



ISEL

INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA
Departamento de Engenharia Mecânica

**Concepção de Instalações Frigoríficas em
Expansão Directa versus Sistemas Inundados.
Análise Energética das Soluções**

JOAQUIM AUGUSTO QUEIRÓS DIAS
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre
em Engenharia Mecânica

Orientadores:

Professor António Manuel Matos Guerra
Professor Francisco Gonçalves dos Santos

Júri:

Presidente: Professor Doutor João Carlos Quaresma Dias
Vogais:

Professor João Garcia
Professor António Manuel Matos Guerra

Março de 2012



ISEL

INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA
Departamento de Engenharia Mecânica

**Concepção de Instalações Frigoríficas em
Expansão Directa versus Sistemas Inundados.
Análise Energética das Soluções**

JOAQUIM AUGUSTO QUEIRÓS DIAS
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre
em Engenharia Mecânica

Orientadores:

Professor António Manuel Matos Guerra
Professor Francisco Gonçalves dos Santos

Júri:

Presidente: Professor Doutor João Carlos Quaresma Dias
Vogais:

Professor João Garcia
Professor António Manuel Matos Guerra

Março de 2012

Resumo

O recurso a sistemas de refrigeração é indispensável nos dias actuais. Esta importante área da engenharia vem sendo aperfeiçoada através dos séculos para atender às diversas necessidades geradas com a evolução do estilo de vida da humanidade. Nos dias actuais, é praticamente impossível dissociar as actividades da sociedade moderna dos benefícios proporcionados pelas tecnologias de refrigeração. Como consequência, também é indispensável o uso da energia eléctrica para o accionamento dos motores e outros equipamentos associados a esses sistemas.

Ao longo deste trabalho, os conceitos termodinâmicos e os componentes dos sistemas de refrigeração são abordados, de modo a permitir o projecto de instalações frigoríficas optimizadas energeticamente. Os aspectos teóricos serão destacados, para que se possa definir o perfil termodinâmico das instalações frigoríficas em expansão directa e em sistema inundado. A partir dos conceitos básicos, serão descritos os ciclos de refrigeração e as suas variações.

O balanço energético de uma instalação frigorífica permite todo o projecto termodinâmico da instalação, a selecção dos equipamentos e acessórios necessários ao bom funcionamento do sistema, não perdendo de vista a sua eficiência energética.

A eficiência energética da instalação é um factor importante, como tal, é pertinente confrontar duas tipologias diferentes de projecto associadas a uma câmara frigorífica. Para tal objectivo, é tipificada uma câmara de congelados de dimensões apreciáveis, para a qual serão projectados os sistemas alvo de comparação.

A instalação em sistema inundado apresenta melhor eficiência frigorífica e menor custo de exploração, no entanto, é necessário um investimento inicial elevado.

Palavras-chave: refrigeração; instalação frigorífica; expansão directa; sistema inundado, eficiência energética.

Abstract

Nowadays, the use of cooling systems is thoroughly indispensable. This important area of engineering has been perfected throughout the centuries in order to meet the diverse needs produced by humanity's lifestyle evolution. Presently, it is practically impossible to separate society's everyday activities from the benefits provided by cooling technologies. As a result, the use of electric energy for powering motors as well as others equipments associated with those systems is also indispensable.

Throughout this work, the thermodynamic concepts and cooling system components will be addressed, so as to allow the design of energetically optimised refrigeration installations. The theoretical aspects will be highlighted in order to define the direct expansion and flooded system refrigeration installations thermodynamic profile. From the basic concepts, the refrigeration cycles and its variations will be described.

The energetic balance of a refrigeration installation allows for the thermodynamic design of the installation as well as the selection of its equipments and accessories, needed for the good functioning of the system, never forgetting its energetic efficiency.

The energetic efficiency of the installation is an important factor; therefore, it is pertinent to confront two different design typologies associated with a cooling chamber. To this end, a cooling chamber of considerable size will be presented, for which the targeted systems will be designed.

A flooded system installation presents better refrigeration efficiency and lesser maintenance costs; however, a high initial investment is necessary.

Keywords: refrigeration, refrigeration installations, direct expansion, flooded system, energetic efficiency.

Índice Geral

Resumo	iii
Abstract.....	iv
Índice Geral	v
Índice de Figuras	viii
Índice de Tabelas	x
Nomenclatura Utilizada.....	xi
1. Introdução.....	1
1.1 Motivação	1
1.2 Objectivos	2
2. Instalações Frigoríficas	3
2.1 História da refrigeração	3
2.2 Refrigeração.....	7
2.3 Sistemas de refrigeração	8
2.4 Componentes do sistema de refrigeração por compressão de vapor	9
2.4.1 Compressor.....	10
2.4.2 Condensador	18
2.4.3 Evaporador.....	23
2.4.4 Válvula de expansão	28
2.4.5 Acessórios do circuito de refrigeração	34
3. Ciclos de Refrigeração por Compressão de Vapor	38
3.1 Ciclo de Carnot	38
3.2 Ciclo frigorífico simples	40
3.3 Balanço energético do ciclo	43
3.3.1 Potência frigorífica	43
3.3.2 Potência teórica de compressão.....	44
3.3.3 Potência calorífera rejeitada no condensador	44

3.3.4	Válvula de expansão	45
3.3.5	Coeficiente de eficiência (COP)	45
4.	Balanço Térmico de uma Instalação Frigorífica	47
4.1	Ganho térmico através das paredes, tecto e pavimento	48
4.2	Ganho térmico devido às renovações de ar	50
4.2.1	Carga térmica devido às necessidades técnicas de renovação do ar.....	50
4.2.2	Carga térmica das renovações equivalentes de ar	51
4.3	Ganho térmico dependente do produto armazenado.....	52
4.4	Ganho térmico devido à iluminação	54
4.5	Ganho térmico devido ao pessoal de estiva	54
4.6	Ganho térmico devido aos empilhadores.....	55
4.7	Ganho térmico devido aos ventiladores.....	55
4.8	Ganho térmico devido à descongelação.....	56
5.	Cálculo de Câmara de Congelados	57
5.1	Dados da câmara de congelados	57
5.2	Potência frigorífica da instalação.....	59
5.2.1	Isolamento térmico da Câmara	59
5.2.2	Ganhos térmicos	60
5.3	Perfil termodinâmico da instalação em expansão directa.....	62
5.4	Perfil termodinâmico da instalação em sistema inundado.....	64
5.5	Análise termodinâmica das instalações	67
5.6	Seleccção dos equipamentos / Implementação.....	71
5.6.1	Instalação frigorífica a R404A	71
5.6.2	Instalação frigorífica a R717	74
6.	Análise Comparativa dos Sistemas Implementados.....	79
6.1	Comparação a nível energético.....	79
6.2	Comparação a nível de consumo de energia eléctrica	81

6.3	Análise custo/benefício.....	83
6.3.1	Métricas financeiras.....	83
6.3.2	Principais pressupostos.....	85
6.3.3	Análise de resultados.....	86
7	Conclusão.....	90
8	Bibliografia.....	92
	ANEXOS.....	94
	Anexo A – Características dos fluidos frigorígenos R717 e R404 A.....	- 95 -
	Anexo B – Cálculo dos ganhos térmicos na câmara de congelados.....	- 97 -
	Anexo C – Simbologia dos equipamentos e acessórios.....	- 102 -
	Anexo D ₁ – Diagrama de Mollier do R404A.....	- 105 -
	Anexo D ₂ – Cálculo dos parâmetros da Instalação a R404A.....	- 106 -
	Anexo D ₃ – Esquema frigorífico para a Instalação em Expansão Directa.....	- 107 -
	Anexo E ₁ – Diagrama de Mollier do R717.....	- 108 -
	Anexo E ₂ – Cálculo dos parâmetros da Instalação a R717.....	- 109 -
	Anexo E ₃ – Esquema frigorífico para a Instalação em Sistema inundado.....	- 111 -

Índice de Figuras

Figura 2.1 – Sistema Termodinâmico da Máquina Frigorífica [4].....	7
Figura 2.2 – Tipos de compressores e aplicações.....	11
Figura 2.3 – Compressor hermético 3a, Compressor Semi-hermético 3b, Compressor aberto 3c [12].....	12
Figura 2.4 – Esboço do compressor alternativo	13
Figura 2.5 - Diagrama P- v [10]	14
Figura 2.6 – Rotor macho e rotor fêmea do compressor de parafuso (Bitzer)	16
Figura 2.7 – Variação da temperatura do fluido frigorígeno e do meio de arrefecimento [13].....	19
Figura 2.8 – Condensador multitubular (<i>Shell and Tube</i>) [13]	21
Figura 2.9 – Condensador evaporativo.....	22
Figura 2.10 – Evaporador inundado alimentado por bomba [15].....	24
Figura 2.11 – Evaporador inundado alimentado por gravidade [11].....	25
Figura 2.12 – Localização do evaporador na Câmara Frigorífica [18]	26
Figura 2.13 – Evaporador de expansão directa e evolução da temperatura [12].....	28
Figura 2.14 – Válvula de expansão termostática com equalização interna (a) e com equalização externa (b) [19]	30
Figura 2.15 – Equilíbrio da válvula termostática [19].....	31
Figura 2.16 – Características da válvula de carga normal (a) e de carga cruzada (b) [13]... ..	32
Figura 2.17 – Válvula de pressão constante [5].....	33
Figura 3.1 - Esquema do Sistema de Refrigeração de Carnot [5]	39
Figura 3.2 – Diagrama P- h do ciclo de Carnot [11]	39
Figura 3.3 – Sistema básico de refrigeração (a); diagrama T – s (b); diagrama P – h (c) [4]... ..	41

Figura 3.4 - Diagrama P- h do ciclo com os estados alterados à saída do evaporador e do condensador [11]	42
Figura 3.5 – Diagrama P-h do ciclo Real [11].....	42
Figura 3.6 – Diagrama T-s do ciclo	42
Figura 3.7 – Influência no COP em função das Temperaturas [5]	46
Figura 5.1 – Layout da câmara de congelados	59
Figura 5.2 – Distribuição dos ganhos térmicos em percentagem	61
Figura 5.3 – Esquema frigorífico simplificado a R404A	62
Figura 5.4 – Ciclo frigorífico no diagrama P - h do R404A.....	63
Figura 5.5 – Esquema frigorífico simplificado a R717	65
Figura 5.6 – Ciclo frigorífico no diagrama P - h do R717.....	65
Figura 5.7 – Variação do COP com a da temperatura de evaporação	68
Figura 5.8 – Variação do COP com a temperatura de condensação.....	69
Figura 5.9 – Variação do COP com o subarrefecimento	70
Figura 5.10– Variação do COP com o sobreaquecimento (R404A)	70
Figura 5.11 – Variação do COP em função da temperatura do depósito intermédio (R717).....	71
Figura 6.1 – Conceito de taxa interna de rentabilidade [25]	84
Figura 6.2 – Mapa do <i>Cash Flow</i> da Instalação em Expansão Directa.....	87
Figura 6.3 - Mapa do <i>Cash Flow</i> da Instalação em Sistema Inundado	88
Figura 6.4 – Gráfico do <i>cash flow</i> acumulado das instalações frigoríficas	89
Figura 6.5 – Gráfico dos custos das instalações frigoríficas	89

Índice de Tabelas

Tabela 4.1 – Temperatura das diferentes envolventes [20]	50
Tabela 4.2 – Tempo médio da abertura de portas [21]	52
Tabela 4.3 – Quantidade de calor libertado por Pessoa [21]	55
Tabela 5.1 – Cálculo da espessura do isolamento	60
Tabela 5.2 – Balanço térmico	60
Tabela 5.3 – Propriedades termodinâmicas para o R404A	64
Tabela 5.4 – Parâmetros caracterizadores da instalação a R404A	64
Tabela 5.5 – Propriedades termodinâmicas para o R717	67
Tabela 5.6 – Parâmetros caracterizadores da instalação a R717	67
Tabela 6.1 – Parâmetros das instalações frigoríficas.....	80
Tabela 6.2 – Potência absorvida.....	81
Tabela 6.3 – Distribuição do funcionamento da instalação frigorífica ao longo do dia.	82

Nomenclatura Utilizada

COP	Coeficiente de desempenho (Coefficient of performance)	
η_s	Rendimento isentrópico	
η_v	Rendimento volumétrico	
ΔT	Diferença de temperatura	[°C]
ΔT_{ln}	Diferença média logarítmica de temperatura	[°C]
ρ	Densidade	[kg/m ³]
c	Calor específico	[J/(kg °C)]
C_p	Custos de exploração do período p	€
e	Espessura	[m]
h	Entalpia específica	[J/kg]
h_{int.}	Coeficiente de convecção interior	[w/(m ² °C)]
h_{ext.}	Coeficiente de convecção exterior	[w/(m ² °C)]
I_p	Despesa de investimento no período p	€
j	Taxa de actualização	%
k	Condutividade térmica	[w/(m °C)]
L	Calor latente de congelação	[J/kg]
m	Massa	[kg]
\dot{m}	Caudal mássico	[kg/s]
P_C	Pressão de condensação	[bar]
P_E	Pressão de evaporação	[bar]
\dot{Q}_L	Potência calorífica	[kW]
\dot{Q}_H	Potência calorífica dissipada no condensador	[kW]
r_p	Taxa de compressão	
R_p	Receitas de exploração do projecto no período p	€
S	Área	[m ²]
s	Entropia	[J/(kg.K)]

T	Temperatura	[°C]
T_C	Temperatura de condensação	[°C]
T_E	Temperatura de evaporação	[°C]
T_H	Temperatura da fonte quente	[°C]
T_L	Temperatura da fonte fria	[°C]
U	Coeficiente global de transmissão de calor	[W/(m ² °C)]
\dot{V}	Caudal volúmico	[m ³ /s]
v	Volume específico	[m ³ /kg]
\dot{W}	Potência mecânica	[W]
\dot{W}_C	Potência de compressão	[W]

1. Introdução

Pode-se definir a refrigeração como a arte de arrefecer corpos sólidos ou fluidos para temperaturas abaixo das disponíveis no ambiente, num determinado tempo e local [1]. Esta importante área da engenharia vem sendo aperfeiçoada através dos séculos para atender às diversas necessidades geradas com a evolução do estilo de vida da humanidade. Nos dias actuais, é praticamente impossível dissociar as actividades da sociedade moderna dos benefícios proporcionados pelas tecnologias de refrigeração, seja no arrefecimento e conservação de alimentos, no conforto térmico e climatização de ambientes, medicina ou na melhoria do desempenho de computadores e de outros dispositivos electrónicos.

1.1 Motivação

No contexto da actual problemática da energia, ter uma maior eficiência no consumo de energia é uma preocupação crescente. No caso português, a indústria é responsável pelo consumo de cerca de um terço da energia primária. A refrigeração industrial representa cerca de 4% do consumo de electricidade na indústria portuguesa. daí que quaisquer medidas que resultem numa maior eficiência energética resultam também num decréscimo das emissões de dióxido de carbono do país e ainda numa redução da dependência externa [2].

A refrigeração cada vez mais assume um papel preponderante na Indústria. Nos últimos anos, a indústria da refrigeração apresentou um grande progresso. A refrigeração é utilizada no armazenamento das matérias primas e produtos alimentares perecíveis até à conservação dos “alimentos prontos”, os equipamentos de refrigeração e congelação estão cada vez mais presentes nas respectivas instalações e representam uma fatia significativa no montante dos investimentos [3].

A refrigeração é uma componente de fundamental importância em diversas indústrias, tendo maior expressão na indústria alimentar e química representando um consumo de energia muito significativo para estas indústrias. No entanto, há um conjunto de alternativas que podem conduzir a uma poupança de energia significativa neste campo.

No caso do frio industrial e de indústrias de produtos congelados com uma forte dependência dos sistemas de refrigeração, há a necessidade de definir correctamente o perfil da instalação e confrontar várias soluções de modo a ir ao encontro da instalação frigorífica otimizada energeticamente. Para tal, é necessário projectar critérios termodinâmicos das instalações, ter bom conhecimento dos ciclos de refrigeração e dos equipamentos necessários para o excelente funcionamento da instalação adoptada.

1.2 Objectivos

A presente dissertação tem como objectivo a comparação de instalações frigoríficas em expansão directa versus sistemas inundados em termos energéticos. Para tal, as etapas a percorrer são:

- ✓ Definir o perfil termodinâmico das instalações frigoríficas em expansão directa versus sistemas inundados em termos de eficácia energética;
- ✓ Avaliar os benefícios energéticos com base na aplicação de fluxos térmicos recomendados pelo Instituto Internacional do Frio;
- ✓ Projectar critérios termodinâmicos de concepção de instalações frigoríficas optimizadas energeticamente;
- ✓ Enunciar os pontos críticos, pontos fortes e pontos fracos. Análise económica das concepções;
- ✓ Análise conclusiva.

2. Instalações Frigoríficas

2.1 História da refrigeração

A utilização da refrigeração já era do conhecimento humano mesmo na época das mais antigas civilizações. Durante séculos, as pessoas têm conhecimento de que a evaporação da água origina o efeito de arrefecimento [4]. A refrigeração antigamente era conseguida por meios naturais, tais como o uso de gelo ou o arrefecimento evaporativo [5].

Pode-se citar a civilização chinesa que, muitos séculos antes da era comum, usava o gelo natural (colhido nas superfícies dos rios e lagos congelados) com a finalidade de conservar o chá que consumiam. As civilizações gregas e romanas também aproveitavam o gelo colhido no alto das montanhas, para o preparo de bebidas e alimentos gelados [6].

Já a civilização egípcia, que devido a sua situação geográfica e ao clima de seu país, não dispunha de gelo natural, refrescava a água por evaporação, usando vasos de barro. O barro, sendo poroso, deixa passar um pouco da água contida no seu interior, a evaporação desta para o ambiente faz baixar a temperatura da água dentro do vaso [5].

O gelo era muito desejado na Índia pelo imperador Mogul, sendo conseguido pelo arrefecimento nocturno. Em 1806, Frederic Tudor, começou o comércio de gelo cortando-o do rio Hudson e das lagoas de Massachusetts e exportá-lo para vários países, incluindo a Índia. O gelo transportado para a Índia era mais barato do que o gelo lá fabricado pelo processo de arrefecimento nocturno. Este método de produção de gelo foi cada vez mais, aperfeiçoado, sendo muito popular na Índia, mas com baixa rentabilidade [5]. O arrefecimento da água por evaporação praticado no Egipto, foi adoptado pela Índia para produzir gelo dada a pouca rentabilidade do fabrico por arrefecimento nocturno (Neuberger, 1930) [4].

Contudo, o uso do gelo natural trazia consigo uma série de inconvenientes, ficava-se na dependência directa da natureza para a obtenção da matéria primordial, isto é, o gelo, que só se formava no inverno e nas regiões de clima bastante frio. O fornecimento era bastante irregular e quando exportado para países quentes, era sujeito a um transporte

demorado, no qual a maior parte se perdia por derretimento, especialmente porque os meios de conservá-lo durante este transporte eram deficientes. Mesmo nos locais onde o gelo se formava naturalmente, isto é, nas zonas frias, o seu armazenamento era bastante crítico sendo apenas possível por períodos de tempo pequenos. Por este motivo, engenheiros e pesquisadores voltaram-se para o desenvolvimento de meios e processos que permitissem a obtenção artificial de gelo [6].

Início da refrigeração artificial

A refrigeração, praticada nos dias de hoje é conseguida por meios artificiais. A história da refrigeração artificial remota ao ano de 1755, quando o Professor escocês William Cullen fez a primeira máquina de refrigeração, que poderia produzir uma pequena quantidade de gelo em laboratório. Baseado no princípio de funcionamento, os sistemas de refrigeração podem ser classificados como sistemas de compressão de vapor, sistemas de absorção, ciclos de refrigeração a gás, etc [5].

A base de refrigeração moderna está na capacidade de líquidos em absorver enormes quantidades de calor e evaporarem. O Professor William Cullen, da Universidade de Edinburgh demonstrou isso em 1755, colocando uma pequena porção de água em contacto com éter num recipiente fechado reduzindo a pressão utilizando uma bomba de vácuo. A taxa de evaporação do éter aumentou devido à bomba de vácuo, verificando-se a formação de gelo [5]. Este processo envolve dois conceitos termodinâmicos importantes, pressão de vapor e calor latente. Um líquido está em equilíbrio térmico com o seu próprio vapor a uma pressão denominada pressão de vapor que depende apenas da temperatura. O segundo conceito é que a evaporação do líquido requer energia, esta energia é definida como calor latente de evaporação. Se o calor latente é extraído do líquido, o líquido arrefece. A temperatura de éter permanecerá constante, enquanto a bomba de vácuo manter uma pressão igual à pressão de vapor à temperatura desejada, para isso, é necessária a remoção do vapor formado devido à vaporização. Se uma temperatura mais baixa for desejada, então uma menor pressão de saturação, ou seja, de vapor terá que ser conseguida pela bomba de vácuo. O componente do sistema de refrigeração onde se verifica este fenómeno é denominado de evaporador [5].

Para que o arrefecimento seja feito de forma contínua, o vapor deve ser condensado passando do estado gasoso para o estado líquido. O processo de condensação exige a

rejeição de calor para o exterior. O vapor pode ser condensado a uma temperatura ambiente, desde que se aumente a sua pressão. O processo de condensação foi desenvolvido na segunda metade do século XVIII. Em 1780, U F. Clouet e G. Monge condensaram SO₂, Van Marum e Van Troostwijk condensaram NH₃ em 1787. Para que o processo de condensação se dê a uma temperatura superior à do ambiente é necessário um compressor para elevar a pressão do vapor [5]. Desde Cullen, muitos Engenheiros e Cientistas criaram uma série de invenções para esclarecer os princípios fundamentais da refrigeração (Goosman, 1924) [4].

Oliver Evans descreveu um ciclo de refrigeração usando éter como fluido frigorigénio em 1805, no livro que publicou “*Abortion of a young Steam Engineer’s Guide*” na Filadélfia. As suas ideias inspiraram Jacob Perkins, que construiu o primeiro sistema de refrigeração de compressão de vapor [5].

Jacob Perkins, em 1834 construiu e patenteou uma máquina de compressão de vapor com um compressor, um condensador, um evaporador e uma válvula entre o condensador e o evaporador (Critchell e Raymond, 1912) [4].

A crescente procura ao longo dos 30 anos a partir de 1850 proporcionou grandes realizações criativas e de progresso. Novas substâncias, por exemplo, amoníaco e dióxido de carbono foram usadas como fluido frigorigénio, sendo mais adequadas do que a água e éter. Estas substâncias foram disponibilizadas por Faraday, Thilorier, entre outros, mostrando que tais substâncias podiam ser condensadas. A base teórica necessária para refrigeração mecânica foi fornecida por Rumford e Davy, que explicou a natureza do calor, e por Kelvin, Joule e Rankine que estavam continuamente a trabalhar na formulação da ciência termodinâmica (Travers, 1946) [4]. As máquinas de refrigeração aparecem entre 1850 e 1880, e estas podem ser classificadas de acordo com o fluido frigorigénio.

Uma das primeiras máquinas de compressão de vapor foi inventada e patenteada pelo professor americano, Alexander C. Twining, em 1853. O engenheiro Americano Alexander Twining (1801 – 1884) recebeu uma patente britânica em 1850 para um sistema de compressão de vapor através da utilização de éter, NH₃ e CO₂. Ele estabeleceu uma fábrica de produção de gelo utilizando a compressão de vapor, em Cleveland, Ohio, e podia produzir perto de uma tonelada por dia. Depois disso, uma

série de outros inventores utilizaram máquinas de compressão de vapor usando o éter ou os seus compostos (Woolrich, 1947). Na França, F.P.E. Carre desenvolveu e instalou uma máquina de compressão de éter e Charles Tellier (que foi um pioneiro versátil de refrigeração mecânica) construiu uma planta usando éter metílico como fluido frigorígeno. Na Alemanha, Carl Linde, financiado por fabricantes de cerveja, projectou uma unidade de éter metílico, em 1874. Pouco antes disso, Linde tinha preparado o caminho para grandes melhorias no equipamento de refrigeração, demonstrando como a sua eficiência termodinâmica poderia ser calculada e aumentada (Goosman, 1924). Inventores de máquinas de compressão também exploraram o amoníaco como fluido frigorígeno, que foi amplamente utilizado por muitos anos. Na década de 1860, Tellier desenvolveu uma máquina de compressão de amoníaco. No entanto, a figura mais importante no desenvolvimento de máquinas de compressão de amoníaco foi Linde. Mais tarde, o modelo de Linde tornou-se muito popular e foi considerado excelente nos seus detalhes mecânicos (Awberry, 1942). O uso de amoníaco nas máquinas de refrigeração de compressão foi um passo significativo. Além da sua vantagem termodinâmica, as pressões que exigia eram fáceis de produzir, e as máquinas utilizadas eram de pequeno porte. Na década de 1860, P.H. Van der Weyde da Filadélfia tem uma patente para uma unidade de compressão que contou com um refrigerante composto por produtos petrolíferos (Goosman, 1924). Em 1875, Pictet RP da Universidade de Genebra, introduziu uma máquina de compressão que usou o ácido sulfúrico. Em 1866, T.S.C. Lowe, um americano, desenvolveu um equipamento de refrigeração que usava dióxido de carbono. As máquinas de compressão de dióxido de carbono tornaram-se importantes, porque o gás era utilizado em instalações onde a segurança era a principal preocupação, embora elas não tenham sido usadas extensivamente até a década de 1890 (Awberry, 1942). Entre 1880 e 1890, as instalações de compressão de amoníaco tornam-se muito comuns.

Em 1890, a refrigeração artificial provou ser prática e económica para a indústria de refrigeração de alimentos. Os Europeus forneceram a grande base teórica para o desenvolvimento da refrigeração mas, os Americanos participaram energeticamente na actividade de aperfeiçoamento e na inovação que se sentiu entre 1850 a 1880. Após 1890 houve um progresso técnico constante no campo da refrigeração. As mudanças revolucionárias não eram uma opção, no entanto, muitas melhorias foram feitas, em

vários Países para a concepção e construção de unidades de refrigeração, bem como nos seus componentes essenciais [4].

2.2 Refrigeração

A refrigeração é uma transferência de energia (na forma de calor), de um corpo frio para um corpo quente, pela aplicação de trabalho externo (ou calor). A máquina frigorífica é vulgarmente associado ao inverso de uma “*máquina de calor*” [7].

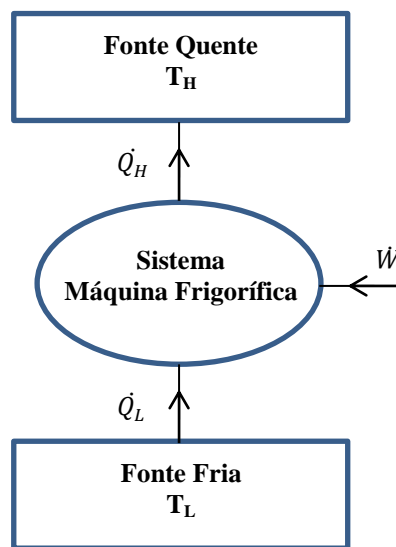


Figura 2.1 – Sistema Termodinâmico da Máquina Frigorífica [4]

A Figura 2.1 mostra o esquema duma máquina frigorífica que funciona para retirar calor da fonte fria. A fonte fria encontra-se a uma temperatura T_L e é-lhe removida a carga térmica \dot{Q}_L (energia por unidade de tempo). Por outro lado, há rejeição de carga térmica para a fonte quente, \dot{Q}_H , que se encontra a uma temperatura T_H . Ambos os processos de transferência de calor são possíveis devido à potência mecânica que é necessário fornecer à máquina para que ela funcione, \dot{W} .

A Refrigeração é um dos mais importantes processos térmicos em diversas aplicações práticas, desde a climatização até ao arrefecimento e conservação dos alimentos. O fluido que circula nas máquinas frigoríficas denomina-se fluido frigorigénio ou refrigerante [8]. Nestes sistemas, o fluido frigorigénio é utilizado como fluido de trabalho para as transferências de energia sob a forma de calor. Inicialmente, após uma

expansão, o fluido absorve o calor, pois a sua temperatura é inferior à temperatura da fonte fria, seguidamente dá-se uma compressão e a temperatura do fluido aumenta sendo superior à temperatura da fonte quente dando-se deste modo a libertação de energia sob a forma de calor para a fonte quente, como é esquematizado na *Figura 2.1*.

2.3 Sistemas de refrigeração

Um sistema de refrigeração é a combinação de componentes e equipamentos conectados de forma sequencial de modo a produzir o efeito refrigerante. Os principais sistemas de refrigeração são [9]:

✓ **Compressão mecânica de vapor**

- *Princípio de funcionamento:* Um fluido volátil (fluido frigorigénio) recebe calor e evapora a baixa pressão e temperatura.
- *Aplicações típicas:* Aparelhos de ar condicionado, frigoríficos domésticos e sistemas de refrigeração comercial e industrial de médio e grande porte.

✓ **Absorção de vapor**

- *Princípio de funcionamento:* O vapor de um fluido volátil é absorvido por outro fluido a baixa pressão e temperatura e posteriormente é destilado da solução a alta pressão.
- *Aplicações típicas:* Pequenos frigoríficos domésticos e sistemas de refrigeração e ar condicionado de médio e grande porte.

✓ **Efeito termoelétrico**

- *Princípio de funcionamento:* Uma corrente eléctrica atravessa a junção de dois materiais diferentes produzindo o arrefecimento.
- *Aplicações típicas:* Instrumentos de medida do ponto de orvalho do ar e equipamentos electrónicos.

✓ **Expansão de ar**

- *Princípio de funcionamento:* O ar a alta pressão sofre a expansão adiabática e realiza trabalho sobre um pistão diminuindo assim a sua temperatura.
- *Aplicações típicas:* Arrefecimento de aeronaves.

✓ Ejeção de Vapor

- *Princípio de funcionamento:* A passagem de vapor a alta pressão através de um difusor provoca a evaporação da água existente num tanque, reduzindo a temperatura.
- *Aplicações típicas:* Sistemas de ar condicionado em navios.

Dentro dos sistemas citados os sistemas de compressão de vapor e o de absorção são os mais utilizados a nível comercial e industrial. Destes dois sistemas o que é largamente utilizado é o sistema de compressão de vapor, deste modo, será analisado de forma cuidadosa.

Antes de iniciar a descrição do sistema de compressão de vapor e o seu funcionamento é necessário referir os principais componentes do sistema e acessórios em termos técnicos e operacionais.

