



**INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA**  
**Área Departamental de Engenharia Mecânica**  
**ISEL**

# **HFCs e Soluções Alternativas Viáveis**

**FILIPE JORGE ROCHA RODRIGUES**  
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

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

Orientador:

Prof.º Especialista Francisco Manuel Gonçalves dos Santos

Júri:

Presidente: Prof. Doutor Rui Pedro Chedas de Sampaio

Vogais: Prof. Doutor Jorge Mendonça e Costa

Prof.º Especialista Francisco Manuel Gonçalves dos Santos

**Janeiro de 2015**





**INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA**  
**Área Departamental de Engenharia Mecânica**  
**ISEL**

# **HFCs e Soluções Alternativas Viáveis**

**FILIPE JORGE ROCHA RODRIGUES**  
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

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

Orientador:

Prof.º Especialista Francisco Manuel Gonçalves dos Santos

Júri:

Presidente: Prof. Doutor Rui Pedro Chedas de Sampaio

Vogais: Prof. Doutor Jorge Mendonça e Costa  
Prof.º Especialista Francisco Manuel Gonçalves dos Santos

**Janeiro de 2015**



## **Agradecimentos**

Esta dissertação encerra um capítulo importante da minha vida, os anos de estudante e, neste momento específico, penso em todos aqueles que me ajudaram a entrar e a completar este programa incrível.

Devo agradecer aos meus avós, Eduarda e Jorge, à minha mãe Graça, à minha irmã Sara e aos meus amigos, especialmente à Ana Bronze, Joana Quintanilha, Joana Reis, Maria Sousa, Marco Simões e Ricardo Freitas, pelo apoio constante e incentivo ao longo da elaboração desta dissertação, sendo eles uma prova viva de que não há nada melhor do que um amigo.

Professores Francisco Gonçalves dos Santos e António Matos Guerra que, com os seus conhecimentos académicos e práticos, respectivamente, foram fundamentais. Pela constante disponibilidade, dedicação e amizade que também contribuíram para essa incrível aventura e que reconheço com gratidão.

Finalmente, agradeço à minha namorada Sónia que, durante este período, apoiou-me e ouviu-me nos momentos mais atribulados e por me ter dado sempre forças e aquele gesto de carinho que me faz continuar sempre em frente.



## Resumo

Os HFCs (hidrofluorcarbonetos) são fluidos sintéticos, cuja aplicação surgiu na consequência do Protocolo de Montreal, fazendo parte da política de eliminação progressiva de substâncias destruidoras da camada de ozono. Contudo, posteriormente, o *Intergovernmental Panel on Climate Change* [1] concluiu que a Indústria é o principal responsável pelo efeito de estufa do planeta, no qual os fluidos sintéticos possuem um papel determinante. O fenómeno do efeito de estufa leva ao aumento da temperatura média anual terrestre e, conseqüentemente, aumento do nível dos oceanos, provocando graves desequilíbrios climáticos. A elaboração do Protocolo de Quioto pretende o abrandamento das emissões de gases com efeito de estufa, de forma a reduzir a propagação do aquecimento global.

Nas últimas décadas, esses acordos internacionais pressionaram as indústrias de refrigeração e ar condicionado a restringir o uso de fluidos sintéticos com impacto negativo no ambiente. Soluções a longo prazo têm sido estudadas, inclusive, as relacionadas com fluidos naturais. Neste contexto, surge o sistema a R717, usado em algumas instalações industriais, embora apresente um elevado índice de toxicidade que pode pôr em causa a sustentabilidade da instalação, caso o fluido contacte com o produto congelado durante uma fuga. Deste modo, o R717, ainda que de origem natural, requer precauções ao nível da segurança de equipamentos, da construção e da formação dos trabalhadores. Comparativamente, o sistema a HFC, nomeadamente o R404A, não acarreta grandes cuidados de manutenção e, sendo um sistema menos complexo, apresenta um menor investimento inicial.

A utilização de um sistema em cascata R744/R717 possibilita a eliminação do problema da contaminação do produto, tirando igualmente partido das vantagens ambientais. Além do aspecto ambiental, os sistemas foram analisados em termos de eficiência energética e económica. Desta comparação, verificou-se que o sistema em cascata, embora com elevado custo inicial, foi o que apresentou melhores resultados em todos os aspectos estudados.

**Palavras-chave:** HFC, Aquecimento Global, Fluidos Frigoríficos, Sistemas de Refrigeração.



## **Abstract**

HFCs are synthetic fluids, the use of which came about as a consequence of the Montreal Protocol, as a part of the policy of progressive elimination of substances that destroy the ozone layer. However, in a later stage, the Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC, 2007) arrived at the conclusion that Industry is where most of the responsibility for the planet's greenhouse effect rests, an effect in which synthetic fluids play a determining role. The greenhouse effect phenomenon leads to the rise in the earth's annual mean temperature and, therefore, to the rise in sea-level, causing serious climatic imbalances. The drafting of the Kyoto Protocol aims at slowing down greenhouse effect gas emissions, in such a way as to reduce the spread of global warming.

In the past few decades these international agreements have pressured the refrigeration and air conditioning industries to curtail the use of synthetic fluids that have a negative impact on the environment. Long-term solutions have been studied, including those related to natural fluids. It is in this context that we find the R717 systems, used in some industrial facilities, despite presenting a high level of toxicity that may compromise the facility's sustainability in the event the R717 comes into contact with the frozen product during a leak. In this way, the R717, although natural in origin, requires equipment safety, building and worker training precautions. Comparatively, the HFC system, namely the R404A, doesn't carry with it the need for great maintenance care and because it is a less complex system it displays a smaller initial investment.

The use of a R744/R717 multi-stage system allows for the elimination of the product contamination problem, while equally benefitting from environmental advantages. Aside from the environmental aspect, the systems were analyzed in terms of energetic and economic efficiency. The outcome of this comparison was that we found the multi-stage system, though bearing heavy initial costs, to display the best results in all studied aspects.

**Keywords:** HFC, Global Warming, Refrigerant Fluids, Refrigeration Systems.



## Lista de Símbolos

Símbolo	Designação
ER	Efeito refrigerante [ $kJ/kg \cdot ^\circ C$ ]
h	Entalpia [ $kJ/kg$ ]
$h_{ext}$	Entalpia do ar exterior [ $kJ/kg$ ]
$h_f$	Entalpia de um fluido em líquido saturado [ $kJ/kg$ ]
$h_g$	Entalpia de um fluido em vapor saturado [ $kJ/kg$ ]
$h_{int}$	Entalpia do ar interior [ $kJ/kg$ ]
HR	Humidade Relativa [%]
$\Delta h$	Diferença de entalpias [ $kJ/kg$ ]
$\dot{m}$	Caudal mássico [ $kg/s$ ]
$P_{abs.veio}$	Potência absorvida pelo veio do compressor [ $kW$ ]
$P_c$	Pressão de saturação [Pa]
$P_E$	Pressão de evaporação [Pa]
$P_{efetiva}$ do compressor	Potência efectiva do compressor [ $kW$ ]
$Q_{depósito}$ intermédio	Potência de descarga no depósito intermédio [ $kW$ ]
$Q_{Evap}$	Capacidade de um evaporador na câmara frigorífica [ $kW$ ]
$Q_H$	Potência calorífica dissipada no condensador [ $kW$ ]
$Q_{prev}$	Carga térmica previsional [ $kW$ ]
$Q_{int}$	Carga térmica interna [ $kW$ ]
$Q_{Frig}$	Carga frigorífica [ $kW$ ]
$Q_{Permutador}$	Potência do permutador [ $kW$ ]
T	Temperatura [ $^\circ C$ ]
$T_C$	Temperatura de condensador [ $^\circ C$ ]
$T_E$	Temperatura de evaporação [ $^\circ C$ ]
$W_{AP}$	Trabalho de compressão da alta pressão (kW)
$W_{BP}$	Trabalho de compressão da baixa pressão (kW)
$W_c$	Trabalho de compressão [ $kW$ ]



## Abreviaturas

AND - Autoridade Nacional Designada

APA – Agência Portuguesa do Ambiente

APREN – Associação Portuguesa de Energias Renováveis

CE – Comissão Europeia

CFC – Clorofluorcarbonetos

CQNUAC - Conferência do Quadro das Nações Unidas para as Alterações Climáticas, em inglês – *UNFCC (United Nations Framework Convention on Climate Change)*

COP – Coeficiente de performance

DL – Decreto-Lei

EOD - Entidades Operacionais Designadas

GEE – Gás efeito de estufa

GFEE – Gás fluorado de efeito de estufa

GWP – *Global Warming Potential* ou Potencial de Aquecimento Global

HCFC - Hidroclorofluorcarbonetos

HFC – Hidrofluorcarbonetos

IA – Instituto do Ambiente

IPAC – Instituto Português de Acreditação

IPCC – *Intergovernmental Panel*

*on Climate Change* ou Painel Intergovernamental de Alterações Climáticas

PEAC - Programa Europeu para as Alterações Climáticas

PFC – Perfluorcarbonetos

R134a – Fluido frigorigéneo (Tetrafluoretano – tipo de HFC)

R141b – Fluido frigorigéneo (Diclorofluormetano - tipo HCFC)

R404A – Fluido frigorigéneo (constituído por três fluidos do tipo HFC)

R717 – Fluido frigorigéneo (Amoníaco – NH<sub>3</sub>)

R744 - Fluido frigorigéneo (Dióxido de Carbono – CO<sub>2</sub>)

RCE - Créditos de carbono ou Redução Certificada de Emissões

RECE - Relatório Especial sobre Cenário de Emissões do IPCC

REEE – Resíduos de equipamentos eléctricos e electrónicos

SF6 – Hexafluoreto de enxofre

SDO – Substância Destruidora do Ozono

ODP – *Ozone Depletion Potential* ou Potencial de Destruição do Ozono

MDL – Mecanismos de Desenvolvimento Limpo

UE – União Europeia

# Índice

Agradecimentos .....	i
Resumo .....	iii
Abstract.....	v
Lista de Símbolos .....	vii
Abreviaturas.....	ix
Índice .....	xi
Índice de Figuras.....	xv
Índice de Gráficos .....	xvii
Índice de Tabelas .....	xix
1. Introdução .....	1
2. Fluido Refrigerante Ideal .....	3
2.1. Os primeiros fluidos frigorigéneos.....	4
2.2. Camada do Ozono (1990-2010) .....	5
2.3. Protocolo de Montreal .....	6
2.4. Hidrofluorcarbonetos (HFCs).....	6
2.5. Quarta Geração: Efeito de Estufa (2010 - presente).....	7
2.6. Protocolo de Quioto .....	9
3. A Questão dos HFCs e o cumprimento do Protocolo.....	11
3.1. Carbono Equivalente - <i>CO2E</i> .....	11
3.2. Colocação no Mercado e Rotulagem.....	12
3.3. MDL – Mecanismo de Desenvolvimento Limpo .....	13
3.3.1. Créditos de Carbono – RCE.....	14
3.4. Mecanismos de Mitigação.....	15
4. Redução de Emissões GEE assumidas em Portugal.....	17
4.1. Cumprimento do Protocolo de Quioto .....	17
4.1.1. Período 2008-2012 .....	17
4.1.2. Período 2013-2020 .....	18
4.2. Comércio de Licenças de Emissão (Diploma CELE) – APA.....	18
4.3. PNALE – Plano Nacional de Atribuição de Licenças de Emissão.....	19
4.4. PNAC – Programa Nacional para as Alterações Climáticas .....	19
4.5. Fundo Português do Carbono .....	20
4.6. Sistema de Informação CumprirQuioto.pt.....	21
4.7. Relatório de Inventário de Gases Fluorados em Portugal .....	21
4.7.1. Medidas do Cumprimento de Quioto para os gases fluorados.....	26
4.8. Comunicação dos Dados .....	27
4.9. Processo de Certificação de Empresa e Pessoal .....	28
4.10. Recuperação de gases fluorados com efeito de estufa em recipientes, equipamentos e sistemas em fim de vida.....	29
4.11. Políticas de Segurança propostas pela União Europeia.....	30

5.	Os gases fluorados mais usados em Portugal: R134a e R404A .....	31
5.1.	Soluções Alternativas ao uso dos Gases Fluorados: Fluidos Naturais (Ecológicos) .....	33
5.2.	Amoníaco ou R717 (NH <sub>3</sub> ).....	35
5.2.1.	Vantagens do amoníaco (R717).....	36
5.2.2.	Desvantagens do amoníaco (R717) .....	36
5.3.	Dióxido-Carbono ou R744 (CO <sub>2</sub> ).....	38
5.3.1.	Comparação do R744 (CO <sub>2</sub> ) com outros fluidos usados no mercado.....	42
5.3.2.	Vantagens do uso do R744 (CO <sub>2</sub> ).....	44
5.3.3.	Problemas associados a sistemas com o R744 (CO <sub>2</sub> ) .....	46
6.	Eficiência de um Ciclo Refrigerífico Simples .....	47
6.1.	Rendimento Volumétrico .....	49
6.2.	Componentes do Ciclo Refrigerífico .....	50
6.2.1.	Compressores .....	50
6.2.2.	Condensadores.....	52
6.2.3.	Evaporadores .....	56
7.	Aplicação de soluções alternativas a uma Câmara Refrigerífica (–25 °C) com R404A de 375 m <sup>2</sup> .....	61
7.1.	Cargas térmicas da Câmara Refrigerífica .....	62
7.2.	Regimes de funcionamento dos ciclos .....	63
7.3.	Balço energético do ciclo de refrigeração.....	64
7.4.	Dimensionamento dos Principais componentes dos Sistemas Refrigeríficos .....	68
7.4.1.	Sistema a R404A .....	68
7.4.2.	Sistema clássico com R717 (NH <sub>3</sub> ).....	72
7.4.3.	Sistema Cascata R744/R171 .....	79
8.	Análise comparativa.....	87
8.1.	Características Termodinâmicas.....	87
8.2.	Coefficiente de Performance (COP).....	88
8.3.	Consumo Eléctrico .....	92
8.4.	Custos das instalações e a recuperação do investimento .....	94
8.5.	Segurança e Manutenção .....	95
8.5.1.	Fugas .....	96
8.5.2.	Ventilação.....	97
8.5.3.	Equipamentos de Emergência.....	98
8.5.4.	Incêndio .....	98
9.	Conclusões .....	99
	Referências .....	101
	ANEXO A – Metas aplicadas aos países do Anexo I do Protocolo de Quioto .....	105
	ANEXO B – Potenciais de aquecimento global (GWPs) dos gases fluorados .....	107
	ANEXO C – Pontos Termodinâmicos obtidos pelo software Cool Pack .....	109
	ANEXO D – Características dos sistemas dimensionados .....	111
	ANEXO E – Dados técnicos dos componentes seleccionados .....	113

