	0,15	0,25	0,01	0,12	0,01
Super Vazio	3	0,05	39,8	1,99	17,35	0,87	4,55	0,23	1,90	0,10	3,00	0,15	0,25	0,01	0,12	0,01
Super Vazio	4	0,05	39,8	1,99	17,35	0,87	4,55	0,23	1,90	0,10	3,00	0,15	0,25	0,01	0,12	0,01
Super Vazio	5	0,05	39,8	1,99	17,35	0,87	4,55	0,23	1,90	0,10	3,00	0,15	0,25	0,01	0,12	0,01
Super Vazio	6	0,05	39,8	1,99	17,35	0,87	4,55	0,23	1,90	0,10	3,00	0,15	0,25	0,01	0,12	0,01
Cheias	7	0,0842	39,8	3,35	17,35	1,46	4,55	0,38	1,90	0,16	3,00	0,25	0,25	0,02	0,12	0,01
Cheias	8	0,0842	39,8	3,35	17,35	1,46	4,55	0,38	1,90	0,16	3,00	0,25	0,25	0,02	0,12	0,01
Cheias	9	0,0842	39,8	3,35	17,35	1,46	4,55	0,38	1,90	0,16	3,00	0,25	0,25	0,02	0,12	0,01
Ponta	10	0,11	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Ponta	11	0,11	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Ponta	12	0,11	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Cheias	13	0,0842	39,8	3,35	17,35	1,46	4,55	0,38	1,90	0,16	3,00	0,25	0,25	0,02	0,12	0,01
Cheias	14	0,0842	39,8	3,35	17,35	1,46	4,55	0,38	1,90	0,16	3,00	0,25	0,25	0,02	0,12	0,01
Cheias	15	0,0842	39,8	3,35	17,35	1,46	4,55	0,38	1,90	0,16	3,00	0,25	0,25	0,02	0,12	0,01
Cheias	16	0,0842	39,8	3,35	17,35	1,46	4,55	0,38	1,90	0,16	3,00	0,25	0,25	0,02	0,12	0,01
Cheias	17	0,0842	39,8	3,35	17,35	1,46	4,55	0,38	1,90	0,16	3,00	0,25	0,25	0,02	0,12	0,01
Ponta	18	0,11	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Ponta	19	0,11	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Ponta	20	0,11	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Ponta	21	0,11	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Cheias	22	0,0842	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Cheias	23	0,0842	39,8	3,35	17,35	1,46	4,55	0,38	1,90	0,16	3,00	0,25	0,25	0,02	0,12	0,01
Vazio	24	0,0535	39,8	2,13	17,35	0,93	4,55	0,24	1,90	0,10	3,00	0,16	0,25	0,01	0,12	0,01
<b>Total</b>			1361,60	<b>88,74</b>	277,6	<b>38,7</b>	72,80	<b>5,07</b>	30,40	<b>16,94</b>	96,00	<b>6,69</b>	4,00	<b>0,28</b>	15,36	<b>1,07</b>

Tabela 47 – Consumo eléctrico do sistema a CO<sub>2</sub> / NH<sub>3</sub>

Calculado o consumo de cada equipamento, pode-se desta forma calcular o consumo diário da instalação a  $CO_2 / NH_3$  e daí o consumo mensal. No consumo mensal é preciso ter em atenção que é necessário adicionar o custo das Horas de Ponta, da Potência Contratada e finalmente de um termo fixo.

	<b>Total Diário (€)</b>	157,48
	Mês (€)	4881,8
	+	
Horas Ponta	0,2729 Euros/kWh.dia	0,00
Contratada	0,0424 Euros/kWh.dia	179,7
Termo Fixo	44,41 Euros/mês	44,41
	<b>Total Mensal (€)</b>	<b>5105,87</b>

Tabela 48 – Consumo diário e mensal do sistema a  $CO_2 / NH_3$

Verifica-se que o custo mensal de energia eléctrica de uma instalação a  $CO_2 / NH_3$  é de **5105,87 Euros**.