2.4 Componentes do sistema de refrigeração por compressão de vapor

Um típico sistema de refrigeração é composto por vários componentes básicos, tais como compressores, condensadores, dispositivos de expansão, evaporadores, além de possuir diversos acessórios, como controlos, filtros, secadores, separadores de óleo, etc. Para a operação eficiente do sistema de refrigeração, é essencial que haja uma correspondência adequada entre os vários componentes. Antes de analisar o desempenho equilibrado do sistema completo, é essencial o estudo do *design* e desempenho de componentes individualmente. Geralmente, para sistemas de grande porte, dependendo das especificações do projecto, os componentes são seleccionados por profissionais de frio com recurso a catálogos de fabricantes e montados no local [5].

Analisando o sistema de compressão de vapor, os seus principais componentes são:

- ✓ Compressor;
- ✓ Condensador;
- ✓ Evaporador;
- ✓ Dispositivo de expansão.

Na selecção de qualquer componente de um sistema de refrigeração, há uma série de factores que precisam de ser cuidadosamente considerados, incluindo [4]:

- o equilíbrio dos equipamentos enquanto a carga varia de 0 a 100%;
- o controlo da formação de gelo nas aplicações em funcionamento contínuo;
- a variação na afinidade do óleo para a refrigeração causada por grandes mudanças de temperatura e a migração do óleo para fora do cárter;
- adopção de arrefecimento intermédio para: (i) sistemas de expansão directa, (ii) sistemas por gravidade ou sistemas inundados com recirculação por bomba, ou (iii) utilização de refrigerante secundário (por exemplo salmoura, sal e glicol);
- a eficiência do sistema e manutenção do mesmo;
- tipo de condensador utilizado: ar, água ou condensador evaporativo;
- projecto do compressor (aberto, hermético, semi-hermético, alternativo, de parafuso, ou rotativo);
- tipo de sistema (em fase única ou arranjo em cascata...);
- selecção do fluido frigorígeno (o fluido é basicamente escolhido com base na temperatura e pressão de funcionamento).

2.4.1 Compressor

O compressor é um dos principais componentes do sistema de refrigeração, a sua função é aumentar a pressão do fluido frigorígeno e promover a circulação desse fluido no sistema [10]. Sendo um componente essencial no sistema muitas vezes é o mais caro, podendo o seu custo ser de 30 a 40% do custo total [5].

Os principais tipos de compressores utilizados são: alternativo, centrífugo, de parafusos, palhetas e Scroll como ilustra a *Figura 2.2*. A escolha do tipo de compressor depende da capacidade da instalação, que pode ser dividida em pequena capacidade ($< 2,5 \text{ TR}^1$), média capacidade (entre 2,5 e 75 TR) e grande capacidade ($> 75 \text{ TR}$), da temperatura de vaporização e do fluido frigorígeno utilizado [10].

¹ O símbolo TR é a tonelada de refrigeração corresponde a energia necessária para liquefazer, aproximadamente, uma tonelada de gelo em 24 horas ($1,0 \text{ TR} = 3,53 \text{ kW}$).

Os compressores podem ser divididos em duas categorias principais de acordo com as suas características de compressão [4]:

- Compressores de deslocamento positivo (ou volumétricos);
- Compressores dinâmicos.

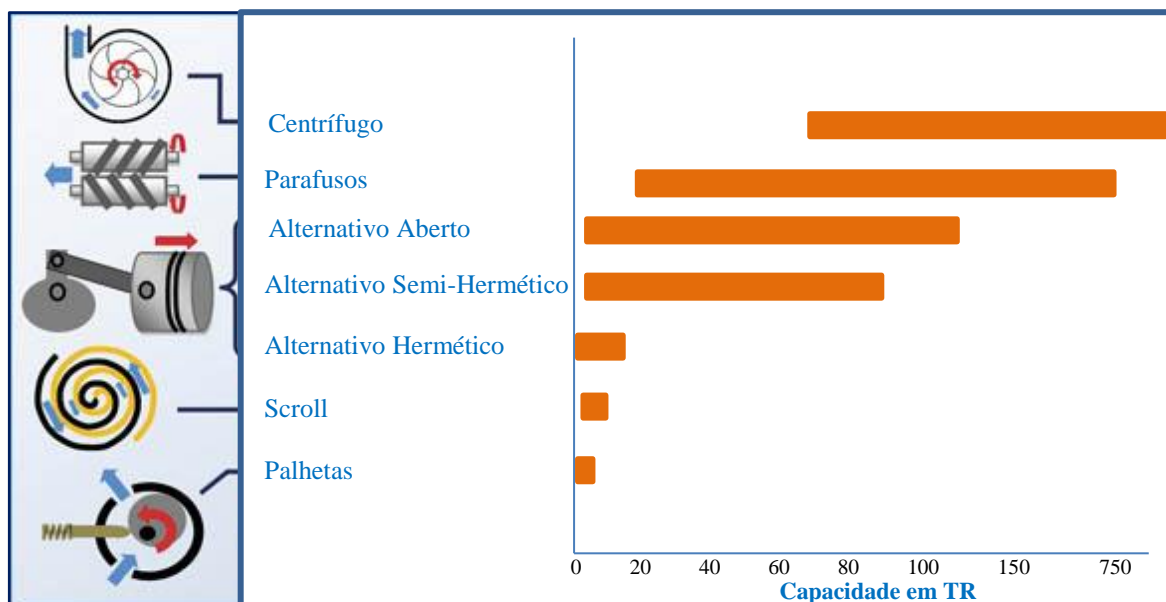


Figura 2.2 – Tipos de compressores e aplicações

O compressor de deslocamento positivo aumenta a pressão do vapor de fluido frigorígeno pela redução do volume interno de uma câmara de compressão através de uma força mecânica aplicada. Os compressores alternativos, de parafusos, de palhetas e Scroll são de deslocamento positivo. O único compressor classificado como dinâmico em sistemas de refrigeração é o centrífugo. Nesse tipo de compressor, o aumento de pressão deve-se, principalmente, à conversão de pressão dinâmica em pressão estática, são utilizados em instalações de grande porte [10].

Os compressores centrífugos encontram aplicação na indústria química e de processos, uma vez que, tanto podem ser accionados por turbina a gás como por motores eléctricos. Foram introduzidos em instalações frigoríficas por Willis Carrier em 1920 [11].

Dos compressores citados os mais utilizados na refrigeração em instalações de média capacidade são os alternativos e os de parafuso [11], estes compressores serão apresentados de seguida.

↪ Compressor alternativo

Os compressores alternativos são construídos em distintas concepções, destacando-se entre elas os tipos aberto, semi-hermético e hermético.

Os compressores herméticos, utilizados em frigoríficos domésticos e no ar condicionado até potências da ordem de 30 kW, são semelhantes aos semi-herméticos, destes diferindo no facto do invólucro só apresentar os acessos de entrada e saída do fluido e para as ligações eléctricas do motor, *Figura 2.3a*.

No compressor semi-hermético, o invólucro exterior encerra tanto o compressor propriamente dito como o motor de accionamento. Este tipo de compressor opera exclusivamente com fluidos halogenados, o vapor do fluido frigorigénio entra em contacto com o enrolamento do motor, arrefecendo-o. Esse compressor tem essa denominação porque permite a remoção do cabeçote, tornando acessíveis as válvulas e os pistões.

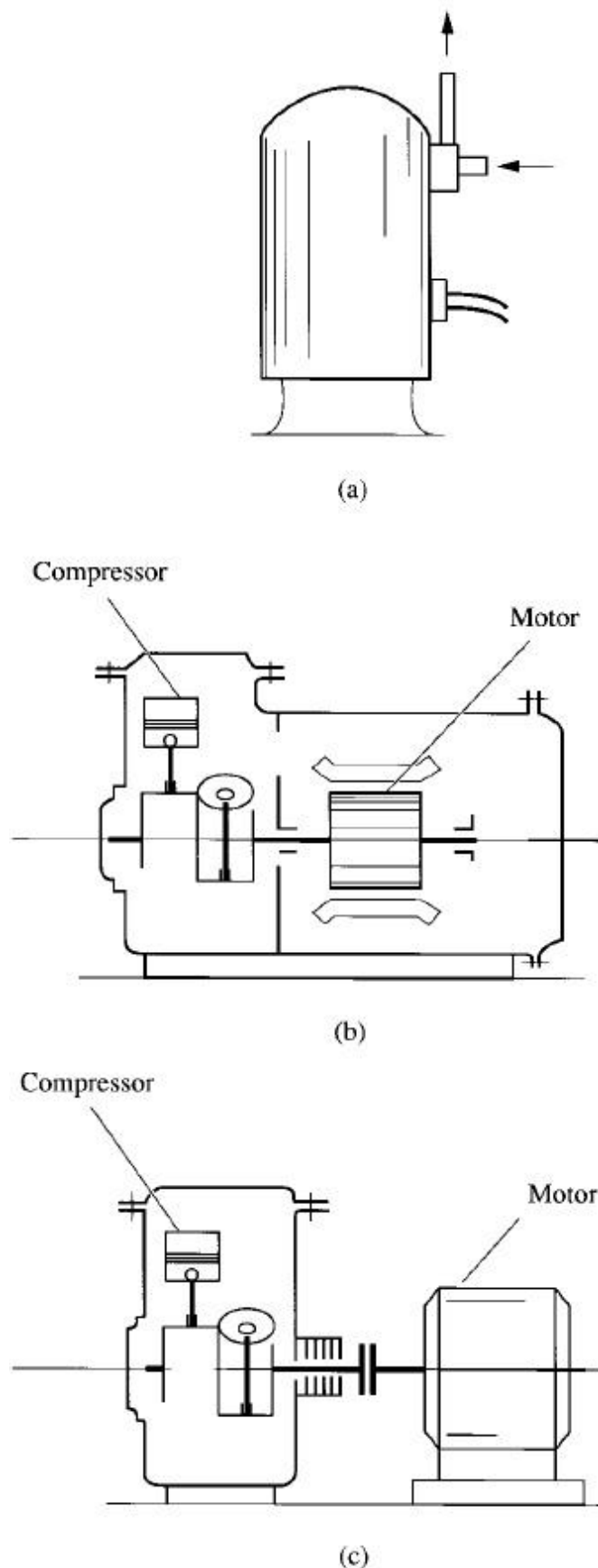


Figura 2.3 – Compressor hermético 3a, Compressor Semi-hermético 3b, Compressor aberto 3c [12]

No compressor aberto, o eixo de accionamento atravessa o invólucro, sendo, portanto, accionado por um motor exterior, como ilustrado na *Figura 2.3c*. É o único tipo adequado a instalações de amoníaco, também pode operar com fluidos halogenados. [10].

Em todo o caso, tanto os compressores herméticos quanto os semi-herméticos eliminam a necessidade de um selo de vedação para o eixo, como ocorre nos compressores abertos. Entretanto, podem perder um pouco de eficiência em virtude do aquecimento do fluido frigorigénio promovido pelo enrolamento [11].

Os compressores alternativos são muito utilizados em sistemas de refrigeração, encontram-se num estado de desenvolvimento bastante avançado. São fabricados com capacidades que variam desde de 1 a 700 kW. Os refrigerantes, HFC-134a, HFC-404A, HFC-407A e HFC-407C são frequentemente utilizados com esses compressores em sistemas de ar condicionado, enquanto o refrigerante R717 é utilizado em sistemas de refrigeração industrial [10].

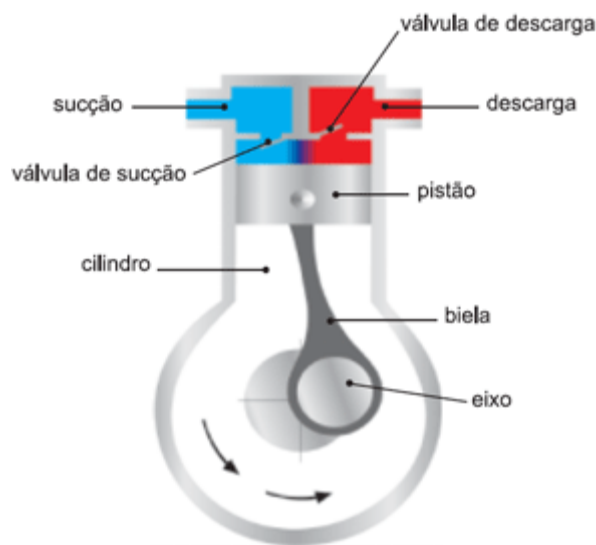


Figura 2.4 – Esboço do compressor alternativo

De acordo com a *Figura 2.4*, o mecanismo de funcionamento é essencialmente o seguinte; na etapa de admissão o pistão desce, fazendo com que haja uma depressão no interior do cilindro que proporciona a abertura da válvula de sucção. O gás é então aspirado. Ao inverter-se o sentido de movimentação do pistão, a válvula de sucção

fecha-se e o gás é comprimido até que a pressão interna do cilindro seja suficiente para promover a abertura da válvula de descarga. Quando se abre a válvula de descarga, o movimento do pistão faz com que o gás seja expulso do interior do cilindro. Essa situação corresponde à etapa de descarga e dura até que o pistão termine o seu movimento ascendente. No entanto, nem todo o gás anteriormente comprimido é expulso do cilindro. A existência de um espaço morto, compreendido entre a cabeça e o pistão no final do deslocamento, faz com que a pressão no interior do cilindro não caia instantaneamente quando se inicia o movimento descendente. Nesse momento, a válvula de descarga fecha-se, mas a de admissão só se abrirá quando a pressão interna cair o suficiente para o permitir. Essa etapa, em que as duas válvulas estão bloqueadas e o pistão se movimenta em sentido inverso ao da cabeça, denomina-se etapa de expansão, e precede a etapa de admissão de um novo ciclo. O funcionamento do compressor alternativo é facilmente ilustrado no diagrama pressão-volume como o apresentado na *Figura 2.5*.

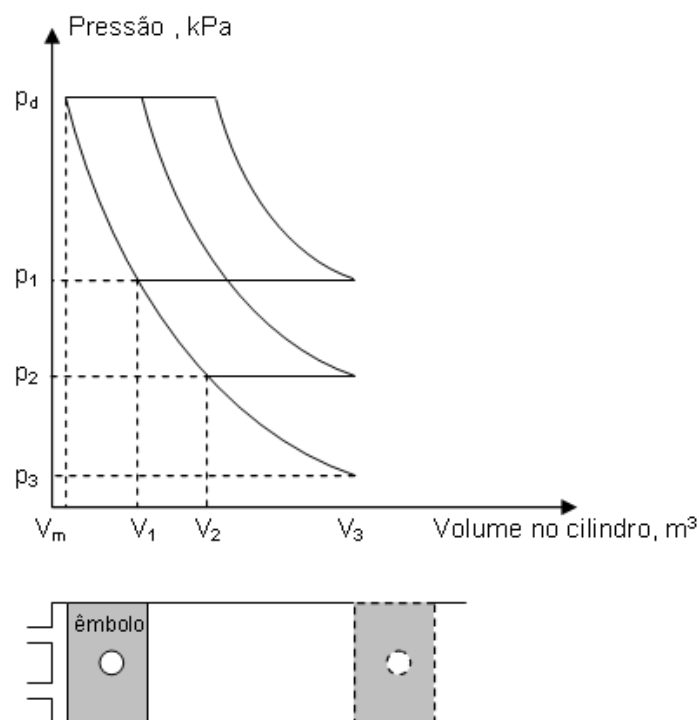


Figura 2.5 - Diagrama P- v [10]

O rendimento volumétrico é um parâmetro chave na interpretação do desempenho dos compressores alternativos para aplicações frigoríficas [11], sendo definido como:

$$\eta_V = \frac{\text{Volume aspirado}}{\text{Volume varrido}} \quad (2.1)$$

Na determinação do valor deste rendimento para efeito de cálculo, considera-se a seguinte expressão simplificada [8]:

$$\eta_V = 1 - 0,05 \times \frac{P_C}{P_E} \quad (2.2)$$

Em que,

P_C = Pressão de condensação [bar];

P_E = Pressão de evaporação [bar];

Analisando a expressão anterior, denota-se que com o aumento da razão de pressões o rendimento volumétrico diminui.

O compressor não opera de forma adiabática e reversível, deste modo é conveniente definir o rendimento isentrópico:

$$\eta_s = \frac{\text{trabalho de compressão isentrópica}}{\text{trabalho da compressão real}} \quad (2.3)$$

↪ **Controlo de capacidade**

Os sistemas frigoríficos em operação estão sujeitos a variações de carga térmica. O aumento de carga térmica sem uma resposta do compressor pode provocar um aumento na temperatura de evaporação e comprometer a qualidade dos produtos armazenados. Por outro lado, o funcionamento contínuo do compressor para uma condição de carga térmica reduzida pode baixar demasiado a temperatura de evaporação, o que pode ser indesejável, por exemplo, na conservação de alimentos frescos, cuja temperatura é controlada [10].

Entre os vários métodos empregados no controlo de capacidade do compressor estão:

- Actuação no compressor, ligando-o ou desligando-o;
- Estrangulamento do gás de aspiração entre o evaporador e o compressor através do uso de uma válvula reguladora de pressão de sucção;
- Desvio do gás na descarga do compressor para a linha de aspiração ou para o evaporador;
- Funcionamento em vazio de um ou mais cilindros, através da abertura contínua da válvula de descarga;

↪ **Compressor de Parafuso**

Os compressores de parafuso podem ser de parafuso simples ou de parafuso duplo. Os compressores de parafuso duplo são mais utilizados que os simples, devido ao facto de apresentar eficiência isentrópica ligeiramente maior, em torno de 3 a 4% [13].



Figura 2.6 – Rotor macho e rotor fêmea do compressor de parafuso (Bitzer)

Os compressores parafuso são hoje largamente usados em refrigeração industrial para a compressão de amoníaco e outros gases. Um compressor parafuso típico, selado com óleo, é uma máquina de deslocamento positivo que possui dois rotores acoplados, montados em chumaceiras para fixar as suas posições na câmara de trabalho numa tolerância estreita em relação à cavidade cilíndrica. O rotor macho tem um perfil

convexo, ao contrário do rotor fêmea, que possui um perfil côncavo [14]. A forma básica dos rotores é visualizada na *Figura 2.6*.

Todos os compressores de parafuso utilizados em refrigeração utilizam injeção de óleo na câmara de compressão para lubrificação, vedação e arrefecimento. A vedação entre os diferentes níveis de pressão compreende uma estreita faixa entre o engrenamento dos rotores e a periferia dos mesmos na câmara de compressão. O óleo é injectado directamente na câmara de compressão, de forma a minimizar o óleo necessário e arrefecer o fluido frigorígeno. Posteriormente, este óleo é separado do gás num separador de óleo.

A utilização da quantidade adequada de óleo permite que este absorva a maioria do calor proveniente da compressão, fazendo com que a temperatura de descarga seja baixa, mesmo quando a taxa de compressão² é alta. Por exemplo, o compressor ao trabalhar com uma taxa de compressão 20:1 em simples estágio com amoníaco sem injeção de óleo, a temperatura de descarga pode chegar aos 340°C. Com o arrefecimento provocado pelo óleo, esta mesma temperatura não excede 90°C [14]. Entretanto, ao operar com uma taxa de compressão de 20:1 ou mesmo com uma taxa mais alta e em simples estágio, não há como superar, a eficiência dos sistemas de duplo estágio, que não danificam o compressor. As instalações com sistema de duplo estágio são bastante comuns hoje em dia.

Os compressores alternativos sempre têm uma pequena quantidade de gás (espaço morto) que é deixado no topo do cilindro de compressão e se expande no próximo ciclo, desta forma, ocupando um espaço que poderia ser utilizado para aumentar a massa de refrigerante aspirado. No final da descarga de um compressor de parafuso, nenhum volume “nocivo” permanece no interior da câmara de compressão, ou seja, todo o gás é impulsionado para fora do compressor. Esta é uma razão que explica o facto de os compressores de parafuso serem capazes de operar com taxas de compressão mais altas do que os compressores alternativos.

A capacidade dos compressores de parafuso duplo está compreendida entre 70 kW a 4570 kW. Os refrigerantes, HFC-134A, HFC-404A e o HFC-407C são normalmente

² A taxa de compressão é a relação entre a pressão de admissão absoluta e a pressão de escape absoluta, isto é, taxa de compressão = $\frac{\text{Pressão de escape absoluta}}{\text{Pressão de admissão absoluta}}$ [11]

empregados em compressores parafuso para aplicações em ar condicionado e instalações frigoríficas de médio porte. O amoníaco (R-717) é utilizado para aplicações industriais [13].

2.4.2 Condensador

A representação precisa do comportamento de um condensador pode ser complexa. O vapor de fluido frigorígeno entra no condensador sobreaquecido, verifica-se um arrefecimento sensível. Quando atinge o início da condensação, a fracção de líquido e vapor no escoamento varia ao longo do condensador até sair completamente no estado líquido.

Um condensador transfere calor em três fases:

- arrefecimento sensível do fluido sobreaquecido;
- transferência de calor latente na fase de condensação;
- subarrefecimento de líquido.

A condensação é sem dúvida o processo dominante em aplicações normais de refrigeração, correspondendo cerca de 83% da rejeição de calor.

Os meios de arrefecimento mais comuns são o ar e água, podendo haver meios especiais. Segundo o meio de arrefecimento os condensadores podem ser classificados em:

- condensadores arrefecidos a água;
- condensadores arrefecidos a ar;
- condensadores evaporativos.

Os materiais usados nos diferentes tipos de condensadores são: aço, cobre e latão, para os fluidos halogenados e aço para o amoníaco, pois o cobre e o latão são oxidados pelo amoníaco.

Na *Figura 2.7* é mostrado o perfil de temperaturas do fluido frigorígeno e do meio de arrefecimento, neste caso o ar, de um condensador.

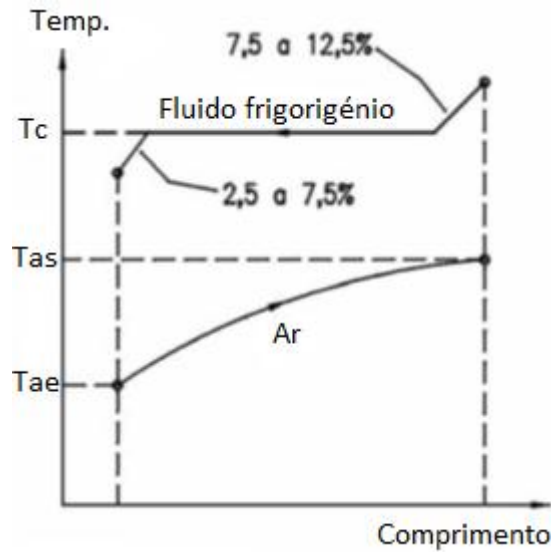


Figura 2.7 – Variação da temperatura do fluido refrigerante e do meio de arrefecimento [13]

A transmissão de calor do fluido refrigerante para o meio arrefecedor dá-se por [8]:

- convecção entre o fluido e o filme de óleo aderente à parede interna ou externa do tubo;
- condução através do filme de óleo, parede metálica do tubo e sujidade ou incrustações junto ao meio arrefecedor;
- convecção entre a superfície suja exterior ou interior e o meio arrefecedor.

A “quantidade” de calor que se consegue evacuar num condensador depende do coeficiente global de transmissão de calor, da área de permuta e da diferença média logarítmica de temperatura e é dada pela *equação 2.4*.

$$\dot{Q}_H = U \times S \times \Delta T_{ln} \quad (2.4)$$

Onde:

\dot{Q}_H = Carga térmica rejeitada para a fonte quente [W];

U = Coeficiente Global de Transmissão de Calor do condensador [W/(m².°C)];

S = Superfície do condensador [m²];

ΔT_{ln} = Diferença média logarítmica de temperatura [°C].

O coeficiente global de transmissão de calor é determinado como se explicará no capítulo 4, no entanto, pode-se tomar como valores práticos para o coeficiente global de transmissão de calor do condensador, U, [8]:

- Para um condensador a ar: 80 a 120 W/(m² K)
- Para um condensador a água:
 - Imersão: 800 W/(m² K)
 - Duplo tubo: 2500 W/(m² K)
 - Multitubulares (*Shell and tube*): 2500 a 3000 W/(m² K)
 - Multitubulares com alhetas maquinadas: 3500 a 4000 W/(m² K)
- Para um condensador evaporativo: 300 a 400 W/(m² K)

A diferença média logarítmica de temperatura é dada por:

$$\Delta T_{\ln} = \frac{T_{as} - T_{ae}}{\ln \left(\frac{T_c - T_{ae}}{T_c - T_{as}} \right)} \quad (2.5)$$

Em que,

T_{as} = Temperatura do ar à saída do condensador [°C];

T_{ae} = Temperatura do ar à entrada do condensador [°C];

T_c = Temperatura de condensação [°C].

↪ Condensador arrefecido a ar

Os condensadores arrefecidos a ar são normalmente utilizados como parte integrante de unidades produzidas em fábricas (unidades condensadoras) de pequena ou média capacidade. Grandes condensadores a ar também podem ser aplicados nas situações em que não é económica a utilização de sistemas arrefecidos a água, devido ao alto custo ou à indisponibilidade da água.

A temperatura de condensação deve ser fixada em um valor entre 11°C e 15°C maior que a temperatura de bolbo seco do ar que entra no condensador. Do ponto de vista económico, o valor óptimo da diferença entre a temperatura de condensação e a temperatura do ar que deixa o condensador deve estar entre 3,5 e 5,5°C [13].

↳ Condensador arrefecido a água

Condensadores arrefecidos a água, quando limpos e correctamente dimensionados, operam de forma mais eficiente que os condensadores arrefecidos a ar, especialmente em períodos de elevada temperatura ambiente. Normalmente, estes condensadores utilizam água proveniente de uma torre de arrefecimento. Estes condensadores podem ser de imersão, duplo tubo e multitubulares. A *Figura 2.8* ilustra um condensador multitubular (*Shell and Tube*).

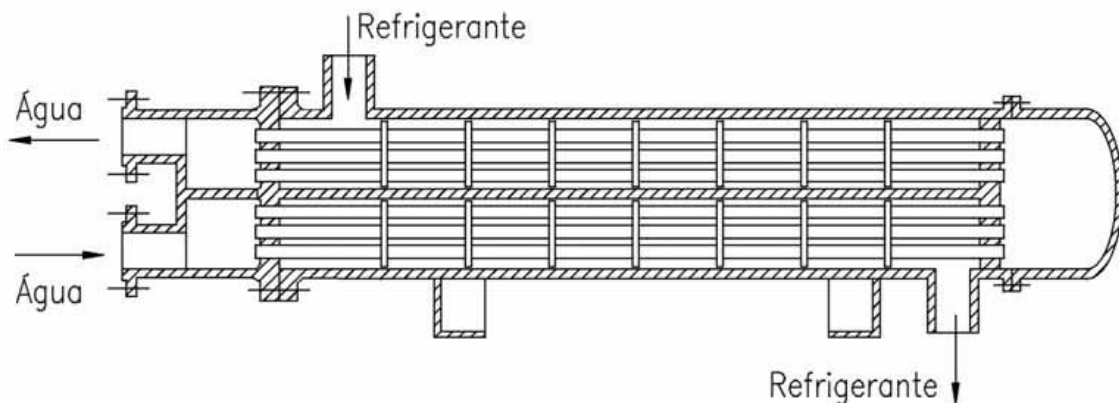


Figura 2.8 – Condensador multitubular (*Shell and Tube*) [13]

A temperatura de condensação, por sua vez, deve ser fixada em um valor entre 5,0°C e 8,0°C superior à temperatura da água que entra no condensador, isto é, da água que deixa a torre.

↳ Condensador evaporativo

Este tipo de condensador é formado por uma espécie de torre de arrefecimento que combina as funções dum condensador a ar e uma torre de arrefecimento de água, no interior da qual é instalada uma série de tubos, por onde escoo o fluido frigorígeno (*Figura 2.9*). No topo destes condensadores são instalados injectores que atomizam água sobre tubos onde circula o fluido.

A água escoo, em contracorrente com o ar, em direcção à bandeja de água. O contacto da água com os tubos por onde escoo o refrigerante provoca a sua condensação. A água que chega à bandeja do condensador é recirculada por uma bomba, e a quantidade de

água é mantida por meio de um controlo de nível (válvula de bóia), acoplado à tubagem de reposição.

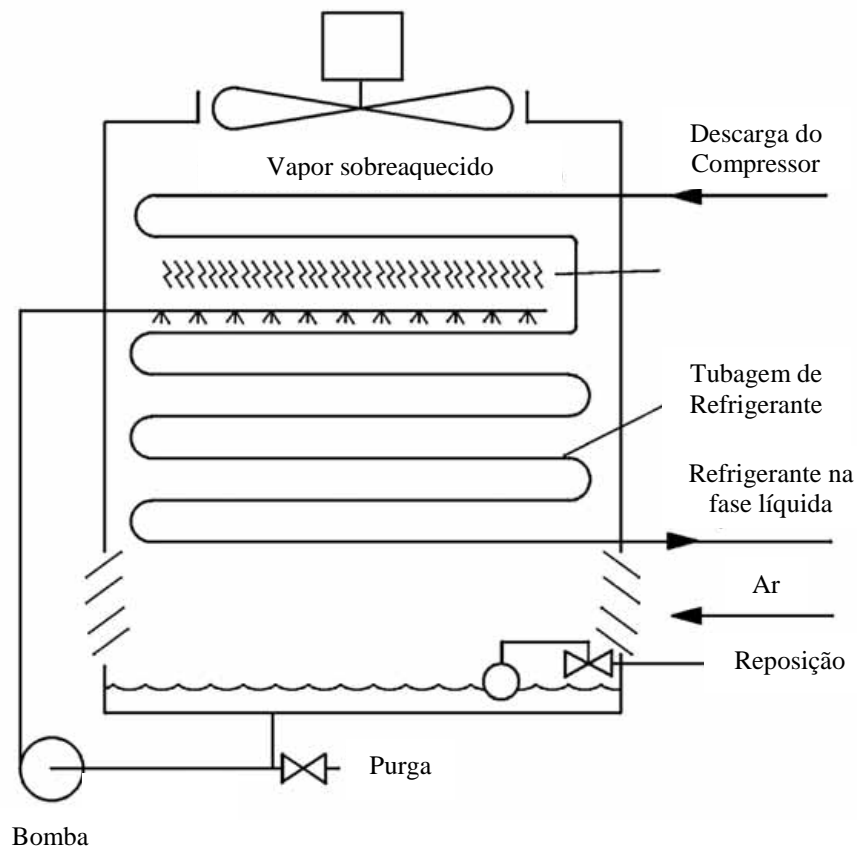


Figura 2.9 – Condensador evaporativo

Analisados os diferentes condensadores é de salientar que nos condensadores arrefecidos a água a temperatura de condensação é baixa em comparação aos condensadores arrefecidos a ar. No entanto, estes sistemas estão sujeitos a uma intensa formação de incrustações e necessitam de caudais de água significativos, os quais, na grande maioria das vezes, não existem.