ANEXO F – Variação do COP em função da temperatura de Condensação .....	119
ANEXO G – Variação do COP em função da temperatura de subarrefecimento .....	127
ANEXO H - Variação do COP em função da temperatura de sobreaquecimento .....	135
ANEXO I – Cálculo dos diâmetros das tubagens .....	137
ANEXO J – Potências e consumos eléctricos.....	139



# Índice de Figuras

Figura 2.1 – Vaso grego do séc. VI a.C. utilizado para refrigerar o vinho. ....	4
Figura 2.2 – Frigorífico doméstico em madeira criado do séc. XIX.....	4
Figura 2.3 – Ilustração das camadas da atmosfera terrestre.....	6
Figura 2.4 – Características dos HFCs com alguns fluidos naturais.....	7
Figura 2.5 – a) Índices de temperaturas globais da Terra e nos Oceanos. b) Níveis globais de temperatura do mar e dos glaciares no planeta .....	8
Figura 2.6 – Evolução cíclica dos fluidos frigoríficos com o meio ambiente.....	8
Figura 3.1 – Etiqueta PT.....	13
Figura 4.1 – Redução de emissões de GEE em Portugal durante 1990 e 2012.....	17
Figura 4.2 – Percentagem das emissões dos gases referidos no Protocolo de Quioto nos anos de 1990 e 2012 .....	22
Figura 4.3 - Distribuição de diferentes tipos de gases importados em Portugal .....	23
Figura 4.4 – Importações dos diferentes gases fluorados puros e blends em toneladas em Portugal.....	24
Figura 4.5 - Percentagem das importações dos diferentes gases fluorados puros e blends em Portugal .....	24
Figura 4.6 - Número de equipamentos instalados que usam gases fluorados no período de 1996 a 2012.....	24
Figura 4.7 - Número de equipamentos de ar condicionado domésticos no período de 1990 a 2012 .....	25
Figura 4.8 - Número de equipamentos de ar condicionado industriais instalados que usam gases fluorados no período de 1993 a 2012 respectivamente .....	25
Figura 4.9 – Emissões de Gases Fluorados em Portugal em 1995 e 2010 em kt CO <sub>2</sub> e. Baseado em dados da Avaliação de estado de cumprimento do Protocolo de Quioto .....	26
Figura 5.1 – Molécula assimétrica do tetrafluoroetano ou R134a. ....	32
Figura 5.2 – Breve historial dos fluidos refrigerantes ao longo dos anos .....	33
Figura 5.3 – Comparação do desempenho ambiental dos gases sintéticos com os naturais .....	34
Figura 5.4 – Comparação da evolução isentrópica num processo de compressão entre o R717 e o R404A. ....	36
Figura 5.5 – Diagrama de Pressão – Entalpia do R744 com as suas principais características.....	39
Figura 5.6 – Relação pressão-temperatura para vários fluidos .....	39
Figura 5.7 – Tensão superficial de diversos fluidos.....	40
Figura 5.8 – Variação das características do R744 num processo isobárico.....	40
Figura 5.9 – Densidade de vários fluidos frigoríficos.....	41
Figura 5.10 – Densidade do R744 na fase Líquido e Vapor .....	41
Figura 5.11 – Comparação do diâmetro de tubagens de alguns fluidos usados frequentemente com o CO <sub>2</sub> /R744 .....	43
Figura 5.12 - Comparação da razão entre as áreas das linhas de líquido a BP e de aspiração húmida de alguns fluidos usados frequentemente com o CO <sub>2</sub> /R744.....	43
Figura 5.13 - Comparação do diâmetro de tubagens de alguns fluidos usados frequentemente com o CO <sub>2</sub> /R744 .....	44
Figura 5.14 – Comparação da razão entre as áreas das linhas de líquido a AP e de aspiração seca de alguns fluidos usados frequentemente com o CO <sub>2</sub> /R744.....	44
Figura 6.1 – Representação do ciclo frigorífico simples em <i>software</i> Visio e da sua evolução termodinâmica no diagrama pressão-entalpia.....	47
Figura 6.2 – Rendimento volumétrico .....	49
Figura 6.3 – Representação das três fases do ciclo de compressão.....	50
Figura 6.4 – a) Compressor hermético, b) Compressor semi-hermético, c) Compressor aberto .....	51
Figura 6.5 – a) Movimento do rotor fêmea e macho. b) Funcionamento do compressor de parafuso simples.....	52
Figura 6.6 – Variação da temperatura do fluido refrigerante e do meio arrefecedor de um condensador .....	53
Figura 6.7 – Condensador multitubular (Shell and Tube).....	54
Figura 6.8 – Ilustração do funcionamento de um condensador evaporativo.....	55
Figura 6.9 – Evolução do sobreaquecimento num evaporador de expansão directa.....	56
Figura 6.10 – Evaporador inundado alimentado por bomba.....	57
Figura 6.11 – Evaporador inundado alimentado por gravidade .....	57
Figura 6.12 – Sistema de descongelação a água .....	59
Figura 7.1 – Ilustração em <i>software</i> Visio do ciclo frigorífico na câmara de congelados. ....	64
Figura 7.2 – Diagrama Pressão-Entalpia do ciclo frigorífico.....	65
Figura 7.3 – Sistema frigorífico a R404A desenhado em <i>software</i> Visio .....	69

Figura 7.4 – Diagrama de Pressão-Entalpia do R404A obtido pelo software Cool Pack. ....	69
Figura 7.5 – Selecção dos evaporadores da marca Centauro. ....	70
Figura 7.6 – Selecção do compressor a R404A da marca Bitzer. ....	71
Figura 7.7 – Selecção dos condensadores a R404A do fabricante Centauro. ....	72
Figura 7.8 – Sistema frigorífico de 2 andares a NH <sub>3</sub> desenhado em <i>software</i> Visio. ....	73
Figura 7.9 – Diagrama Pressão-Entalpia do R717 obtido pelo software Cool Pack. ....	73
Figura 7.10 – Selecção dos evaporadores da Helpman para o sistema clássico com NH <sub>3</sub> . ....	75
Figura 7.11 – Balanço mássico no separador de líquido. ....	76
Figura 7.12 – Balanço mássico no depósito intermédio. ....	76
Figura 7.13 – Selecção do condensador evaporativo a R717 no software do fabricante Alpha-Laval. ....	79
Figura 7.14 – Sistema em Cascata com R717/R744 (CO <sub>2</sub> /NH <sub>3</sub> ) e os seus diagramas de Pressão-Entalpia ....	80
Figura 7.15 – Sistema frigorífico em Cascata R744/R717 desenhado em software Visio. ....	81
Figura 7.16 – Diagrama de Pressão-Entalpia do R744. ....	82
Figura 7.17 – Selecção dos evaporadores no software da Helpman para o circuito a R744. ....	82
Figura 7.18 – Selecção do compressor a R744 no <i>software</i> da Bitzer. ....	83
Figura 7.19 – Diagrama Pressão-Entalpia do R717 para o ciclo em cascata obtido pelo <i>software</i> Cool Pack. ....	84
Figura 7.20 – Separador de líquido do sistema em cascata. ....	85
Figura 7.21 – Selecção do compressor a R717 da marca Bitzer. ....	85
Figura 7.22 – Condensador evaporativo seleccionado no software da Alpha-Laval. ....	86
Figura A.1 – Países do Anexo 1 e do Não Anexo 1 referidos no Protocolo de Quioto ....	105
Figura A.2 – Limitação das emissões dos Países do Anexo 1 em relação aos níveis de 1990. ....	106
Figura B.1 – Potencial de aquecimento global dos gases fluorados ....	107
Figura E.1 – Dados técnicos do compressor HSN6461-50 da marca Bitzer para o sistema R404A. ....	113
Figura E.2 – Dados técnicos do condensador ACI/M – 263/77.5Y da Centauro para o sistema R404A. ....	114
Figura E.3 – Evaporador ZLA 326-8 P2 400 do fabricante Helpman para o sistema R717 ....	115
Figura E.4 – Dados técnicos do condensador evaporativo SZA-1-2-914-470 do fabricante Alpha-Laval para o sistema R717. ....	116
Figura E.5 – Catálogo dos compressores do fabricante Stal. ....	117
Figura J.1 – Tarifas e horários de Média Tensão para clientes da EDP. ....	139

## Índice de Gráficos

Gráfico 8.1 - Coeficientes de Performance esperados de cada instalação. ....	89
Gráfico 8.2 - Coeficientes de Performance calculados com as potências dos compressores e evaporadores selecionados. ....	89
Gráfico 8.3 – Variação do COP dos sistemas a R404A, R717 e R744/R717 em função da temperatura de condensação. ....	90
Gráfico 8.4 - Variação do COP dos sistemas a R404A, R717 e R744/R717 em função da temperatura de subarrefecimento. ....	91
Gráfico 8.5 - Variação do COP dos sistemas a R404A em função da temperatura de sobreaquecimento. ....	91



# Índice de Tabelas

Tabela 3.1 – Características dos seis gases mencionados no Protocolo de Quioto. Adaptado: [18, 19].	11
Tabela 4.1 – Tipos de informações que os produtores, importadores e exportares devem enviar para a Comissão Europeia e à APA.	28
Tabela 5.1 – Características Termodinâmicas do fluido R134a.	31
Tabela 5.2 – Massas moleculares dos átomos que constituem o NH <sub>3</sub> e o CO <sub>2</sub> .	34
Tabela 5.3 - Comparação do R744 com outros fluidos frequentemente usados em instalações frigoríficas	42
Tabela 7.1 - Características dimensionais da câmara frigorífica.	61
Tabela 7.2 - Características termodinâmicas da câmara frigorífica.	61
Tabela 7.3 - Perdas Térmicas na Câmara de Congelados.	62
Tabela 7.4 – Carga Térmica intermédia e provisória na Câmara de Congelados.	63
Tabela 7.5 – Propriedades do ar exterior.	63
Tabela 7.6 – Características do compressor P43 do fabricante Stal.	77
Tabela 7.7 - Características do compressor P23 do fabricante Stal	78
Tabela 8.1 – Parâmetros das instalações.	87
Tabela 8.2 – Consumo e custo eléctrico mensal	93
Tabela 8.3 – Comparação eléctrica do sistema R404A com os sistemas R717 e R744/R717.	93
Tabela 8.4 – Preço de cada instalação segundo as informações disponibilizadas pelo Eng <sup>o</sup> . Matos Guerra.	94
Tabela 8.5 – Comparação do investimento do sistema R404A com o R744/R717.	94
Tabela 8.6 - Comparação do investimento do sistema R404A com o R717.	94
Tabela A.1 – Percentagem de emissões em relação ao ano base de 1990 na altura de assinatura do Protocolo de Quioto	106
Tabela C.1 – Pontos termodinâmicos do ciclo a R404A obtidos pelo software Cool Pack.	109
Tabela C.2 - Pontos termodinâmicos do ciclo a R717 obtidos pelo software Cool Pack.	109
Tabela C.3 - Pontos termodinâmicos do ciclo em cascata obtidos pelo software Cool Pack.	110
Tabela D.1 – Características do sistema a R404A.	111
Tabela D.2 – Características do sistema a R717.	111
Tabela D.3 – Características do sistema em cascata R744/R717.	111
Tabela F.1 – Pontos termodinâmicos do sistema R404A no regime -30 °C /+30 °C obtido pelo software Cool Pack.	119
Tabela F.2 – Características do sistema a R404A para o regime -30 °C /+30 °C.	119
Tabela F.3 - Pontos termodinâmicos do sistema R404A no regime -30 °C /+35 °C obtido pelo software Cool Pack.	119
Tabela F.4 - Características do sistema a R404A para o regime -30 °C /+35 °C.	119
Tabela F.5 - Pontos termodinâmicos do sistema R404A no regime -30/+40°C obtido pelo software Cool Pack.	120
Tabela F.6 - Características do sistema a R404A para o regime -30 °C /40 °C.	120
Tabela F.7 - Pontos termodinâmicos do sistema R404A no regime -30 °C /+45 °C obtido pelo software Cool Pack.	120
Tabela F.8 - Características do sistema a R404A para o regime -30 °C /45°C.	120
Tabela F.9 - Pontos termodinâmicos do sistema R717 no regime -30 °C /+30 °C obtido pelo software Cool Pack.	121
Tabela F.10 - Características do sistema a R717 para o regime -30 °C /+30 °C.	121
Tabela F.11 - Pontos termodinâmicos do sistema R717 no regime -30 °C /+35 °C obtido pelo software Cool Pack.	121
Tabela F.12 - Características do sistema a R717 para o regime -30 °C /+35 °C.	122
Tabela F.13 - Pontos termodinâmicos do sistema R717 no regime -30 °C /+40 °C obtido pelo software Cool Pack.	122