De seguida será feito o mesmo consumo eléctrico para uma instalação apenas a  $NH_3$  para posterior comparação.

### 12.2.2. Sistema a $NH_3$

Os compressores desta instalação funcionam no máximo 16 horas por dia. Desta forma toda a instalação funcionará as mesmas 16 horas sendo que está dependente do funcionamento dos compressores. Retirou-se a informação da potência absorvida de cada equipamento eléctrico da instalação, ou seja dos compressores, ventiladores do Evaporador e Condensador, Válvula Eléctrica e do Motor eléctrico das Bombas de Amoníaco.

Equipamentos	Potência Absorvida (kW)
Ventilador Evaporador x 8	2,2 kW
Compressor AP x 2	36,9 kW
Válvula Solenoide x 2	0,25 kW
Compressor BP x 2	31,9 kW
Ventilador Condensador	4 kW
Bomba Pulverizadora Condensador	0,55 kW
Motor Eléctrico das Bombas de $NH_3$ x 2	3 kW

Tabela 49 – Potência absorvida dos diversos equipamentos no sistema a  $NH_3$

Mais uma vez se tentou otimizar o funcionamento da instalação, colocando as horas de funcionamento (16h) dos equipamentos eléctricos nas horas em que a tarifa é mais barata. De referir ainda que o catálogo do compressor de baixa pressão não tinha qualquer informação sobre a sua potência absorvida. No entanto optou-se por utilizar o factor de correcção de potência mas neste caso subtraindo à potência absorvida do compressor de alta pressão, ou seja:

$$Potência\ Absorvida\ BP = 36,9 - 0,15 \times 36,9 = 31,9\ kW$$

Projecto de Entrepasto Frigorífico a R744/R717 para Produtos Congelados

	Horas	Tarifa €/kWh	Compressor BP (kWh)	€	Compressor AP (kWh)	€	Ventilador Cond (kWh)	€	Ventilador Evap (kWh)	€	Válvula Eléctrica (kWh)	€	Bombas NH3 (kWh)	€
Vazio	1	0,0535	31,90	1,71	36,90	1,97	4,55	0,24	2,2	0,11	0,25	0,01	3,00	0,16
Super Vazio	2	0,05	31,90	1,60	36,90	1,85	4,55	0,23	2,2	0,11	0,25	0,01	3,00	0,15
Super Vazio	3	0,05	31,90	1,60	36,90	1,85	4,55	0,23	2,2	0,11	0,25	0,01	3,00	0,15
Super Vazio	4	0,05	31,90	1,60	36,90	1,85	4,55	0,23	2,2	0,11	0,25	0,01	3,00	0,15
Super Vazio	5	0,05	31,90	1,60	36,90	1,85	4,55	0,23	2,2	0,11	0,25	0,01	3,00	0,15
Super Vazio	6	0,05	31,90	1,60	36,90	1,85	4,55	0,23	2,2	0,11	0,25	0,01	3,00	0,15
Cheias	7	0,0842	31,90	2,69	36,90	3,11	4,55	0,38	2,2	0,19	0,25	0,02	3,00	0,25
Cheias	8	0,0842	31,90	2,69	36,90	3,11	4,55	0,38	2,2	0,19	0,25	0,02	3,00	0,25
Cheias	9	0,0842	31,90	2,69	36,90	3,11	4,55	0,38	2,2	0,19	0,25	0,02	3,00	0,25
Ponta	10	0,11	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Ponta	11	0,11	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Ponta	12	0,11	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Cheias	13	0,0842	31,90	2,69	36,90	3,11	4,55	0,38	2,2	0,19	0,25	0,02	3,00	0,25
Cheias	14	0,0842	31,90	2,69	36,90	3,11	4,55	0,38	2,2	0,19	0,25	0,02	3,00	0,25
Cheias	15	0,0842	31,90	2,69	36,90	3,11	4,55	0,38	2,2	0,19	0,25	0,02	3,00	0,25
Cheias	16	0,0842	31,90	2,69	36,90	3,11	4,55	0,38	2,2	0,19	0,25	0,02	3,00	0,25
Cheias	17	0,0842	31,90	2,69	36,90	3,11	4,55	0,38	2,2	0,19	0,25	0,02	3,00	0,25
Ponta	18	0,11	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Ponta	19	0,11	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Ponta	20	0,11	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Ponta	21	0,11	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Cheias	22	0,0842	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Cheias	23	0,0842	31,90	2,69	36,90	3,11	4,55	0,38	2,2	0,19	0,25	0,02	3,00	0,25
Vazio	24	0,0535	31,90	1,71	36,90	1,97	4,55	0,24	2,2	0,11	0,25	0,01	3,00	0,16
		Total (kWh's)	903,1	71,12	1180,80	82,27	72,80	5,07	281,6	19,84	8,00	0,56	96,00	6,69