Uma vantagem dos condensadores evaporativos é que a bomba de água destes condensadores é de menor capacidade que a requerida pelos condensadores arrefecidos a água, o que resulta em menor consumo de energia. No entanto, os condensadores evaporativos devem estar localizados próximos dos compressores, para se evitar longas linhas de descarga (ligação entre o compressor e o condensador).

Em condensadores a água multitubulares, o próprio condensador, isto é, o espaço entre a carcaça e os tubos, pode ser usado como reservatório para armazenamento do fluido

frigorigénio condensado. Em condensadores arrefecidos a ar, duplo tubo e evaporativos, deve-se instalar um reservatório separado, pois estes condensadores não têm volume suficiente para armazenar o fluido.

Todo o sistema de refrigeração deve ter um reservatório com volume suficiente para armazenar a carga total de fluido frigorigénio, durante as paragens para manutenção ou devido à sazonalidade do processo de produção do qual faz parte o sistema frigorífico. A carga total de fluido não deve ocupar mais do que 90% do volume do reservatório, para uma temperatura de armazenamento não superior a 40°C; para temperaturas de armazenamento superiores a 40°C, a carga de refrigerante não deve ser superior a 80% do volume do reservatório [10].

2.4.3 Evaporador

O evaporador é um dos componentes principais de um sistema de refrigeração, e tem a finalidade de extrair calor do meio a ser arrefecido, isto é, extrair calor do ar, água ou outras substâncias. É a parte do sistema de refrigeração onde o fluido frigorigénio absorve o calor a temperatura constante, por absorção do seu calor latente de evaporação sofre uma mudança de estado, passando da fase líquida para a fase de vapor. Quando o fluido frigorigénio já se encontra na fase de vapor ao absorver mais energia sob a forma de calor verifica-se um aumento da sua temperatura, trata-se do sobreaquecimento [6].

Embora o evaporador seja às vezes um dispositivo muito simples, ele é realmente uma parte importante do sistema. Qualquer sistema de refrigeração é projectado, instalado e em operação tem um único objectivo, remover calor. Como esse calor tem que ser absorvido pelo fluido frigorigénio, no evaporador, a eficiência do sistema depende do projecto e do funcionamento adequado do mesmo.

A eficiência do evaporador num sistema de refrigeração depende de três principais requisitos que, devem ser considerados no projecto e selecção do mesmo [6]:

- Ter uma superfície suficiente para absorver a carga de calor necessária, sem uma diferença excessiva de temperatura entre o fluido frigorigénio e a substância a

arrefecer de forma a minimizar a temperatura à saída do compressor, para não danificar o mesmo;

- Deve apresentar espaço suficiente para o refrigerante líquido e também espaço adequado para que o vapor se separe do líquido;
- Ter espaço suficiente para a circulação do fluido sem queda de pressão excessiva entre a entrada e a saída.

Os evaporadores são classificados de acordo com:

- ✓ a sua construção física;
- ✓ o tipo de alimentação do líquido;
- ✓ a superfície de troca de calor;
- ✓ o método de circulação do ar.

Na selecção de um evaporador são analisados os componentes que o constituem e respectivas dimensões.

Segundo o tipo de alimentação de líquido, os evaporadores são divididos em evaporadores “inundados” ou “secos”. O evaporador “inundado” é disposto com um separador de líquido compensador localizado acima da serpentina, de modo que o interior do evaporador permaneça inundado com refrigerante como se ilustra na *Figura 2.10*.

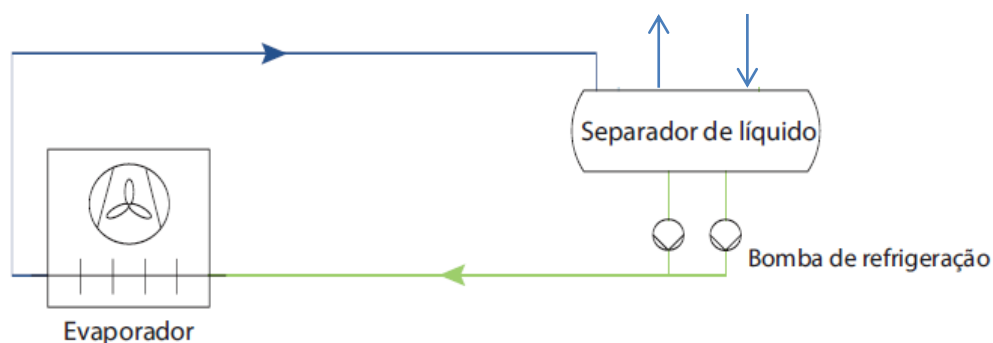


Figura 2.10 – Evaporador inundado alimentado por bomba [15]

Como existe líquido em contacto com toda a superfície dos tubos, este tipo de evaporador usa de forma efectiva toda a sua superfície de transferência de calor, resultando em elevados coeficientes globais de transferência de calor.

Estes evaporadores são muito usados em sistemas frigoríficos que utilizam amoníaco como refrigerante, porém o seu uso é limitado em sistemas com refrigerantes halogenados devido à dificuldade de se promover o retorno do óleo ao cárter do compressor. Exigem grandes quantidades de refrigerante e também possuem um maior custo inicial.

Os evaporadores inundados podem ser alimentados por gravidade, *Figura 2.11*, ou por recirculação de fluido com o auxílio de uma bomba, *Figura 2.10*. São adoptados nas instalações industriais e apresentam as seguintes características [16]:

- Menor perda de carga na sucção;
- Menor possibilidade de arrasto de sujidade;
- Maior rendimento na transmissão de calor (~15%);
- Apresentam uma regulação fácil;
- Fornecem vapor saturado, sem necessidade de sobreaquecimento adicional para evitar golpes de líquido no compressor (maior segurança para o compressor);
- Grande inércia ao pararem (a não ser que se verifique a interrupção de fornecimento de fluido);
- Exigem um separador de líquido individual ou central.

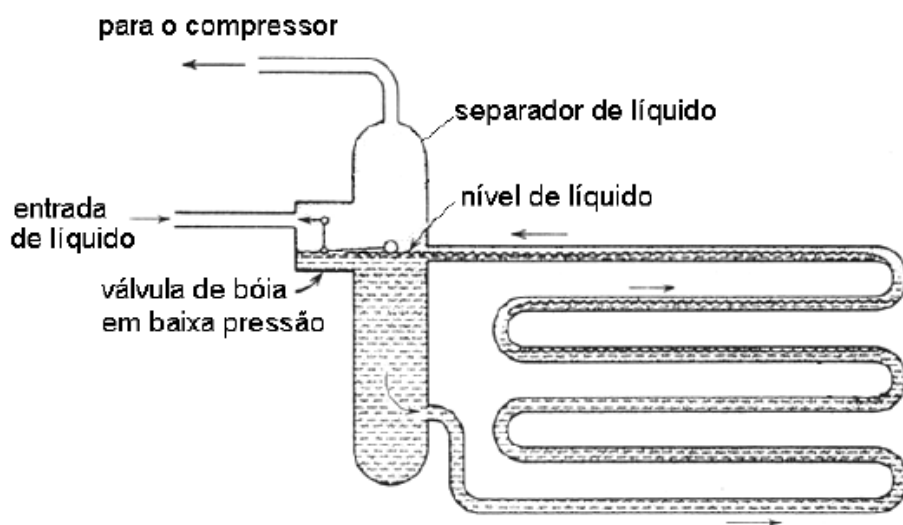


Figura 2.11 – Evaporador inundado alimentado por gravidade [11]

Nos evaporadores “secos” ou seja, de expansão o refrigerante entra no evaporador, de forma intermitente, através de uma válvula de expansão, geralmente do tipo termostática, sendo completamente vaporizado e sobreaquecido ao ganhar calor durante o escoamento no interior dos tubos. Assim, numa parte do evaporador existe fluido frigorífico na fase líquida + vapor e na outra parte fluido sobreaquecido. Estes evaporadores são bastante utilizados com fluídos frigorígenos halogenados, especialmente em instalações de capacidades não muito elevadas.

A principal desvantagem deste tipo de evaporador está relacionada com o seu baixo coeficiente global de transferência de calor, resultante da dificuldade de se manter a superfície dos tubos molhada pelo fluido e da superfície necessária para promover o sobreaquecimento.

A descongelação dos evaporadores pode ser efectuada recorrendo a ar, água (no caso de o evaporador trabalhar com temperaturas positivas), à descongelação por resistências eléctricas e por gás quente.

A localização do evaporador na câmara, como se visualiza na *Figura 2.12*, pode ser fundamental para o sucesso da sua operação [17]. De seguida apresentam-se algumas boas práticas para a localização do evaporador:

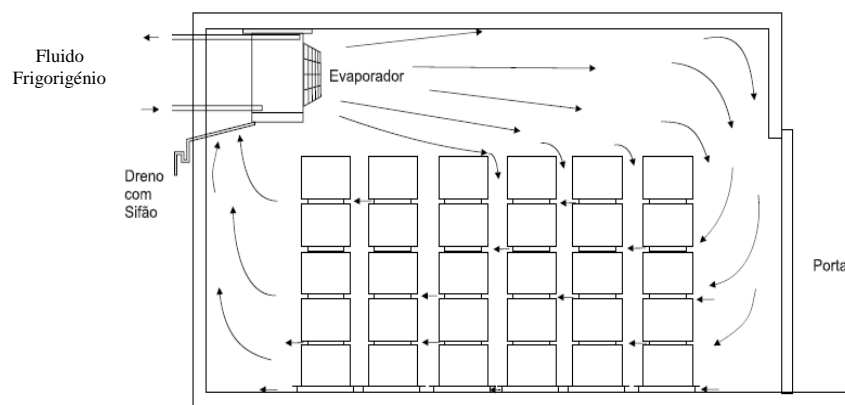


Figura 2.12 – Localização do evaporador na Câmara Frigorífica [18]

- A distribuição do ar deve cobrir toda a câmara;
- Procurar instalar os evaporadores de forma a minimizar o comprimento das linhas de fluido frigorígeno;

- Definir / especificar a posição dos corredores, prateleiras, etc.
- Especificar a localização das linhas de dreno de forma a promover o seu mínimo comprimento;
- Deixar espaço suficiente entre o fundo do evaporador e a parede (~45 cm).

Teoricamente, a transmissão de calor realiza-se por convecção do fluido frigorígeno até à superfície interna do tubo da serpentina, por condução através da parede da serpentina e por convecção da parede exterior para o meio a arrefecer. Em termos práticos, a superfície interna do tubo fica coberta por uma pequena camada de óleo, arrastado pelo fluido.

Se a superfície exterior do tubo estiver a uma temperatura abaixo dos 0°C e se trate de um evaporador de arrefecimento de ar, o vapor de água irá depositar-se formando gelo ou névoa. Deste modo a resistência à passagem de calor irá aumentar porque o gelo e o óleo são maus condutores térmicos.

Deste modo a capacidade frigorífica pode ser determinada usando a *equação 2.6*. A potência frigorífica depende do coeficiente global de transmissão de calor, da área de permuta e da diferença média logarítmica de temperatura.

$$\dot{Q}_L = U \times S \times \Delta T_{ln} \quad (2.6)$$

Sendo:

\dot{Q}_L = Carga térmica a remover da fonte fria [W];

U = Coeficiente Global de Transmissão de Calor do evaporador [W/(m².°C)];

S = Superfície do evaporador [m²];

ΔT_{ln} = Diferença média logarítmica de temperatura [°C].

$$\Delta T_{ln} = \frac{T_{ae} - T_{as}}{\ln \left(\frac{T_{ae} - T_o}{T_{as} - T_o} \right)} \quad (2.7)$$

Em que,

T_{as} = Temperatura do ar à saída do evaporador [°C];

T_{ae} = Temperatura do ar à entrada do evaporador [°C];

T_o = Temperatura de evaporação [°C].

A *Figura 2.13* mostra a variação de temperatura do fluido frigorígeno e do meio a ser arrefecido de um evaporador de expansão directa, ao longo do seu comprimento.

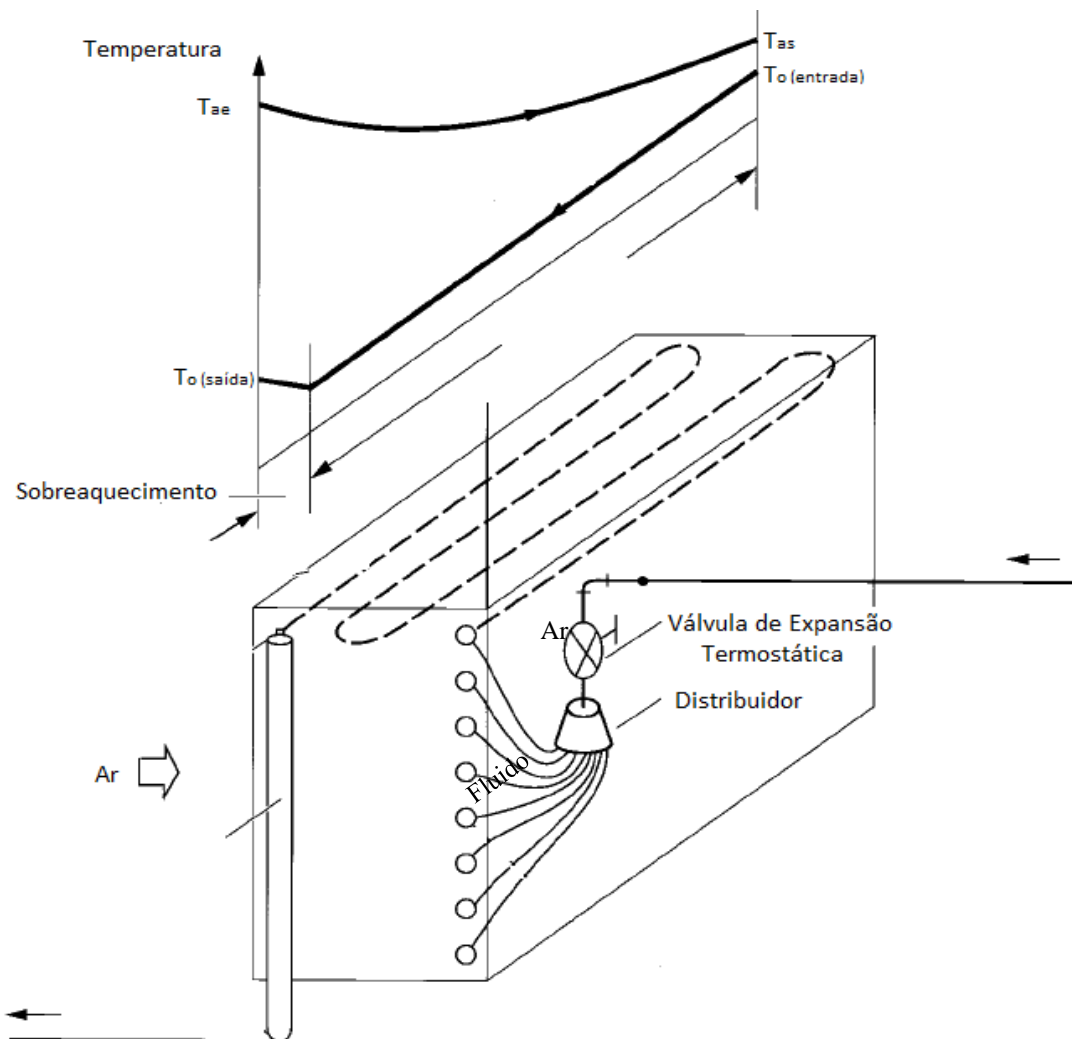


Figura 2.13 – Evaporador de expansão directa e evolução da temperatura [12]

O método de circulação de ar pode-se processar por convecção forçada ou por convecção natural conforme a passagem de ar seja ou não promovida por um ventilador.

2.4.4 Válvula de expansão

O dispositivo de expansão cumpre dois objectivos:

- Reduzir a pressão do fluido frigorígeno no estado líquido;
- Regular o caudal de fluido frigorígeno que entra no evaporador.

O compressor e o dispositivo de expansão devem funcionar em equilíbrio entre a admissão e a descarga, de forma que o compressor comprima o caudal que deixa o evaporador. Uma condição de fluxo desequilibrado entre estes componentes é indesejável e deve ter uma duração bastante reduzida. O funcionamento prolongado em desequilíbrio poderá originar um sobreaquecimento excessivo (i.e. $> 11^{\circ}\text{C}$), significando que grande parte da superfície da serpentina do evaporador estará a ser utilizada para sobreaquecer o refrigerante, o que diminui a sua capacidade e eficiência. Um sobreaquecimento muito baixo pode ser perigoso, pois há o risco de admissão de líquido pelo compressor [13].

Existem diversos tipos de dispositivos de expansão, tais como:

- Válvula de expansão manual;
- Válvula de bóia de alta ou de baixa pressão;
- Válvula de expansão termostática;
- Válvula de expansão electrónica;
- Válvula automática ou de pressão constante;
- Tubos capilares.

As **válvulas de expansão manual** são válvulas de agulha operadas manualmente. O caudal de fluido que atravessa a válvula depende do diferencial de pressão e da abertura da mesma. A principal desvantagem deste tipo de válvulas é a sua inflexibilidade às mudanças de carga do sistema devido ao facto de ser reajustada manualmente. Sempre que o compressor parar ou arrancar a válvula deve ser fechada ou aberta por um operador. A utilização destas válvulas só se justifica em grandes instalações onde há um operador responsável pelo seu funcionamento.

Válvulas de bóia são um tipo de válvulas de expansão que mantêm o nível líquido a um nível constante num depósito ou no evaporador. Existem dois tipos de válvula de bóia para sistemas de refrigeração: alta pressão e baixa pressão.

A válvula de bóia de alta pressão pode ser utilizada em sistemas de expansão directa ou em evaporadores inundados. A válvula de baixa pressão é frequentemente utilizada em instalações que operam com evaporadores inundados ou que necessitam de múltiplos evaporadores inundados

Devido a sua alta eficiência e a sua fácil instalação, as **válvulas de expansão termostática** são os dispositivos de expansão mais utilizados em sistemas refrigeração de expansão directa. Elas regulam o caudal de refrigerante que chega ao evaporador de forma a manter o sobreaquecimento do vapor que deixa o mesmo. Estas válvulas são constituídas por corpo, mola, diafragma, parafuso de ajuste e bolbo sensível. O bolbo, que contém no seu interior fluido frigorigénio saturado do mesmo tipo que o utilizado no circuito, é ligado à parte superior do diafragma por meio de um tubo capilar e deve ser posicionado em contacto com a tubagem de saída do evaporador, bem próximo a este. A saída da válvula é ligada com a tubagem de entrada do evaporador. Caso este seja de múltiplos circuitos, deve-se utilizar um distribuidor de líquido. Existem ainda válvulas de expansão termostática com equalização interna e válvulas de expansão termostática com equalização externa como representado na *Figura 2.14*.

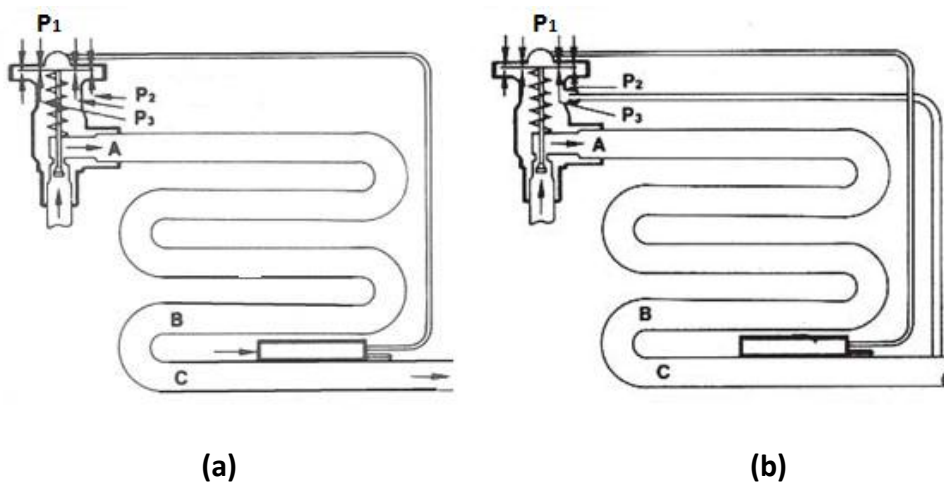


Figura 2.14 – Válvula de expansão termostática com equalização interna (a) e com equalização externa (b) [19]

Uma válvula com equalização externa possui um tubo de pequeno diâmetro, que interliga a região abaixo do diafragma, com a saída do evaporador. Assim a pressão sentida debaixo do diafragma será a mesma sentida à saída do evaporador. As serpentinas de expansão directa, principalmente as alimentadas por distribuidores de líquido, apresentam perda de carga considerável. Portanto, as válvulas de expansão utilizadas com serpentinas de expansão directa são usualmente do tipo equalização externa. O funcionamento da válvula deve-se ao equilíbrio de pressões como é exemplificado na *Figura 2.15*.

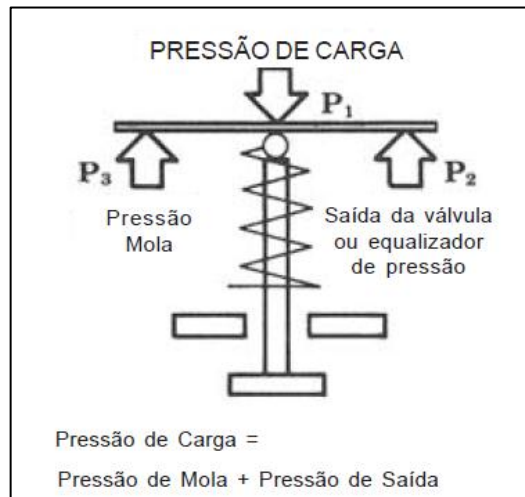


Figura 2.15 – Equilíbrio da válvula termostática [19]

Quando o bolbo sensível da válvula contém fluido do mesmo tipo que o utilizado no sistema frigorífico, ao qual a mesma está acoplada, diz-se que a válvula é de carga normal. Se a quantidade de líquido do bolbo é limitada, diz-se que a válvula é de carga limitada. Se o tipo de fluido do bolbo da válvula é diferente daquele utilizado na instalação, diz-se que a válvula é de carga cruzada. O objectivo principal destas válvulas é manter um grau de sobreaquecimento aproximadamente constante para toda a gama de temperaturas de evaporação do sistema frigorífico, o que pode não acontecer para as válvulas de expansão termostática de carga normal [13].

A Figura 2.16 (a) mostra a curva de pressão do bolbo em função da temperatura para uma válvula de carga normal. Para um valor constante da tensão da mola, o valor da diferença entre a pressão do bolbo e a pressão de evaporação é constante. Assim, para diferentes temperaturas de evaporação a diferença entre a temperatura do bolbo e a temperatura do fluido na saída do evaporador varia. No caso das válvulas de carga cruzada (Figura 2.16 (b)), o valor da diferença entre a temperatura do bolbo e a temperatura do fluido à saída do evaporador é aproximadamente constante, o que previne a aspiração de líquido pelo compressor em condições de elevada temperatura de evaporação [13].

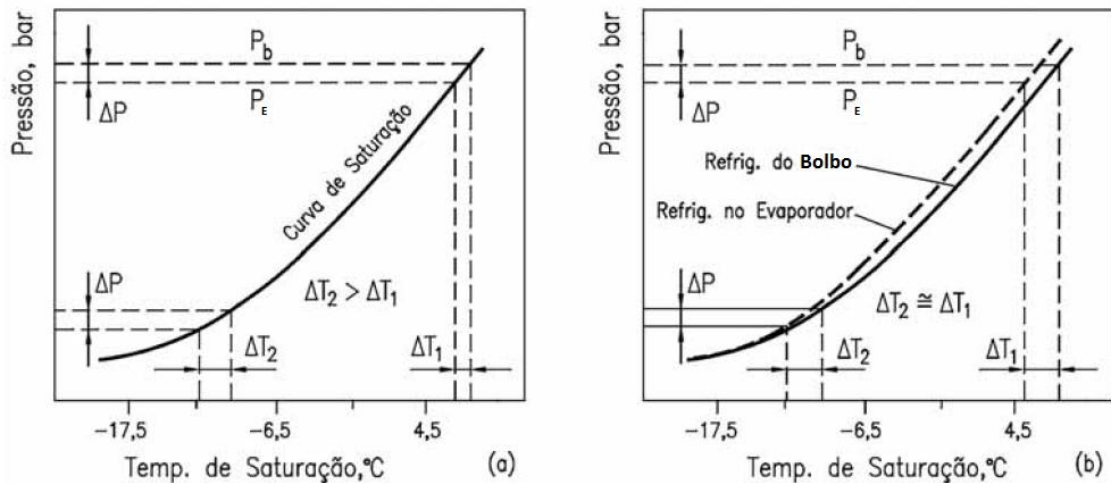


Figura 2.16 – Características da válvula de carga normal (a) e de carga cruzada (b) [13]

As **válvulas de expansão electrónicas** ou microprocessadas são capazes de promover um controle mais preciso e eficiente do fluxo de refrigerante, resultando uma economia de energia. Actualmente existem três tipos básicos de válvulas de expansão electrónicas: as accionadas por motores de passo; as de pulsos de largura modulada; e as analógicas. Comparadas com as válvulas de expansão termostática, as válvulas electrónicas [13]:

- promovem o controlo mais preciso da temperatura;
- promovem o controlo consistente do sobreaquecimento, mesmo em condições de pressão variável;
- são capazes de operar com menores pressões de condensação, o que é especialmente importante quando se tem baixa temperatura ambiente;
- podem resultar em economia de energia de 10% (ou mais).

Entre os três tipos de válvulas citados, as accionadas por motores de passo são as que têm melhor eficiência e promovem o controlo mais preciso [13].

A **válvula de expansão de pressão constante** mantém uma pressão constante na sua saída, inundando mais ou menos o evaporador, em função das mudanças de carga térmica do sistema. A pressão constante, característica da válvula, resulta da interacção de duas forças opostas: pressão do fluido frigorígeno no evaporador e da pressão de mola, como mostrado na *Figura 2.17*. A pressão que fluido exerce sobre um lado do diafragma age para mover a agulha na direcção de encerramento do orifício da válvula,

enquanto a pressão de mola, agindo sobre o lado oposto do diafragma, move a agulha da válvula na direção de abertura do orifício [5].

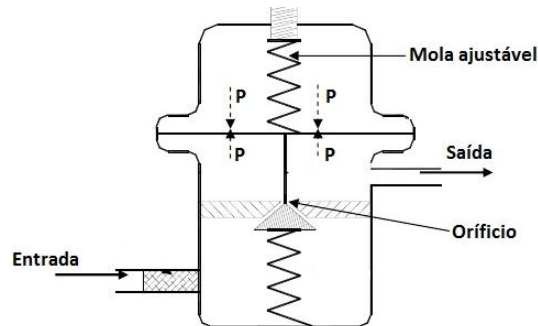


Figura 2.17 – Válvula de pressão constante [5]

É importante observar que as características de operação da válvula de expansão de pressão constante são tais que esta fechará suavemente quando o compressor é desligado e permanecerá fechada até que o compressor volte a ser ligado. Por questões ligadas ao seu princípio de operação, a válvula de expansão de pressão constante adapta-se melhor a aplicações em que a carga térmica é aproximadamente constante. Por conseguinte, ela tem uso limitado.

Nos sistemas de pequena capacidade o dispositivo de expansão mais utilizado é o **tubo capilar**, que nada mais é do que um tubo de pequeno diâmetro, com determinado comprimento, que está entre a saída do condensador e a entrada do evaporador. Quando se utiliza o tubo capilar num sistema de refrigeração, devem ser tomados cuidados adicionais com a instalação. A presença de humidade e resíduos sólidos ou o estrangulamento do componente por dobramento poderão ocasionar obstrução parcial ou total na passagem do fluido através do capilar, prejudicando o desempenho do equipamento. Normalmente é utilizado um filtro de tela metálica antes do capilar, o qual tem a função de reter impurezas e materiais estranhos, evitando a obstrução do mesmo. O tubo capilar difere de outros dispositivos de expansão também pelo facto de não interromper o fluxo de refrigerante para o evaporador quando o sistema está desligado. Quando o compressor é desligado, ocorre equalização entre as pressões dos lados alto e baixo através do tubo capilar, e o líquido residual do condensador passa para o evaporador. Estando este líquido residual à temperatura de condensação, se a sua quantidade for demasiadamente grande provocar-se-á a descongelação do evaporador.

Além disso, há ainda o risco de que, ao ligar-se o compressor, algum líquido passe do evaporador para o compressor [13].

2.4.5 Acessórios do circuito de refrigeração

Os acessórios do circuito de refrigeração são elementos essenciais ao funcionamento autónomo de uma instalação frigorífica. Costumam assumir as funções de [3]:

- Variar a quantidade de líquido frigorígeno no evaporador de forma a promover a temperatura desejada;
- Ajustar a temperatura do interior do recinto em virtude das variações da temperatura da envolvente da câmara;
- Efectuar as paragens e arranques do compressor em função das temperaturas dos recintos a refrigerar e do ambiente exterior que os envolve;
- Promover o correcto funcionamento das linhas, controlando as pressões dentro dos parâmetros considerados normais;
- Regular a humidade no interior da câmara em função dos parâmetros estabelecidos em função dos produtos armazenados;
- Promover o bom funcionamento do condensador, mantendo limpas as serpentinas para que haja uma boa transferência de calor, em especial quando o ambiente exterior está a elevada temperatura;
- Controlar o funcionamento dos compressores, mantendo o óleo pouco viscosos para que o sistema usufrua de uma lubrificação adequada.
- Accionar o arranque automático perante uma quebra e reposição da energia eléctrica.

A válvula de expansão é o dispositivo que regula e controla a quantidade de fluido refrigerante tal como descrito no tópico anterior.

Termóstatos e humidóstatos digitais e até mesmo, em alternativa, microprocessadores que juntam as mesmas funções, suportam o controlo e regulação de temperatura e humidade relativa.

Em sistemas cujo o ambiente não pode sofrer flutuações acentuadas de temperatura ou em instalações de média e elevada capacidade, o controlo e regulação de temperatura são normalmente assumidos por termóstatos, válvulas eléctricas e pressóstatos [3].

Para que os sistemas funcionem correctamente, a carga de refrigerante tem muita importância, não basta o controlo de temperaturas e humidade. Isto verifica-se em especial nos compressores herméticos onde a quantidade de gás é absolutamente importante para não sobrecarregar o seu funcionamento.