Tabela F.14 - Características do sistema a R717 para o regime -30 °C /+40 °C.....	122
Tabela F.15 - Pontos termodinâmicos do sistema R717 no regime -30 °C /+45 °C obtido pelo software Cool Pack.....	123
Tabela F.0.16 - Características do sistema a R717 para o regime -30 °C /+45 °C.....	123
Tabela F.17 - Pontos termodinâmicos do sistema R744/R717 no regime -30 °C /+30 °C obtido pelo software Cool Pack.....	123
Tabela F.18 - Características do sistema a R744/R717 para o regime -30 °C /+30 °C.....	124
Tabela F.19 - Pontos termodinâmicos do sistema R744/R717 no regime -30 °C /+35 °C obtido pelo software Cool Pack.....	124
Tabela F.20 - Características do sistema a R744/R717 para o regime -30 °C /+35 °C.....	124
Tabela F.21 - Pontos termodinâmicos do sistema R744/R717 no regime -30 °C / +40 °C obtido pelo software Cool Pack.....	125
Tabela F.22 - Características do sistema a R744/R717 para o regime -30 °C /+40 °C.....	125
Tabela F.23 - Pontos termodinâmicos do sistema R744/R717 no regime -30 °C /+45°C obtido pelo software Cool Pack.....	125
Tabela F.24 - Características do sistema a R744/R717 para o regime -30 °C /+45 °C.....	126
Tabela G.1 - Pontos termodinâmicos obtidos pelo software Cool Pack do sistema R404A no regime -30 °C /+45 °C com subarrefecimento de 5 °C.....	127
Tabela G.0.2 - Características do sistema a R404A para o regime -30 °C /+45 °C com subarrefecimento de 5 °C.....	127
Tabela G.3 - Pontos termodinâmicos obtidos pelo software Cool Pack do sistema R404A no regime -30 °C /+45 °C com subarrefecimento de 10 °C.....	127
Tabela G.4 - Características do sistema a R404A para o regime -30 °C /+45 °C com subarrefecimento de 10 °C.....	128
Tabela G.5 - Pontos termodinâmicos obtidos pelo software Cool Pack do sistema R404A no regime -30 °C /+45 °C com subarrefecimento de 15 °C.....	128
Tabela G.6 - Características do sistema a R404A para o regime -30 °C /+45 °C com subarrefecimento de 15 °C.....	128
Tabela G.7 - Pontos termodinâmicos obtidos pelo software Cool Pack do sistema R717 no regime -30 °C /+35 °C com subarrefecimento de 5 °C.....	129
Tabela G.8 - Características do sistema a R717 para o regime -30 °C /+35 °C com subarrefecimento de 5 °C.....	129
Tabela G.9 - Pontos termodinâmicos obtidos pelo software Cool Pack do sistema R717 no regime -30 °C /+35 °C com subarrefecimento de 10 °C.....	130
Tabela G.10 - Características do sistema a R717 para o regime -30 °C /+35 °C com subarrefecimento de 10 °C.....	130
Tabela G.11 - Pontos termodinâmicos obtidos pelo software Cool Pack do sistema R717 no regime -30 °C /+35 °C com subarrefecimento de 15 °C.....	131
Tabela G.12 - Características do sistema a R717 para o regime -30 °C /+35 °C com subarrefecimento de 15 °C.....	131
Tabela G.13 - Pontos termodinâmicos obtidos pelo software Cool Pack do sistema R744/R717 no regime -30 °C /+35 °C com subarrefecimento de 5 °C.....	131
Tabela G.14 - Características do sistema a R744/R717 para o regime -30 °C /+35 °C com subarrefecimento de 5 °C.....	132
Tabela G.15 - Pontos termodinâmicos obtidos pelo software Cool Pack do sistema R744/R717 no regime -30 °C /+35 °C com subarrefecimento de 10 °C.....	132
Tabela G.16 - Características do sistema a R744/R717 para o regime -30 °C /+35 °C com subarrefecimento de 10 °C.....	132
Tabela G.17 - Pontos termodinâmicos obtidos pelo software Cool Pack do sistema R744/R717 no regime -30 °C /+35 °C com subarrefecimento de 15 °C.....	133

Tabela G.18 - Características do sistema a R744/R717 para o regime $-30\text{ }^{\circ}\text{C} / +35\text{ }^{\circ}\text{C}$ com subarrefecimento de $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ .	133
Tabela H.1 - Pontos termodinâmicos obtidos pelo software Cool Pack do sistema R404A no regime $-30\text{ }^{\circ}\text{C} / +45\text{ }^{\circ}\text{C}$ com sobreaquecimento de $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ .	135
Tabela H.2 - Características do sistema a R404A para o regime $-30\text{ }^{\circ}\text{C} / +45\text{ }^{\circ}\text{C}$ com sobreaquecimento de $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ .	135
Tabela H.3 - Pontos termodinâmicos obtidos pelo software Cool Pack do sistema R404A no regime $-30\text{ }^{\circ}\text{C} / +45\text{ }^{\circ}\text{C}$ com sobreaquecimento de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ .	135
Tabela H.4 - Características do sistema a R404A para o regime $-30\text{ }^{\circ}\text{C} / +45\text{ }^{\circ}\text{C}$ com sobreaquecimento de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ .	136
Tabela H.5 - Pontos termodinâmicos obtidos pelo software Cool Pack do sistema R404A no regime $-30\text{ }^{\circ}\text{C} / +45\text{ }^{\circ}\text{C}$ com sobreaquecimento de $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ .	136
Tabela H.6 - Características do sistema a R404A para o regime $-30\text{ }^{\circ}\text{C} / +45\text{ }^{\circ}\text{C}$ com sobreaquecimento de $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ .	136
Tabela I.1 – Velocidades recomendadas para as diversas linhas [37, 66].	137
Tabela I.2 – Características e diâmetros das diversas linhas do sistema a R404A.	137
Tabela I.3 - Características e diâmetros das diversas linhas do sistema a R717.	137
Tabela I.4 - Características e diâmetros das diversas linhas do sistema a R744/R717.	138
Tabela J.1 – Consumos e custos dos principais componentes do sistema a R404A.	140
Tabela J.2 - Custos mensais do sistema em cascata R404A com os custos adicionais do serviço.	141
Tabela J.3 - Consumos e custos dos principais componentes do sistema a R717.	142
Tabela J.4 - Custos mensais do sistema em cascata R717 com os custos adicionais do serviço.	143
Tabela J.5 - Consumos e custos dos principais componentes do sistema em cascata a R744/R717.	144
Tabela J.6 – Custos mensais do sistema em cascata R744/R717 com os custos adicionais do serviço.	145



# 1. Introdução

Desde o Protocolo de Montreal, em 1987, que as indústrias de refrigeração e ar condicionado têm enfrentado o desafio de desenvolver novos equipamentos e adaptar os sistemas aos novos fluidos. O Protocolo de Montreal identificou os gases que destroem a camada de ozono, e estabeleceu um programa de eliminação progressiva dos clorofluorcarbonetos (CFCs) e hidroclorofluorcarbonetos (HCFCs), que resultou na substituição desses fluidos pelos hidrofluorcarbonetos (HFCs). Este acordo é aclamado como o acordo de cooperação internacional com maior sucesso da história, devido à sua rápida adopção e implementação em diversos países [2].

Posteriormente, em 1997, foi ratificado o Protocolo de Quioto, segundo o qual os países desenvolvidos se comprometeram colectivamente a reduzir em 5,2% em relação ao ano de 1990, as emissões de gases com efeito de estufa (GEE) entre o período de 2008 a 2012 [2]. Neste intervalo de tempo, a União Europeia reduziu em 8% e, actualmente, pretende estabelecer uma meta de 20% para o período entre 2013 e 2020 [3, 4]. Assim, como consequência deste acordo, a atenção foi dirigida para os HFCs que até à altura satisfaziam grande parte dos sistemas de refrigeração, pelas suas boas propriedades termodinâmicas, reduzida flamabilidade e toxicidade. Os HFCs são inertes à camada de ozono, pois não contêm cloro. Porém, são fortes causadores de efeito de estufa. Dentro desse contexto, a comunidade científica acredita que a solução passa pelo uso de fluidos naturais, uma vez que, até ao momento, são os únicos que não põem em causa o problema do aquecimento global e não atacam a camada de ozono [2].

Esta dissertação tem como objectivo inicial definir quais os efeitos dos gases fluorados, utilizados em equipamentos de refrigeração, na camada de ozono e no efeito de estufa, suportado por directivas e regulamentos comunitárias e internacionais. No âmbito dos efeitos prejudiciais ao meio ambiente pretende-se abordar como deve ser efectuada a recuperação, reutilização, tratamento e armazenagem de gases fluorados.

A seguir, deseja-se estudar fluidos “verdes” alternativos, capazes de substituir os HFCs em sistemas de refrigeração, e que se apresentem viáveis económica e energeticamente. Este trabalho pretende ainda informar que, independentemente do fluido a aplicar, são sempre necessárias medidas de segurança para os trabalhadores ou para o meio ambiente, porque mesmo que se minimize o perigo de fugas, elas são sempre inevitáveis. Assim, perante a descrição apresentada, este trabalho estuda dois sistemas alternativos aos de HFCs: o sistema a R717 clássico e o sistema em cascata R717/R744, no qual serão comparados e reflectidos para que o sector da refrigeração seja um sector ecológico.



## 2. Fluido Refrigerante Ideal

Os fluidos frigorigêneos apresentam um papel fundamental no ciclo frigorífico, influenciando o seu funcionamento e todos os equipamentos da instalação, na medida em que possibilitam a absorção do calor que se forma na zona fria, transferindo-o para uma zona quente (ambiente exterior), através de processos de evaporação e condensação.

Não existem fluidos frigorigêneos perfeitos, isto é, um determinado fluido pode ser adequado para um determinado tipo de instalação frigorífica e não ser recomendado para outra. Assim sendo, deverá ser escolhido aquele que reúna as características pretendidas, tendo em conta o fim a atingir.

As principais propriedades de um bom refrigerante são:

- Ter um Coeficiente de Performance (COP) elevado;
- Possuir baixo Potencial de Destruição do Ozono (ODP) e Potencial de Aquecimento Global (GWP), ou seja, apresentar um efeito ambiental nulo ou pouco relevante;
- Condensar-se a pressões moderadas;
- Vaporizar-se a pressões acima da atmosférica, de modo a prevenir um diferencial de pressões que permita a entrada de ar no sistema;
- Ter um baixo volume específico (menor trabalho do compressor);
- Possuir coeficiente adiabático baixo para permitir regimes de pressões maiores com variações de volume menores;
- Possuir um elevado calor latente de vaporização, de forma a diminuir a quantidade de líquido circulante no sistema;
- Quimicamente estável (a composição não se altera apesar das suas repetidas mudanças de estado no circuito de refrigeração);
- Não ser corrosivo, nem atacar metais ou óleo (o que aumenta a sua utilização em diferentes tipos de materiais);
- Não ser inflamável;
- Não ter odor ou toxicidade (não pode contaminar os produtos armazenados em caso de fuga, nem deve apresentar um risco para a segurança dos trabalhadores);
- Permitir a fácil localização de fugas;
- Ter miscibilidade com óleo lubrificante
- Não atacar, ou ter qualquer outro efeito indesejável sobre os outros materiais da unidade.

## 2.1. Os primeiros fluidos frigoríficos

Antigamente, as civilizações utilizavam gelo ou neve, proveniente das regiões mais frias, para preservarem os seus produtos. Armazenavam gelo durante o Inverno, para aumentar a conservação dos alimentos e posterior utilização no Verão. Como exemplo de uma técnica utilizada podemos observar na figura 2.1 um vaso grego do séc. VI a.C., encontrado em Vulci, em Itália, em que colocavam o vinho na parte interior e o gelo na zona exterior.



**Figura 2.1** – Vaso grego do séc. VI a.C. utilizado para refrigerar o vinho [5].

O ano de 1806 marcou o início da comercialização de gelo, tendo-se expandido em grande escala por todo o mundo. Um dos principais problemas era a sua conservação, pois não existiam isolantes térmicos de qualidade, provocando perdas consideráveis do produto. A sua grande extracção só sofreu um declínio quando se tomou consciência da poluição que estava a causar às fontes de água. A introdução da refrigeração mecânica marcou o fim da comercialização do gelo e o início da sua utilização produzido artificialmente [5].

Em 1862, James Harrison (1816-1893) apresentou o primeiro frigorífico doméstico, construído em madeira, ver figura 2.2, durante uma exposição internacional em Londres. Estes frigoríficos domésticos eram constituídos por uma caixa de madeira isolada termicamente, onde se colocavam blocos de gelo. Estes sistemas apresentavam várias limitações, como a necessidade de reposição de gelo e de drenagem e taxas de arrefecimento variáveis [5].



**Figura 2.2** – Frigorífico doméstico em madeira criado do séc. XIX [5].

Todos os fluidos frigoríficos conhecidos até 1928, eram tóxicos e/ou inflamáveis. A ocorrência de vários acidentes, alguns deles fatais, levaram alguns jornais, como o *The New York Times*, a fazer campanhas para eliminar os frigoríficos domésticos que, até à data, usavam o dióxido de enxofre (SO<sub>2</sub>) [5].

A problemática da alta toxicidade desses produtos levou a que, em meados do século XX, vários cientistas, entre eles, Thomas Midgley, descobrissem outros elementos que não fossem tóxicos ou inflamáveis: os clorofluorcarbonetos (CFCs) [5].

Os CFCs, sintetizados a partir dos hidrocarbonetos de metano e etano, vieram apresentar uma qualidade superior em relação aos restantes fluidos. Estes fluidos halogenados possuem, como vantagens, o facto de não serem inflamáveis, o que os torna seguros a nível de sinistros. São também não tóxicos e possuem vapores não irritantes, para além de não reagirem quimicamente com os metais, ou seja, não danificarem os equipamentos de refrigeração. Quando se encontram em concentrações acima dos 20% originam um odor característico facilmente detectável. No entanto, se o fluido contiver vapor de água pode tornar-se altamente corrosivo. Em relação aos produtos refrigerados, como laticínios, carnes, vegetais, pescado, tecidos celulares, entre outros, os gases halogéneos não provocam alterações no odor, no sabor ou na cor [6].

Os CFCs foram usados durante cerca de 70 anos, nomeadamente o R12 como refrigerante e o R11 como agente expensor de espuma, conquistando o domínio dos segmentos de refrigeração doméstica e comercial. Contudo, em 1974, os estudos apresentados pelo Professor Rowland e pelo Dr. Molina demonstraram que este tipo de gás destruía a camada de ozono, o que veio a ser comprovado em 1985, com a descoberta de um buraco na camada de ozono sobre a Antárctida [5].

## **2.2. Camada do Ozono (1990-2010)**

Cerca de 90% do ozono presente na atmosfera encontra-se na estratosfera, e funciona como um filtro que protege o planeta Terra da incidência de radiações. A maioria dos CFCs utilizados industrialmente acabam por ser lançados para a atmosfera, e como são praticamente inertes, atingem facilmente a estratosfera, alterando o equilíbrio dinâmico da formação e consumo do ozono, provocando a sua destruição.

Os CFCs ao chegarem intactos à estratosfera, são decompostos pelas radiações ultra-violeta libertando os radicais cloro, altamente reactivos, que reagem com a molécula de ozono (O<sub>3</sub>),

decompondo-a em oxigénio (O<sub>2</sub>) e em monóxido de cloro (ClO). A figura 2.3 apresenta as diferentes camadas da atmosfera terrestre.



Figura 2.3 – Ilustração das camadas da atmosfera terrestre [7].

### 2.3. Protocolo de Montreal

Em Setembro de 1987 foi elaborado na cidade de Montreal, no Canadá, o Protocolo de Montreal que incluiu mais de 150 países, com o objectivo de proteger a camada de ozono. Consistiu em definir o prazo de 10 anos para reduzir significativamente, ou eliminar por completo, o consumo de substâncias nocivas à camada de ozono [8]. Verificou-se que os países desenvolvidos conseguiram eliminar, quase por completo, o uso de CFCs até ao ano de 1996, enquanto que, os países em desenvolvimento precisaram de um prazo maior, até 2010. Constam do protocolo todas as substâncias reconhecidas com o Potencial de Destruição da Camada de Ozono – ODP (sigla inglesa), sendo algumas mais agressivas que outras, e, por isso, têm diferentes prazos para reduzir a sua produção e consumo [5].