Tabela 50 – Consumo eléctrico do sistema a NH<sub>3</sub>

Calculado o consumo de cada equipamento, pode-se desta forma calcular o consumo diário da instalação a  $NH_3$  e daí o consumo mensal. No consumo mensal é preciso ter em atenção que é necessário adicionar o custo das Horas de Ponta, da Potência Contratada e finalmente de um termo fixo.

	<b>Total Diário (€)</b>	185,34
	Mês	5745,40
	+	
Horas Ponta	0,2729 Euros/kWh.dia	0,00
Contratada	0,0424 Euros/kWh.dia	220,83
Termo Fixo	44,41 Euros/mês	44,41
	<b>Total Mensal (€)</b>	<b>6001,28</b>

Tabela 51 – Consumo diário e mensal do sistema a  $NH_3$

Pode-se desta forma concluir que:

<b>Diferença entre <math>CO_2/NH_3</math> e <math>NH_3</math></b>	<b>895,41</b>	Euros/mês
<b>Anual</b>	<b>10744,92</b>	Ao final do Ano - Euros/Ano

Tabela 52 – Diferença de consumos entre os dois sistemas mensal e anual

Mensalmente verifica-se que o sistema a  $CO_2 / NH_3$  tem um consumo mensal mais barato em **895,41 Euros**, o que anualmente se transforma numa economia de **10744,92 Euros** do que no sistema de  $NH_3$ .

### **12.3. Manutenção de Equipamentos**

A manutenção de equipamentos dos dois sistemas é muito similar e funciona segundo um critério inspecções periódicas que é um sistema de prevenção que reduz consideravelmente o número de reparações, visto serem por vezes pequenas coisas que em princípio parecem insignificantes, e que se transformam depois em avarias graves.

Estas visitas de inspecção, que podem ser intervaladas mensalmente ou segundo outro critério, não devem considerar-se como apenas exames visuais da instalação, mas antes sim, devem constituir verificações com profundidade, que mostrem se o equipamento funciona ou não de maneira correcta, e se existem quaisquer sinais de defeitos iniciais que podem prejudicar mais adiante o seu rendimento. Nestas visitas torna-se fundamental lubrificar motores, ajustar correias, leituras de manómetros de alta e baixa pressão, anotar as temperaturas, limpeza ao condensador evaporativo, ou seja realizar todas aquelas verificações que são mencionadas e que são imprescindíveis para se ter a certeza absoluta do bom funcionamento de qualquer instalação frigorífica.