Actualmente os compressores são dotados de sondas térmicas internas que permitem cortar a alimentação eléctrica em caso de sobreaquecimento.

Diversos outros acessórios que integram os sistemas de refrigeração também assumem funções importantes, nomeadamente [3]:

- ✓ Indicadores ou visores de líquido e óleo;

Tratam-se de dispositivos termomecânicos que costumam fornecer informações como:

- nível do refrigerante nas tubagens e sinalização de ausência do mesmo;
- teor de humidade relativa,
- indicação de retorno de óleo ao compressor a partir do separador de óleo;
- Monitorização do subarrefecimento.

- ✓ Filtros;

Os filtros nos sistemas de refrigeração permitem ajustar o teor de humidade e remover ácidos e sujidades que potenciam a degradação dos equipamentos.

- ✓ Válvulas eléctricas ou solenóides;

São válvulas herméticas e estanques controladas electricamente, de funcionamento do tipo on/off e usualmente utilizadas nas linhas de líquido, aspiração e descongelação por ar quente;

✓ Permutadores de calor;

Utilizados principalmente em instalações de baixa de temperatura, para transferir calor entre as linhas de líquido e de aspiração, são úteis pelos seguintes factores:

- Aumento do subarrefecimento do líquido;
- Diminuição da formação de gelo na linha de aspiração com um sobreaquecimento mínimo;
- Preservar a formação de vapor no líquido a montante do orifício de expansão;
- Aumento da capacidade do evaporador.

✓ Separadores de óleo;

Utilizados principalmente em instalações de média e grande capacidade, são dispositivos mecânicos que permitem separar o óleo dissolvido no gás a alta pressão. São normalmente instalados entre o compressor e o condensador. Aumentam assim a eficácia do sistema, promovendo a lubrificação e o bom funcionamento do sistema de compressão.

✓ Depósitos de líquido;

São recipientes hermeticamente fechados que armazenam o líquido condensado e alimentam convenientemente o(s) evaporador(es) com o mesmo.

✓ Depósitos, filtros e reguladores de nível de óleo;

Utilizados nas instalações de média e elevada capacidade, como centrais de refrigeração, permitem um bom controlo e equilíbrio dos níveis de óleo.

✓ Válvulas seccionadoras e de segurança;

São válvulas de corte e seccionamento nos circuitos de refrigeração. Regra geral são válvulas de duas vias. O formato da válvula, i.e. a sua sede, pode ser do tipo obturador de agulha, cunha ou esférico. Podem ser instaladas nas linhas de alta como nas linhas de baixa pressão.

✓ Tubagem;

São linhas de passagem que ligam os diversos componentes que fecham o circuito frigorífico. Podem ser em tubo de cobre recozido, desoxidado e desidratado, próprio para refrigeração, entre outros materiais dependendo do fluido frigorígeno, por exemplo não corrosíveis como o aço.

✓ Acessórios para a tubagem;

Encontra-se disponível no mercado uma vasta gama de acessórios de cobre, de latão e bronze, que satisfazem todas as necessidades dos técnicos de frio para a execução de qualquer instalação de refrigeração. Os acessórios mais vulgares para efectuar as ligações dos diversos dispositivos do circuito de refrigeração são as uniões, porcas, joelhos, reduções, tês, sifões e curvas.

3. Ciclos de Refrigeração por Compressão de Vapor

A instalação frigorífica tem como objectivo atingir as temperaturas necessárias ao processamento e armazenamento dos produtos. A determinação das temperaturas e pressões ideais de operação do ciclo é feita pelo conhecimento das características do produto e processo. Os componentes das instalações frigoríficas condicionam os custos de implementação e de funcionamento da instalação.

Actualmente, a indústria de refrigeração poderia beneficiar largamente de [4]:

- informações técnicas sobre os sistemas de refrigeração, componentes do sistema, aspectos técnicos e operacionais dos sistemas e componentes;
- procedimento para a análise energética e exergetica dos sistemas de refrigeração na fase de projecto e optimização do sistema;
- aplicação de técnicas de refrigeração ideais;
- técnicas para a medição e avaliação do desempenho dos componentes e;
- metodologia para a utilização dos dados de arrefecimento para projectar um sistema de refrigeração eficiente e eficaz e/ou melhorar o já existente sistema de refrigeração.

O principal objectivo deste tema é discutir os ciclos de refrigeração, definir o perfil termodinâmico do ciclo de compressão de vapor simples.

3.1 Ciclo de Carnot

O ciclo de refrigeração visa transferir continuamente a energia térmica de uma região de baixa temperatura para uma de maior temperatura, à custa de fornecimento de trabalho.

No ciclo de compressão a vapor, o trabalho fornecido ao compressor é utilizado para elevar a pressão e a temperatura do vapor do fluido frigorígeno que chega ao compressor. Esse vapor a alta pressão e temperatura vai para o condensador onde rejeita calor para outro meio, condensando o fluido. O fluido no estado de líquido saturado segue em direcção a um dispositivo de expansão onde o fluido passa do estado de líquido saturado a alta pressão para uma mistura líquido + vapor a baixa pressão e temperatura. O fluido frigorígeno então retira calor do ambiente ou sistema a ser

refrigerado, utilizando esse calor para vaporizar, seguindo em direção ao compressor, onde é fechado o ciclo.

A *Figura 3.1* mostra esquematicamente o circuito frigorífico do sistema de refrigeração de Carnot e a *Figura 3.2* o diagrama p-h do sistema.

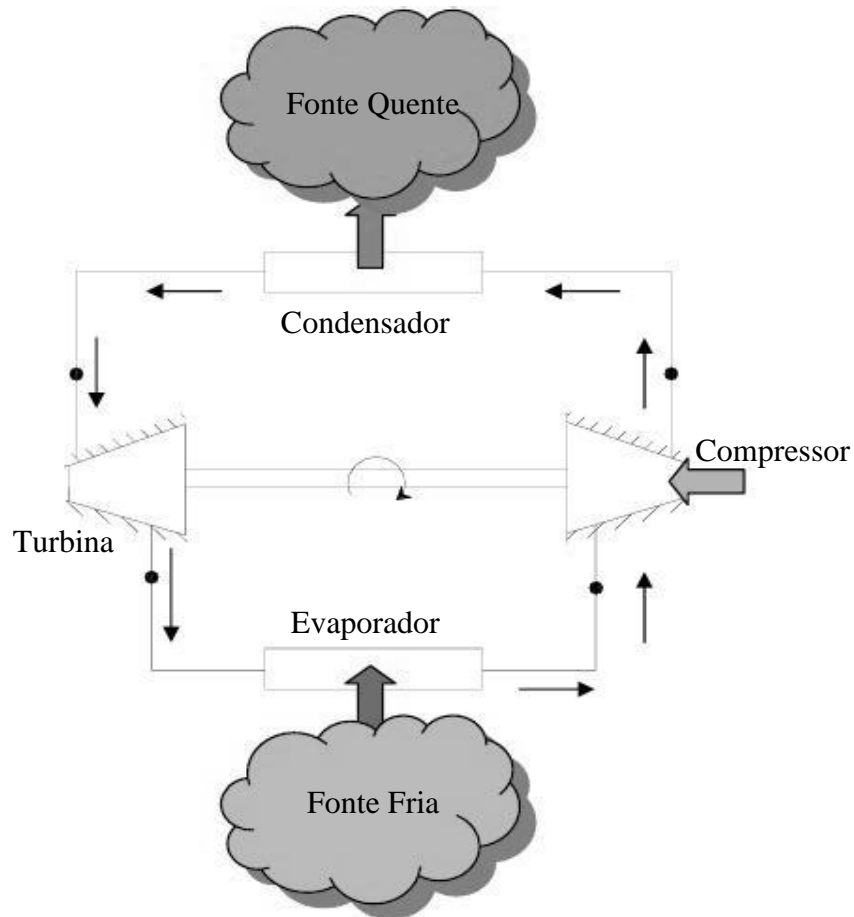


Figura 3.1 - Esquema do Sistema de Refrigeração de Carnot [5]

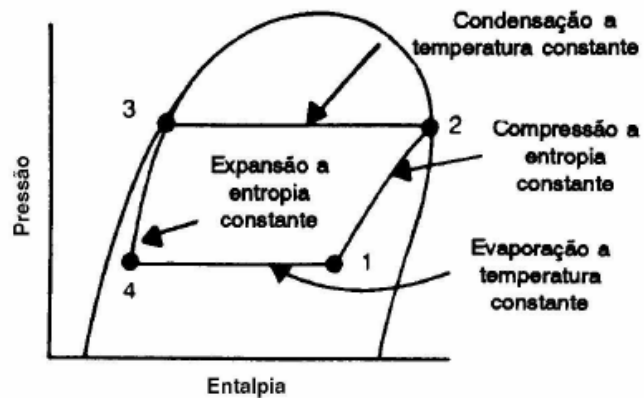


Figura 3.2 – Diagrama P- h do ciclo de Carnot [11]

O parâmetro de eficiência utilizado para os sistemas de refrigeração é o Coeficiente de Eficiência (COP – *Coefficient of Performance*), que é definido como:

$$\text{COP} = \frac{\text{calor removido do ambiente a baixa temperatura}}{\text{trabalho líquido fornecido}} \quad (3.1)$$

No caso do ciclo de refrigeração de *Carnot*, o coeficiente de eficiência pode ser escrito como:

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = \frac{T_1(s_2-s_3)}{T_2(s_2-s_3)-T_1(s_2-s_3)} = \frac{T_1}{T_2-T_1} \quad (3.2)$$

Os índices referem-se aos estados da *Figura 3.2*. e:

T = temperatura [K];

s = entropia [kJ/(kg.k)].

Por ser formado somente por processos reversíveis, o ciclo de Carnot é o que apresenta o máximo coeficiente de eficiência.

A obtenção de um COP elevado está relacionada à redução do trabalho necessário para um dado efeito refrigerante. A redução da diferença de temperaturas ($T_2 - T_1$) implica também um aumento do COP.

Pode-se dizer ainda que o COP do ciclo está relacionado com as diferenças de temperatura entre o ambiente refrigerado e o evaporador e entre o condensador e a atmosfera.

3.2 Ciclo frigorífico simples

Existem factores de ordem técnica e económica que impedem a reprodução prática do ciclo ideal de refrigeração, Pode-se citar a inviabilidade da utilização de turbinas para a expansão do fluido frigorígeno e o facto de a compressão da mistura liquido-vapor poder causar danos aos compressores.

A modificação do ciclo de Carnot, considerando-se a compressão seca e a substituição do motor térmico por uma válvula de expansão, produz o chamado Ciclo Padrão de Compressão a Vapor, como é mostrado na *Figura 3.3*.

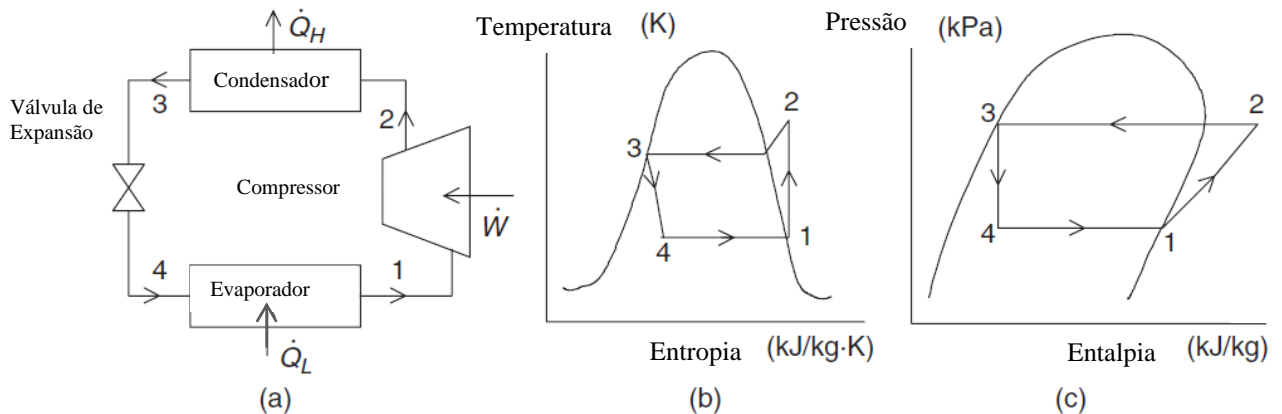


Figura 3.3 – Sistema básico de refrigeração (a); diagrama T – s (b); diagrama P – h (c) [4]

O ciclo padrão consiste nos seguintes processos:

- 1 → 2 compressão isentrópica até à pressão de condensação;
- 2 → 3 arrefecimento e condensação do vapor até líquido saturado a pressão constante;
- 3 → 4 expansão isentálpica até à pressão de evaporação;
- 4 → 1 evaporação a pressão constante até ao estado de vapor saturado.

Para um ciclo de compressão a vapor básico, o COP pode ser determinado pela equação 3.3 (ASHRAE, 1986):

$$\text{COP} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (3.3)$$

Onde os índices referem-se aos estados da *Figura 3.3*, h – entalpia [kJ/kg]

Por questões como perda de pressão na linha, operação do compressor livre de líquido, tipo de operação dos evaporadores e outras, é comum nas instalações que o fluido frigorigénio no início da compressão esteja no estado sobreaquecido (estado 1 da *Figura 3.4*).

Por outro lado, é comum também a operação com o fluido frigorígeno no estado de líquido saturado subarrefecido na saída dos condensadores, o que fornece um aumento do efeito frigorífico (estado 3 da *Figura 3.4*).

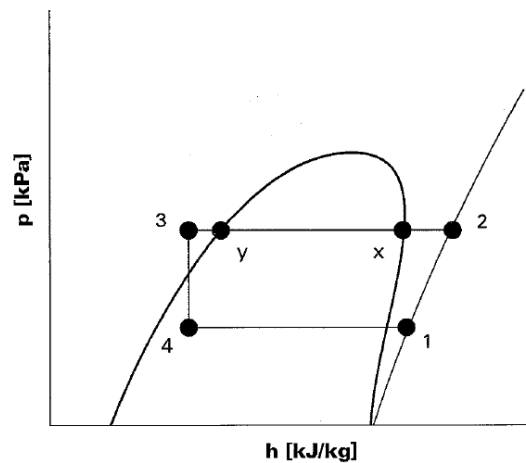


Figura 3.4 - Diagrama P- h do ciclo com os estados alterados à saída do evaporador e do condensador [11]

A representação gráfica do ciclo frigorífico permite-nos analisar de uma forma global e rápida as consequências duma determinada variação das condições em que se processa qualquer transformação sofrida pelo fluido. É evidente que uma instalação frigorífica real funciona em condições diferentes daquelas que teoricamente podem ser conseguidas, pelo que o ciclo frigorífico real representado na *Figura 3.5* será diferente do ciclo frigorífico ideal.

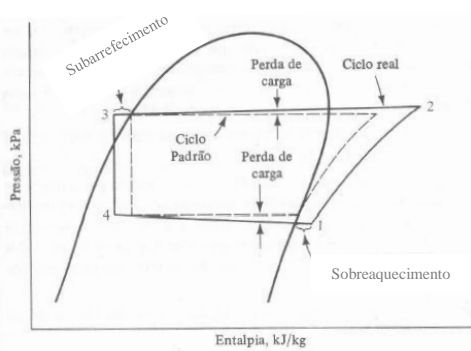


Figura 3.5 – Diagrama P-h do ciclo Real [11]

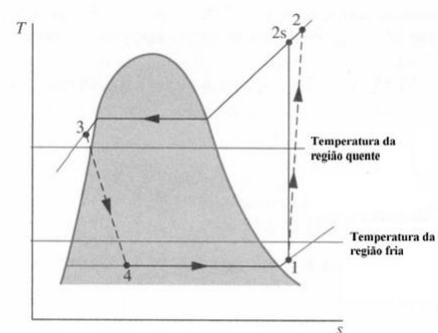


Figura 3.6 – Diagrama T-s do ciclo

No ciclo real de refrigeração por compressão de vapor ocorrem irreversibilidades que reduzem a eficácia do sistema. Devido ao atrito no fluido ao escoar entre as paredes internas do evaporador, condensador e nas tubagens, ocorre uma perda de carga,

demonstrada *Figura 3.5*. É prática comum nas aplicações de refrigeração adoptar o subarrefecimento na saída do condensador e um sobreaquecimento na saída do evaporador. É importante observar que o subarrefecimento do fluido optimiza a potência frigorífica. Por fim, para se atingir uma transferência de calor adequada nos permutadores de calor (evaporador e condensador) de dimensões praticáveis, é preciso projectar a temperatura de condensação acima da temperatura do ar externo e a temperatura de evaporação abaixo da temperatura desejada no interior da câmara como já referido. Este facto é observado no diagrama da *Figura 3.6*.

3.3 Balanço energético do ciclo

O balanço de energia do ciclo de refrigeração é feito considerando que o sistema opera em regime permanente nas condições de projecto, ou seja, à temperatura de condensação (T_C), e temperatura de vaporização (T_E). Os sistemas reais e teóricos têm comportamentos idênticos, tendo o ciclo real pior desempenho. A análise do ciclo teórico permitirá, de forma simplificada, verificar quais parâmetros que têm influência no desempenho do ciclo. Na análise que se segue desprezam-se as variações de energia cinética e potencial. Inicia-se a análise pelo evaporador aonde obtém-se o efeito refrigerante pretendido.

3.3.1 Potência frigorífica

A potência frigorífica (\dot{Q}_L) é a quantidade de calor, por unidade de tempo, retirada do espaço refrigerado (ou produto), através do evaporador do sistema frigorífico.

Considerando um volume de controlo correspondente ao fluido frigorígeno contido no evaporador, o balanço de energia faz-se recorrendo à 1ª Lei da Termodinâmica tendo em conta os pressupostos assumidos. Assim sendo,

$$\begin{aligned} \dot{m} h_4 + \dot{Q}_L &= \dot{m} h_1 \\ \dot{Q}_L &= \dot{m} (h_1 - h_4) \end{aligned} \tag{3.4}$$

Onde os índices referem-se aos estados da *Figura 3.4*.

Normalmente a potencia frigorífica é igual à carga termica da câmara que se pretende retirar.

A quantidade de calor por unidade de massa de refrigerante retirada no evaporador é denomina-se de “Efeito refrigerante” (EF) e, é um dos parâmetros usados para definir o fluido frigorígeno que será utilizado em determinada instalação. A pressão do evaporador, P_E , é a pressão de saturação correspondente à temperatura do evaporador, T_E , ou seja, $P_E = P_{sat.}(T_E)$.

3.3.2 Potência teórica de compressão

Chama-se de potência teórica de compressão à quantidade de energia, por unidade de tempo, que deve ser fornecida ao fluido frigorígeno, no compressor, para se obter a elevação de pressão necessária do ciclo. Neste ciclo o processo de compressão é adiabático e reversível (isentrópico). No sistema de refrigeração real o compressor perde calor para o meio ambiente, entretanto, este calor é pequeno quando comparado à energia necessária para realizar o processo de compressão. Aplicando-se a primeira lei da termodinâmica, ao volume de controlo correspondente ao compressor resulta:

$$\dot{m} h_1 + \dot{W}_c = \dot{m} h_2 \quad (3.5)$$

$$\dot{W}_c = \dot{m} (h_2 - h_1)$$

Onde os índices referem-se aos estados da *Figura 3.4*.

3.3.3 Potência calorífica rejeitada no condensador

Conforme mencionado, a função do condensador é transferir calor do fluido frigorígeno para o meio de arrefecimento do condensador (água ou ar). Este fluxo de calor pode ser determinado através do balanço de energia ao volume de controlo correspondente ao fluido frigorígeno no condensador:

$$\dot{m} h_2 = \dot{m} h_3 + \dot{Q}_H \quad (3.6)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_2 - h_3)$$

Onde os índices referem-se aos estados da *Figura 3.4*.

Assim, o condensador a ser especificado para o sistema de refrigeração deve ser capaz de rejeitar a taxa de calor calculada, a qual depende da carga térmica do sistema e da potência de compressão.

$$\dot{W}_c + \dot{Q}_L = \dot{Q}_H \quad (3.7)$$

A pressão do condensador, P_c , é a pressão de saturação correspondente à temperatura do condensador, T_c , ou seja, $P_c = P_{sat.}(T_c)$.

3.3.4 Válvula de expansão

O dispositivo de expansão, pode ser de vários tipos. O processo teórico é adiabático, aplicando-se a primeira lei da termodinâmica, resulta:

$$\dot{m} h_3 = \dot{m} h_4 \quad (3.8)$$

$$h_3 = h_4$$

Onde os índices referem-se aos estados da *Figura 3.4*.

3.3.5 Coeficiente de eficiência (COP)

O coeficiente de eficiência, COP, é um parâmetro importante na análise das instalações frigoríficas. Embora o COP do ciclo real seja sempre menor que o do ciclo teórico, para as mesmas condições de operação, pode-se, com o ciclo teórico, verificar que parâmetros influenciam no desempenho do sistema.

Pode-se inferir que, para o ciclo teórico, o COP é função somente das propriedades do refrigerante, conseqüentemente, depende das temperaturas de condensação e vaporização. Para o ciclo real, entretanto, o desempenho dependerá em muito das propriedades na aspiração do compressor, do próprio compressor e dos demais equipamentos do sistema.

O COP pode ser calculado de acordo com a equação que se segue.

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_C} \quad (3.9)$$

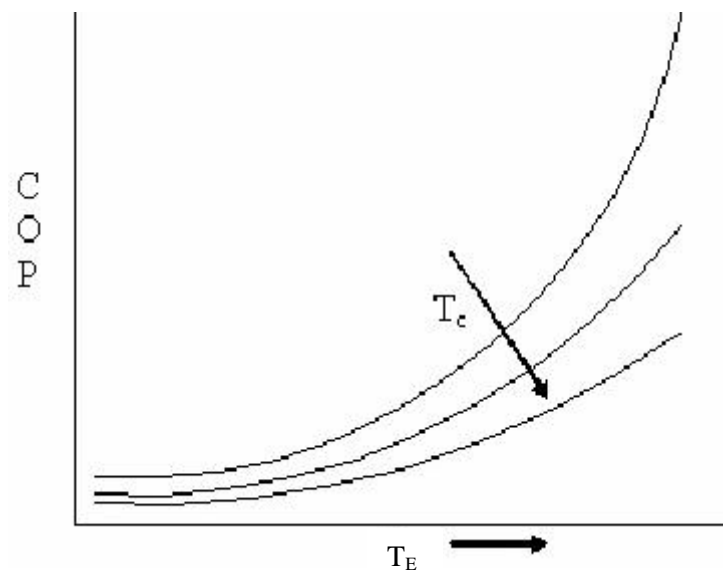


Figura 3.7 – Influência no COP em função das Temperaturas [5]

A Figura 3.7 ilustra o efeito que a temperatura de evaporação e de condensação tem sobre a eficiência do ciclo. As curvas são obtidas considerando um conjunto de ciclos em que somente a temperatura de evaporação (T_E), é alterada.

Como no caso da temperatura de vaporização, a influência da temperatura de condensação também é evidenciada. As curvas são obtidas considerando um conjunto de ciclos em que somente é alterada temperatura de condensação (T_C).

4. Balanço Térmico de uma Instalação Frigorífica

O balanço térmico da instalação frigorífica tem como finalidade determinar a potência frigorífica necessária da instalação e posteriormente, a selecção dos equipamentos constituintes da mesma [20]. As necessidades térmicas da instalação são determinadas em função do [20]:

- Regime de trabalho;
- Do clima;
- Tipo, quantidade e estado do produto à entrada da instalação;
- Calor específico do produto armazenado;
- Calor de respiração ou fermentação do produto (quando aplicável);
- Calor introduzido devido à abertura de portas e das renovações de ar;
- Pessoal de estiva e empilhadores;
- Calor libertado pela iluminação da câmara e de outros equipamentos instalados;
- Calor introduzido devido à descongelação dos evaporadores.

No balanço térmico de uma câmara frigorífica existem diferentes cargas em jogo podendo ser agrupadas da seguinte forma [21]:

✓ Cargas térmicas externas:

- Transmissão de calor através das paredes, tecto e pavimento;
- Renovações de ar;
- Abertura de portas.

✓ Cargas térmicas internas:

Dependente dos produtos armazenados

- Temperatura de entrada dos produtos;
- Calor de respiração;
- Calor de fermentação.

Independente dos produtos armazenados

- Ventiladores dos evaporadores;
- Iluminação;
- Empilhadores e porta paletes;
- Pessoal de estiva;
- Descongelamento.

4.1 Ganho térmico através das paredes, tecto e pavimento

A carga térmica devido à transmissão de calor é em função do diferencial de temperatura entre o ambiente externo e a interior da câmara, da condutividade térmica dos elementos construtivos da câmara (paredes, tecto, piso, portas, etc...) e da área das superfícies expostas ao diferencial de temperaturas. Assim, esta carga térmica pode ser calculada por:

$$\dot{Q}_{\text{Cond.}} = U \times S \times \Delta T \quad (4.1)$$

Onde:

$\dot{Q}_{\text{Cond.}}$ = Carga térmica através das paredes, tecto e pavimento [W];

U = Coeficiente Global de Transmissão de Calor da parede considerada [W/(m².°C)];

S = Superfície da parede considerada [m²];

ΔT = Diferença de temperatura entre o meio exterior e o meio interior da parede [°C].

O coeficiente global de transmissão de calor obtém-se pela expressão seguinte:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{\text{ext.}}} + \sum_i \frac{e_i}{k_i} + \frac{1}{h_{\text{int.}}} \quad (4.2)$$

Onde:

$h_{\text{int.}}$ e $h_{\text{ext.}}$ = Coeficientes de transmissão de calor por convecção [W/(m².°C)];

e = Espessura de cada material constituinte da parede [m];

k_i = Condutividade térmica de cada material constituinte da parede [W/(m°C)].

Uma forma simplificada, porém bastante utilizada para o cálculo da espessura do isolamento é a fixação de um valor para o fluxo de calor por unidade de área da parede, \dot{Q} / S . As paredes das câmaras são bem isoladas termicamente, sendo apenas necessário considerar no cálculo a resistência térmica do material isolante. Escolhido o tipo de isolamento, a sua espessura é determinada para as perdas de calor através das paredes, (\dot{Q} / S) , compreendidas entre 6,98 e 14 W/m², sendo utilizado frequentemente o valor de 9,3 W/m² para câmaras de refrigeração e 6,98 W/m² para câmaras de congelação [20].

$$\frac{\dot{Q}_{\text{Cond.}}}{S} = \frac{K_{\text{Iso.}}}{e} \times \Delta T \quad (4.3)$$

Considerando as paredes da câmara do tipo sandwich, e escolhido o isolamento, através da equação 4.3 calcula-se a espessura do mesmo. Os coeficientes de convecção variam de situação para situação, no entanto, considera-se para efeitos de cálculo os seguintes valores [21]:

$$h_{\text{int.}} = 15 \text{ W}/(\text{m}^2\text{°C})$$

$$h_{\text{ext.}} = 30 \text{ W}/(\text{m}^2\text{°C})$$

Como a preocupação em termos de eficiência energética é crescente em todos os sectores, no sector da refrigeração há cada vez mais a necessidade de projectar as instalações de acordo com as necessidades térmicas. Deste modo para evitar sobre dimensionar as instalações ou subdimensionar há que analisar e adoptar temperaturas exteriores de projecto adequadas. Assim sendo, os valores da temperatura da envolvente da câmara são indicados na *Tabela 4.1* [20].

A temperatura exterior de cálculo, T_{ec} , pode ser determinada pela *equação 4.4*.

$$T_{\text{ec}} = 0,4 T_{\text{média}} + 0,6 T_{\text{máxima}} \quad (4.4)$$

Em que,

$T_{\text{média}}$ = Temperatura média do mês mais quente de funcionamento da instalação frigorífica [°C];

$T_{\text{máxima}}$ = Temperatura máxima do mês mais quente de funcionamento da instalação frigorífica [°C].

Tabela 4.1 – Temperatura das diferentes envolventes [20]

<i>Superfície</i>	<i>Orientação</i>	<i>Temperatura [°C]</i>
Paredes	Norte	0,6 T _{ec}
	Sul	T _{ec}
	Este	0,8 T _{ec}
	Oeste	0,9 T _{ec}
Tecto	-----	T _{ec} + 12
Solo	-----	(T _{ec} + 15) / 2

4.2 Ganho térmico devido às renovações de ar

A carga térmica a retirar devido à renovação do ar pode ser decomposta em duas parcelas [20]:

4.2.1 Carga térmica devido às necessidades técnicas de renovação do ar

Esta parcela é tecnicamente aconselhável para a boa conservação dos produtos armazenados. O ar das câmaras frigoríficas com temperaturas de trabalho superiores ao ponto de congelação deve ser renovado com uma frequência que depende dos produtos armazenados. Produtos armazenados que libertem gases como etileno, dióxido de carbono entre outros exercendo uma influência negativa sobre a sua conservação, há a necessidade de renovar o ar introduzindo ar novo. O número de renovações técnicas pode variar entre 1 a 5 vezes o volume total da câmara em cada 24 horas. Deste modo, o ganho térmico é dado pela *equação 4.5*.

$$\dot{Q}_{\text{Ren.}} = \frac{\dot{m}_a \times \Delta h}{86400} = \frac{V \times \rho \times n \times \Delta h}{86400} \quad (4.5)$$

Sendo:

\dot{Q} = Carga térmica devido às renovações técnicas de ar [W];

\dot{m}_a = Caudal mássico de ar exterior que entra na câmara [kg/dia];

V = Volume da câmara [m³];

ρ = Densidade do ar exterior [kg/m³];

n = Número de renovações técnicas [renovações/dia];

Δh = Diferença de entalpias entre o ar exterior e interior [J/kg].

A taxa de renovação de ar depende da movimentação de produtos, máquinas e pessoas entre o exterior e o interior da câmara frigorífica sendo calculada da seguinte forma:

$$n = \frac{70}{\sqrt{V}} \quad (4.6)$$

Para uma movimentação intensa, na *equação 4.6*, pode-se substituir o valor de 70 por 100 [21].