O Protocolo de Montreal desencadeou vários estudos com o objectivo de substituir os CFCs, levando à utilização dos HCFC – uma espécie de “CFCs melhorados ecologicamente”, em aplicações civis e na refrigeração. De qualquer modo, este gás ainda continha um átomo de cloro que iria reagir com os átomos do ozono da atmosfera. Apesar dos HCFC serem ODP são, no entanto, menos agressivos que os CFCs.

### 2.4. Hidrofluorcarbonetos (HFCs)

Com o desenvolvimento de novos estudos desencadeados pelo Protocolo de Montreal, propôs-se a utilização dos gases fluorados (f-gases), que englobam os Hidrofluorcarbonetos (HFC), os Perfluorcarbonetos (PFC) e o Hexafluoreto de Enxofre (SF<sub>6</sub>). Estes fluidos

solucionaram o problema da camada de ozono, porque são isentos de átomos de cloro e ao atingirem a estratosfera não reagem com os átomos de ozono, sendo por isso o seu ODP aproximadamente zero. Assim, a maioria das aplicações domésticas passou a adoptar o R134a como refrigerante e o R141b como agente expensor de espuma. Nas aplicações comerciais substituíram-se o HCFC R22 pelo R404A (mistura com 44% de HFC R125, 52% de HFC R143a e 4% de HFC R134a) [9].

	GWP	Flam- mability	Toxicity	Price of Refrigerant	Price of System	Theoretica l system efficiency
HFCs	high	No	no	moderate	low	good
Hydrocarbons	low	Yes	no	low	low to medium	good
Carbon Dioxide	low	No	only at high concentr.	low	medium	medium
Ammonia	low	can be ignited	yes	low	medium to high	good

*Natural Refrigerants - GTZ*

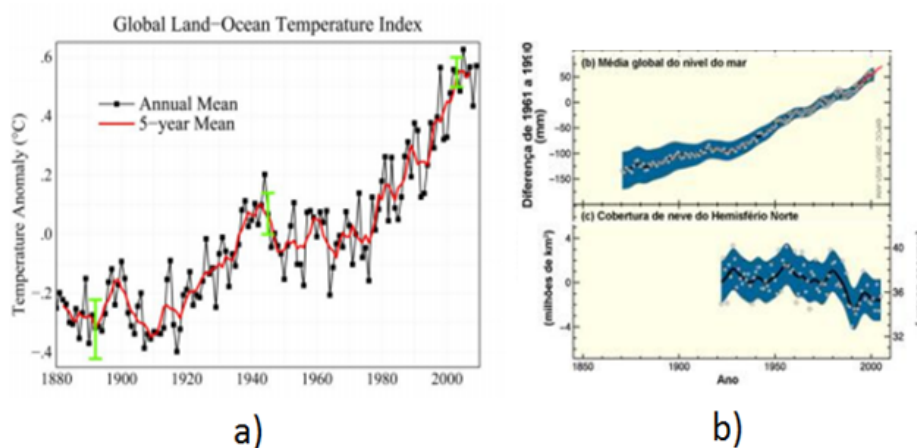
**Figura 2.4** – Características dos HFCs com alguns fluidos naturais [9].

Os HFCs possuem boas propriedades químicas e termodinâmicas e não são tóxicos nem inflamáveis. São compatíveis com os metais e ligas normalmente utilizados em equipamentos de refrigeração, tais como o alumínio, cobre, latão e aço inoxidável [10].

Todavia, os HFCs são pouco compatíveis com os materiais do sistema, especialmente com óleos minerais, o que exige a utilização do óleo poliéster. Estes fluidos têm ainda a desvantagem de reagirem corrosivamente na presença de materiais de zinco, magnésio e chumbo, assim como o facto de serem susceptíveis à presença de contaminantes no sistema [10].

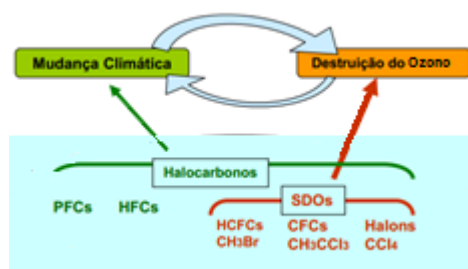
## 2.5. Quarta Geração: Efeito de Estufa (2010 - presente)

O aquecimento global refere-se ao fenómeno que se caracteriza pelo aumento da temperatura média da superfície dos oceanos e do ar perto da superfície da terra. Desde meados do Séc. XIX que é possível registar a temperatura média global.



**Figura 2.5** – a) Índices de temperaturas globais da Terra e nos Oceanos. b) Níveis globais de temperatura do mar e dos glaciares no planeta. Adaptado: [11].

Segundo o IPCC, o equilíbrio energético é alterado pelas alterações das quantidades dos GEE e aerossóis da atmosfera, pelas alterações na radiação solar e das propriedades da superfície terrestre [12].



**Figura 2.6** – Evolução cíclica dos fluidos frigorigêneos com o meio ambiente. Adaptado: [13].

A utilização absoluta dos HFCs foi relativamente curta, porque se verificou que tais substâncias, apesar de terem um efeito mínimo sobre a camada de ozono, possuíam um grande efeito sobre o aquecimento global do planeta. Segundo o IPCC e a ONU, os GEE podem ter duas origens: natural ou antrópicos (produzidos pelo Homem). Estes gases absorvem e reemitem radiação infravermelha para a superfície da Terra e para a atmosfera, provocando o efeito de estufa. Como já foi mencionado, os HFCs resultaram do Protocolo de Montreal, com o objectivo de substituir os gases destruidores da camada de ozono (CFC e HCFC) e não de evitar o efeito de estufa.

Posto isto, a organização da Convenção do Quadro das Nações Unidas criou o Protocolo de Quioto, que visa diminuir as emissões de GEE. Os CFCs e os HCFCs para além de GEE, são também destruidores da camada de ozono. Porém, não foram incluídos no Protocolo de Quioto, porque a redução deles já é abordada no Protocolo de Montreal.

## 2.6. Protocolo de Quioto

O Protocolo de Quioto é a consequência de uma série de eventos iniciados na Conferência de Toronto, em 1988, relativa às alterações climáticas, onde a comunidade científica alertou sobre o problema dos gases que aumentam o efeito de estufa do planeta. Como resultado, foi criado o Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas (IPCC) que estuda as alterações climáticas provocadas pelas actividades humanas. Os resultados do Primeiro Relatório de Avaliação do IPCC (Suécia, 1990) comprovaram a teoria e reforçaram a necessidade de intervenção da comunidade mundial relativamente ao aquecimento global.

A CQNUAC (Conferência do Quadro das Nações Unidas para as Alterações Climáticas, em inglês – UNFCC (United Nations Framework Convention on Climate Change)) é um tratado internacional que engloba 175 países e que resultou da CNUMAD (Conferência das Nações Unidas para o Meio Ambiente e o Desenvolvimento), informalmente conhecida por Cimeira da Terra, realizada no Rio de Janeiro em 1992. Teve como objectivo estabilizar as emissões de GEE para a atmosfera, principalmente dos países mais industrializados, de forma a contrariar o aquecimento global [14].

Numa primeira fase, a organização dividiu os países em dois grupos, sendo que o primeiro grupo (Anexo I) representa os países com maior responsabilidade no aquecimento global. Esta determinação teve como base as emissões de CO<sub>2</sub> referentes ao ano 1990, das quais 63% pertenciam apenas ao primeiro grupo.

Neste tratado, não foram fixados limites obrigatórios das emissões, nem mecanismos que combatassem o aumento do aquecimento global. Consequentemente, após avaliar os resultados obtidos, concluiu-se que estes não eram os pretendidos e, nalguns casos, ocorreram mesmo aumentos de emissões.

Perante esta situação, constatou-se que era necessário promover algumas alterações necessárias à diminuição dos valores emitidos, criando limites máximos obrigatórios, o que veio a acontecer em 1997, com o Protocolo de Quioto, assinado na cidade de Quioto, no Japão, estabelecendo-se compromissos mais rígidos para a redução da emissão dos gases que agravam o efeito de estufa.

Foram identificados os seis principais GEE relacionados com a actividade humana [15]:

- Metano (CH<sub>4</sub>);
- Óxido nitroso (N<sub>2</sub>O);
- Hidrofluorcarboneto (HFC);
- Perfluorcarboneto (PFC);
- Hexafluoreto de Enxofre (SF<sub>6</sub>)

- Dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), bem como, estabelecerem-se metas quantitativas para redução das emissões.

As metas estabelecidas no Protocolo variam de -8% a +10% dos níveis de emissões em 1990. Portugal ficou autorizado a aumentar 27% das suas emissões em relação ao ano base, de forma a proporcionar o crescimento e desenvolvimento industrial do país. No entanto, o conjunto das metas propostas para todos os países da União Europeia garantem que a sua emissão total reduza 8% face ao ano base [16, 17].

A figura A.2: Anexo A apresenta a redução com que cada país deve contribuir, ou seja, os países da União Europeia são vistos como um só no âmbito do Protocolo de Quioto e, por isso, todos eles devem aparecer com uma meta de -8%, apesar de na realidade eles se diferenciarem entre si. O cumprimento com o Protocolo de Quioto é solidário, pelo que o incumprimento da sua meta colectiva levará ao sancionamento da Comunidade Europeia como um todo. Os países não pertencentes ao Anexo I não foram obrigados a reduzir durante o primeiro período de compromisso (2008-2012), no entanto esta isenção está a ser avaliada para o próximo período [16].

O Protocolo de Quioto ao estabelecer metas consegue, no máximo, que ocorra um abrandamento do efeito de estufa, mas não o seu fim. No entanto, como os HFCs fazem parte das substâncias controladas deste Protocolo é previsível que tais refrigerantes desapareçam gradualmente do mercado, originando novas alternativas. Dentro desse contexto abrem-se os novos cenários para os sectores de refrigeração que serão abordados neste trabalho.

### 3. A Questão dos HFCs e o cumprimento do Protocolo

O Protocolo de Quioto define que as emissões individuais dos seis gases, mencionados no capítulo 2.9, sejam convertidas em emissões equivalentes de CO<sub>2</sub>, utilizando os seus potenciais de aquecimento global (GWPs – Global Warming Potential).

#### 3.1. Carbono Equivalente - CO<sub>2E</sub>

O Carbono equivalente é o resultado da multiplicação das toneladas emitidas do GEE pelo seu potencial de aquecimento global. O potencial de aquecimento global do CO<sub>2</sub> foi estipulado como índice 1 [18].

$$CO_{2E} = T_{emitida} \times GWP$$

O potencial de aquecimento global do gás metano é 21 vezes superior ao potencial do CO<sub>2</sub>, pelo que o CO<sub>2</sub> equivalente do metano é igual a 21. Deste modo, uma tonelada de metano reduzida corresponde a 21 créditos de carbono. O potencial dos GEE em relação ao CO<sub>2</sub> pode ser determinado através das seguintes relações:

**Tabela 3.1** – Características dos seis gases mencionados no Protocolo de Quioto. Adaptado: [18, 19].

GEE	Ton	CO <sub>2E</sub>	Potencial de Aquecimento Global - GWP	RCE
CO <sub>2</sub> -Dióxido de Carbono	1	1	1	1
CH <sub>4</sub> - Metano	1	21	21	21
N <sub>2</sub> O – Óxido nitroso	1	310	310	310
<b>Gases Fluorados</b>				
HFCs – Hidrofluorcarbonetos	1	97 ~ 12 000	97 ~ 12 000	97 ~ 12 000
PFCs – Perfluorcarbonetos	1	5700 ~ 11 900	5700 ~ 11 900	5700 ~ 11 900
SF <sub>6</sub> –Hexafluoreto de enxofre	1	22 200	22 200	22 200

Descrever-se-á, de seguida, o método de cálculo GWP de uma preparação, a partir do Regulamento (CE) N° 842/2006 do Parlamento Europeu e do Conselho de 17 de Maio de 2006, relativo a determinados gases fluorados com efeito de estufa.

O GWP total de uma preparação é uma média ponderada, obtida da soma das fracções do peso de cada substância multiplicada pelos respectivos GWP, ou seja [18]:

$$\Sigma(\text{Substância X \%} \times \text{GWP}) + (\text{Substância Y \%} \times \text{GWP}) + \dots + (\text{Substância N \%} \times \text{GWP}),$$

em que % é a contribuição por peso com uma tolerância de +/-1

Por exemplo: aplicando a fórmula a uma mistura teórica de gases que contém 23 % de HFC R32, 25 % de HFC R125 e 52 % de HFC R134a:

$$\Sigma (23\% \times 550) + (25 \% \times 3\,400) + (52 \% \times 1\,300) \rightarrow \text{GWP total} = 1\,652,5$$

Na figura B.1: Anexo B retirada do regulamento CE nº 842/2006, são apresentados os valores do GWP dos gases fluorados.

### 3.2. Colocação no Mercado e Rotulagem

Entende-se por colocação no mercado a primeira vez que um produto ou um equipamento que contenha gases fluorados de efeito de estufa (GFEE) ou cujo funcionamento dependa desses gases, seja fornecido ou disponibilizado a terceiros na Comunidade, mediante pagamento ou gratuitamente. É proibida a entrada no mercado os produtos e equipamentos que contenham GFEE, ou cujo seu funcionamento dependa desses gases, indicados no Anexo II do Regulamento (CE) n.º 842/2006 [18].

Para que os produtos e equipamentos que contenham gases fluorados com efeito de estufa estejam disponíveis no mercado nacional, é necessário que o seu rótulo em português cumpra os requisitos do Regulamento CE N°1494/2007 da Comissão de 17 de Dezembro. Esses requisitos são [20]:

- Conter presente a afirmação: “Contêm gases fluorados com efeito de estufa abrangidos pelo Protocolo de Quioto”;
- Informação sobre as propriedades químicas abreviadas dos gases fluorados;
- Indicar a quantidade de GFEE;
- Quando aplicável deverá estar a informação “Hermeticamente fechado”.

O presente regulamento define o formato dos rótulos a utilizar e as disposições adicionais em matéria de rotulagem, aplicáveis aos tipos de produtos e equipamentos referidos no 7º artigo do anterior Regulamento CE N°842/2006. Os equipamentos que estão referidos são [18]:

- Produtos e equipamentos de refrigeração (com excepção dos veículos a motor) que contenham ou se destinem a conter HFC ou PFC;
- Produtos e equipamentos de ar condicionado (com excepção dos veículos a motor) que contenham ou se destinem a conter HFC;
- Bombas de calor que contenham ou se destinem a conter HFC;
- Comutadores que contenham ou se destinem a conter SF6;
- Recipientes que contenham ou se destinem a conter HFC, PFC ou SF6.

A localização do rótulo deve garantir a visibilidade aquando da instalação ou assistência técnica, e por isso deve ser colocado nas seguintes posições [21]:

- Ao lado dos pontos de assistência técnica para carregamento ou recuperação do gás fluorado com efeito de estufa;
- Junto dos locais de acesso para assistência técnica;
- Na parte do produto ou equipamento que contém gás;
- Ao lado das placas indicadoras existentes ou rótulos de informação sobre o produto.