#### **12.3.1 Revisão Geral**

Nunca deverá ser considerado qualquer serviço de manutenção sem se ter efectuado uma revisão final de toda a instalação, com o objectivo de que o sistema ficou a funcionar com inteira satisfação e exigência do requerido pelo cliente que pediu a revisão. A lista seguinte indica os pontos mais importantes que devem ser verificados quando se põe em marcha o equipamento, de um pedido de revisão:

- a) Pressão de paragem e de funcionamento*
- b) Pressão de alta, com o compressor a funcionar*
- c) Temperatura de paragem e de funcionamento*
- d) Se descongela completamente o evaporador*
- e) Se estão bem as válvulas de passagem do compressor*
- f) Verificar a tensão das correias de transmissão*
- g) Se é correcta a carga de refrigerante*
- h) Se está limpo o condensador evaporativo*
- i) Verificação do nível de óleo no compressor*
- j) Se estão bem ajustadas as válvulas de expansão*
- k) Lubrificação correcta nos compressores*
- l) Verificar o estado dos rolamentos do motor nos compressores*

(CREUS)



### **12.3.2 Técnico**

O técnico deverá sempre fazer sempre uma revisão ao seu equipamento de ferramentas, de forma que não falte nada do que necessita. Outro cuidado a ter é a limpeza e a boa apresentação no cuidado com as ferramentas e no próprio trabalho. Os clientes tem o hábito de fixar muito os pormenores e deve sempre causar a melhor impressão possível limpando o local da instalação de qualquer vestígio de trabalho após terminar a revisão. É importante que o cliente saiba o que esperar da instalação frigorífica para que assim desta forma o cliente possa ter noção das possíveis avarias que surgem na câmara com um sistema deste tipo instalado.

### **12.3.3 Medição de Pressões e Temperaturas**

A grande parte das avarias que surgem afectam a pressão da baixa ou da alta e naturalmente a temperatura do sistema e desta forma como medida preventiva, deve se instalar manómetros e termómetros bem calibrados aconselhando-se a verificação periódica dos mesmos De referir que aparelhos mal calibrados darão origem a leituras que não correspondem às condições de trabalho do equipamento o que pode originar um funcionamento anormal do sistema.

### **12.3.4 Classificação das Reclamações**

A causa da avaria pode ser fácil de detectar no entanto em grande parte dos casos torna-se necessário verificar cuidadosamente as pressões, as temperaturas, entre outros parâmetros importantes. As reclamações mais comuns podem ser classificadas da seguinte ordem:

- 1) O compressor não se põe em marcha
- 2) O compressor arrefece mas não para, ou funciona em tempo excessivo
- 3) O Compressor pára e põe-se em marcha em intervalos muito curtos
- 4) Faz frio excessivo
- 5) Elevado consumo de corrente
- 6) A protecção da intensidade máxima dispara
- 7) Ruídos

### **12.3.5 Localização das Avarias**

Para determinar preventivamente a causa de uma avaria deve fazer-se as seguintes observações.

- 1) Temperatura do Evaporador – Não pode ser determinada com exactidão mas no entanto pode obter-se uma aproximação com um termómetro na sua superfície. Deve verificar-se que a temperatura exterior não seja superior a 5°C a 7°C da temperatura do fluído no seu interior do evaporador.
- 2) Pressão de Aspiração – Indica a pressão e temperatura que o refrigerante tem no evaporador. A sua leitura é efectuada na aspiração do compressor.
- 3) Pressão de Alta – A temperatura do fluido frigorigénio condensado será cerca de 15 graus mais alta que a temperatura húmida do ar que entra no condensador evaporativo. Se pressão for mais alta, então é devido à presença de gases incondensáveis que elevam esta pressão. Se pressão for mais baixa é devido à insuficiente quantidade de refrigerante no sistema.
- 4) Temperatura da Linha de Aspiração e da Linha de Líquido – A temperatura da linha de líquido indica as condições do fluído dentro do sistema. A temperatura da linha de líquido é ligeiramente inferior à temperatura que sai do condensador evaporativo.
- 5) Temperatura de descarga do Compressor - Permitirá obter uma boa indicação de funcionamento do sistema. Se estiver muito elevada, é sinal que a pressão de alta é excessiva, devido a deficiente condensação ou à existência de ar no sistema.
- 6) Válvula de Expansão manual no Separador de Líquido - Tem um funcionamento silencioso existindo no entanto algum ruído que é devido a passagem de fluído através da mesma. No entanto quando passa gás em vez de líquido, nota-se um ruído bastante acentuado.
- 7) Tempo de Funcionamento - Deve se ter em conta quer os ciclos curtos ou longos períodos de marcha contínua. São ambos sinal de funcionamento anormal nos controladores de nível do Separador.
- 8) Ruídos - Os ruídos anormais que podem se verificar no compressor, no motor, nas transmissões ou na válvula de expansão. Naturalmente que os ruídos anormais nestes equipamentos são sinal da existência de avaria