4.2.2 Carga térmica das renovações equivalentes de ar

Este ganho térmico deve-se à abertura de portas e a infiltrações diversas. O ar exterior penetrará na câmara e como tal é necessário arrefecê-lo até à temperatura da mesma.

$$\dot{Q}_{\text{Inf.}} = \dot{m}_a \times \Delta h \quad (4.7)$$

Para este ganho térmico alguns autores estabeleceram uma série de equações empíricas que permitem o seu cálculo em função das dimensões da porta e do tempo que a mesma está aberta. A *equação 4.8* é uma das possíveis para o cálculo da carga térmica das renovações equivalentes de ar [21]:

$$\dot{Q}_{\text{Inf.}} = 8 + (0,067 \times \Delta T) \times \frac{t_{\text{ab.}}}{v_i} \times L \times H \times \sqrt{H \left(1 - \frac{v_i}{v_e} \right)} \times \Delta h \times C \quad (4.8)$$

Em que:

\dot{Q} = Carga térmica devida às renovações equivalentes de ar [W];

$t_{\text{ab.}}$ = Tempo de abertura da porta [min./horas];

v_i = Volume específico do ar interior [m^3/kg];

v_e = Volume específico do ar exterior [m^3/kg];

L = Largura da porta [m];

H = Altura da porta [m];

Δh = Diferença de entalpias entre o ar exterior e interior [kJ/kg];

ΔT = Diferença de temperatura entre as duas faces da porta (°C);

C = Coeficiente minorante devido à presença de cortina de ar ou lamelas (C = 1 porta sem cortina de ar ou lamelas; C = 0,25 porta com cortina de ar ou lamelas).

O tempo de abertura da porta é dado pela equação

$$t_{ab.} = d_{ton.} \times \frac{f_d}{24} \quad (4.9)$$

Sendo,

$d_{ton.}$ = Tempo médio da abertura das portas em minutos para permitir a passagem de uma tonelada de produto;

f_d = Fluxo diário de produto expresso em toneladas.

O tempo médio da abertura das portas depende da forma de armazenamento do produto e do tipo de abertura da porta. A *Tabela 4.2* mostra os valores adoptados para o cálculo.

Tabela 4.2 – Tempo médio da abertura de portas [21]

<i>Tipo de Porta</i>	<i>Tipo de Produto</i>	<i>d_{ton.} [min./ton.]</i>
Porta de abertura manual	Carcaças de animais suspensas	15
	Produtos paletizados	6
Porta de abertura automática	Carcaças de animais suspensas	1
	Produtos paletizados	0,8

4.3 Ganho térmico dependente do produto armazenado

A carga térmica devido ao produto, que geralmente corresponde a maior percentagem da carga térmica de câmaras de arrefecimento e congelamento, é composta pelas seguintes parcelas [9]:

- **Calor sensível antes do congelamento:** esta parcela é devida ao calor que deve ser retirado do produto para reduzir sua temperatura desde a temperatura de entrada na câmara até a temperatura de início de congelamento, ou, no caso em que o produto somente vai ser refrigerado, a sua temperatura final.
- **Calor latente de congelamento:** é o calor retirado do produto para promover a sua mudança de fase, isto é, o seu congelamento.

- **Calor sensível após o congelamento:** esta parcela é devida ao calor que deve ser retirado do produto para reduzir a sua temperatura desde a temperatura de congelamento até a temperatura final do produto.
- **Calor de respiração:** representa o calor libertado na câmara devido ao processo de respiração de frutas frescas e vegetais. A libertação deste calor de respiração, também conhecido como calor vital, varia com a temperatura.

A carga térmica dependente do produto armazenado é dada para o caso mais geral pela equação 4.10 [21].

$$\dot{Q}_{\text{Prod.}} = \frac{m \times c_1 \times \Delta T_1 + m \times L + m \times c_2 \times \Delta T_2}{\text{Ciclo} \times 60 \times 60} \quad (4.10)$$

Em que:

m = Fluxo diário de entrada [kg/dia];

c_1 = Calor específico do produto antes do seu ponto de congelação [J/(kg.°C)];

ΔT_1 = Diferença entre a temperatura de entrada do produto e a temperatura de congelação [°C];

L = Calor latente de congelação [J/kg];

ΔT_2 = Diferença entre a temperatura de congelação do produto e a temperatura da câmara [°C];

c_2 = Calor específico do produto após o seu ponto de congelação [J/(kg.°C)];

Ciclo = tempo necessário para completar o processo de conservação [horas].

Para calcular o ganho térmico devido à respiração ou fermentação do produto armazenado, pode-se utilizar a equação 4.11.

$$\dot{Q}_{R/F} = \dot{m} \times C_r \quad (4.11)$$

Onde,

\dot{m} = Quantidade de produto armazenado na câmara [tonelada/dia];

C_r = Calor de respiração / fermentação [J/(tn dia)].

4.4 Ganho térmico devido à iluminação

A iluminação dentro de uma câmara frigorífica deve andar entre os 10.8 W/m² e os 16.2 W/m² segundo o fabricante centauro. Assim, a carga térmica devida à presença de lâmpadas pode ser determinada recorrendo à *equação 4.12*.

$$\dot{Q}_{\text{Ilum.}} = \frac{P_{\text{Ilum.}} \times S \times t_{\text{Ilum.}}}{t_{\text{evap.}}} \quad (4.12)$$

Em que,

$P_{\text{Ilum.}}$ = Potência instalada de iluminação [W/m²];

S = Área da câmara frigorífica [m²];

$t_{\text{Ilum.}}$ = Tempo em que as lâmpadas estão ligadas por dia [horas];

$t_{\text{evap.}}$ = Tempo de funcionamento dos evaporadores por dia [horas].

4.5 Ganho térmico devido ao pessoal de estiva

A quantidade de calor libertado pelas pessoas é dependente da temperatura da câmara, do vestuário, do tipo de actividade e do tempo de permanência no recinto refrigerado. Deste modo o ganho térmico é obtido da seguinte forma:

$$\dot{Q}_{\text{Estiva}} = \frac{n \times t \times q}{t_{\text{evap.}}} \quad (4.13)$$

Onde,

n = Número de pessoas dentro da câmara;

t = Tempo de permanência na câmara [h];

q = Carga térmica libertado por pessoa [W/h], e;

$t_{\text{evap.}}$ = Tempo de funcionamento dos evaporadores [h].

O calor libertado por pessoa quando esta entra na câmara depende da temperatura da mesma. Não é fácil estimar o seu valor uma vez que não se sabe o número de horas em que os trabalhadores vão estar dentro da câmara, como tal, pode-se considerar como referência os valores indicados na *Tabela 4.3* que se segue.

Tabela 4.3 – Quantidade de calor libertado por Pessoa [21]

<i>Temperatura da Câmara [°C]</i>	<i>Quantidade de calor libertado por Pessoa [W/h]</i>
+15	200
+5	240
0	270
-20	390
-25	420

4.6 Ganho térmico devido aos empilhadores

Em câmaras de dimensões consideráveis há a necessidade de recorrer a equipamentos de elevação e transporte de mercadorias. Assim sendo, é necessário entrar com a parcela dos ganhos térmicos dos empilhadores no cálculo global [21].

$$\dot{Q}_{\text{Emp.}} = \frac{P_{\text{Emp.}} \times n \times t}{t_{\text{evap.}}} \quad (4.14)$$

Onde,

n = Número de empilhadores dentro da câmara;

t = Tempo de funcionamento do empilhador [h];

$P_{\text{Emp.}}$ = Potência do empilhador [W], e;

$t_{\text{evap.}}$ = Tempo de funcionamento dos evaporadores [h].

4.7 Ganho térmico devido aos ventiladores

A dissipação de calor nos ventiladores é inevitável.

$$\dot{Q}_{\text{Vent.}} = P_{\text{Vent.}} \times n \quad (4.15)$$

Sendo,

n = Número de ventiladores dentro da câmara, e;

$P_{\text{Emp.}}$ = Potência de cada ventilador [W].

4.8 Ganho térmico devido à descongelação

Nas instalações que funcionam com temperaturas de evaporação inferiores a 0°C, é necessário realizar o descongelamento dos evaporadores. Com o descongelamento dos evaporadores há um acréscimo de temperatura no recinto arrefecido.

Numa primeira fase, a carga térmica a ser removida na câmara frigorífica chama-se carga térmica previsional, é definida como sendo a soma de todas as cargas térmicas supracitadas excepto a carga devido à descongelação multiplicada por um factor de segurança compreendido entre 10 a 20% para compensar os ganhos térmicos devidos à descongelação. O cálculo de carga térmica é efectuado para um período de 24 horas. Entretanto, deve-se considerar um período entre 16 a 20 horas de operação dos compressores, de forma a possibilitar a descongelação, e também possíveis sobrecargas de capacidade.

A partir do cálculo da carga térmica realiza-se a selecção dos evaporadores, somam-se as potências dos ventiladores e das resistências dos mesmos, se for o caso, e obtém-se a potência da câmara frigorífica acrescida de 10%, de forma a instalação não ficar dimensionada no limite e por uma questão de segurança

5. Cálculo de Câmara de Congelados

Com o objectivo de comparar a implementação dos sistemas de refrigeração e a sua eficácia energética, tipificou-se uma câmara frigorífica onde se irá calcular todos os ganhos térmicos referidos no capítulo 4, com o intuito de projectar os critérios termodinâmicos de cada instalação frigorífica, instalação em expansão directa e instalação em sistema inundado.

Para definir o perfil termodinâmico da instalação é necessário a escolha do fluido frigorígeno. Neste trabalho serão abordados dois fluidos frigorígenos, o R404A para a instalação em expansão directa e o R717 (amoníaco - NH_3), para a instalação em sistema inundado, para uma análise comparativa. O R404A é uma mistura azeotrópica de hidrofluorcarbonetos e o R 717, amoníaco, um produto natural. No *Anexo A*, salienta-se as principais características dos fluidos seleccionados.

5.1 Dados da câmara de congelados

✓ Paredes e Tecto

- Paneis desmontáveis;

Tipo sandwich;

Isolamento: poliuretano 35/40 kg/m^3 ;

Espessura do isolamento³: 150 mm paredes e 180 mm no tecto;

$k_{\text{isol.}} = 0,022 \text{ W/(m.K)}$;

✓ Chão (excluído)

- Para a temperatura da câmara o solo tem de ser isolado;

Tipo “vazio sanitário”;

Fundo: laje de compressão, barreira de vapor, isolamento e laje flutuante;

Isolamento: aglomerado negro de cortiça;

Espessura do isolamento³: 200 mm;

$k_{\text{isol.}} = 0,035 \text{ W/(m K)}$;

Acabamento: mosaico sanitário ou antiderrapante similar;

³ A espessura do isolamento é calculada no subcapítulo 5.2.1.

- ✓ Porta deslizante
 - Dimensões: 2,00 × 2,50 m;
 - Tipo sandwich;
 - Isolada com poliuretano de espessura 150 mm;
 - Instalação de resistências no aro da porta para evitar a formação de condensados ou a formação de gelo;
 - Colocação de lamelas ou cortina de ar;
 - Abertura automática;
- ✓ Termohigrometria exterior: 30°C e humidade relativa de 55%;
- ✓ Termohigrometria interior: -25°C e humidade relativa de 90%;
 - Dimensões: 60 x 25 x 10 m;
 - Ocupação da câmara: 0,3 toneladas/m³;
 - Iluminação: 10 W/m²;
- ✓ Produto a armazenar: Produto congelado (peixe, carne, panados, ...)
 - Produto paletizado;
 - Temperatura de entrada do produto: -19°C;
 - Calor específico médio do produto: 2100 J/(kg.°C);
 - Entrada diária: 10% da capacidade da câmara em toneladas;
- ✓ Termohigrometria do cais de recepção / expedição: 15°C e HR de 60%;
 - Dimensões: 20 x 25 x 10 m;
 - Equipado com 2 plataformas hidráulicas adaptáveis às caixas isotérmicas dos camiões;
- ✓ Outros elementos
 - Alimentação: 380 V / 50 Hz;
 - Pessoal de Estiva: 2 Pessoas durante 4 horas por dia;
 - Empilhador eléctrico de serviço de 6000 W;
- ✓ Temperatura de evaporação: -30°C
- ✓ Temperatura de condensação: compreendida entre 35 e 50°C (dependo do tipo de condensador a adoptar).

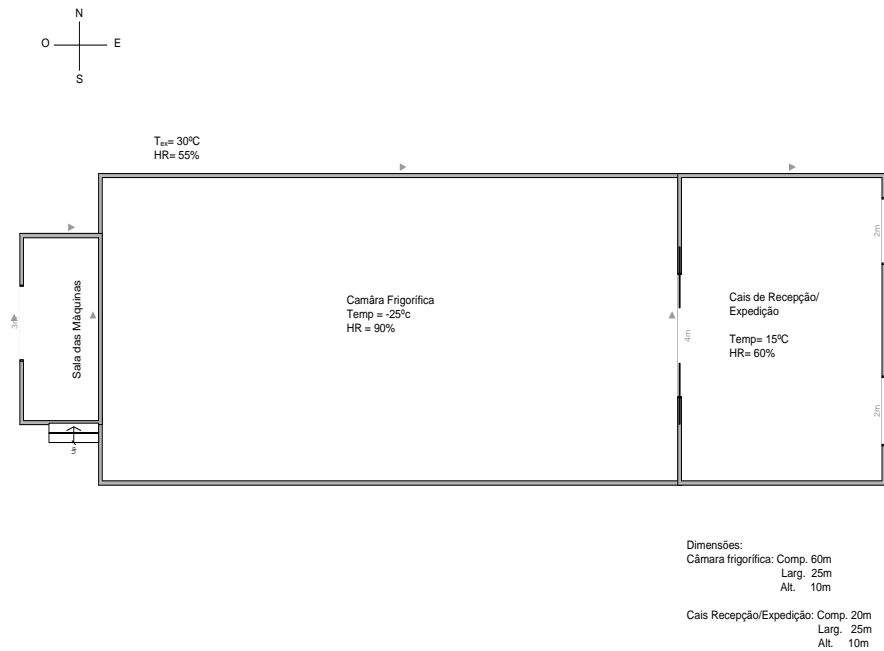


Figura 5.1 – Layout da câmara de congelados

5.2 Potência frigorífica da instalação

O cálculo da potência frigorífica da instalação é efectuado realizando-se o cálculo de todos os ganhos térmicos, quando aplicável, descritos no capítulo 4. Para um balanço térmico eficiente há a necessidade de calcular a espessura do isolamento adoptado, com base na aplicação de fluxos térmicos recomendados pelo Instituto Internacional do Frio.

5.2.1 Isolamento térmico da Câmara

O cálculo da espessura do isolamento térmico é fundamental para minimizar as trocas térmicas entre a câmara e o meio envolvente. O material isolante utilizado para as paredes e o tecto é o poliuretano por ser o material mais utilizado nas instalações frigoríficas. O chão da instalação será isolado com aglomerado negro de cortiça.

Os fluxos máximos admissíveis para o isolamento são recomendados pelo Instituto Internacional do Frio. O cálculo da espessura do isolamento, através da *equação 4.3*, é efectuado de forma a garantir o fluxo máximo admissível recomendado de 8 W/m^2 . O diferencial térmico entre o interior e o exterior varia conforme a orientação da parede. Na *Tabela 5.1* estão os parâmetros necessários para o cálculo da espessura e o cálculo da mesma.

Tabela 5.1 – Cálculo da espessura do isolamento

<i>Superfície</i>	<i>Orientação</i>	$T_{EXTERIOR}$ [°C]	$T_{INTERIOR}$ [°C]	$K_{ISOL.}$ [W/(mK)]	e [m]
Paredes	Norte	18	-25	0,022	0,118
	Sul	30			0,151
	Este	12			0,102
	Oeste	27			0,143
Tecto	----	42			0,184
Solo	----	22,5		0,035	0,208

Por uma questão de simplicidade na construção da câmara, os painéis isotérmicos de isolamento de todas as paredes têm de espessura 150 mm, os painéis isotérmicos do tecto 180 mm de espessura e o isolamento do chão é de 200 mm de espessura.

5.2.2 Ganhos térmicos

Para definir dos equipamentos a instalar, quando se trabalha com transferências de calor, há sempre a necessidade de efectuar o balanço térmico. A primeira análise a ser feita num projecto de refrigeração é o cálculo dos ganhos térmicos, após a recolha de informação e documentação (exigências do cliente ou requisitos da instalação frigorífica). Através do cálculo das cargas térmicas pode-se efectuar uma previsão dos consumos de energia associados ao sistema projectado, deste modo proceder a uma análise económica. No *Anexo B* são explicitados os cálculos e os pressupostos de cálculo para balanço térmico. De forma resumida os ganhos térmicos são:

Tabela 5.2 – Balanço térmico

<i>Cargas Térmicas</i>	$W \left(\times \frac{24h}{16h} \right)$	<i>kW</i>
$\dot{Q}_{Cond./Convecção}$	54158	
$\dot{Q}_{Ren./Inf.}$	19174	
$\dot{Q}_{Prod.}$	98436	
$\dot{Q}_{R./F.}$	0	
$\dot{Q}_{Illum.}$	3750	
$\dot{Q}_{Estiva/Emp.}$	1710	
$\dot{Q}_{Desc./Ventiladores}$	45000	
P Frigorífica	222227	
P Frigorífica (\dot{Q}_L)	-	225

Pela análise da *Figura 5.2*, pode-se verificar que a carga com maior peso no balanço térmico global é a carga devido ao produto armazenado. A outra carga com peso considerável é a que resulta da transmissão de calor pelas superfícies envolventes da câmara. A descongelação dos evaporadores é necessária para o bom funcionamento dos mesmos, no entanto, é de salientar que o ganho térmico desta acção é considerável. O processo de descongelação tem de ser monitorizado para garantir o sucesso da instalação.

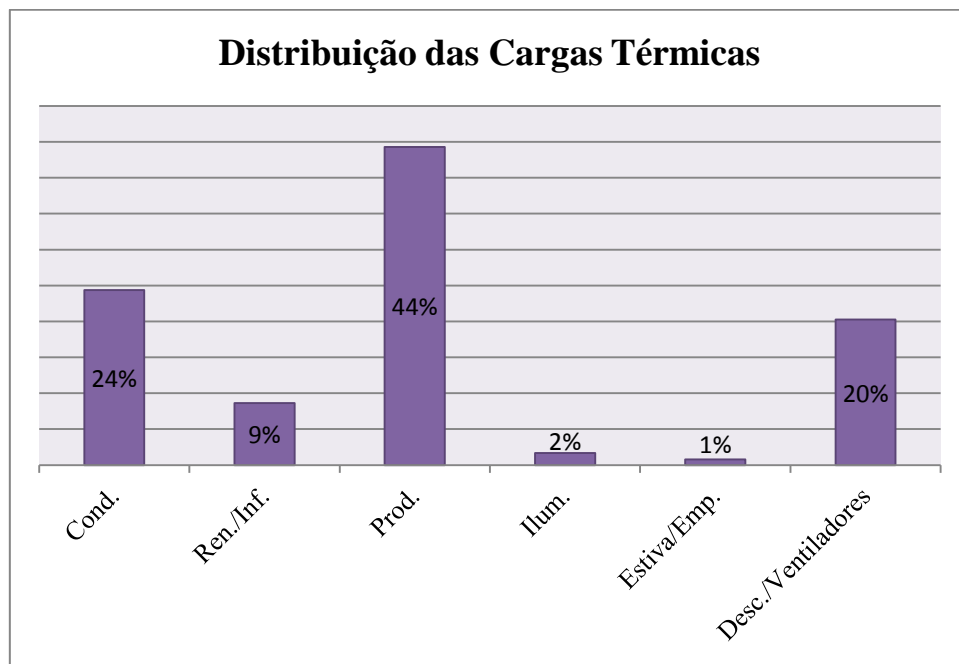


Figura 5.2 – Distribuição dos ganhos térmicos em percentagem

Com o intuito da redução da carga térmica total e consequentemente o consumo energético da instalação, dever-se-á ter em especial atenção às cargas citadas. A carga resultante pela transmissão das superfícies envolventes pode ser atenuada com o aumento da espessura do isolamento. No entanto, o aumento da espessura implica uma redução da capacidade de armazenamento. Tendo em conta o custo do isolamento e a redução da área de armazenamento, há uma espessura “óptima”, que garante o compromisso entre ganhos térmicos, o custo de isolamento e a perda de área de armazenagem.

A temperatura de entrada dos produtos congelados influencia de forma significativa a carga térmica. Desta forma, quanto mais próxima for a temperatura de entrada dos produtos da temperatura interior da câmara menor será o ganho térmico devido ao

produto. Um outro aspecto importante é o ajuste da temperatura do recinto evitando temperaturas mais baixas do que o necessário.

Após o balanço térmico, realizar-se-á o dimensionamento a partir dos princípios da termodinâmica, da instalação frigorífica, com um volume interior aproximado de 15000 m³ e uma potência frigorífica de 225 kW.

5.3 Perfil termodinâmico da instalação em expansão directa

O esquema frigorífico simplificado e o ciclo de refrigeração no diagrama de Mollier do R404A são mostrados nas *Figuras 5.3 e 5.4* respectivamente. Trata-se de um sistema de compressão de um único andar a funcionar entre as temperaturas de -30°C para a evaporação e de +45°C para a condensação, considerando que os condensadores a ar devem funcionar com um acréscimo de 15°C, acima da temperatura de bolbo seco do ar.

De forma a aumentar o efeito refrigerante produzido no evaporar, $h_1 - h_5$, admite-se um subarrefecimento de 10°C que se inicia no condensador, depósito de líquido e tubagem de alta pressão até à válvula de expansão.

O fluido frigorígeno proveniente do depósito de líquido chega à válvula de expansão como líquido subarrefecido no estado **4**, sofre uma expansão isentálpica com queda de pressão e entra no evaporador no estado **5**, com um título na ordem de 0,5.

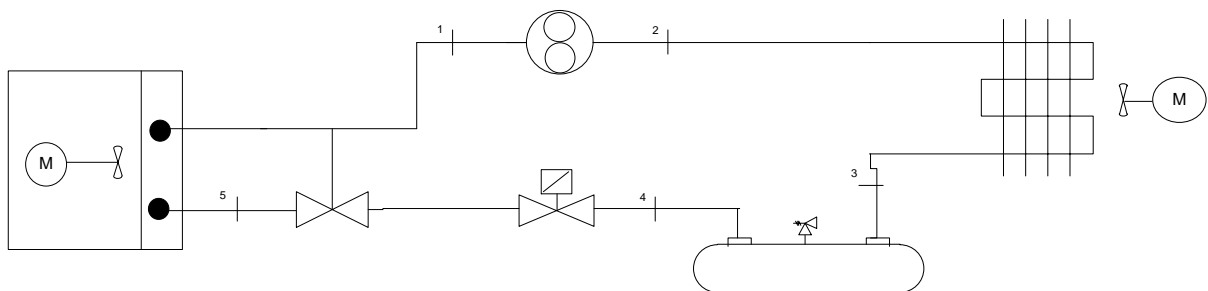


Figura 5.3 – Esquema frigorífico simplificado a R404A

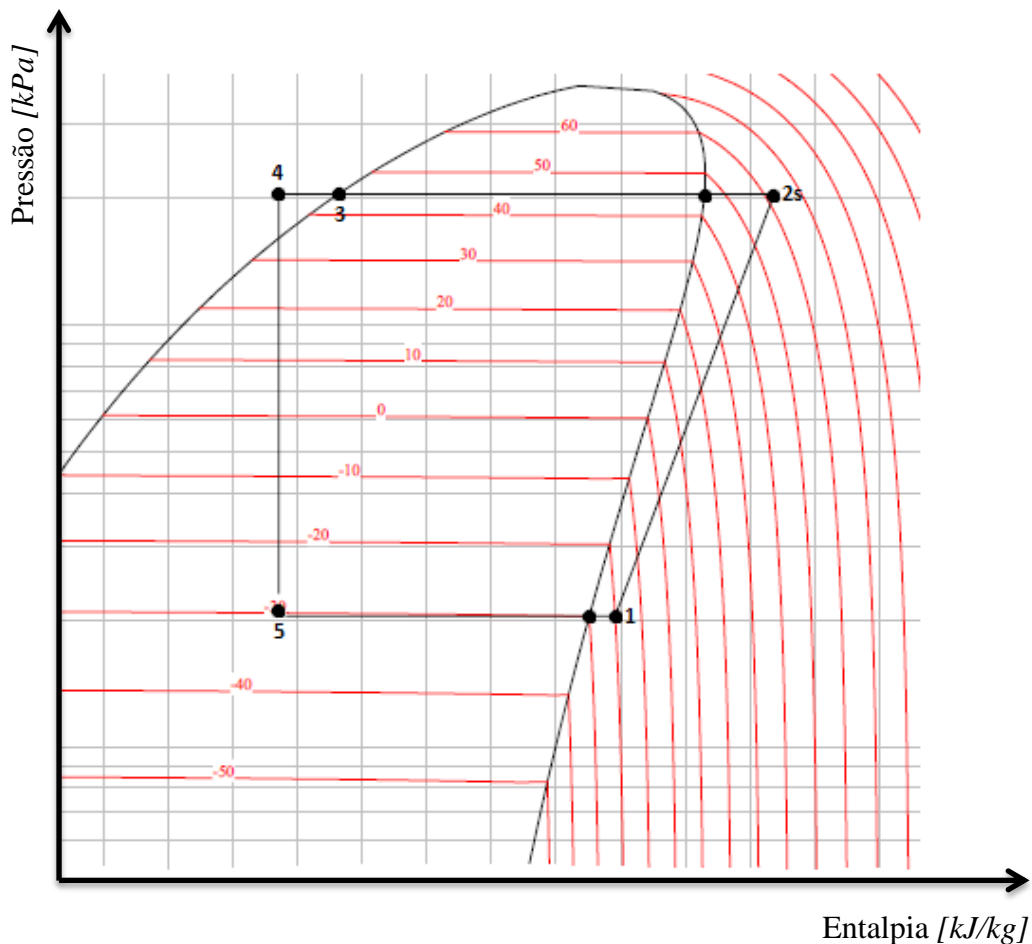


Figura 5.4 – Ciclo frigorífico no diagrama P - h do R404A

O fluido frigorígeno evapora totalmente no evaporador, sofre um sobreaquecimento controlado pelo bolbo termostático da válvula de expansão, é aspirado pelo compressor no estado **1** supondo um sobreaquecimento de 10°C, sendo comprimido em teoria segundo uma evolução adiabática e reversível até ao estado **2s**. No condensador dissipa-se, no início, calor sensível resultante da compressão seca e, de seguida, calor latente de condensação e sai do condensador no estado **3** ou ligeiramente subarrefecido.

A partir do diagrama de Mollier do R404A, que se encontra em *Anexo D₁*, obtido pelo software CoolPack e das tabelas disponibilizadas pela empresa DuPont Refrigeration, obtiveram-se as propriedades termodinâmicas relevantes, apresentadas na *Tabela 5.3*, nos vértices do ciclo anteriormente descritos. A *Tabela 5.4* indica os parâmetros termodinâmicos a ter em conta na instalação. O cálculo das grandezas apresentadas é realizado no *Anexo D₂*.

Tabela 5.3 – Propriedades termodinâmicas para o R404A

<i>Estado</i>	<i>T</i> [°C]	<i>P</i> [bar]	<i>v</i> [m ³ /kg]	<i>h</i> [kJ/kg]	<i>s</i> [kJ/(kg.K)]	<i>Título</i>	
1	-20	2,045	0,100	358,266	1,662	-	V. Sobreaquecido
2s	63	20,449	0,010	407,375	1,662	-	V. Sobreaquecido
3	45	20,449	-	272,656	-	0,00	L. Saturado
4	35	20,449	-	254,290	-	-	L. Subarrefecido
5	-30	2,045	-	254,290	-	0,50	Mistura

Desde modo, apresentam-se de seguida o caudal mássico do fluido, o trabalho de compressão e a potência do condensador para a instalação em expansão directa a trabalhar com o fluido frigorígeno R404A.

Tabela 5.4 – Parâmetros caracterizadores da instalação a R404A

<i>Fluido</i> <i>Frigorígeno</i>	<i>r_p</i>	<i>m</i> [kg/s]	<i>W_c</i> [kW]	<i>Q_H</i> [kW]	<i>COP</i>
R404A	10	2,16	106	331	2,12

5.4 Perfil termodinâmico da instalação em sistema inundado

Na instalação frigorífica em sistema inundado, o fluido frigorígeno a utilizar é o R717. A instalação possui um sistema de compressão dupla com dois compressores na baixa pressão a operarem no regime (-30°C/-5°C) e outros dois compressores na alta pressão, que operam no regime (-5°C/+38°C) para que à saída do compressor não se atinga temperaturas muito elevadas e perigosas. O arrefecimento dos vapores comprimidos no andar de baixa pressão é obtido por injeção total de fluido a alta pressão num depósito fechado.

A temperatura de condensação foi admitida tendo em conta o tipo de condensador a utilizar. Na aplicação do condensador evaporativo é prática adoptar-se uma temperatura de condensação de 14 a 15°C acima da temperatura do bolbo húmido do ar exterior.

Os evaporadores são alimentados pelo fluido frigorígeno a partir de um separador de líquido a - 30°C por bombeamento. O depósito intermédio será de injeção total com

uma temperatura de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$, e o fluido a alta pressão irá condensar num condensador evaporativo. O esquema frigorífico de princípio e a sua representação no diagrama de Mollier do R717 encontram-se representados nas *Figuras 5.5 e 5.6* respectivamente.