A figura 3.1 apresenta um tipo de etiquetagem utilizada pela Portugal Telecom:

PT

Contém gases fluorados com efeito de estufa abrangidos pelo Protocolo de Quioto.

Designação do equipamento: \_\_\_\_\_

Refrigerante: \_\_\_\_\_

Quantidade Gás (máquina)	Quantidade Gás (adicional)
_____ Kg	_____ Kg

Quantidade Gás Total

\_\_\_\_\_ Kg

**Figura 3.1** – Etiqueta PT [13].

### 3.3. MDL – Mecanismo de Desenvolvimento Limpo

O Mecanismo de Desenvolvimento Limpo (MDL) foi criado na CQNUAC com o intuito de ajudar os países a cumprirem as metas estabelecidas no Protocolo de Quioto. A proposta do MDL consiste na implantação de um projecto num país em desenvolvimento (Países do Não Anexo I) com o objectivo de reduzir os GEE e contribuir para o desenvolvimento sustentável. Cada redução da emissão de uma tonelada de CO<sub>2</sub> equivalente transforma-se numa unidade de

crédito de carbono, designado por Redução Certificada de Emissão (RCE, ou na sigla inglesa CER) [16].

A implantação de tecnologias mais limpas nos países Não Anexo I contribui para que os países do Anexo I consigam cumprir as reduções de emissões, dentro de uma política de desenvolvimento sustentável. Pretende-se assim que os países desenvolvidos (Países do Anexo I) possam estimular a redução da emissão de GEE em países em desenvolvimento (Países do Não Anexo I) através do mercado de carbono, quando adquirem créditos de carbono provenientes destes últimos. Assim, um país em desenvolvimento, que tem uma maior probabilidade de cumprir as metas, através do mercado de carbono, poderá vender a sua cota a um país que emitiu um valor acima da sua meta, beneficiando ambas as partes.

Como os países industrializados (Partes Anexo I) possuem cotas de redução de emissões do efeito de estufa, estes podem adquirir as RCE de patrocinadores de projectos em países em desenvolvimento para auxiliar no cumprimento das suas metas, em detrimento de investirem em acções no próprio território.

Os projectos do MDL podem basear-se em fontes renováveis e alternativas de energia, eficiência e conservação de energia ou reflorestamento. Estes projectos devem utilizar metodologias aprovadas que necessitam ser validados e verificados por Entidades Operacionais Designadas (EODs) e, posteriormente, serem aprovados e registados pelo Conselho Executivo do MDL e, por fim, pelo governo anfitrião da Autoridade Nacional Designada (AND) e pelo governo ou entidade que comprará as RCE [13].

### **3.3.1. Créditos de Carbono – RCE**

Os Créditos de carbono ou Redução Certificada de Emissões (RCE) podem ser negociadas no mercado mundial, sendo os principais compradores países, empresas ou indivíduos que pretendem reduzir as emissões de GEE de forma mais barata do que investir em acções no próprio território. O órgão responsável pela supervisão do MDL é o Comité Executivo do MDL.

As RCE são certificados emitidos para um agente que reduziu a sua emissão de GEE. Por convenção, uma tonelada de dióxido de carbono, CO<sub>2</sub>, corresponde a um crédito de carbono, ou seja [13]:

$$1 T_{CO_2} = 1 RCE$$

É possível negociar este crédito no mercado internacional. A redução de qualquer gás que provoque o efeito de estufa pode, também, ser convertida em créditos de carbono, utilizando-se o conceito de Carbono Equivalente.

De certo modo, comprar créditos de carbono no mercado corresponde aproximadamente a comprar uma permissão para emitir GEE, cujo preço, negociado no mercado, deve ser necessariamente inferior ao da multa que o emissor deverá pagar ao poder público, por emitir GEE. Assim, um emissor que compra créditos de carbono no mercado obtém, na prática, um desconto sobre a multa devida [13].

Acordos internacionais, como o Protocolo de Quioto, determinam a cota máxima de GEE que os países desenvolvidos podem emitir. Por sua vez, os países criam leis que restringem as emissões de GEE. Assim, aqueles países ou indústrias que não conseguem atingir as metas de reduções de emissões, tornam-se compradores de créditos de carbono. Por outro lado, as indústrias que conseguiram diminuir as suas emissões abaixo das cotas determinadas, podem vender, a preços de mercado, o excedente de "redução de emissão" ou "permissão de emissão" no mercado nacional ou internacional.

### **3.4. Mecanismos de Mitigação**

Actualmente, tendo em conta as acções dos intervenientes responsáveis pelo efeito de estufa, pode afirmar-se que, num futuro próximo, será impossível travar o aquecimento do planeta ou reverter a situação. Desta forma, para que haja um controlo do aumento da temperatura na superfície terrestre, serão tomadas medidas de diminuição do grau de grandeza das emissões de GEE. Estas medidas definem-se como sendo o processo de Mitigação da Mudança do Clima [12].

A mitigação da mudança do clima só é possível se for enquadrada em modelos analisados e aceites no Painel (IPCC). O IPCC elabora um conjunto de cenários no RECE (Relatório Especial sobre Cenário de Emissões do IPCC – 2000), que envolvem iniciativas adicionais em relação ao clima, para avaliar a mudança do mesmo. O IPCC não realiza pesquisas científicas, mas avalia as investigações existentes, o que significa que nenhum cenário adopta explicitamente o impacto da implementação da CQNUAC ou metas de redução de emissões do Protocolo de Quioto. Os governos envolvidos recebem rascunhos dos estudos com meses de antecedência, para que façam comentários e sugiram mudanças. Estes cenários têm sido objectos de estudo intercooperativos de modelos, cujo sucesso passa pela compreensão da necessidade de implementação de modelos de desenvolvimento humano sustentáveis pelos decisores políticos do planeta que contribuem para a diminuição de emissões de CO<sub>2</sub> [17].

Assim, existem várias políticas e instrumentos nacionais para que os governos criem incentivos para as medidas de mitigação. Essas políticas para serem credíveis devem apresentar eficácia ambiental, orçamental e institucional e estarem enquadradas com grupos de países e

organismos acreditados para o efeito. O futuro e o sucesso do cumprimento de todas as políticas passa pelo desenvolvimento sustentável, sendo a forma mais correcta de mitigação da mudança do clima. Para tal, é necessário a adaptação a recursos que não estavam planeados inicialmente e o entendimento e concordância entre todas as nações do planeta de contribuição e responsabilização pelas alterações climáticas.

Para satisfazer o cumprimento do Protocolo de Quioto, instituiu-se em Julho de 2000 o PEAC (Programa Europeu para as Alterações Climáticas) para identificar as medidas adicionais, com uma boa relação-custo eficácia e para que pudessem ser adoptadas. Foram criados diversos grupos de trabalho sectoriais, incluindo um sobre gases fluorados. Em 1995, este último grupo, estimou que a contribuição destes gases para o total de emissões de GEE na União Europeia tenha sido de 65 milhões de toneladas equivalentes de CO<sub>2</sub> (cerca de 2% do total de emissões GEE) [13].

Para a redução de emissões se tornar sustentável do ponto vista económico, criou-se o mercado de carbono que fornece meios para que os produtores e consumidores invistam de forma significativa em produtos, tecnologias e processos que desencadeiam baixas emissões de GEE.

Posto isto, estabeleceu-se um consenso a favor de um quadro legislativo a nível comunitário, para melhorar o confinamento e controlo dos gases fluorados, introduzindo restrições de comercialização e utilização em relação a certas aplicações.

## 4. Redução de Emissões GEE assumidas em Portugal

### 4.1. Cumprimento do Protocolo de Quioto

O cumprimento dos objectivos nacionais em matéria de alterações climáticas baseia-se nos seguintes instrumentos fundamentais [22]:

- Plano Nacional de Atribuição de Licenças de Emissão (PNALE) que define, as condições a que ficam sujeitas, as instalações abrangidas pelo comércio europeu de licenças de emissão de GEE (CELE);
- Programa Nacional para Alterações Climáticas (PNAC) que avalia o estado do cumprimento do Protocolo de Quioto e define políticas e medidas internas que visam atenuar as emissões de GEE;
- Fundo Português de Carbono que é um instrumento financeiro que apoia projectos que ajudam o cumprimento das metas do Protocolo de Quioto em Portugal.

#### 4.1.1. Período 2008-2012

A União Europeia comprometeu-se, como um todo, a reduzir em 8% as suas emissões face ao ano base (1990). Esta quantidade foi repartida por todos os Estados membros, com compromisso comunitário de partilha de responsabilidades. Portugal assinou o Protocolo a 31 de Maio de 1998, e ratificou-o a 31 de Março de 2002, assumindo o compromisso de limitar o aumento das suas emissões de GEE em não mais que 27% no período de 2008-2012 [16].

Para este período de referência, as indústrias, automóveis, aterros sanitários, campos agrícolas e outras actividades no país não podiam lançar mais do que 382 milhões de toneladas de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) para o ar, na soma dos cinco anos entre 2008 e 2012. Os valores ficaram, porém, em 381 milhões de toneladas [23]. Subtraindo daí o CO<sub>2</sub> que foi absorvido pelas florestas e o efeito das transformações do uso do solo, as contas são ainda mais favoráveis: 283 milhões de toneladas. De acordo com os últimos dados, o aumento ficou-se pelos 19%, sem contar o efeito das florestas [24].

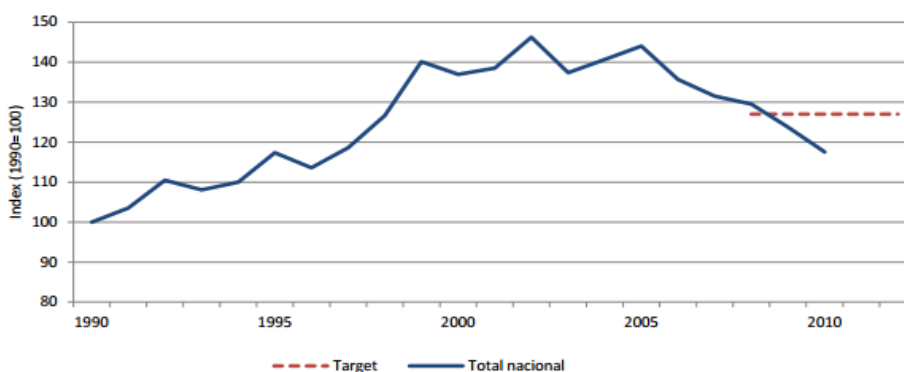


Figura 4.1 – Redução de emissões de GEE em Portugal durante 1990 e 2012 [17].

#### **4.1.2. Período 2013-2020**

A UE já assumiu o objectivo de diminuir em 80% as suas emissões de carbono até 2050, e está agora a discutir uma redução de 40% já para 2030. Em Portugal, 73% das emissões de GEE diz respeito ao sector da energia. Assim, até 2020, o país tem de garantir que 31% de toda a energia utilizada seja de fonte renovável. A meta para o novo período do Protocolo de Quioto em Portugal é a redução das suas emissões em, pelo menos, 20% [25].

Os países que se comprometeram a reduzir as emissões durante o segundo período de Quioto, como os da UE, representam somente um pouco mais de 15% do total das emissões poluentes mundiais. Os Estados Unidos nunca chegaram a ratificar a primeira parte do protocolo e, como o esperado, também não farão parte deste segundo período. A UE pretende reduzir em 20% as suas emissões face ao ano de 1990 [26].

O presidente da Associação Portuguesa de Energias Renováveis (APREN), António Sá da Costa, afirma que a utilização de electricidade verde por si só, não basta para atingir esses objectivos. De toda a energia consumida no país, 38% estão nos transportes e 34% nas necessidades de aquecimento e arrefecimento de casas, estabelecimentos comerciais e indústria [25].

Apesar da “saída limpa” dos compromissos de Quioto no primeiro período de cumprimento do Protocolo, há sinais de que as emissões possam voltar a subir. A quantidade de CO<sub>2</sub> resultante apenas da queima de combustíveis fósseis – petróleo, carvão e gás natural – aumentou 3,6% em 2013, segundo dados do Eurostat [25].

#### **4.2. Comércio de Licenças de Emissão (Diploma CELE) – APA**

Com o intuito de reduzir as emissões de GEE e como forma de garantir o seu cumprimento eficaz, a UE aprovou a Directiva 2003/87/CE, de 13 Outubro, que cria o mecanismo de Comércio Europeu de Licenças de Emissão (CELE) que, entretanto, foi transposta para a ordem jurídica interna pelo Decreto-Lei nº 233/2004, de 14 de Dezembro e com a última redacção a 6 Julho pelo Decreto-Lei nº154/2009, geralmente designado por Diploma CELE [27].

O CELE constitui o primeiro instrumento de mercado intracomunitário de regulação de GEE. Nos termos deste Decreto-Lei foi atribuído à APA (Agência Portuguesa do Ambiente) o papel de Autoridade Competente a nível nacional e com responsabilidade de coordenação geral do processo CELE.

Este documento abrange um conjunto de instalações às quais são limitadas as emissões de GEE, através de um montante fixo de licenças de emissão. A base de atribuição das referidas

licenças é definida pelo PNALE que determina o montante total de licenças a atribuir e o método que servirá de base para o cálculo de licenças referente a cada instalação.

#### **4.3. PNALE – Plano Nacional de Atribuição de Licenças de Emissão**

A definição da quantidade total de licenças de emissão a atribuir em cada período de aplicação do Regime CELE é fixada no respectivo Plano Nacional de Atribuição de Licenças de Emissão (PNALE). O PNALE I aplica-se a um conjunto de instalações com elevada emissão de GEE, incluídas no Comércio de Licenças de Emissão (CELE) de 2005 a 2007.

Por sua vez, o PNALE II abrange apenas as emissões de CO<sub>2e</sub> das instalações pertencentes ao CELE para o período de 2008-2012, que coincide com o tempo de cumprimento do Protocolo de Quioto.

Foi estabelecido, para efeitos do PNALE II, atribuir gratuitamente às instalações a totalidade das licenças de emissão que lhes sejam consignadas. O montante global de uma parte (30,5 Mt CO<sub>2e</sub>) corresponde às instalações existentes, ficando o restante (4,3 Mt CO<sub>2e</sub>) destinado à constituição de reserva para novas instalações [28].

O PNALE traduz um esforço de redução para as instalações abrangidas pelo CELE, porque o valor atribuído anualmente para as instalações existentes em ambos os períodos é inferior às emissões verificadas nestas instalações em 2006 (33,1 MtCO<sub>2e</sub>) e, caso o montante destinado à reserva para novas instalações não seja utilizado, será automaticamente cancelado. Assim, as licenças de emissão são atribuídas de forma gratuita com base nos dados históricos de emissão de cada instalação [29].