### **12.3.6 Tipos de Avarias mais Importantes - Fugas**

A reparação de fugas que ocorrem em diversos tubos de ligação, porcas e peças de união, soldaduras, juntas, etc, não apresenta dificuldade, visto que basta substituir o tubo ou peça de ligação com defeito, refazer juntas e efectuar a soldadura correcta.

De notar que uma das fugas que maiores cuidados exige para a respectiva correcção é a que pode ser produzida nas juntas de retenção de um compressor do tipo aberto, podendo dar origem a uma perda grave de fluído e óleo, com a necessidade de ter que se recarregar o sistema. Uma perda persistente de óleo na descarga do compressor, directamente por baixo da junta de retenção é prova de que este tem uma fuga grave e de difícil resolução.

De referir ainda que neste caso existe uma diferença significativa nos dois sistemas. Num sistema a  $CO_2 / NH_3$  existe menos risco pelo facto de uma fuga no lado do  $CO_2$  não ser prejudicial para os produtos como já foi referido pelo facto de ser uma substância já presente no ar atmosférico. No entanto uma fuga num sistema a  $NH_3$  contaminará os produtos não havendo solução possível para uma avaria deste género. É preciso ter cuidado extra dada a toxicidade deste fluído, sendo necessário que o mecânico de frio tenha equipamento adequado (máscara, garrafas de oxigénio, etc.) de modo a poder trabalhar sem sofrer os efeitos nocivos da presença do  $NH_3$ .

### **12.3.7. Efeitos Prejudiciais dos Poluentes**

O bom funcionamento deste sistema de refrigeração, depende de poder manter-se livre de poluentes (lamas, corrosão, etc), que afectam todos os componentes da instalação:

Lamas – Surge da decomposição do óleo, a qual se combina com fragmentos de carvão, metal, óxidos, sais ou compostos insolúveis, que pode entupir filtros e outros componentes, provocar um baixo rendimento e finalmente pode provocar uma falha ou avaria no sistema. A presença de lamas pode geralmente atribuir-se às altas temperaturas de funcionamento do compressor, e à acção de diversos poluentes, incluindo uma quantidade considerável de ar. As maneiras de se evitar a formação de lamas:

- a) Manter o sistema limpo e seco;
- b) Manter o sistema sem ar purgando o mesmo no depósito de líquido
- c) Usar um óleo para refrigeração de alta qualidade.

Corrosão – Em temperaturas elevadas, não sendo o caso, existe a probabilidade de se produzir alguma corrosão. Se verificar a presença de poluentes, poderá originar ainda uma maior e perigosa corrosão do que quando esta é causada pela existência de temperatura muito elevada. O ar em presença da água provoca também a oxidação de um sistema. Sendo assim para se evitar a corrosão, deve procurar-se:

- a) Manter o sistema bem limpo e liberto de qualquer poluente
- b) Utilizar refrigerantes procedentes de fábrica e óleos de grande qualidade.
- c) Evitar as temperaturas excessivas de descarga do compressor.
- d) Manter os condensadores limpos, sem obstruções.
- e) Ajustar de forma adequada as válvulas de expansão,
- f) Manter o correcto funcionamento das bombas de líquido de modo a que a pressão nos evaporadores seja constante.