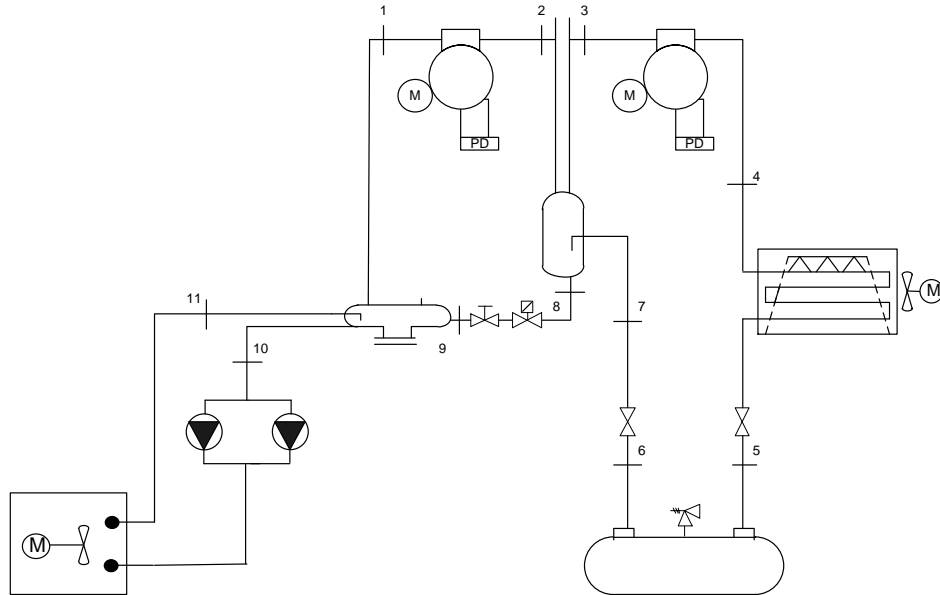


Figura 5.5 – Esquema frigorífico simplificado a R717

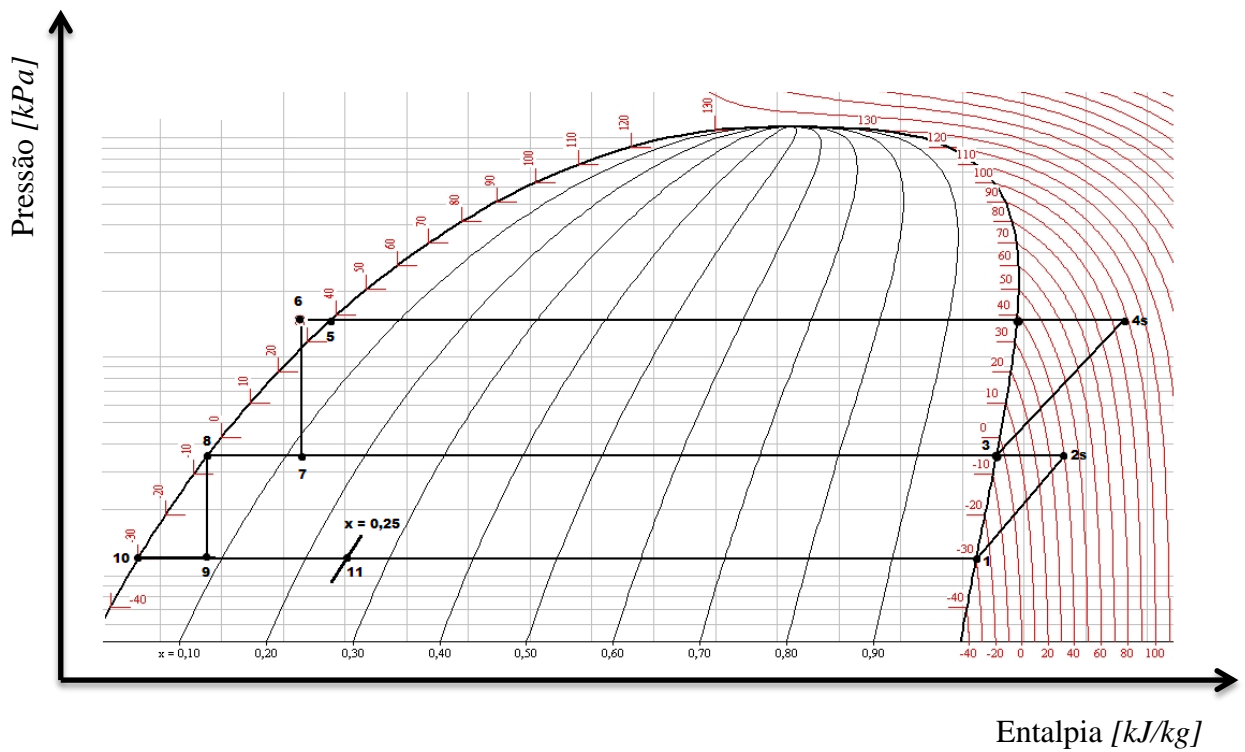


Figura 5.6 – Ciclo frigorífico no diagrama P - h do R717

O amoníaco entra no compressor do primeiro andar no estado **1** como vapor saturado, é comprimido até à pressão intermédia no estado **2s** e liberta vapor sobreaquecido no depósito intermédio que se encontra a uma temperatura de -5°C . Seguidamente, o fluido no estado de vapor saturado é aspirado pelo compressor do segundo andar de compressão no estado **3** e é comprimido até à pressão de condensação, para o estado **4s**. Mais uma vez é considerado que a compressão é adiabática e reversível, isto é, isentrópica.

Seguidamente, o fluido entra no condensador no estado de vapor sobreaquecido, onde diminui a temperatura libertando calor sensível. De seguida, dá-se a condensação a cerca de $+38^{\circ}\text{C}$ com a libertação de calor latente. O processo continua com o subarrefecimento do amoníaco ainda dentro do condensador, prolongando-se pelo depósito de líquido e tubagem, estado **6**. O subarrefecimento é de 10°C . O líquido subarrefecido sofre uma expansão para o depósito intermédio com a consequente queda de pressão, formando-se uma mistura correspondente ao estado **7** que inicia o efeito refrigerante nesse depósito. O vapor saturado formado é aspirado pelos compressores de alta pressão (estado **3**).

Alguns do líquido no depósito intermédio, a -5°C , vaporizam-se com o calor fornecido na descarga do compressor de baixa pressão no depósito intermédio. O líquido comprimido, estado **8**, segue para separador de líquido, a -30°C , através de outra válvula de expansão, dando origem a uma mistura de fluido com título, correspondente ao estado **9**. A partir deste separador, o amoníaco líquido é bombeado, a -30°C , até às válvulas de regulação de caudal de cada evaporador.

Finalmente, o amoníaco entra no evaporador, iniciando o processo de vaporização em vazio até atingir, à saída do evaporador, um título de 0,25 retirando calor da câmara frigorífica e retornando ao separador, sendo o vapor saturado formado aspirado pelo compressor de baixa pressão.

A partir do diagrama de Mollier do R717, amoníaco, que se encontra em *Anexo E₁*, obtido pelo *software CoolPack*, obtiveram-se as propriedades termodinâmicas relevantes, nos vértices principais do ciclo.

Para o amoníaco, admitiu-se que o caudal bombeado é quatro vezes superior ao caudal obtido pelo efeito refrigerante, entre as curvas de saturação para o cálculo das entalpias [8].

Tabela 5.5 – Propriedades termodinâmicas para o R717

Estado	T	P	v	h	s	Título	
	[°C]	[bar]	[m ³ /kg]	[kJ/kg]	[kJ/(kg.K)]		
1	-30	1,195	0,962	1422,458	6,061	1,00	V. Saturado
2s	40	3,548	0,417	1565,019	6,061	-	V. Sobreaquecido
3	-5	3,548	0,346	1455,156	5,682	1,00	V. Saturado
4s	97	14,705	0,115	1660,953	5,682	-	V. Sobreaquecido
5	38	14,705	-	380,754	-	0,00	L. Saturado
6	28	14,705	-	329,618	-	-	L. Subarrefecido
7	-5	3,548	-	329,618	-	0,12	Mistura
8	-5	3,548	-	177,211	-	0,00	L. Saturado
9	-30	1,195	-	177,211	-	0,08	Mistura
10	-30	1,195	0,0015	63,563	-	0,00	L. Saturado
11	-30	1,195	-	403,287	-	0,25	Mistura

Apresenta-se de seguida o caudal mássico do fluido a circular nos evaporadores, o trabalho de compressão e a potência do condensador para a instalação a trabalhar com o R717. Os cálculos realizados para obter as grandezas apresentadas são descritos no Anexo D₂.

Tabela 5.6 – Parâmetros caracterizadores da instalação a R717

Fluido Refrigerante	$\dot{m}_{Evap.}$ [kg/s]	Comp. de B.P.			Comp. de A.P.			\dot{Q}_H kW	COP
		r_p	\dot{m} [kg/s]	\dot{W}_c [kW]	r_p	\dot{m} [kg/s]	\dot{W}_c [kW]		
R117	0,662	2,97	0,181	26	4,14	0,223	46	297	3,13

5.5 Análise termodinâmica das instalações

A eficiência energética de um sistema, em termos termodinâmicos, indica o quanto um equipamento real aproxima-se de um comportamento ideal, no qual não existem perdas. A eficiência frigorífica pode ser calculada pelo quociente entre a energia útil, (potência frigorífica a ser removida no evaporador) e o consumo de energia eléctrica no accionamento dos compressores. Um dos parâmetros importantes na análise das instalações frigoríficas é o Coeficiente de Eficiência, COP, (*Coefficient of*

Performance), embora este parâmetro no ciclo real seja menor do que no ciclo ideal, pode-se, com o ciclo teórico, verificar que parâmetros influenciam o desempenho do sistema. Pode-se inferir da *equação 3.3* que, para ciclo teórico, o COP é função somente das propriedades do fluido frigorígeno e estas, depende das temperaturas de condensação e vaporização do ciclo. Para o ciclo real, o desempenho energético da instalação depende das propriedades do fluido na aspiração do compressor, do próprio compressor e dos demais equipamentos do sistema.

Comparando os resultados obtidos é de concluir que a instalação em sistema inundado apresenta melhor eficiência frigorífica, no entanto, a temperatura de descarga do compressor de alta pressão é superior à temperatura de descarga do compressor na instalação de expansão directa.

A temperatura de evaporação, o sobreaquecimento, a temperatura de condensação e o subarrefecimento influenciam o desempenho do ciclo de refrigeração por compressão de vapor. A seguir, é analisada a influência de cada um deles, separadamente:

- ✓ De um modo geral, o aumento da temperatura de evaporação resulta um aumento do COP como é verificado na *Figura 5.7*. Este aumento é devido à redução do trabalho de compressão, o sistema torna-se mais eficiente. No entanto, é necessário assegurar um diferencial adequado entre a temperatura da câmara e a temperatura de evaporação de forma a haver a transferência de energia.

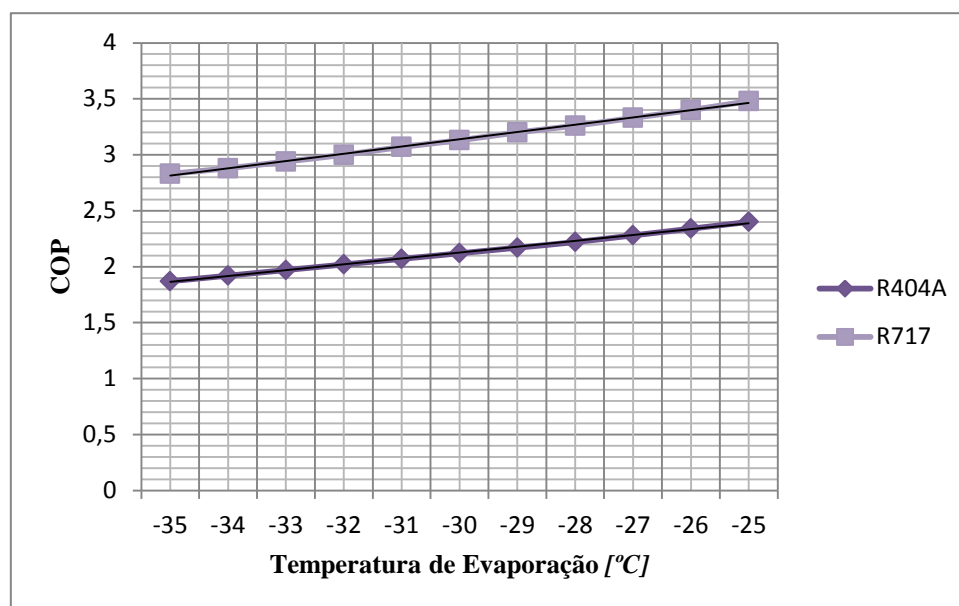


Figura 5.7 – Variação do COP com a da temperatura de evaporação

- ✓ Com a diminuição da temperatura de condensação verifica-se um aumento do COP como é validado na *Figura 5.8*. Este aumento deve-se ao facto de o trabalho de compressão diminuir e o efeito refrigerante aumentar. A diminuição de temperatura está limitada pelas condições exteriores do ar, deve-se sempre garantir que em função do condensador adoptado a diferença de temperaturas entre a temperatura de condensação e a temperatura do ar / água é adequada para a instalação.

De um modo geral, a temperatura de condensação assume os seguintes valores [21]:

- Condensadores arrefecidos a ar: $\Delta T = T_{\text{Condensação}} - T_{\text{Bolbo seco do ar}} = 15^{\circ}\text{C}$;
- Condensadores arrefecidos a água: $\Delta T = T_{\text{Condensação}} - T_{\text{Água à entrada}} = 8^{\circ}\text{C}$ a 10°C , por regra nos condensadores arrefecidos a água, a água é arrefecida em torres de arrefecimento;
- Condensadores evaporativos: $\Delta T = T_{\text{Condensação}} - T_{\text{Bolbo húmido do ar}} = 15^{\circ}\text{C}$.

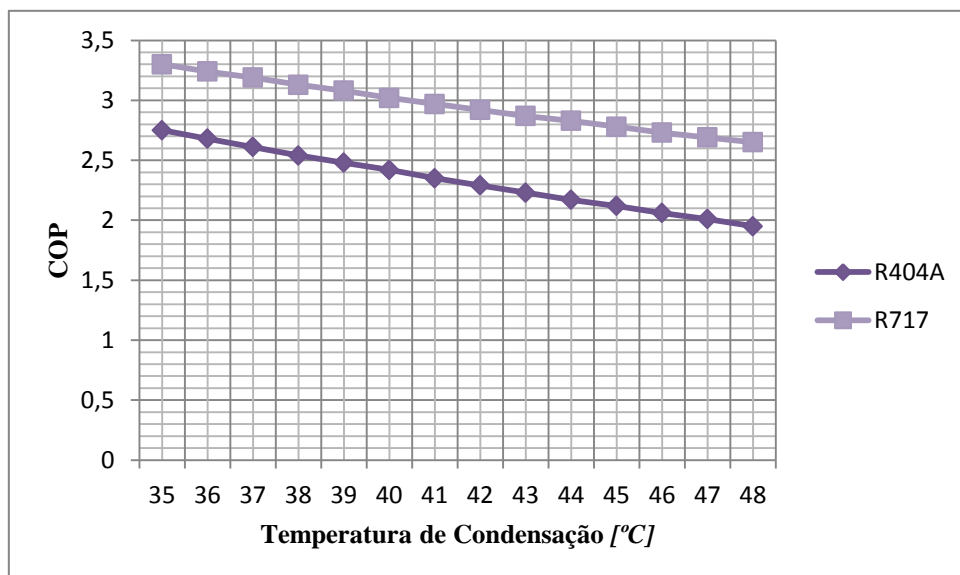


Figura 5.8 – Variação do COP com a temperatura de condensação

- ✓ A influência do subarrefecimento do líquido no COP é bastante positiva. Verifica-se um aumento na eficiência do ciclo com o aumento do subarrefecimento, o que é óptimo para o sistema, na prática utiliza-se o subarrefecimento para garantir que à entrada do dispositivo de expansão apenas há líquido, o que aumenta a capacidade frigorífica do sistema e não aumenta o trabalho de compressão.

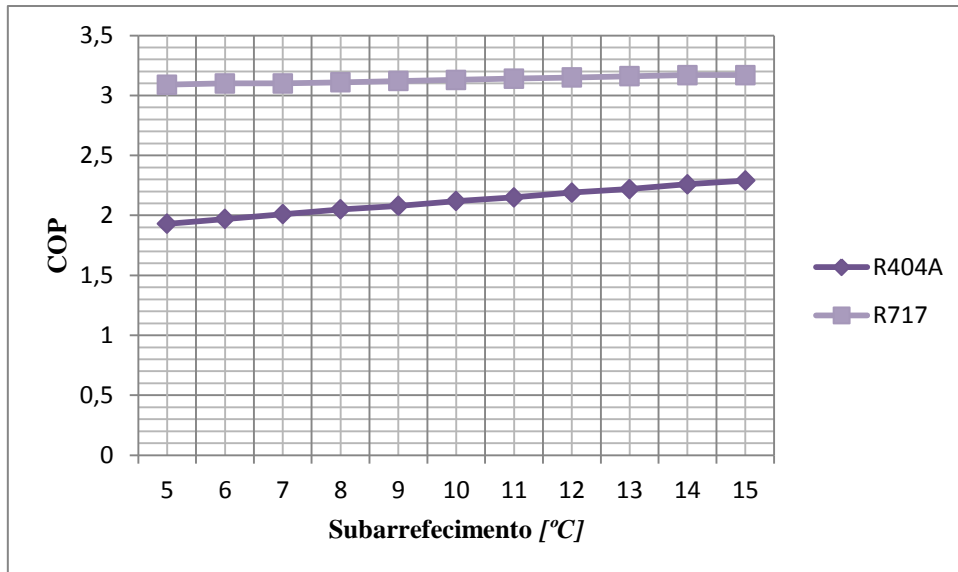


Figura 5.9 – Variação do COP com o subarrefecimento

- ✓ No presente trabalho, dada a natureza das instalações frigoríficas projectadas, apenas é analisado o sobreaquecimento na instalação em expansão directa a R404A. Verifica-se um ligeiro aumento do COP com o aumento do sobreaquecimento. Nos casos em que o sobreaquecimento aumenta o COP, ele diminui a capacidade frigorífica do sistema de refrigeração. Assim, só se justifica o sobreaquecimento do fluido, por motivos de segurança, para evitar a entrada de líquido no compressor.

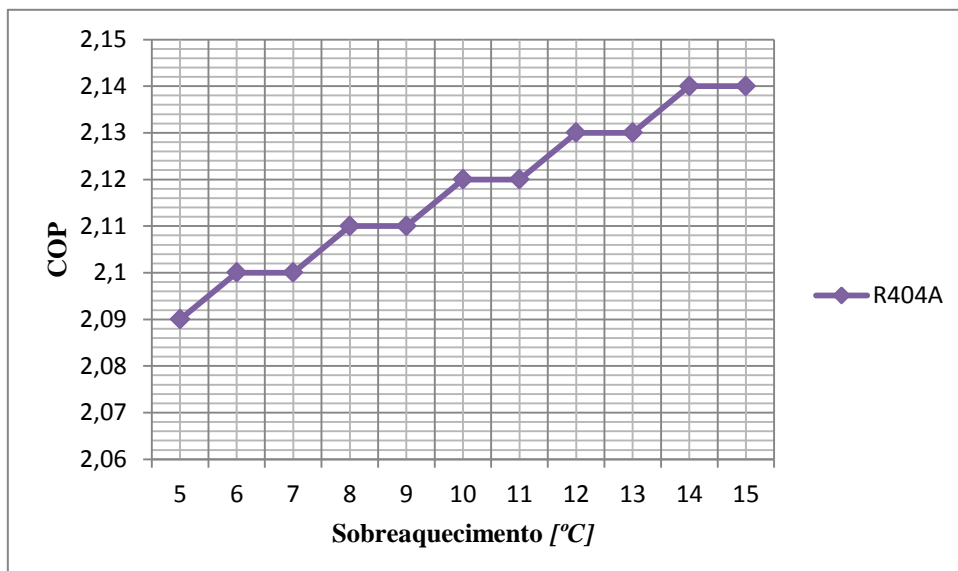


Figura 5.10– Variação do COP com o sobreaquecimento (R404A)

Na instalação a operar com o amoníaco, instalação em sistema inundado, a compressão é realizado em dois andares com injeção total do fluido frigorígeno num depósito intermédio. A temperatura do depósito intermédio é de -5°C , variando este valor, encontra-se a temperatura que optimiza a eficiência do ciclo como é mostrado no gráfico da *Figura 5.11*.

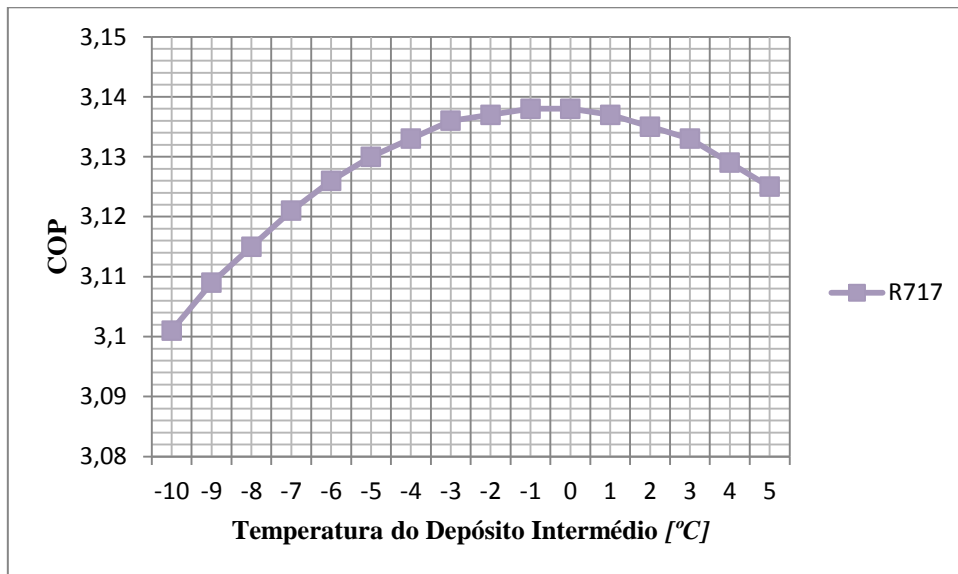


Figura 5.11 – Variação do COP em função da temperatura do depósito intermédio (R717)

Como se pode observar no gráfico da *Figura 5.11*, a temperatura do depósito intermédio que melhora o desempenho do ciclo é de aproximadamente 0°C . No entanto, o aumento do COP para essa temperatura é pouco significativo, assim sendo, as condições iniciais de projecto mantêm-se inalteradas.

5.6 Selecção dos equipamentos / Implementação

5.6.1 Instalação frigorífica a R404A

Tendo por base o cálculo já efectuado, a selecção dos equipamentos é pertinente para uma análise de energia eléctrica consumida. Com este objectivo irá seleccionar-se apenas os principais equipamentos que consomem energia da instalação.

Na presente instalação são utilizados 5 evaporadores de expansão directa, 2 compressores de parafuso semi-herméticos montados em paralelo, um condensador arrefecido a ar. A válvula de expansão é termostática com equalização externa.

A escolha do compressor de parafuso deve-se ao facto de este trabalhar com grandes taxas de compressão.

Os evaporadores e o condensador foram seleccionados com recurso ao *software CProlect – Quíron by Centauro v. 1.1.5*. A selecção dos compressores foi efectuada recorrendo ao *software Bitzer*.

Grupo de evaporação

Marca: Centauro;

Modelo: 5 x DDC 8T2/94;

Potência corrigida: 44,52 kW $DT_m = 5,05^{\circ}\text{C}$;

Projecção do ar: 39 m;

Ventiladores axiais:

Número de ventiladores: 2;

Potência: 3600 W;

Bateria de descongelação:

Potência: 45540 W

Cada evaporador deve ser equipado com:

1 válvula de expansão termostática com equalização

Duas válvulas manuais tipo globo

1 sifão

1 esgoto metálico com um resistência eléctrica

Dimensões: 3860 x 924 x 1350 mm

Compressores

Marca: Bitzer;

Modelo: 2xHSN8591-160 – 40P;

Capacidade frigorífica: 128,7kW;

Potência absorvida: 109,1 kW;

Volume aspirado: 535 m³/h;

Os compressores terão as seguintes protecções e controlos:

1 pressóstato diferencial de óleo;
1 pressóstato de alta pressão de rearme automático;
1 pressóstato de baixa pressão;
1 válvula de retenção;
Manómetros de baixa pressão, de alta pressão e de pressão de óleo;
2 separadores de óleo com válvula solenóide e termóstato de temperatura de óleo
válvulas de corte manual;
condensador a ar para arrefecimento do óleo.

Grupo de condensação

Marca: Centauro

Modelo: 1xACJ/M-491/344T;

Potência corrigida: 350,86 kW – DT 14,16°C;

Superfície: 789,20 m²;

Ventiladores:

Número de ventiladores: 4;

Caudal de ar: 98800 m³/h;

Potência absorvida: 7360 W;

Equipado com:

Válvula de segurança;

Válvula de alta pressão;

Válvula de purga;

Dimensões: 6720 x 1500 x 1240 mm.

✓ **Descrição do arranque da instalação em expansão directa**

O termóstato detecta um aumento de temperatura na câmara. Acciona a válvula solenóide a montante da válvula de expansão termostática fazendo com que se processe a alimentação do evaporador pelo fluido. Neste momento os ventiladores permanecem parados até atingir a sua temperatura de arranque.

Verifica-se um aumento de pressão do fluido no estado de vapor e o pressóstato de baixa pressão comanda o arranque dos compressores. Durante o funcionamento dos

compressores há a injeção de óleo lubrificando directamente na câmara de compressão, verificando-se um arrefecimento para obter menores temperaturas na descarga.

O fluido comprimido passa pelo separador de óleo, regressando este ao compressor. O fluido segue em direcção ao condensador, há a rejeição de energia sob a forma de calor para o exterior. Desta forma dá-se o arranque da instalação frigorífica em expansão directa.

✓ **Descongelção eléctrica do evaporador**

A descongelção dos evaporadores é activada por um microprocessador que gere os períodos temporais da descongelção. Esta é feita evaporador a evaporador, sendo que a quando da descongelção de um, os outros permanecem ligados. O controlador temporal é programado para garantir que as descongelções dos evaporadores realizam-se em intervalos de 8 horas.

O controlador temporal dispara a válvula solenóide que fecha o circuito do fluido e desliga os ventiladores. São ligadas as resistências eléctricas de descongelção, integradas nos evaporadores, cerca de 20 a 30 minutos originando a fusão do gelo. Este cai para uma bandeja também aquecida, que facilita a drenagem dos condensados. Os condensados são encaminhados por tubos aquecidos com auxílio de resistências para um sifão que permite retirar os mesmos com reduzidas trocas térmicas.

5.6.2 Instalação frigorífica a R717

Os compressores são do tipo alternativo aberto de accionamento directo. Na baixa pressão são montados dois compressores em paralelo com o mesmo colector de aspiração. Os compressores de alta pressão aspiram o vapor de fluido também de um colector comum. Os modelos apresentam-se de seguida.

Grupo de compressão

Baixa pressão:

Marca: Grasso;
Modelo: 2xGrasso 610;
Capacidade frigorífica: 127,8 kW;
Potência absorvida: 23,4 kW;
Volume deslocado teórico: 436,2 m³/h;
Velocidade de rotação: 1500 r.p.m;

Alta pressão

Marca: Grasso
Modelo: 2xGrasso 310
Capacidade frigorífica: 152,1 kW
Potência absorvida: 36,5 kW
Caudal volúmico do gás na aspiração: 355,5 m³/h
Velocidade de rotação: 1500 r.p.m.

Os compressores terão as seguintes protecções e controlos:

- pressóstatos de segurança do óleo;
- pressóstatos de alta pressão e de baixa pressão;
- pressóstato de zona neutra, de comando do compressor;
- manómetros de baixa pressão, de alta pressão e de pressão de óleo;
- separadores de óleo com válvula solenóide e termóstato de temperatura de óleo;
- válvulas de corte manual;
- arranque em estrela/triângulo.

Grupo de evaporação

Marca: HELPMAN;
Modelo: 5 x ZLA 638-8;
Potência corrigida: 46,4 kW DT = 5°C;
Projecção do ar: 39 m;
Ventiladores axiais:

- Número de ventiladores: 3;
- Potência: 1200 W;
- Descongelção por gás quente;

Cada evaporador deve ser equipado com:

- 1 válvula solenóide na admissão de líquido;
- 1 válvula solenóide na saída de líquido;
- 1 válvula solenóide na admissão de gás quente para a descongelação;
- 1 válvula de retenção na admissão de líquido;
- 1 válvula de retenção na linha de gás quente;
- 1 válvula reguladora de pressão;
- Resistência eléctrica no esgoto dos condensados;

Dimensões: 4130 x 1070 x 1350 mm.

Grupo de condensação

Marca: Evapco;

Modelo: 1xATC-65B;

Potência a dissipar corrigida: 280 kW;

Ventiladores;

Número de ventiladores: 1;

Caudal de ar: 21240 m³/h;

Potência absorvida: 4000 W;

Bomba de recirculação:

Potência absorvida: 550 W;

Equipado com:

Válvulas de segurança;

Válvula do tipo bóia;

Válvula de purga manual de macho esférico;

Esgoto sifonado;

Dimensões: 1826 x 1226 x 2568 mm;

Bombas de alimentação de fluido

Marca: WITT;

Modelo: Herméticas HRP 3232;

Quantidade: 2;

Caudal volumétrico: 3,0 m³/h;

Potência absorvida: 1,0 kW;

✓ **Descrição do arranque da instalação em sistema inundado**

A câmara frigorífica entra em funcionamento ao ser detectado um aumento de temperatura por um dos termóstatos. O termóstato vai accionar a válvula solenóide ou eléctrica para que haja passagem líquido comprimido. Ao mesmo tempo, as bombas de circulação são ligadas.

Os evaporadores são alimentados pelo fluido bombeado, havendo evaporação do mesmo devido à absorção da carga térmica da câmara.

À saída do evaporador há uma mistura de 25% de vapor e 75% de líquido, com pressão regulada por uma válvula reguladora de pressão. A mistura segue para o depósito de líquido, a -30°C .

O nível de líquido no depósito é monitorizado. Quando a quantidade de líquido diminui e a de vapor aumenta verifica-se um aumento de pressão. Neste estado, o pressóstato de zona neutra irá accionar os compressores de baixa pressão. No momento em que são accionados, os compressores debitam vapor sobreaquecido de fluido no depósito intermédio. No depósito intermédio a temperatura é de -5°C . A expansão e o controlo de líquido são geridos por uma válvula de bóia.

O controlador electrónico activa a alimentação do depósito de líquido proveniente do depósito intermédio através do disparo de uma válvula solenóide.

A descarga dos compressores a baixa pressão no depósito intermédio, atrás descrita, faz com que a pressão neste depósito aumente. O pressóstato da zona neutra de alta pressão acciona os compressores de alta pressão.

Ao nível do compressor, a quando da aspiração de vapor saturado, verifica-se um aumento de pressão e temperatura do mesmo. Os compressores são arrefecidos devido ao óleo de lubrificação que acompanha o fluido, verificando-se a separação do mesmo no depósito de óleo. A separação também é dada nos outros depósitos, visto que o óleo e o amoníaco não se misturam.

Quer a válvula solenóide quer os compressores são acompanhados por um par de válvulas de corte para apoio á manutenção e substituição dos mesmos, em caso de avaria.

É então aspirado e comprimido vapor saturado para a pressão de condensação. Em simultâneo com o funcionamento do andar de compressão de alta pressão entram em funcionamento os ventiladores do condensador. No condensador há a troca de energia do fluido com o meio exterior, libertando-se a carga térmica absorvida na câmara.

Após o arrefecimento do fluido, este é descarregado para o depósito a jusante do condensador onde se verifica um pequeno arrefecimento. Este depósito possui um sistema de purga de ar para regulação de pressão.

✓ **Descongelação a gás quente dos evaporadores**

Na necessidade de efectuar a descongelação dos evaporadores, recorre-se ao gás quente na admissão do condensador. O processo de descongelação de um evaporador será accionado por um controlador temporal de 8 em 8 horas. A descongelação de um evaporador é independente e desfasada do processo de descongelação dos restantes. Assim, se um evaporador estiver no processo de descongelação os restantes estarão em funcionamento.