No período 2013-2020 (PNALE III), estas regras mudam consideravelmente, verificando-se um alargamento do âmbito com a introdução de novos sectores (inclusão de novas actividades e novos gases com efeito de estufa (GEE), que constam do anexo I da Directiva 2009/29/CE), a determinação a nível comunitário da quantidade total de licenças, e o recurso a leilão para atribuir licenças de emissão, mantendo-se a atribuição gratuita, progressivamente em volumes menores [27].

#### **4.4. PNAC – Programa Nacional para as Alterações Climáticas**

O PNAC (Programa Nacional para as Alterações Climáticas) tem a função de avaliar o estado de cumprimento do Protocolo de Quioto em Portugal e define um conjunto de políticas e medidas internas que visam a redução de emissões de GEE por parte de diversos sectores de actividade [22].

É necessário considerar o cenário de referência baseado no histórico, com a evolução previsível das emissões de GEE, na situação de não concretização de novos projectos. A determinação desse cenário deverá ser coerente com o Inventário Nacional de Emissões e a metodologia usada deverá ser justificada. Na implementação de projectos que visam reduzir as emissões é importante averiguar três situações [13]:

- Cada projecto deve demonstrar o seu impacto na redução de emissões de GEE. Ou seja, o projecto tem de conduzir a uma redução diferente da prevista para o cenário de referência, a qual não teria lugar sem ele.
- O projecto decorre do simples cumprimento de obrigações legais ou regulamentares;
- Tem de ser demonstrado que o apoio financeiro contribui significativamente para o êxito do projecto.

Os projectos podem abranger as áreas dos transportes, eficiência energética, gestão de resíduos e efluentes, processos industriais, uso do solo, alteração do uso do solo e florestas, ou outros desde que identificados no inventário Nacional de emissões como fontes de GEE e que cumpram os critérios de elegibilidade previstos. Alguns desses projectos podem ser [13]:

- Substituição de combustíveis, designadamente de carvão ou fuel para gás natural;
- Redução de emissões de HFCs em sistemas de refrigeração e aquecimento;
- Recuperação e tratamento de biogás, sem aproveitamento eléctrico, do tratamento de efluentes ou de resíduos;
- Florestação e reflorestação;
- Redução de emissões de N<sub>2</sub>O em instalações industriais.

No sistema cumprirQuioto.pt apresentam-se todas as medidas do PNAC e o seu potencial de redução de emissões de GEE.

#### **4.5. Fundo Português do Carbono**

O Fundo Português de Carbono (FPC) foi criado pelo Decreto-Lei nº 71/2006 de 24 de Março e sustenta o desenvolvimento de actividades para a obtenção de créditos de emissão de GEE, através do investimento em mecanismos de flexibilidade do Protocolo de Quioto (Comércio de Licenças de Emissão e projectos de Mecanismos de Desenvolvimento Limpo).

A APA gere o FPC como um instrumento financeiro do estado Português que visa garantir o cumprimento dos objectivos nacionais na matéria de alterações climáticas. Em Portugal, o investimento em créditos de carbono do Protocolo de Quioto, é feito pelo FPC, que apoia projectos que visam reduzir emissões ou remoções por sumidouros. A Comissão Europeia

reiterou que a aquisição pelo estado Português de créditos através do FPC constitui uma medida fundamental para o cumprimento de Quioto.

Assim, as principais atribuições dos FPC são [30]:

- a) Obtenção de créditos de emissão de GEE, a preços competitivos, através do investimento directo em mecanismos de flexibilidade do Protocolo de Quioto como projectos de cooperação internacional na área de alterações climáticas;
- b) Apoio a projectos, em Portugal, que conduzam a uma redução de emissões de gases com efeito de estufa, nomeadamente nas áreas da eficiência energética, energias renováveis, sumidouros de carbono, captação e sequestração geológica de CO<sub>2</sub>, e adopção de novas tecnologias, quando o retorno em termos de emissões evitadas assim o recomende;

#### 4.6. Sistema de Informação CumprirQuioto.pt

O sistema CumprirQuioto.pt informa sobre o ponto de cumprimento nacional do Protocolo de Quioto, e apoia políticas públicas de mitigação de GEE no país. Actualmente, os indicadores nacionais retirados deste sistema de informação revelam que [23]:

- **Indicador de Cumprimento de Quioto** – Estimou-se que no período de cumprimento de Quioto: 2008-2012, Portugal esteja 7% abaixo da quantidade que lhe foi atribuída, o que equivale a emitir menos 26,58 Mt CO<sub>2</sub>e do que o tecto de emissões GEE estabelecido.
- **Taxa de execução do conjunto de Políticas de Medidas enquadradas pelo PNAC** – Representa um impacte de menos 7,14 Mt CO<sub>2</sub>e na eficácia ambiental esperando com a execução integral de todas as Políticas e Medidas, o que equivale a um aumento das emissões de GEE.
- **Taxa de execução do FPC** – No período de cumprimento do Protocolo de Quioto é de 100%, o que representa um desvio de 0,00 Mt CO<sub>2</sub>e face à meta estabelecida.

#### 4.7. Relatório de Inventário de Gases Fluorados em Portugal

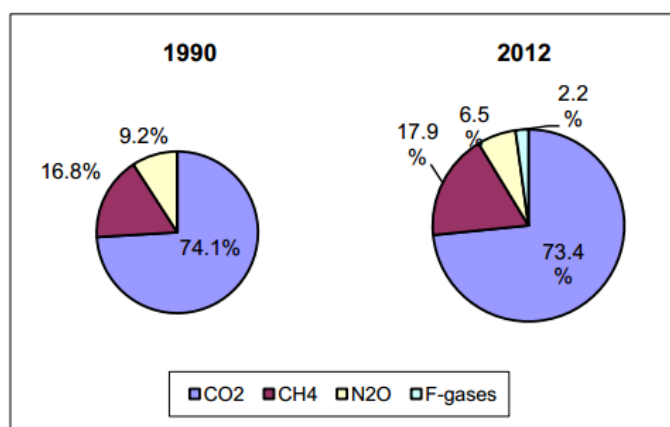
A APA a cada dois anos emite o Inventário Nacional de Emissões Atmosféricas com os valores emitidos de GEE, entre os quais os gases fluorados, até ao momento, e projecta as estimativas dos valores que deverão ser atingidos nos próximos dez anos. O cálculo dos consumos segue a abordagem metodológica definida pelo IPCC [31]. As emissões dos gases fluorados foram convertidas em toneladas equivalentes de CO<sub>2</sub> (tCO<sub>2,e</sub>), recorrendo a factores de Potencial de Aquecimento Global (GWP).

As emissões em Portugal têm origem em [32]:

- **Emissões de HFCs** - provenientes de fugas na produção, operação e abate de equipamentos de refrigeração e ar condicionado, espumas e em equipamentos de protecção contra incêndios.
- **Emissões de SF<sub>6</sub>** – resultantes de perdas nos sistemas de transporte de energia eléctrica, disjuntores e subestações blindadas.

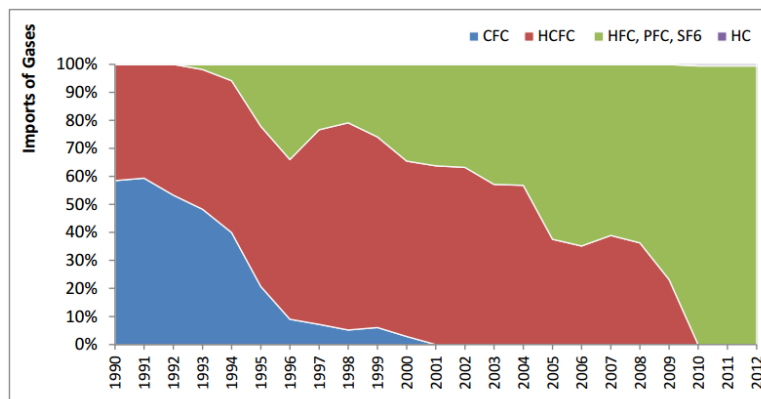
Os relatórios da APA não caracterizam os subsectores aerossóis e solventes, no que diz respeito às emissões de HFCs. No caso dos aerossóis é indicado que não foi exequível reunir informação. Contudo, uma empresa de acondicionamento aerossol referiu a utilização de butano e propano para propulsão. Relativamente aos solventes, segundo a informação dos responsáveis pelo Grupo Metais do Instituto do Ambiente (IA), os solventes HFC não são muito comuns no tratamento de superfície, sendo mais utilizados os solventes com halons ou detergentes [32].

Como ilustrado na figura 4.2, os gases fluorados surgiram nos anos 90 em Portugal e, passado cerca de vinte anos, os seus consumos representam 2,2% das emissões totais dos GEE no país.



**Figura 4.2** – Percentagem das emissões dos gases referidos no Protocolo de Quioto nos anos de 1990 e 2012 [33].

Na figura 4.3 é possível observar a queda de utilização dos CFCs para os HCFCs e para os gases fluorados. Estes valores referem-se a cerca de 60% do total do mercado nacional (conforme determinado pelos fornecedores nacionais) tendo sido assumidos como valores representativos da situação. Verifica-se que os CFCs deixaram de ser fornecidos em 2001, tendo sido substituídos por gases que não destruíssem a camada de ozono (ODP = 0), como é o caso dos HFCs. No entanto, entre a transição dos CFCs para os HFCs, existiu uma fase de estudo na qual se utilizaram os HCFCs como alternativa a curto prazo, sendo uma espécie de “CFCs melhorados”.



**Figura 4.3** - Distribuição de diferentes tipos de gases importados em Portugal [33].

Espera-se que as estimativas das emissões fiquem mais precisas com o passar do tempo, pela inclusão de fontes não quantificadas e pela actualização de metodologias e parâmetros para as fontes já quantificadas. No relatório de inventário nacional é mencionado que nos próximos estudos serão considerados alguns dados que até aqui não foram tidos em atenção, nomeadamente [33]:

- O uso de SF<sub>6</sub> em Portugal corresponde sobretudo a estudos científicos no desenvolvimento de metodologias para o cálculo de emissões, e as quantidades utilizadas nesta actividade permanecem desconhecidas;
- Os estudos de recarga de equipamentos de refrigeração deverão ter uma abordagem mais detalhada no inventário;
- As emissões em certos sectores relativas ao confinamento de gases fluorados são pouco precisos. As suas estimativas foram feitas a partir de suposições e serão necessários esforços para reduzir a incerteza existente na actividade e nos parâmetros de cálculos.

As figuras 4.4 e 4.5 ilustram que o uso de HFCs em Portugal se iniciou em 1993 com o R134a e com o R404A. É notório que esses dois tipos de gases fluorados sejam os mais utilizados em Portugal nos últimos 20 anos.

O desenvolvimento de novos estudos que visam um melhor desempenho de fluidos frigorigéneos para os equipamentos de refrigeração e de ar condicionado fez com que, na última década, diversos novos fluidos fossem utilizados.

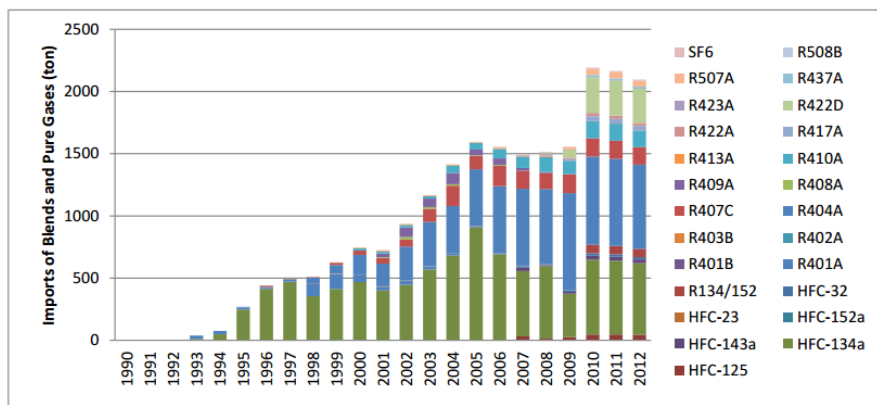


Figura 4.4 – Importações dos diferentes gases fluorados puros e blends em toneladas em Portugal [33].

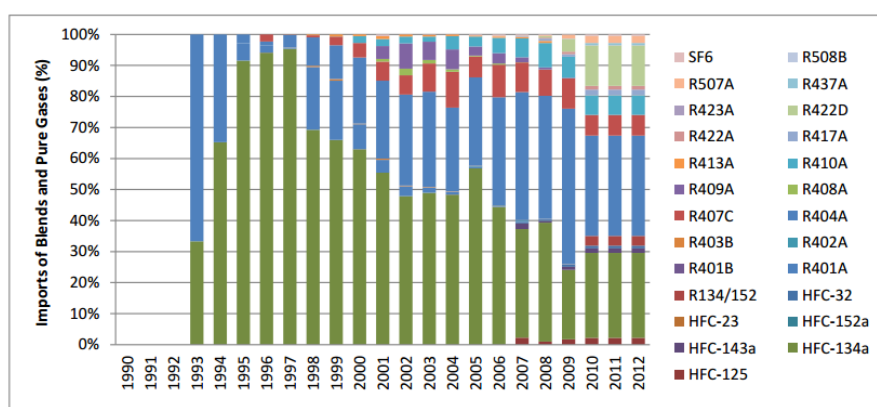


Figura 4.5 - Percentagem das importações dos diferentes gases fluorados puros e blends em Portugal [33].

A figura 4.6 demonstra que o consumo de HFC em equipamentos cresceu nos primeiros 10 anos. Contudo, a partir de 2009, o seu uso diminuiu significativamente. Esta ocorrência decorre no período de cumprimento do Protocolo de Quioto, no qual os gases fluorados estão incluídos.