### 13. Escolha da melhor Solução - Conclusões

Como já foi referido, ambas as soluções de instalação para uma câmara frigorífica de congelados (-25° C) e de 20000 m<sup>3</sup>, são soluções viáveis para as exigências requeridas. No entanto com as comparações efectuadas pode-se escolher a melhor solução para o caso em questão

Energeticamente verifica-se que as diferenças não são muito relevantes sendo que o único parâmetro em que distanciam é no facto do sistema a NH<sub>3</sub> possuir uma eficiência frigorífica ligeiramente superior. Outro parâmetro de comparação está as características do próprio fluido frigorígeno. As características do fluido CO<sub>2</sub> revelam-se mais vantajosas que o NH<sub>3</sub>, tanto a nível ambiental como em questão de segurança. O facto de não ter risco para danificar os produtos, ser de baixo risco para as pessoas, ser de fácil manutenção, necessitar de pouca carga acumulada para garantir as mesmas condições, revela-se fulcral para aquilo que se pretende (de referir ainda que o próprio fluido CO<sub>2</sub> é mais barato). Ainda se pode acrescentar que os equipamentos requerem menos espaço. De referir ainda que relativamente à manutenção de equipamentos os dois sistemas são muito similares, no entanto, no caso de uma fuga, o sistema a CO<sub>2</sub> está mais protegido pelo facto de ser uma substância presente no ar, o que já não acontece no NH<sub>3</sub>, danificando os produtos pela sua toxicidade.

Mas o principal factor de diferenciação está no consumo eléctrico nos dois sistemas. A potência absorvida dos equipamentos eléctricos a CO<sub>2</sub> é bastante mais baixa que os equipamentos a NH<sub>3</sub>, o que leva a que se poupe certa de **895,41 Euros** por mês e quase **11 mil euros** por ano só a nível de consumo eléctrico. Tendo em conta que uma instalação a CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> custa aproximadamente 500 mil euros, enquanto uma apenas a NH<sub>3</sub> custa 450 mil euros (informações dadas pelo Eng.Matos Guerra) pode-se dizer que

	Euros
Instalação a CO <sub>2</sub> /NH <sub>3</sub>	500000
Instalação a NH <sub>3</sub>	450000
Diferença	50000
Poupado em Consumo Eléctrico	10744,92
<b>Instalação Amortizada (Anos)</b>	<b>4,7</b>

Começa-se a lucrar com a instalação a CO<sub>2</sub> / NH<sub>3</sub> apenas após 4,7 anos. Desta forma devido às muitas similaridades que os dois sistemas têm, o factor económico torna-se fundamental estando aí a principal diferença e vantagem para o sistema a CO<sub>2</sub> / NH<sub>3</sub>.

## **14. BIBLIOGRAFIA**

- CREUS, J. Alarcon, Tratado Prático de Refrigeração Automática, Dinalivro Portugal
- Guerra, António Matos, Slides das Aulas da unidade curricular Refrigeração, ISEL 2010
- Vestergaard, Niels P, CO2 Refrigerant for Industrial Refrigeration

### **Software Utilizado**

- Programa de Cálculo de Cargas da *Centauro v.2.0*
- Programa de selecção de compressores da *Bitzer v.5.3.1*

### **Sites Consultados**

- <http://www.centauro.pt/>
- <http://www.friga-bohn.com/>
- <http://www.bitzer.de/>
- <http://www.emersonclimate.com/>
- <http://www.danfoss.com/>
- <http://www.posgrad.mecanica.ufu.br/>
- <http://www.temprite.co.uk/>
- <http://www.parker.com/>
- <http://www.henrytech.com/>
- <http://www.evapco.com/>
- <http://www.valve.asia/>

# ANEXOS

## (CD)