Salienta-se que, a descongelação dos evaporadores é individual, dado que por cada 1m^2 de evaporador em descongelação, 3 m^3 têm de estar em funcionamento [21]. Com o arranque da descongelação são fechadas as válvulas de admissão e de saída do fluido frigorigénio, parando a circulação do mesmo, no interior do evaporador afectado. Por esta razão, passado 3 a 4 minutos (valor configurável) são parados os ventiladores e as resistências eléctricas do esgoto são accionadas. Por fim a válvula eléctrica na linha de gás quente é accionada e o processo de descongelação começa.

O tempo normal de descongelação é de 20 a 30 minutos regulado pela temperatura próxima dos 20°C . Com o fim da descongelação fecha-se a válvula eléctrica na linha de gás quente, são desactivadas as resistências do esgoto e o circuito do fluido frigorigénio é reposto com a abertura das válvulas de entrada e de saída. Os ventiladores entram em funcionamento poucos minutos depois (os habituais 3 a 4 minutos) e restaura-se o normal funcionamento de todos os evaporadores.

6. Análise Comparativa dos Sistemas Implementados

Ambas as instalações são projectadas e implementadas nas grandes câmaras frigoríficas. Nesta fase pretende-se comparar as instalações frigoríficas em expansão directa com as instalações em sistema inundado.

As instalações alvo de comparação são:

✓ Sistema a R717

Este sistema utiliza amoníaco como fluido frigorígeno, os evaporadores serão do tipo inundado por bombeamento de fluido e o condensador é do tipo evaporativo. Os compressores seleccionados para referência são alternativos abertos a funcionar em paralelo, unidos ao mesmo colector no regime (-30°C/-5°C) na baixa pressão e no regime (-5°C/+38°C) na alta pressão. A descongelação dos evaporadores é realizada com recurso a gás quente.

✓ Sistema a R404A

O fluido utilizado neste sistema é o R404A, o evaporador utilizado será de expansão directa, sendo o caudal de fluido a circular no evaporador controlado pela válvula de expansão termostática com equalização exterior. Os evaporadores são descongelados por resistências eléctricas. A compressão do fluido frigorígeno é realizada num único andar por compressores de parafuso arrefecidos a ar, a trabalharem no regime (-30°C/45°C). A dissipação do calor para o exterior é realizada com recurso a um condensador a ar.

6.1 Comparação a nível energético

Verifica-se que a instalação projectada em sistema inundado apresenta uma eficiência frigorífica ligeiramente superior à instalação em expansão directa. A *Tabela 6.1* apresenta as principais grandezas termodinâmicas.

Tabela 6.1 – Parâmetros das instalações frigoríficas

	<i>Ciclo a R404A</i>	<i>Ciclo a R717</i>
Efeito refrigerante [kJ/kg]	104	340
Caudal mássico [kg/s]	2,16	Evap.: 0,662
		C_B.P.: 0,181
		C_A.P.: 0,223
Caudal Volúmico na aspiração [m³/h]	2 x 388,8	C_B.P.: 2 x 313
		C_A.P.: 2 x 140
Rendimento volumétrico (%)	50 %	C_B.P.: 85%
		C_A.P.: 79%
Taxa de compressão	10,0	C_B.P.: 2,97
		C_A.P.: 4,14
Trabalho de compressão [kJ/kg]	49	C_B.P.: 143
		C_A.P.: 205
Eficiência frigorífica	2,12	3,13

Verifica-se uma elevada taxa de compressão no sistema em expansão directa pelo que os compressores de parafuso são normalmente seleccionados para este tipo de instalações. Na presente instalação verifica-se um rendimento volumétrico baixo, 50%.

Os caudais mássicos dos fluidos são bastante díspares, atendendo que as velocidades de escoamento nas diferentes linhas são muito idênticas, é de concluir que as tubagens da instalação a R404A serão de maior diâmetro.

Nos evaporadores inundados o fluido apresenta mais energia acumulada e disponível que no caso dos evaporadores de expansão directa. Esta diferença deve-se à adaptabilidade do amoníaco às instalações em sistemas inundados.

6.2 Comparação a nível de consumo de energia eléctrica

Para o efeito, a *Tabela 6.2*, apresenta a potência absorvida pelos principais equipamentos de ambas as instalações.

Tabela 6.2 – Potência absorvida

	<i>Potência dos equipamentos [W]</i>	
	<i>Ciclo a R404A</i>	<i>Ciclo a R717</i>
Compressores	2 x 109100	2 x 23400 + 2 x 36500
Ventiladores do evaporador	5 x 2 x 3600	5 x 3 x 1200
Descongelação	45540	-----
Condensador	7360	4550
Bombas	-----	2 x 1000
TOTAL	307100	144350

Pela análise da tabela, verifica-se que o total da potência dos equipamentos da instalação em sistema inundado é inferior ao total da potência dos equipamentos da instalação em expansão directa. Assim sendo, prevê-se um menor consumo de energia eléctrica na instalação a R717. Neste tipo de instalação por bombeamento, quando há necessidade de remover cargas térmicas nos evaporadores, entra em funcionamento a bomba com uma potência de 1 kW, do separador de líquido, e os compressores mantêm-se parados. Só arrancam quando o nível de NH₃ líquido a -30° C desce abaixo do nível mínimo programado. Os compressores mantêm-se a trabalhar até atingir o nível máximo programado. Deste modo o número de arranques dos compressores será menor do que na instalação a R 404A.

Tendo por base a distribuição diária em percentagem do consumo de energia pelos diferentes tipos de horas, *Tabela 6.3* [24], é de salientar que, quanto menos trabalhar a instalação nas horas de ponta melhor é a rentabilidade económica da instalação.

Tabela 6.3 – Distribuição do funcionamento da instalação frigorífica ao longo do dia

<i>Tipo de horas</i>	<i>Percentagem</i>	<i>Preço⁴ do kWh</i>
Activa Super Vazio	12,5 %	0,0541
Activa Vazio Normal	23 %	0,0579
Activa Cheias	56,5 %	0,0911
Activa Ponta	8 %	0,1191

Pela prática constata-se que para um dia de funcionamento médio, os compressores operam 16 horas por dia durante o Verão e 4 horas durante o Inverno [21]. Com o intuito de fazer uma estimativa média do consumo de energia irá considerar-se um período de 10 horas de funcionamento por dia da instalação ao longo do ano.

✓ **Instalação a R404A**

A potência dos compressores de parafuso é de 218,2 kW. O consumo de energia num dia de trabalho é de $218,2 \times 10 \text{ h} = 2182 \text{ kWh}$.

Fazendo a distribuição do consumo pelos períodos de funcionamento de acordo com a Tabela 6.3, obtém-se um custo de 176,91 € por dia.

Num ano, o funcionamento dos compressores custa 64572,20 €

Considerando que, 15 % do custo calculado é o custo dos restantes equipamentos eléctricos presentes na instalação, vem que o custo total de energia será de 74258,00 € num ano.

✓ **Instalação a R717**

Partindo do pressuposto supracitado e sabendo que os compressores da instalação têm uma potência de 119,8 kW, vem que:

- Consumo de energia num dia de trabalho: 97,13 €
- Consumo de energia num ano: 35452, 5€
- Custo total de energia num ano: $1,15 \times 35452,5 = 40770,30 \text{ €}$.

⁴ O preço do kWh está de acordo com as tarifas de média tensão de longas utilizações (EDP) de Março de 2012.

6.3 Análise custo/benefício

A análise custo/benefício analisa os benefícios e custos esperados para a empresa, advindos da decisão de implementar o sistema de refrigeração.

A avaliação do investimento foi efectuada a partir da comparação de dois cenários:

- **Cenário A:** Instalação frigorífica em sistema de expansão directa;
- **Cenário B:** Instalação frigorífica em sistema inundado.

6.3.1 Métricas financeiras

Desenvolveram-se estimativas dos *cash flows* em euros para cada um dos benefícios individuais, para cada um dos 10 períodos em análise. Os resultados esperados são apresentados num mapa de *cash flows* de formato padrão. As estimativas dos *cash flows* constituem a base para as diversas métricas financeiras utilizadas e que se detalham de seguida.

Cash Flow Líquido

Resultado combinado de todas as receitas e despesas estimadas. O *cash flow* líquido é apresentado em euros para o período de análise ao longo de 10 anos. Apresenta-se igualmente o *cash flow* líquido anual acumulado para o período de análise.

Valor Actual Líquido (VAL)

Apresenta-se o valor do *cash flows* actualizado à taxa anual de 15%. O VAL pode ser calculado pela expressão que se segue [25]:

$$VAL = \sum_{p=1}^n \frac{CF_p}{(1+j)^p} - \sum_{p=0}^n \frac{I_p}{(1+j)^p} \quad (6.1)$$

Em que:

CF_p = *Cash flow* de exploração do período p;

I_p = Despesa de investimento no período p;

j = Taxa de actualização.

Taxa Interna de Rendibilidade (TIR)

Taxa de actualização (juro) que anula o VAL do investimento. A TIR é apresentada como uma percentagem.

Graficamente vem,

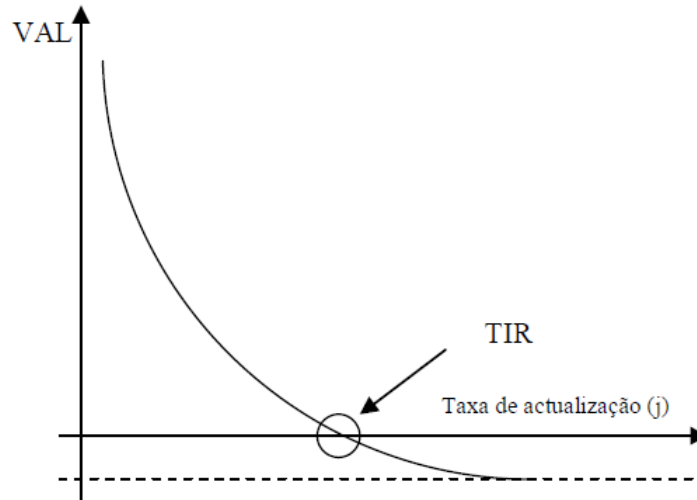


Figura 6.1 – Conceito de taxa interna de rentabilidade [25]

Índice de Rendibilidade (IR)

Esta métrica indica o “retorno do investimento” tomado como o quociente dos ganhos incrementais previstos para este investimento pela despesa do investimento. O IR ou ROI (*Return on Investment*) é apresentado como uma percentagem, em que qualquer valor acima de 0% representa um ganho do investimento. O seu cálculo é efectuado através da expressão geral [25],

$$IR (ROI) = \frac{\sum_{p=0}^n \frac{R_p - C_p}{(1+j)^p}}{\sum_{p=0}^n \frac{I_p}{(1+j)^p}} \quad (6.2)$$

Em que:

R_p = Receitas de exploração do projecto no período p ;

C_p = Custos de exploração do projecto no período p ;

I_p = Despesa de investimento no momento p ;

j = Taxa de actualização dos *cash flows*.

Período de Recuperação do Investimento Actualizado (PRIA)

Número de anos necessários para que os custos iniciais do investimento sejam recuperados através dos ganhos. O PRIA é dado pela expressão seguinte [25].

$$PRIA = \frac{n \left(\sum_{p=0}^n \frac{I_p}{(1+j)^p} \right)}{\sum_{p=0}^n \frac{R_p - C_p}{(1+j)^p}} \quad (6.3)$$

Em que:

I_p = Valor do investimento no período p ;

R_p = Receitas de exploração do período p ;

C_p = Despesas de exploração do período p ;

$R_p - C_p$ = Cash flow de exploração no período p ;

j = Taxa de actualização utilizada;

n = Número de períodos da análise do projecto de investimento.

6.3.2 Principais pressupostos

A implementação destes projectos assenta no conjunto de pressupostos que se descrevem de seguida:

- O benefício da implementação da instalação frigorífica é igual em ambos os cenários. Estima-se um lucro de 15 € por cada tonelada de produto armazenado num mês, valor por consulta de mercado em Março de 2012;
- Assume-se uma densidade de armazenamento de 0,3 toneladas por metro cúbico, verificando-se uma capacidade da câmara de 4500 toneladas, no primeiro ano há uma ocupação de 30% da capacidade e nos restantes 40% (valor muito conservador);
- O investimento inicial de cada instalação foi fornecido por um especialista da área. O investimento inicial para a instalação a R404A é de 270.000.00 € e para a instalação a R717 é de 350.000.00 €. Em cada cenário é assumido o

pagamento de 30% do valor no início do estudo do projecto e o restante 70% é pago no arranque da instalação.

- O custo da energia eléctrica consumida foi calculado no tópico 6.2.
- O custo de manutenção inclui as peças de substituição, os consumíveis e a mão de obra. Para ambos os cenários, o custo de manutenção é constante ao longo dos 5 primeiros anos de exploração, sendo assumido que o custo de manutenção no cenário B é superior em 5% ao custo de manutenção do cenário A. Prevê-se que o custo em ambas as instalações aumente a uma taxa de 5% ao ano, nos últimos 5 anos.
- Na presente análise custo/benefício não são considerados os impostos sobre lucros (IRC) nem encargos fiscais.

6.3.3 Análise de resultados

O *cash flow* do investimento para o **cenário A** é mostrado na *Figura 6.2*. O VAL do projecto é igual a 779.814,73 €, a TIR é igual a 102,3% e o período de recuperação do investimento actualizado é de 2,17 anos.

O *cash flow* do investimento para o **cenário B** é mostrado na *Figura 6.3*. O VAL do projecto é igual a 867.296,09 €, a TIR é igual a 91,2% e o período de recuperação do investimento actualizado é de 2,52 anos.

CENÁRIO A - R404A

Resumo do cash flow

Cash flow líquido	1822362,62
VAL (à taxa de 15%)	779814,73
ROI (à taxa de 15%)	462%
PRIA	2,17 anos
TIR	1,023
Duração do período de análise	10 anos

(unidades: €)	A no 0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	Total
BENEFÍCIOS / GANHOS		30%	40%	40%	40%	40%	40%	40%	40%	40%	40%	
Benefício de Exploração	0,00 €	243.000,00 €	324.000,00 €	324.000,00 €	324.000,00 €	324.000,00 €	324.000,00 €	324.000,00 €	324.000,00 €	324.000,00 €	324.000,00 €	3.159.000,00 €
Cash flow de exploração	0,00 €	243.000,00 €	324.000,00 €	324.000,00 €	324.000,00 €	324.000,00 €	324.000,00 €	324.000,00 €	324.000,00 €	324.000,00 €	324.000,00 €	3.159.000,00 €
CUSTOS												
Investimento Inicial	81.000,00 €	189.000,00 €										270.000,00 €
Custo Energético	0,00 €	74.258,00 €	74.258,00 €	74.258,00 €	74.258,00 €	74.258,00 €	74.258,00 €	74.258,00 €	74.258,00 €	74.258,00 €	74.258,00 €	742.580,00 €
Custo de Manutenção	0,00 €	30.000,00 €	30.000,00 €	30.000,00 €	30.000,00 €	30.000,00 €	31.500,00 €	33.075,00 €	34.728,75 €	36.465,19 €	38.288,45 €	324.057,38 €
Total de Custos	81.000,00 €	293.258,00 €	104.258,00 €	104.258,00 €	104.258,00 €	104.258,00 €	105.758,00 €	107.333,00 €	108.986,75 €	110.723,19 €	112.546,45 €	1.336.637,38 €
Cash flow líquido	-81.000,00 €	-50.258,00 €	219.742,00 €	219.742,00 €	219.742,00 €	219.742,00 €	218.242,00 €	216.667,00 €	215.013,25 €	213.276,81 €	211.453,55 €	1.822.362,62 €
Cash flow acumulado	-81.000,00 €	-131.258,00 €	88.484,00 €	308.226,00 €	527.968,00 €	747.710,00 €	965.952,00 €	1.182.619,00 €	1.397.632,25 €	1.610.909,06 €	1.822.362,62 €	1.822.362,62 €
Cash flow descontado:												
- À taxa de 15%	-81.000,00 €	-43.702,61 €	166.156,52 €	144.483,93 €	125.638,20 €	109.250,61 €	94.352,04 €	81.453,15 €	70.288,21 €	60.626,58 €	52.268,08 €	779.814,73 €
Cash flow descontado acumulado	-81.000,00 €	-124.702,61 €	41.453,91 €	185.937,84 €	311.576,05 €	420.826,66 €	515.178,70 €	596.631,85 €	666.920,06 €	727.546,64 €	779.814,73 €	860.814,73 €

Figura 6.2 – Mapa do Cash Flow da Instalação em Expansão Directa

CENÁRIO B - R717

Resumo do cash flow

Cash flow líquido	2061036,75
VAL (à taxa de 15%)	867296,09
ROI (à taxa de 15%)	396%
PRIA	2,52 anos
TIR	0,912
Duração do período de análise	10 anos

(unidades: €)	A no 0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	Total
BENEFÍCIOS / GANHOS		30%	40%	40%	40%	40%	40%	40%	40%	40%	40%	
Benefício	0,00 €	243.000,00 €	324.000,00 €	324.000,00 €	324.000,00 €	324.000,00 €	324.000,00 €	324.000,00 €	324.000,00 €	324.000,00 €	324.000,00 €	3.159.000,00 €
Cash flow de exploração	0,00 €	243.000,00 €	324.000,00 €	324.000,00 €	324.000,00 €	324.000,00 €	324.000,00 €	324.000,00 €	324.000,00 €	324.000,00 €	324.000,00 €	3.159.000,00 €
CUSTOS												
Investimento Inicial	105.000,00 €	245.000,00 €										350.000,00 €
Custo Energético	0,00 €	40.770,30 €	40.770,30 €	40.770,30 €	40.770,30 €	40.770,30 €	40.770,30 €	40.770,30 €	40.770,30 €	40.770,30 €	40.770,30 €	407.703,00 €
Custo de Manutenção	0,00 €	31.500,00 €	31.500,00 €	31.500,00 €	31.500,00 €	31.500,00 €	33.075,00 €	34.728,75 €	36.465,19 €	38.288,45 €	40.202,87 €	340.260,25 €
Total de Custos	105.000,00 €	317.270,30 €	72.270,30 €	72.270,30 €	72.270,30 €	72.270,30 €	73.845,30 €	75.499,05 €	77.235,49 €	79.058,75 €	80.973,17 €	1.097.963,25 €
Cash flow líquido	-105.000,00 €	-74.270,30 €	251.729,70 €	251.729,70 €	251.729,70 €	251.729,70 €	250.154,70 €	248.500,95 €	246.764,51 €	244.941,25 €	243.026,83 €	2.061.036,75 €
Cash flow acumulado	-105.000,00 €	-179.270,30 €	72.459,40 €	324.189,10 €	575.918,80 €	827.648,50 €	1.077.803,20 €	1.326.304,15 €	1.573.068,66 €	1.818.009,92 €	2.061.036,75 €	2.061.036,75 €
Cash flow descontado:												
- À taxa de 15%	-105.000,00 €	-64.582,87 €	190.343,82 €	165.516,36 €	143.927,27 €	125.154,15 €	108.148,78 €	93.420,71 €	80.667,76 €	69.627,59 €	60.072,52 €	867.296,09 €
Cash flow descontado acumulado	-105.000,00 €	-169.582,87 €	20.760,95 €	186.277,31 €	330.204,59 €	455.358,74 €	563.507,52 €	656.928,23 €	737.595,98 €	807.223,58 €	867.296,09 €	972.296,09 €

Figura 6.3 - Mapa do Cash Flow da Instalação em Sistema Inundado

A *Figura 6.4* mostra graficamente o *cash flow* acumulado enquanto que a *Figura 6.5* apresenta o acumulado dos custos no período de análise (10 anos).

Verifica-se que o *cash flow* acumulado para a instalação a R717 é superior ao da instalação a R404A. A instalação a R404A apresenta um custo energético resultante da exploração muito superior ao da instalação a R717.

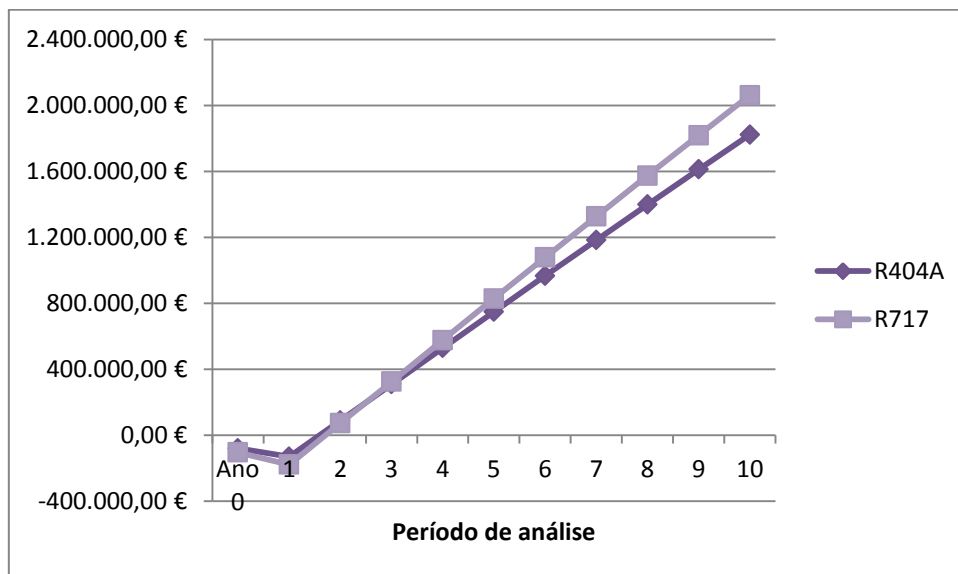


Figura 6.4 – Gráfico do *cash flow* acumulado das instalações frigoríficas

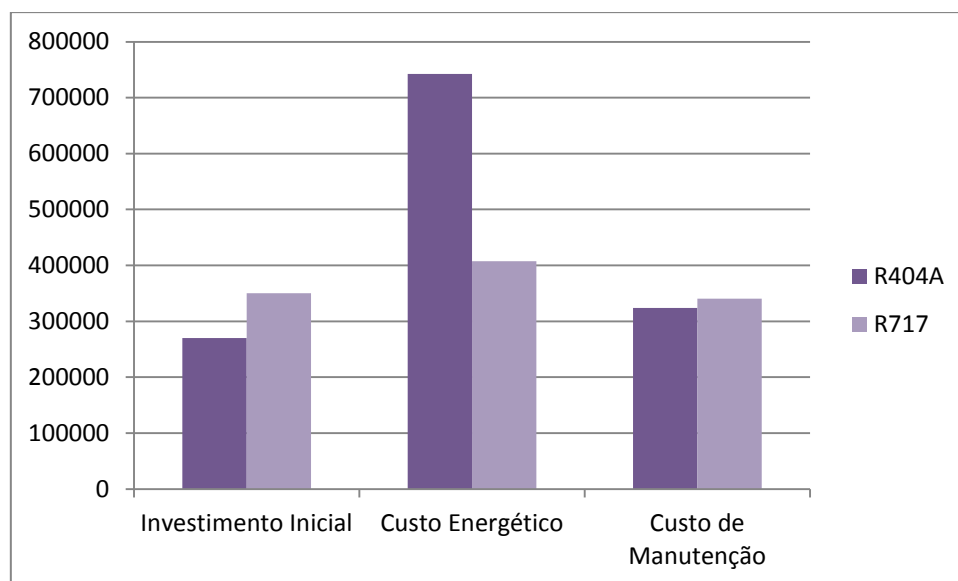


Figura 6.5 – Gráfico dos custos das instalações frigoríficas

7 Conclusão

Para a instalação frigorífica tipificada, o sistema que melhor desempenho energético tem é o sistema a R717. Para este sistema estimou-se um custo energético diário médio de 97,13 €, o que é 45% menor que o consumo da instalação a R404A. Na análise custo benefício, num período de 10 anos, verifica-se uma economia energética de aproximadamente 335.000,00 € para a instalação a R717 em relação à instalação a R404A. Este resultado vem demonstrar o quão importante é, a necessidade de se proceder à análise não só do custo inicial da instalação, mas sim de todo o seu tempo de vida (custo instalação, manutenção e energia).

É importante referir que uma instalação em sistema inundado (R717), tem um custo inicial superior em 20 a 25% em comparação com um sistema R404A. Adicionalmente, o R717 é um fluido frigorígeno com o qual é necessário ter algumas precauções, pois pode provocar alguns problemas técnicos e de saúde, devendo ser utilizado em zonas industriais, com medidas de segurança apertadas, dado que o fluido é tóxico, corrosivo e perigoso para o ambiente. No entanto, em caso de fuga é facilmente detectável devido ao cheiro característico do gás, NH_3 . Por outro lado, para um sistema a R717 toda a tubagem é em aço, tendo um período de vida útil muito superior ao da instalação a R404A com a tubagem em cobre. Em custos de manutenção, a instalação a R717 apresenta valores superiores na ordem dos 5%.

Esta evidência revela que durante o período de vida útil da câmara frigorífica, a instalação em sistema inundado a operar com o amoníaco, com maior investimento inicial, virá a verificar-se mais rentável ao fim de alguns anos, como demonstrado no capítulo anterior. Um inconveniente deste tipo de instalações reside no facto de ser necessário que, a casa de máquinas apresente as dimensões adequadas para alojar todos os compressores, depósitos de líquido e o depósito intermédio.

A instalação em expansão directa é mais simples. Para ela é necessário um menor número de compressores e acessórios tendo por isso um investimento inicial menor. A dimensão da casa de máquinas é menor do que na instalação anterior. Em termos termodinâmicos, apresenta menor eficiência energética, cerca de 30% inferior em relação à instalação anterior.

Num ciclo frigorífico de um único andar de compressão como é o caso da instalação a R404A, a taxa de compressão é bastante elevada. A escolha do fluido de trabalho nestas instalações deve ser cuidadosamente efectuada para que à descarga do compressor não sejam atingidas temperaturas muito elevadas tornando-se perigosas. Outro aspecto relevante é a selecção do óleo de lubrificação do compressor, este deve ser miscível com o fluido seleccionado para que não se verifique a sua deposição nos evaporadores fazendo com que a permuta de calor se dê com maior dificuldade.

Outro aspecto das instalações em expansão directa é o sobreaquecimento que tem de se verificar para que não haja aspiração de líquido por parte do compressor. Este facto faz com que haja maior consumo de energia por parte dos compressores.

O período de recuperação do investimento é muito idêntico em ambas as instalações, sendo de 2,17 anos para a instalação em expansão directa e de 2,52 anos para a instalação em sistema inundado.

Após a análise global das instalações, do seu funcionamento, da análise termodinâmica e económica a solução a médio e longo prazo mais vantajosa é a instalação em sistema inundado tendo por base os pressupostos admitidos.

8 Bibliografia

[1] Gosney. W.B., *Principles of refrigeration*, Cambridge University Press, 1982.

[2] <http://www.adene.pt/pt-pt/Publicacoes/Paginas/GuiaMCP.aspx> - *Soluções para melhorar os sistemas accionados por motores eléctricos.*

Data de consulta: 29 de Setembro de 2011

[3] Monteiro, Victor, *Novas Técnicas de Refrigeração Comercial em Hotelaria*. Volume I, LIDEL, 2005.

[4] Dinçer, Ibrahim, *Refrigeration Systems and Applications*, WILEY, 2003.

[5] Kharagpur, EE, et al., *Refrigeration & Air Conditioning*, India, 2008.

<http://pt.scribd.com/doc/29982457/Refrigeration-and-Air-Conditioning-by-Iit-Kgp>

Data de consulta: 29 de Setembro de 2011

[6] Junior, Luiz, *Refrigeração e Ar Condicionado*, Parte I, II, III, DeTEC.

[7] Trindade Teodoro, et al., *Compressão e Frio Industrial*, ISEL, 2005.

[8] Guerra Matos, *Apontamentos de Produção de Frio e Refrigeração*, ISEL.

[9] Corrêa, Jorge, *Apostila de Refrigeração e Climatização*, Universidade Federal do Pará – Instituto de Tecnologia.

[10] PIRANI, Marcelo José, *Refrigeração e Ar Condicionado-Parte I Refrigeração*, Universidade Federal da Bahia.

http://www.eletrdomesticosforum.com/cursos/refrigeracao_ar/Apostila_Refrigeracao1.pdf Universidade Federal da Bahia.

Data de consulta: 29 de Setembro de 2011

[11] Dossat, Roy J., *Principles of Refrigeration 4th Edition* (1997) Prentice Hall.

[12] WANG, Shan K., *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*, 2nd Edition, Mc Graw-Hill, 2001.

[13] Pirani, Marcelo J. et al., *Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial*, Rio de Janeiro, Electrobrás, 2005.

[14] Chagas, Castro, *Projecto e construção de câmaras frigoríficas*, YORK Refrigeration.

[15] Danfoss, *Controles Automáticos Para os Sistemas de Refrigeração Industrial*.

[http://www.danfoss.com/NR/rdonlyres/48D6F5C3-35FB-4F1B-B984-](http://www.danfoss.com/NR/rdonlyres/48D6F5C3-35FB-4F1B-B984-AF299D1EADA5/0/29508_DANFOSS_WEB.pdf)

[AF299D1EADA5/0/29508_DANFOSS_WEB.pdf](http://www.danfoss.com/NR/rdonlyres/48D6F5C3-35FB-4F1B-B984-AF299D1EADA5/0/29508_DANFOSS_WEB.pdf)

Data de consulta: 29 de Setembro de 2011

[16] Costa, Ênnio Cruz, *Refrigeração*, 3ª Edição, EDITORA EDGARD BLUCHER LTDA, 1982

[17]ftp://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/TM182/REFRIGERACAO/apostila/8_EVAPORADORES.pdf

Data de consulta: 29 de Setembro de 2011

[18] Pirani, Marcelo J.et al., *Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial – Manual Prático*, Rio de Janeiro, Electrobrás, 2005.

[19] <http://portuguese.emersonclimate.com/portugues/febrava2011/content/26-Help-Guide.pdf>

Data de consulta: 29 de Setembro de 2011

[20] Sánchez, Mª Teresa, et al., *INHENIERÍA DEL FRÍO: TEORÍA Y PRÁCTICA*, AMV EDICIONES, 2001.

[21] Guerra, Matos, *Balanço Térmico de Instalações Frigoríficas*, ISEL.

[22] Salvador, Francisco, *Projecto de um sistema de refrigeração industrial com “set-point” variável*, São Paulo, 1999.