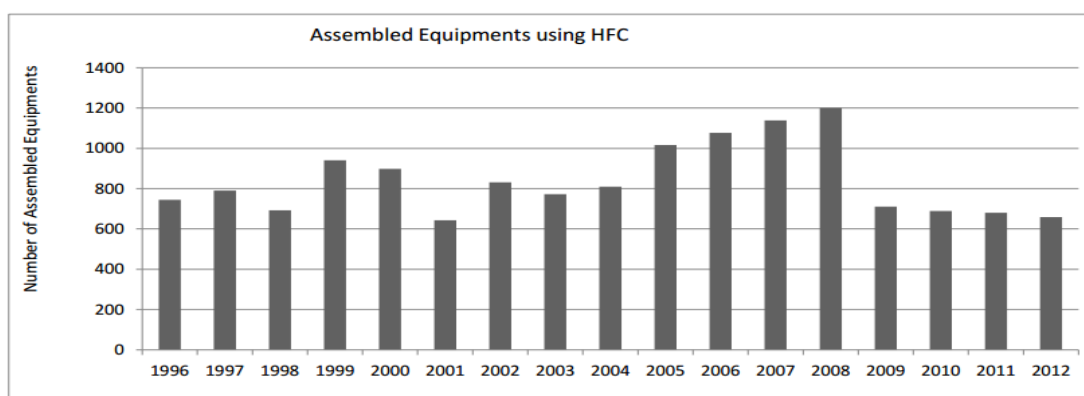


Figura 4.6 - Número de equipamentos instalados que usam gases fluorados no período de 1996 a 2012 [33].

As figuras 4.7 e 4.8 apresentam o nº de equipamentos domésticos e industriais de ar condicionado que utilizam gases fluorados, desde os anos 90 até 2012. Como se observa, temos vindo a assistir tanto um crescimento deste sector como o uso de f-gases nos períodos assinalados.

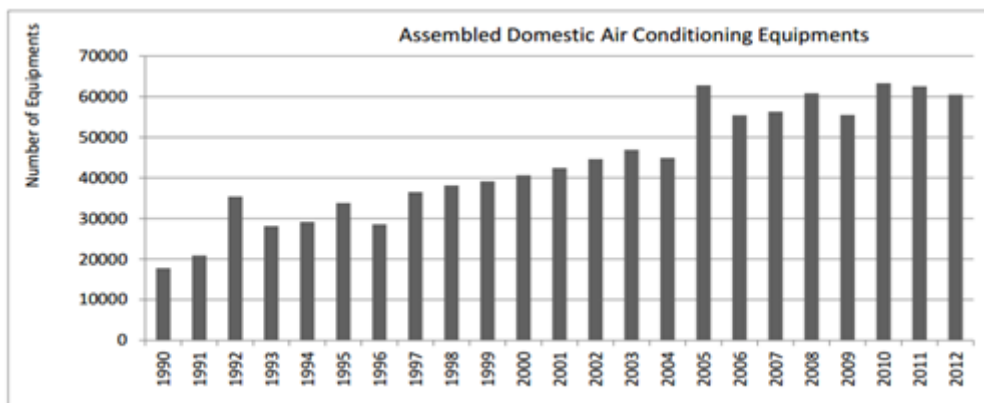


Figura 4.7 - Número de equipamentos de ar condicionado domésticos no período de 1990 a 2012 [33].

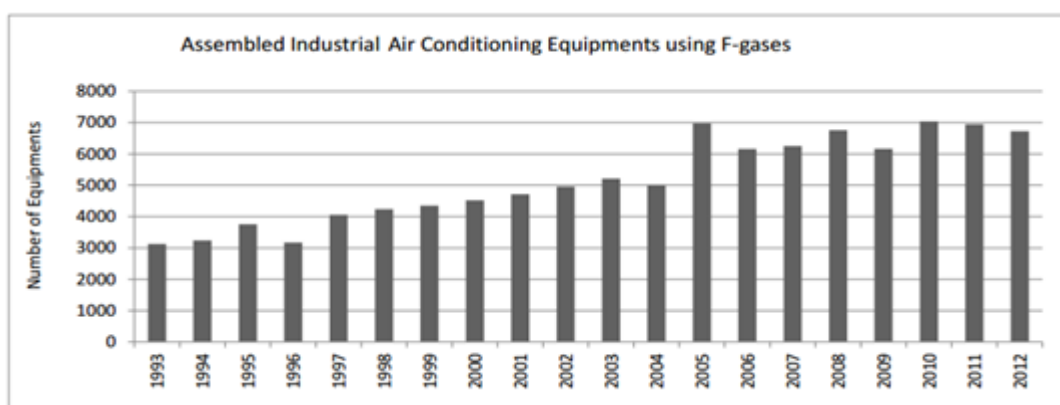
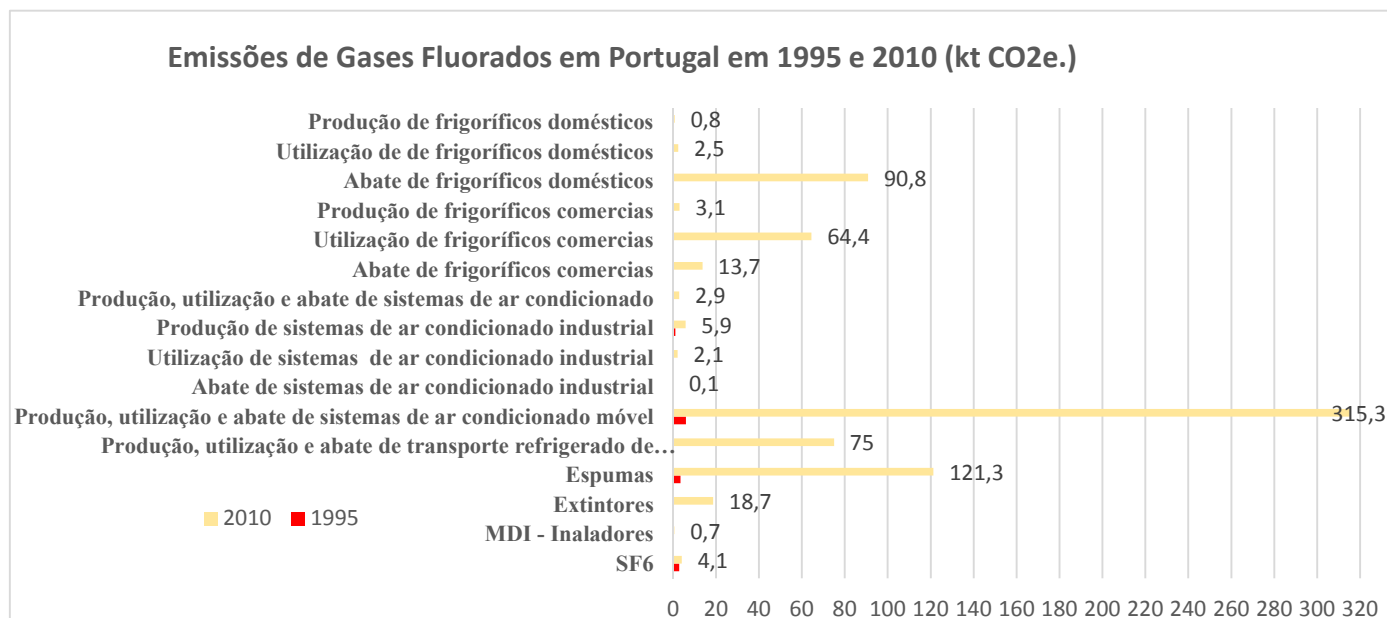


Figura 4.8 - Número de equipamentos de ar condicionado industriais instalados que usam gases fluorados no período de 1993 a 2012 respectivamente [33].

Ao compararmos as emissões representadas na figura 4.9, entre 1995 e 2010, constata-se que em Portugal os sectores de abate de frigoríficos domésticos, a utilização de frigoríficos comerciais, a produção, utilização e abate de sistemas de ar condicionado móvel e de transporte de refrigerante, as espumas e os extintores foram os que maior emissão tiveram no ano 2010. No entanto, qualquer emissão deste tipo de gás era praticamente inexistente no ano de 1995.

A produção, utilização e abate de sistemas de ar condicionado móvel é a que apresenta a maior emissão de gases fluorados. Isto ocorre devido à eliminação progressiva de veículos equipados com um sistema de ar condicionado concebido para gases fluorados, proposto na Directiva 2006/40/CE (Directiva MAC). Através desta Directiva, a CE eliminou até 2011 a entrada de novos veículos com gases fluorados com GWP superiores a 150, como o R134a, e a partir de 2017 não será permitida a venda e a circulação desses veículos [34]. Por isso, apesar da grande emissão de gases fluorados no sector automóvel, a percentagem relativa à produção de sistemas de ar condicionado móvel não deverá ser muito significativa face ao abate e utilização.



**Figura 4.9** – Emissões de Gases Fluorados em Portugal em 1995 e 2010 em kt CO<sub>2</sub>e.

Baseado em dados da Avaliação de estado de cumprimento do Protocolo de Quioto [32].

#### 4.7.1. Medidas do Cumprimento de Quioto para os gases fluorados

A Comunidade Europeia comprometeu-se a reduzir as emissões de GEE (categoria na qual se inserem os gases fluorados) pelo Protocolo de Quioto. Neste seguimento, o Parlamento Europeu e do Conselho publicou, a 17 de Maio, o Regulamento (CE) n.º 842/2006, relativo a determinados GFEE, bem como os respectivos regulamentos de desenvolvimento, que estabelecem regras relativas ao [18]:

- Confinamento, utilização, recuperação e destruição dos GFEE;
- Rotulagem de produtos e de equipamentos que contenham GFEE;
- Transmissão de informações sobre GFEE;
- Controlo das utilizações de GFEE;
- Proibição de colocação no mercado de produtos e de equipamentos que contenham certos GFEE;
- Formação e certificação do pessoal e das empresas que participem nas actividades que envolvam intervenções com GFEE.

O Decreto-Lei n.º 56/2011 estabelece o regime aplicável a determinados GFEE assegurando a execução, a nível nacional, do Regulamento (CE) n.º 842/2006 do Parlamento Europeu e do Conselho. Neste decreto são definidos os equipamentos abrangidos contendo gases fluorados, nomeadamente [35]:

- Circuitos de arrefecimento de equipamentos de refrigeração, de sistemas de ar condicionado e de bombas de calor.

- Extintores e sistemas fixos de protecção contra incêndios.
- Equipamentos de ar condicionado instalados em veículos a motor.
- Equipamentos de ar condicionado e refrigeração instalados em material circulante ferroviário.
- Equipamentos de ar condicionado e refrigeração instalados em embarcações que não pertencem à Armada Portuguesa.
- Equipamentos de ar condicionado e refrigeração instalados em aeronaves.
- Equipamentos de ar condicionado e refrigeração instalados em veículos rodoviários.
- Outros equipamentos de ar condicionado e refrigeração não incluídos nas categorias anteriores.
- Equipamentos que contenham solventes à base de gases fluorados com efeito de estufa.

#### **4.8. Comunicação dos Dados**

A comunicação deve ser feita pelos operadores (de equipamentos fixos de refrigeração e de equipamentos que contêm solventes à base de gases fluorados) até 31 de Março de cada ano à Comissão Europeia e à APA. Nesse comunicado devem ser descritas todas as quantidades de gases produzidos, importados, exportados, reciclados, recuperados e destruídos no ano anterior. No caso dos equipamentos com solventes de gases fluorados é necessária a comunicação das quantidades de gases instalados e recolhidos para reutilização, para recuperação e para destruição [18].

**Tabela 4.1** – Tipos de informações que os produtores, importadores e exportadores devem enviar para a Comissão Europeia e à APA [18].

Produtores	Quantidade de cada gás fluorado com efeito de estufa que tenha colocado no mercado na Comunidade Europeia;
	Produção total de cada gás fluorado com efeito de estufa na Comunidade Europeia, identificando as principais categorias de aplicações (equipamentos fixos de ar condicionado ou refrigeração, sistemas de protecção contra incêndios, equipamentos móveis de ar condicionado ou refrigeração, equipamento eléctrico, fabrico de semicondutores, espumas, aerossóis, solventes) em que se prevê que a substância seja utilizada;
	Quantidade de cada gás fluorado com efeito de estufa que tenha reciclado, regenerado ou destruído.
	Stock de cada gás fluorado no início e no final de cada ano.
Importadores	Quantidade de cada gás fluorado com efeito de estufa que tenha importado ou colocado no mercado na Comunidade Europeia, indicando separadamente as principais categorias de aplicações (equipamentos fixos de ar condicionado ou refrigeração, sistemas de protecção contra incêndios, equipamentos móveis de ar condicionado ou refrigeração, equipamento eléctrico, fabrico de semicondutores, espumas, aerossóis, solventes) em que se prevê que a substância seja utilizada.
	As quantidades de cada gás fluorado com efeito de estufa que tenha importado para reciclagem, regeneração ou destruição.
	Stock de cada gás fluorado no início e no final de cada ano.
Exportadores	Quantidade de cada gás fluorado com efeito de estufa que tenha exportado da Comunidade Europeia;
	As quantidades de cada gás fluorado com efeito de estufa que tenha exportado para reciclagem, regeneração ou destruição

#### 4.9. Processo de Certificação de Empresa e Pessoal

Para a instalação e manutenção de equipamentos, detecção de fugas e recuperação dos gases fluorados é necessário que os intervenientes tenham conhecimentos teóricos e práticos, tais como [21]:

- Conceitos de termodinâmica elementar e as suas aplicações em sistemas de AVAC e de refrigeração;
- Conhecimento do impacte ambiental dos fluidos frigoríficos e dos regulamentos ambientais aplicáveis;
- Realizar verificações antes da entrada em funcionamento, após um longo período de inactividade, após uma manutenção ou reparação, ou durante o funcionamento;
- Fazer detecção de fugas;
- Manusear de forma ecológica o sistema e o fluido durante a instalação, a manutenção, a assistência técnica ou a recuperação;

- Instalar, colocar em funcionamento e de como efectuar a manutenção de compressores, condensadores arrefecidos a ar e água, evaporadores e outros componentes;
- Construção de um sistema de condutas numa instalação de refrigeração.

Deste modo, é necessário que só as empresas e técnicos certificados possam intervir nas actividades relacionadas com os GFEE para fins de instalação e manutenção de equipamentos, detecção de fugas e recuperação dos gases.

Os organismos de certificação são reconhecidos pela APA e em alguns casos são acreditados pelo IPAC. No entanto, os técnicos, que pretendem obter o certificado, necessitam de ter a escolaridade obrigatória e passar num exame do organismo de certificação. Por sua vez, as empresas terão de provar têm as ferramentas e os equipamentos necessários a esta actividade. O certificado emitido tem a validade de sete anos e pode ser renovável para um período igual.

#### **4.10. Recuperação de gases fluorados com efeito de estufa em recipientes, equipamentos e sistemas em fim de vida**

O DL nº 56/2011 estabelece o procedimento a aplicar em equipamentos fixos de refrigeração, ar condicionado ou bomba de calor e comutadores de alta tensão que contenham GFEE (incluindo os seus recipientes e solventes à base deste tipo de gás) que tenham atingido o fim de vida.

Perante isto, a primeira coisa que um operador deve fazer é apelar à intervenção de um técnico certificado que assegurará a recuperação e a eventual reciclagem no local dos gases e, se necessário, o encaminhamento deles para a reciclagem, regeneração ou destruição.