[23] <http://www.ambientegelado.com.br/v21/categorias/cras-frigorcas-mainmenu-74>

Data de consulta: 29 de Setembro de 2011

[24] Ângelo, Maria G., *Projecto de Concepção de Entreposto Frigorífico para Produtos Alimentares Congelados*, Trabalho Final de Mestrado, 2009

[25] Miguel, António, *Avaliação de Projectos*, Editora de Informática, Lda, 2006

ANEXOS

Anexo A – Características dos fluidos frigorígenos R717 e R404 A

Neste anexo apresenta-se um pequeno resumo descritivo dos fluidos frigorígenos R717 e R404A.

R717

O amoníaco é uma substância composta por azoto e hidrogénio com a fórmula NH_3 . Em termos de aparência apresenta-se como um gás incolor de odor forte. É tóxico, corrosivo e perigoso para o ambiente.

É largamente utilizado pela indústria química e até mesmo pela farmacêutica. Destaca-se também como fluido frigorígeno, com utilização em aplicações de frio industrial.

Características:

- Possui grande eficiência energética;
- É menos denso do que o ar (0.86 kg/m^3). O seu ponto de ebulição é aos -33.34°C ($239,81 \text{ K}$) e é bastante solúvel na água;
- É uma substância tóxica, mas não é considerado um veneno;
- O seu limite de ignição não é possível de acontecer à pressão atmosférica porque se mistura com o ar;
- É uma substância que se encontrada no meio natural e acaba por ser um dos refrigerantes mais económicos;
- Transforma-se em líquido, com facilidade a baixa pressão, quando se expande, passando do estado líquido ao gasoso, provoca uma baixa de temperatura;
- Ao possuir um forte odor, é de maior facilidade de deteção em caso de fugas;
- ODP (*ozone depletion potential*, potencial de eliminação de ozono) é 0;
- GWP (*global warning potencial*, classificação para medir o efeito de estufa referente ao CO_2 , vapor de água e CFC) = 0.

R404A

O R404A é um fluido frigorígeno do tipo HFC (hidrofluorcarboneto) composto por uma mistura de outros 3 fluidos frigorígenos (R143a Trifluoroetano (CF_3CH_3), 52%; R125 Pentafluoroetano (CF_3CHF_2), 44%; R134a Tetrafluoroetano ($\text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$), 4%;

É usualmente conhecido pela sua utilização como substituto para os fluidos frigorigénios R-22 e R502, CFC mais poluentes.

Características:

- É considerado não tóxico;
- É considerado não inflamável (apesar do R143a o ser, perante a presença do R125 torna-se não inflamável);
- Possui uma menor eficiência energética do que o amoníaco, por possuir uma variação de temperatura inferior ao longo dos processos isobáricos;
- ODP = 0;
- GWP = 3750 (desvantagem perante o amoníaco);
- O seu ponto de ebulição é de -46.5°C á pressão de 1 atmosfera e a sua densidade líquida é de 0.485g/cm^3 ;
- Bastante usado em frios de supermercados, entrepostos, frigoríficos, camiões entre outros;

Anexo B – Cálculo dos ganhos térmicos na câmara de congelados

Premissas de cálculo:

1- Características dimensionais:

C – Comprimento: 60 m

L – Largura: 25 m

H – Altura: 10 m

Área do piso: 1500 m²

Volume da câmara: 15000 m³

Isolamento:

Poliuretano nas paredes e tecto: $k = 0,022 \text{ W/(m.K)}$

Espessura: 150 mm nas paredes

180 mm no tecto

Aglomerado negro de cortiça no chão: $k = 0.035 \text{ W/(m.K)}$

Espessura: 200 mm

2- Propriedades do ar

Exterior:

Temperatura de projecto: 30 °C

Humidade relativa: 55%

Entalpia: 67,67 kJ/kg

Volume específico: 0,8792 m³/kg

Densidade: 1,137 kg/m³

Cais de recepção/expedição:

Temperatura de projecto: 15 °C

Humidade relativa: 60%

Entalpia: 31,13 kJ/kg

Volume específico: 0,8248 m³/kg

Densidade: 1,212 kg/m³

Interior:

Temperatura de projecto: -25 °C

Humidade relativa: 90%

Entalpia: -24,29 kJ/kg

Volume específico: 0,7035 m³/kg

Densidade: 1,421 kg/m³

Ganhos térmicos

A – Ganho térmico (paredes, tecto e pavimento):

$$\dot{Q}_{\text{Cond.}} = U \times S \times \Delta T$$

O coeficiente global de transmissão de calor é dado pela equação

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{int.}}} + \frac{e}{k_{\text{isol.}}} + \frac{1}{h_{\text{ext.}}}}$$

E os coeficientes de convecção para efeitos de cálculo são:

$$h_{\text{int.}} = 15 \text{ W}/(\text{m}^2\text{°C})$$

$$h_{\text{ext.}} = 30 \text{ W}/(\text{m}^2\text{°C})$$

Superfície	Área	U	Temp. Ext.	Temp. Int.	W
N	600	0,145	18	-25	3729,30
S	600	0,145	30		4770,04
E	250	0,145	12		1337,06
O	250	0,145	27		1879,11
Tecto	1500	0,121	42		12135,02
Chão	1500	0,172	22,5		12254,30
-	-	-	-	Subtotal	36104,82

B- Ganho térmico devido a:

Renovações do ar:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{Ren.}} &= \frac{\dot{m}_a \times \Delta h}{86400} = \frac{V \times \rho \times n \times \Delta h}{86400} = \\ &= \frac{15000 \times 1,137 \times 0,5715 \times (67,67 - (-24,29)) \times 1000}{86400} = \\ &= 10374,2 \text{ W}\end{aligned}$$

$$\text{Em que, } n = \frac{70}{\sqrt{V}} = \frac{70}{\sqrt{15000}} = 0,5715.$$

Infiltrações:

É considerado que a porta é de abertura automática, possui lamelas ou cortina de ar.

Dimensões da porta:

Largura: 2 m

Altura: 2,5 m

Densidade de armazenamento: 0,3 ton/m³;

Capacidade de 4500 toneladas

Entrada diária: 10% da capacidade = 450 ton/dia

O ar que se infiltra dentro da câmara é o ar do cais de recepção/expedição

$$t_{ab.} = d_{ton.} \times \frac{f_d}{24} = 0,8 \times \frac{450}{24} = 15 \text{ minutos/hora}$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{Inf.} &= 8 + (0,067 \times \Delta T) \times \frac{t_{ab.}}{v_i} \times L \times H \times \sqrt{H \left(1 - \frac{v_i}{v_e}\right) \times \Delta h \times C} = \\ &= 8 + (0,067 \times (15 - (-25))) \times \frac{15}{0,7035} \times 2 \times 2,5 \times \sqrt{2,5 \times \left(1 - \frac{0,7035}{0,8248}\right) \times (31,13 - (-24,29)) \times 0,25} = \\ &= 2408,3 \text{ W} \end{aligned}$$

Logo o subtotal do ganho térmico de renovações e de infiltrações é de 12782,5 W.

C - Ganho térmico devido ao arrefecimento do produto

Produto a armazenar: produtos congelados diversos

Entrada diária de produto: 450 toneladas

Temperatura de entrada: -19°C

Calor específico: 2100 J/(kg°C)

Ciclo de 24 horas

$$\dot{Q}_{Prod.} = \frac{m \times c_1 \times \Delta T_1}{Ciclo \times 60 \times 60} = \frac{450000 \times 2100 \times (-19 - (-25))}{24 \times 60 \times 60} = 65625 \text{ W}$$

D - Ganho térmico devido à iluminação

É considerado que a potência instalada de iluminação é de 10 W/m^2 .

As lâmpadas estão ligadas num período de 4 horas por dia.

A câmara funciona 24 h por dia

$$\dot{Q}_{\text{Ilum.}} = \frac{P_{\text{Ilum.}} \times S \times t_{\text{Ilum.}}}{t_{\text{func. do local}}} = \frac{10 \times 1500 \times 4}{24} = 2500 \text{ W}$$

E - Ganho térmico devido ao pessoal de estiva

Considera-se que trabalham 2 pessoas durante 4 horas.

$$\dot{Q}_{\text{Estiva}} = \frac{n \times t \times q}{t_{\text{func. do local}}} = \frac{2 \times 4 \times 420}{24} = 140 \text{ W}$$

F - Ganho térmico devido aos empilhadores

É admitido um empilhador, de potência 6000 W.

É utilizado num período de 4 h.

$$\dot{Q}_{\text{Emp.}} = \frac{P_{\text{Emp.}} \times n \times t}{t_{\text{func. do local}}} = 1000 \text{ W}$$

Potência frigorífica Total = $\sum Subtotal_{A-F}$

De onde resulta:

Potência total = 118152 W

Potência frigorífica – Funcionamento do compressor de 16 horas por dia:

$$\text{Potência total} = \frac{118152 \times 24}{16} = 177228 \text{ W}$$

Potência previewal = Potência de selecção dos evaporadores = $177228 \times 1,2 = 212674 \text{ W}$

Seleccção dos evaporadores:

Consideram-se 5 evaporadores de potência unitária de aproximadamente 45 kW.

Numa primeira selecção adoptou-se o evaporador DDC 8T2/94 do catálogo da Centauro.

Modelo: 5 x DDC 8T2/94

Potência Corrigida: 44,52 kW DT 5,05°C

Ventiladores:

Potência: 3,6 kW

Bateria de Descongelação

Potência 45,54 kW

São admitidas 4 descongelações diárias de duração 30 minutos cada.

$$\text{Ganho térmico devido aos ventiladores: } \frac{5 \times 3,6 \times 22}{16} = 16,5 \text{ kW}$$

$$\text{Ganho térmico devido à descongelação: } \frac{5 \times 45,54 \times 2}{16} = 28,5 \text{ kW}$$

Deste modo, a potência frigorífica da instalação no período de funcionamento dos compressores é:

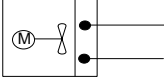
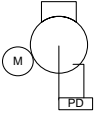
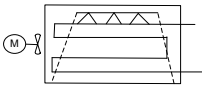

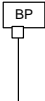

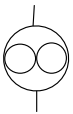

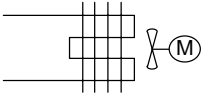


$$\text{Potência frigorífica} = 177228 + 16500 + 28500 = 222228 \text{ W}$$


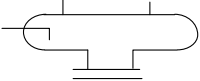

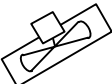


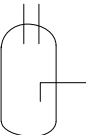





Para efeito do estudo do ciclo de refrigeração vai-se adoptar o valor da potência frigorífica igual a **225 kW**.



Distribuição das cargas:

<i>Cargas Térmicas</i>	$W \left(\times \frac{24h}{16h} \right)$	<i>kW</i>
$\dot{Q}_{\text{Cond.}}$	54158	
$\dot{Q}_{\text{Ren./Inf.}}$	19174	
$\dot{Q}_{\text{Prod.}}$	98436	
$\dot{Q}_{\text{R./F.}}$	0	
$\dot{Q}_{\text{Illum.}}$	3750	
$\dot{Q}_{\text{Estiva/Emp.}}$	1710	
$\dot{Q}_{\text{Desc./Ventiladores}}$	45000	
P Frigorífica	222228	
P Frigorífica adoptada	-	225

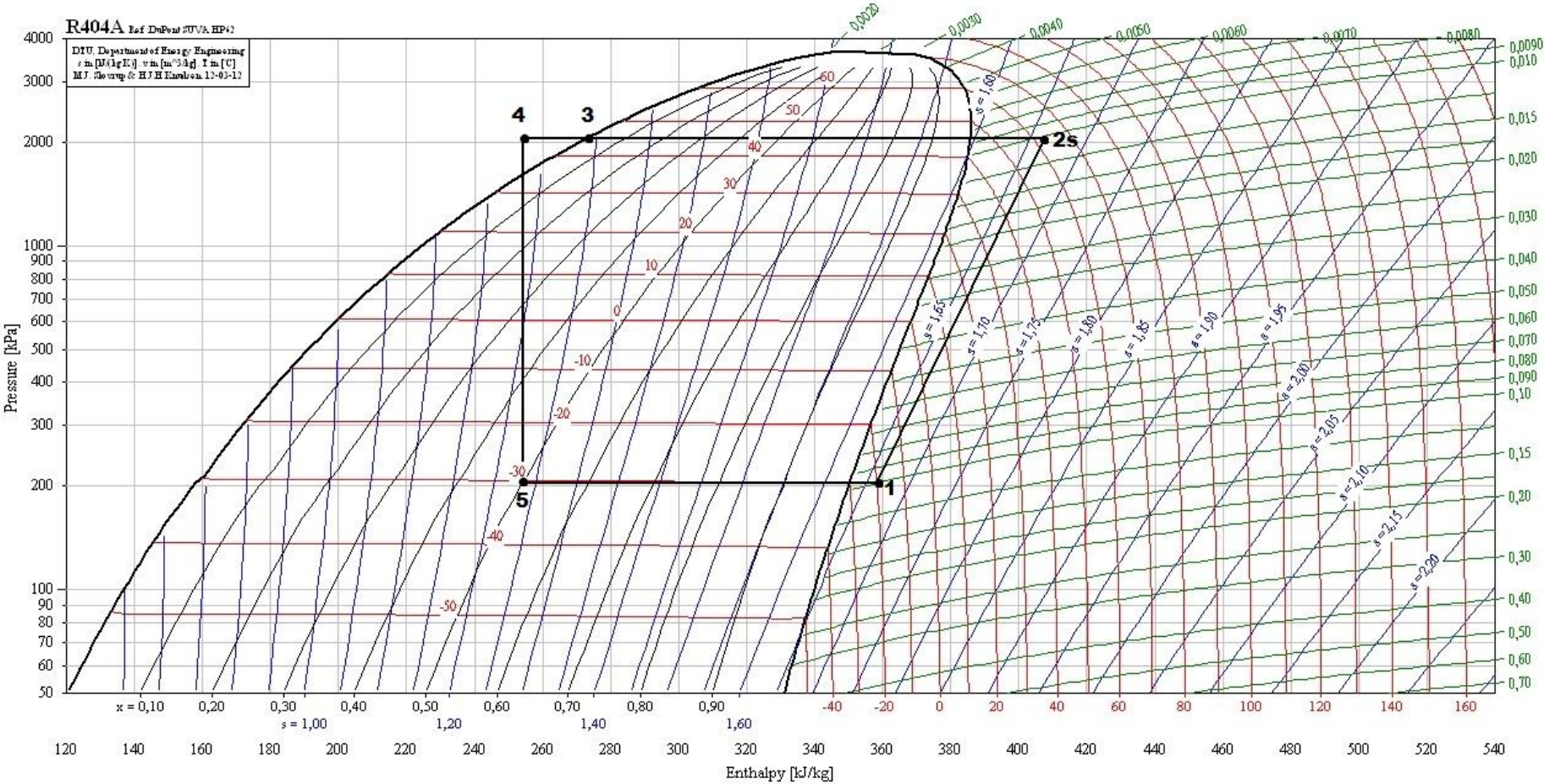
Anexo C – Simbologia dos equipamentos e acessórios

Equipamento	Descrição
	Evaporador arrefecedor de ar por convecção forçada (ventiladores integrados).
	Compressor alternativo aberto.
	Condensador evaporativo.
	Garrafa de sucção.
	Pressóstato de baixa pressão.
	Pressóstato de alta pressão.
	Compressor de parafuso.
	Pressóstato de óleo.
	Condensador a ar de convecção forçada.
	Válvula de purga.
	Filtro.

[Duas circunferências concêntricas]	Visor de líquido.
	Bomba de fluido.
	Depósito de líquido a baixa pressão.
	Separador de óleo.
	Ventilador.
	Tubagem de alta pressão.
	.Tubagem de baixa pressão
	Depósito intermédio.
	Válvula solenóide.
	Válvula controladora de caudal.
	Válvula de corte.
	Válvula de pressão constante.
	Válvula de globo.

	Válvula de retenção.
	Válvula de expansão de bóia.

Anexo D₁ – Diagrama de Mollier do R404A



Anexo D₂ – Cálculo dos parâmetros da Instalação a R404A

A partir do diagrama de Mollier do R404A, que se encontra em Anexo D₁, obtido pelo *software CoolPack* e das tabelas disponibilizadas pela empresa *DuPont Refrigeration*, obtiveram-se as propriedades termodinâmicas relevantes, nos vértices referidos do ciclo.

<i>Estado</i>	<i>T</i> [°C]	<i>P</i> [bar]	<i>v</i> [m ³ /kg]	<i>h</i> [kJ/kg]	<i>s</i> [kJ/(kg.K)]	<i>Título</i>	
1	-20	2,045	0,100	358,266	1,662	-	V. Sobreaquecido
2s	63	20,449	0,010	407,375	1,662	-	V. Sobreaquecido
3	45	20,449	-	272,656	-	0,00	L. Saturado
4	35	20,449	-	254,290	-	-	L. Subarrefecido
5	-30	2,045	-	254,290	-	0,50	Mistura

O efeito refrigerante do ciclo = $(h_1 - h_5) = 104$ kJ/kg .

Caudal mássico a circular nos evaporadores:

$$\dot{m}_{\text{Evap.}} = \frac{\dot{Q}_L}{h_1 - h_5} = \frac{225}{104} = 2,16 \text{ kg/s}$$

Caudal volúmico de cada compressor na aspiração:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{2} \times v = \frac{2,16}{2} \times 0,1 = 0,108 \text{ m}^3/\text{s} = 388,8 \text{ m}^3/\text{h}$$

Potência de compressão:

$$\dot{W}_C = \dot{m} \times (h_{2s} - h_1) = 106 \text{ kW}$$

Potência dissipada no condensador:

$$\dot{Q}_H = \dot{m} \times (h_{2s} - h_4) = 331 \text{ kW}$$

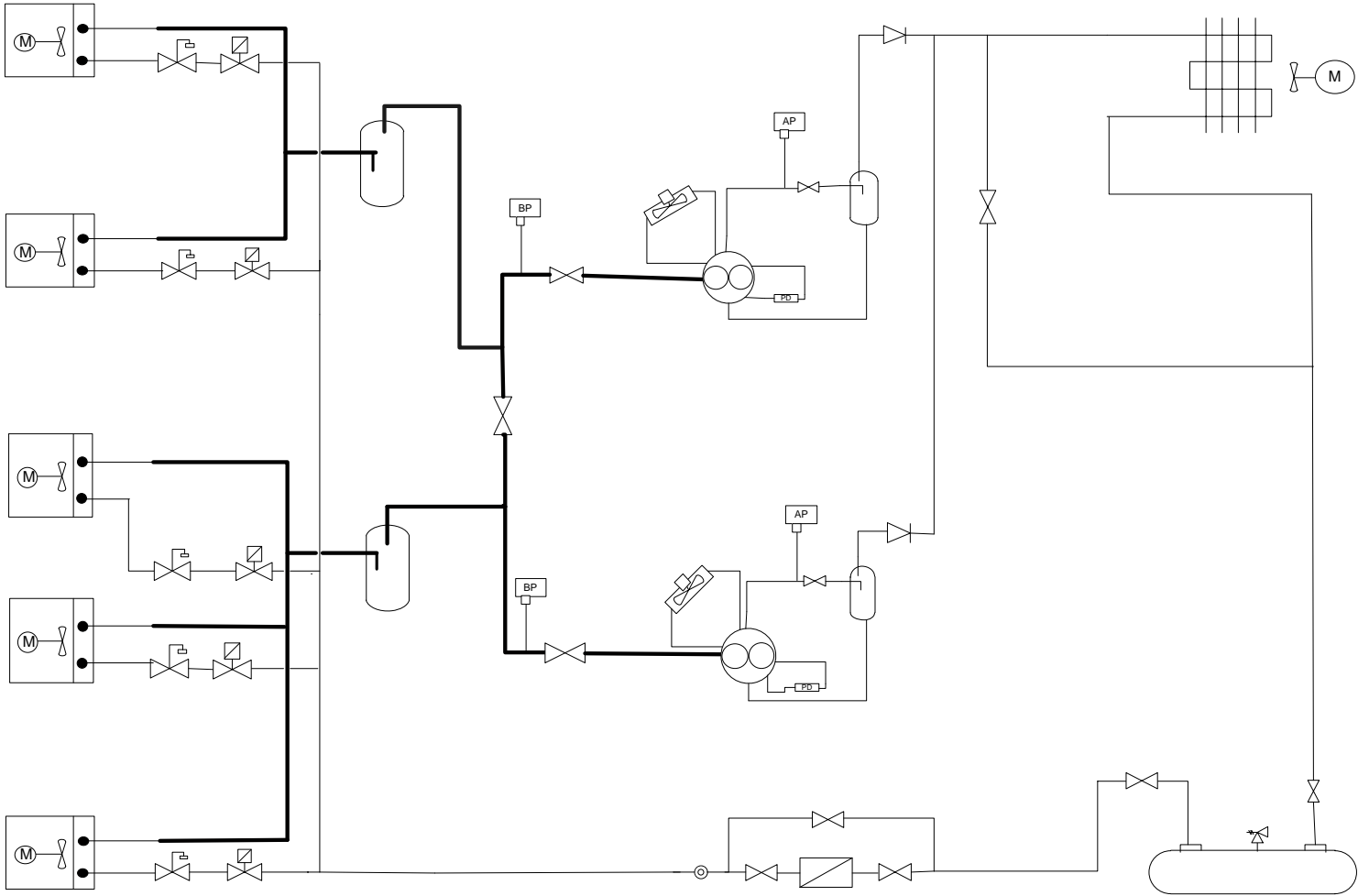
Rendimento volumétrico dos compressores:

$$\eta_V = 1 - 0,05 \frac{P_C}{P_L} = 0,5 \text{ (50\%)}$$

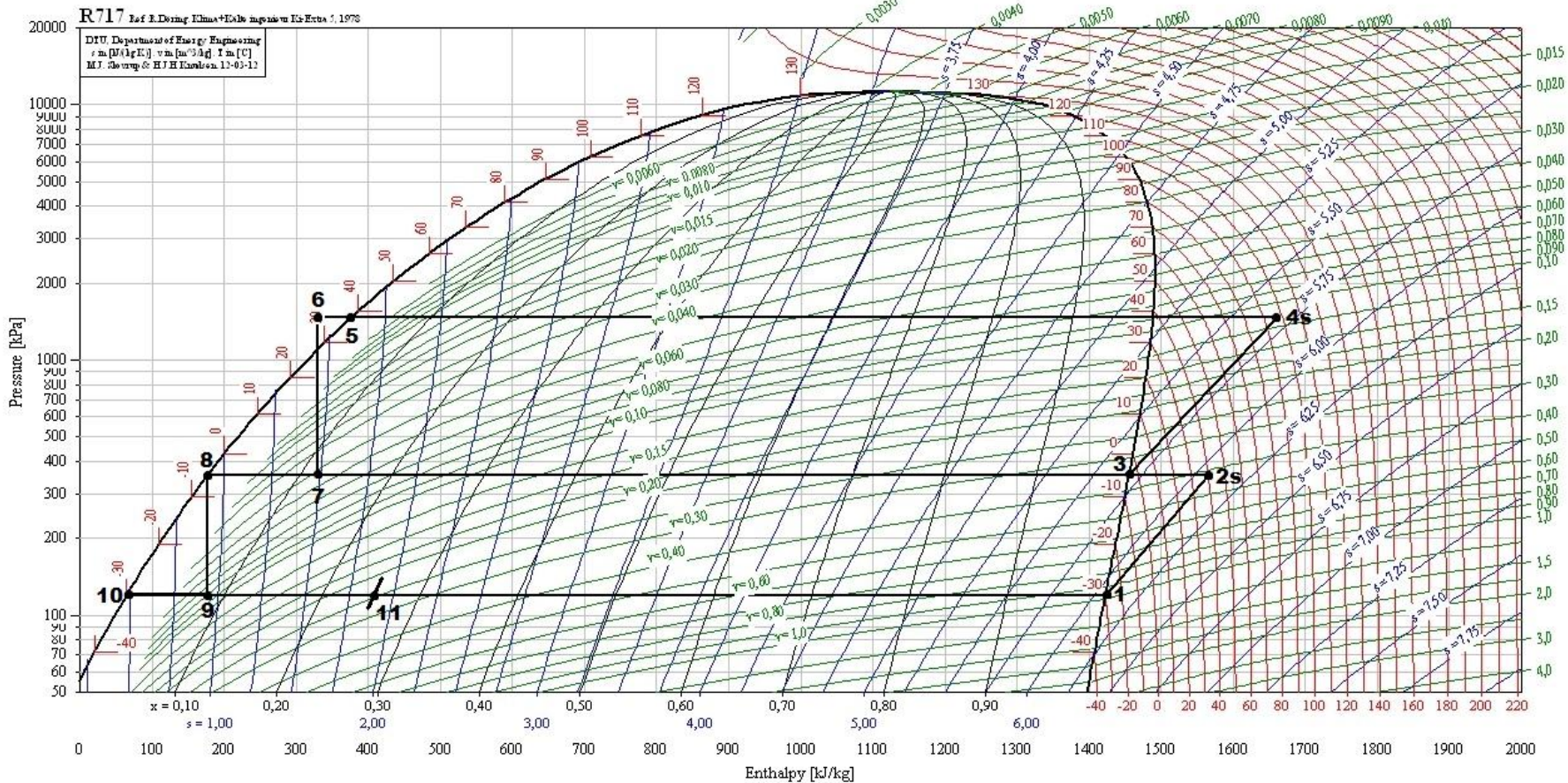
Taxa de compressão: $r_p = \frac{P_C}{P_L} = 18,4$.

Eficiência frigorífica: $\text{COP} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_C} = 2,12$.

Anexo D₃ – Esquema frigorífico para a Instalação em Expansão Directa



Anexo E₁ – Diagrama de Mollier do R717



Anexo E₂ – Cálculo dos parâmetros da Instalação a R717

A partir do diagrama de Mollier do R717, amoníaco, que se encontra no Anexo E₁, obtido pelo *software CoolPack*, obtiveram-se as propriedades termodinâmicas relevantes, nos vértices referidos do ciclo.

Para o amoníaco, admitiu-se que o caudal bombeado é quatro vezes superior ao caudal obtido pelo efeito refrigerante, entre as curvas de saturação para o cálculo das entalpias.

<i>Estado</i>	<i>T</i> [°C]	<i>P</i> [bar]	<i>v</i> [m ³ /kg]	<i>h</i> [kJ/kg]	<i>s</i> [kJ/(kg.K)]	<i>Título</i>	
1	-30	1,195	0,962	1422,458	6,061	1,00	V. Saturado
2s	40	3,548	0,417	1565,019	6,061	-	V. Sobreaquecido
3	-5	3,548	0,346	1455,156	5,682	1,00	V. Saturado
4s	97	14,705	0,115	1660,953	5,682	-	V. Sobreaquecido
5	38	14,705	-	380,754	-	0,00	L. Saturado
6	28	14,705	-	329,618	-	-	L. Subarrefecido
7	-5	3,548	-	329,618	-	0,12	Mistura
8	-5	3,548	-	177,211	-	0,00	L. Saturado
9	-30	1,195	-	177,211	-	0,08	Mistura
10	-30	1,195	0,0015	63,563	-	0,00	L. Saturado
11	-30	1,195	-	403,287	-	0,25	Mistura

O efeito refrigerante do ciclo = $(h_{11} - h_{10}) = 340$ kJ/kg .

Caudal mássico a circular nos evaporadores:

$$\dot{m}_{\text{Evap.}} = \frac{\dot{Q}_L}{h_{11} - h_{10}} = \frac{225}{340} = 0,662 \text{ kg/s}$$

Aplicando a equação do escoamento estacionário ao depósito de líquido, obtém-se o caudal mássico do grupo compressor de baixa pressão:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{Evap.}} \times h_{11} + \dot{m}_{\text{C.B.P.}} \times h_9 &= \dot{m}_{\text{Evap.}} \times h_{10} + \dot{m}_{\text{C.B.P.}} \times h_1 \\ \dot{m}_{\text{C.B.P.}} &= \frac{\dot{m}_{\text{Evap.}} \times (h_{10} - h_{11})}{h_9 - h_1} = 0,181 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Desta forma o caudal volúmico de cada compressor no andar de baixa pressão é:

$$\dot{V}_{\text{B.P.}} = \frac{\dot{m}_{\text{C.B.P.}}}{2} \times v = \frac{0,181}{2} \times 0,962 = 0,0871 \text{ m}^3/\text{s} = 313 \text{ m}^3/\text{h}$$

Potência de compressão dos compressores de baixa pressão:

$$\dot{W}_{C.B.P.} = \dot{m}_{C.B.P.} \times (h_{2s} - h_1) = 26 \text{ kW}$$

Aplicando equação do escoamento estacionário ao depósito intermédio, obtém-se o caudal mássico do grupo compressor de alta pressão:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{C.A.P.} \times h_3 + \dot{m}_{C.B.P.} \times h_8 &= \dot{m}_{C.A.P.} \times h_7 + \dot{m}_{C.B.P.} \times h_{2s} \\ \dot{m}_{C.A.P.} &= \frac{\dot{m}_{C.B.P.} \times (h_{2s} - h_8)}{h_3 - h_7} = 0,223 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Desta forma o caudal volúmico de cada compressor no andar de baixa pressão é:

$$\dot{V}_{A.P.} = \frac{\dot{m}_{C.A.P.}}{2} \times v = \frac{0,223}{2} \times 0,346 = 0,039 \text{ m}^3/\text{s} = 140 \text{ m}^3/\text{h}$$

Potência de compressão dos compressores de alta pressão

$$\dot{W}_{C.A.P.} = \dot{m}_{C.A.P.} \times (h_{4s} - h_3) = 46 \text{ kW}$$

Potência dissipada no condensador:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_{C.A.P.} \times (h_{4s} - h_6) = 331 \text{ kW}$$

Rendimento volumétrico dos compressores:

$$\eta_{V.B.P.} = 1 - 0,05 \times \frac{P_{D.I.}}{P_L} = 1 - 0,05 \times \frac{3,548}{1,195} = 0,85 \text{ (85\%)}$$

$$\eta_{V.A.P.} = 1 - 0,05 \times \frac{P_C}{P_{D.I.}} = 1 - 0,05 \times \frac{14,705}{3,548} = 0,79 \text{ (79\%)}$$

Taxa de compressão dos compressores de baixa pressão = $\frac{P_{D.I.}}{P_L} = 2,97$

Taxa de compressão dos compressores de alta pressão = $\frac{P_C}{P_{D.I.}} = 4,14$

Caudal volumétrico da bomba de alimentação de líquido aos evaporadores:

$$\dot{V}_{A.P.} = \dot{m}_{Evap.} \times v = 0,662 \times 0,0015 \times 3600 = 3,6 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Eficiência frigorífica: $COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{C.B.P.} + \dot{W}_{C.A.P.}} = 3,13.$

Anexo E₃ – Esquema frigorífico para a Instalação em Sistema inundado