Contudo, no caso dos equipamentos fixos de refrigeração, ar condicionado ou bomba de calor que integrem algum GFEE abrangido pelo DL nº230/2004, de 10 de Dezembro, deverão ser os operadores da rede de sistemas de gestão de resíduos de equipamentos eléctricos e electrónicos (REEE) a proceder à recuperação, reciclagem, regeneração, valorização ou destruição dos gases. O período de armazenamento temporário de um GFEE, enquanto resíduo, não pode exceder 90 dias.

Em suma, o operador de gestão de resíduos face a um equipamento ou sistema em fim de vida deverá [35]:

- a) Recorrer a um técnico qualificado que se encarregará de tratar da recuperação do gás fluorado antes de qualquer operação de desmantelamento ou destruição definitiva do equipamento em fim de vida;
- b) Assegurar a correcta gestão do equipamento em fim de vida e do gás fluorado recuperado.

## **4.11. Políticas de Segurança propostas pela União Europeia**

### **Regulamento CE 842/2006 do Parlamento Europeu**

Vários países estão a desenvolver políticas de contenção de forma a prevenir e a reduzir as emissões dos GFEE, considerados pelo Protocolo de Quioto. Um exemplo é o regulamento CE-842/2006 do Parlamento Europeu, que se aplica a vários HFCs, entre eles o R134a e o R404A. De acordo com esse regulamento, os técnicos competentes e certificados das unidades de refrigeração e ar condicionado com mais de 3 kg de carga de refrigerante (6 kg para unidades herméticas), devem [18]:

- Prevenir fugas e repará-la o quanto antes;
- Organizar a recuperação adequada do refrigerante por pessoal certificado durante as operações de manutenção e disposição;
- Realizar avaliações regulares para verificação de vazamento (por exemplo: avaliar uma vez a cada três meses para aplicações com 300 kg ou mais de gases de fluorados);
- Manter registos de refrigerantes e de manutenção;
- Etiquetar os equipamentos contendo gases fluorados;

De acordo com essa legislação, os operadores devem assegurar que a recuperação dos gases nos equipamentos não estacionários (por exemplo, unidades móveis em camiões) e em quaisquer outros produtos que contenham gases fluorados, seja feita por pessoal adequadamente qualificado.

### **Directiva 2006/40/EC ou Directiva MAC**

As outras medidas, no âmbito da União Europeia, relativas ao uso de HFCs são cobertas pela Directriz 2006/40/EC, relacionada com emissões de sistemas de ar condicionado automotivo, que proibiram que a partir de 2011, o uso de refrigerantes com GWP maior que 150 (tal como R134a) sejam usados nos novos modelos de carros [34].

## 5. Os gases fluorados mais usados em Portugal: R134a e R404A

Em Portugal, os gases mais usados em equipamentos de refrigeração e climatização são o R404A e o R134a, como se verificou nas figuras 4.4 e 4.5 do capítulo 4.7. Deste modo, ir-se-á a seguir referir algumas características desses dois gases fluorados para que depois possamos encontrar soluções alternativas ao seu uso, de forma a evitar os seus efeitos prejudiciais no planeta.

### • Descrição do R134a

O R134a é apropriado para ciclos com temperaturas de evaporação médias/altas de  $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$  a  $+12\text{ }^{\circ}\text{C}$  [9]. Este fluido apresenta características como [36]:

- Não ser tóxico a baixas concentrações;
- Não ser inflamável;
- Não ser corrosivo;
- Absorver humidade rapidamente;
- Não atacar os metais;
- Conseguir desempenhar as mesmas funções que o R12, apesar de possuir uma composição diferente e uma temperatura de descarga significativamente mais baixa.

Na tabela 5.1, encontram-se algumas propriedades termodinâmicas do R134a.

Tabela 5.1 – Características Termodinâmicas do fluido R134a [36].

Características Termodinâmicas do fluido R134a		
Ponto de ebulição a 1030 mbar	Temperatura	247,05 K ( $-26,1^{\circ}\text{C}$ )
	Calor latente de ebulição	215,9 kJ/kg
Ponto Crítico	Temperatura	374,15 K ( $101^{\circ}\text{C}$ )
	Pressão	40,7 bar
	Densidade (massa volúmica)	0,512 kg/dm <sup>3</sup>
Fase Líquido a $25\text{ }^{\circ}\text{C}$	Densidade (massa volúmica)	1,206 kg/dm <sup>3</sup>
Vapor Saturado	Densidade(massa volúmica)	5,28 kg/m <sup>3</sup>
Calor específico a $25\text{ }^{\circ}\text{C}$	Estado Líquido	1,46 kJ/(Kg.K)
	Estado Gasoso a 1030 mbar	0,858 kJ/(kg.K)

Os óleos sintéticos são os mais adequados em sistema a R134a, no entanto este fluido absorve mais água que o R12, o que torna necessário a utilização de filtro exsicador (secadores).

Para detectar fugas numa instalação a R134a é frequente utilizar-se aparelhos electrónicos ou lâmpadas ultravioletas. A *American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineering* (ASHRAE) estabelece a nomenclatura dos gases refrigerantes e, para o caso do R134a, a letra “a” significa que a sua composição molecular é assimétrica, ou seja, as ligações químicas dos carbonos não são iguais.

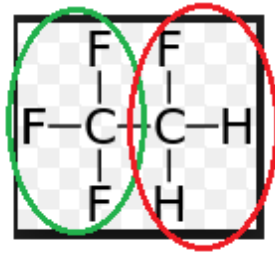


Figura 5.1 – Molécula assimétrica do tetrafluoroetano ou R134a.

- **Descrição do R404A**

Por sua vez, o R404A trata-se de uma mistura de três tipos de HFCs, nomeadamente: 55% de R143a, 44% de R125 e 4% de R134a. As misturas de fluidos frigoríficos são designadas por *blends* e, de forma a simplificar a nomenclatura, a norma ASHRAE estabelece que todos os *blends* tenham a sua denominação começada por “R4”, como é o caso do R404A. A letra “A” em maiúsculo dá a informação da proporção que cada constituinte tem, pois caso ocorra uma eventual alteração das proporções dos seus constituintes o fluido terá uma correcção com a letra seguinte, como se de um fluido novo se tratasse (ex: R410A e R410B) [37].

Este fluido é uma mistura não azeotrópica, o que implica que as pressões parciais de cada constituinte são diferentes e, por isso, o primeiro tipo de HFC que irá sair do sistema numa eventual fuga é o que possuir maior pressão. É importante o conhecimento das proporções da mistura, uma vez que a detecção da sua alteração indica que o sistema sofreu uma fuga e, consequentemente alterações das propriedades térmicas do R404A. Se essa fuga for de grande dimensão será necessário substituir o fluido na totalidade, porque a reposição de um dos componentes da mistura não restituirá as concentrações originais do fluido.

O R404A no estado gasoso é mais denso que o ar, pelo que pode se acumular em espaços confinados, especialmente quando estes são localizados ao nível ou abaixo do solo. Em termos ambientais, como já foi anteriormente referido, apresenta um ODP igual a zero o que significa que não contribui para o aumento do buraco de ozono, mas o seu GWP ronda os 3900 que, apesar de aceitável quando comparado com um CFC, é um valor elevado e, por isso, contribui para o efeito de estufa [38].

O *blend* R404A não é inflamável e apresenta uma baixa toxicidade. Como não é inflamável, não funcionará como combustível, todavia a sua exposição a uma chama pode criar fumos tóxicos e corrosivos. Embora não seja considerado um gás tóxico, a exposição prolongada pode provocar tonturas, confusão, dores de cabeça, descoordenação e perda de consciência e no caso de uma fuga, quer a baixas ou a altas temperaturas do sistema, pode provocar lesões graves a nível da pele e dos olhos [39].

O óleo lubrificante mais indicado pelos fabricantes a aplicar num sistema com R404A é o poliéster, devido à boa miscibilidade entre estes. Contudo, é possível aplicar outras bases de óleo lubrificante nesses sistemas, desde que não sejam óleos minerais com os quais o R404A não é miscível [37].

### 5.1. Soluções Alternativas ao uso dos Gases Fluorados: Fluidos Naturais (Ecológicos)

O sucesso do Protocolo de Montreal deveu-se aos HFCs que apresentam uma boa eficiência como fluido frigorígeno sem destruir o ozono. No entanto, o HFC é um gás com um elevado GWP contribuindo para o efeito de estufa e, anos mais tarde, foi um dos gases mencionados no Protocolo de Quioto. Este acordo internacional tem a função de abrandar o crescimento do aquecimento global, mas não de travá-lo. Tal situação incentivou o estudo dos “antigos” refrigerantes naturais que têm características apreciáveis no factor ambiental [40]. Nos últimos anos, têm sido desenvolvidas novas tecnologias e aplicações nos vários sectores da refrigeração para tornar viável o uso desses gases. A figura 5.2 ilustra a relação do uso dos fluidos frigorígenos com o ambiente ao longo dos anos, e sugere que o Homem regressará aos fluidos naturais, por serem “verdes” e ecológicos.

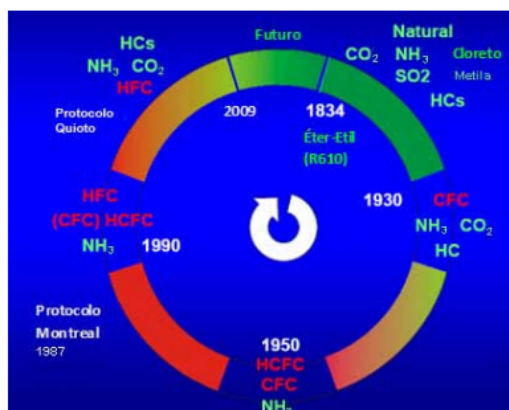
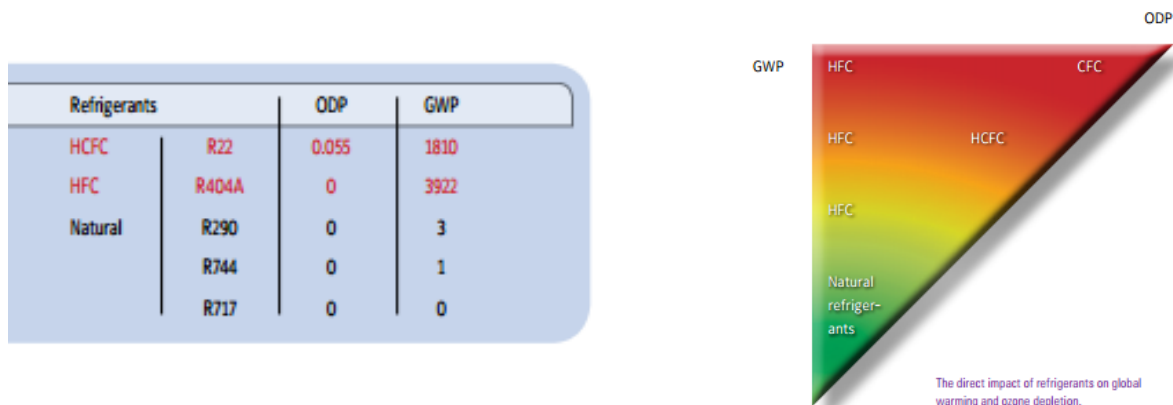


Figura 5.2 – Breve historial dos fluidos refrigerantes ao longo dos anos [40].

Os fluidos naturais existem na própria natureza sem interferência humana e têm esse nome por não apresentarem efeitos negativos no meio ambiente. Este grupo de substâncias engloba os hidrocarbonetos (HCs), o amoníaco (NH<sub>3</sub>), o dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), a água (H<sub>2</sub>O) e o ar.

No caso dos hidrocarbonetos, como o isobutano e o propano, só é possível a sua aplicação em sistemas com cargas reduzidas, pois existe o perigo de explosão devido às suas características altamente inflamáveis [41]. Por sua vez, o amoníaco, como será analisado mais à frente, levanta graves problemas por ter um elevado índice de toxicidade, o que requer medidas de segurança de forma a não contaminar os produtos refrigerados ou pôr em risco a saúde das pessoas.

Os fluidos naturais não afectam a camada de ozono (ODP=0) e possuem um GWP pouco significativo quando comparados aos refrigerantes sintéticos, sendo uma alternativa promissora no sector de refrigeração, principalmente o CO<sub>2</sub> e o NH<sub>3</sub> quando aplicados em sistemas em cascata. No entanto, o amoníaco é o fluido natural mais frequentemente utilizado em instalações industriais. Para que um dado sistema frigorífico seja viável e uma alternativa às instalações a HFC, deverá apresentar vantagens do ponto de vista ambiental, energético e/ou económico. A figura 5.3 apresenta as diferenças, em termos ambientais, entre os fluidos sintéticos e os naturais.



**Figura 5.3** – Comparação do desempenho ambiental dos gases sintéticos com os naturais [42].

A ASHRAE classifica os fluidos frigorigéneos naturais pela soma da massa molecular do composto com o número 700, antecedendo a letra R que significa *refrigerant*.

**Tabela 5.2** – Massas moleculares dos átomos que constituem o NH<sub>3</sub> e o CO<sub>2</sub>.

Átomo	Nitrogénio (N)	Hidrogénio (H)	Carbono (C)	Oxigénio (O)
Massa molecular (g/mol)	14	1	12	16

De modo que:

$$NH_3: 700 + (14 + 3 \times 1) = 717 \rightarrow R717$$

$$CO_2: 700 + (12 + 2 \times 16) = 744 \rightarrow R744$$

## 5.2. Amoníaco ou R717 (NH<sub>3</sub>)

O amoníaco é um fluido incolor que se encontra no estado gasoso à pressão e temperatura ambiente e ocorre com frequência na atmosfera, pelo que pode ser decomposto facilmente, através de fenómenos naturais, em moléculas de hidrogénio e nitrogénio inofensivas à natureza.

Este facto constata-se se analisarmos o seu ODP que é zero e o seu GWP inferior a 1 sendo, portanto um refrigerante inofensivo do ponto de vista ambiental e, por isso, denominado de fluido natural [38].

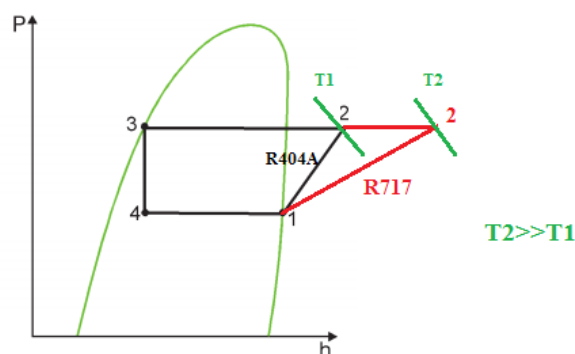
O R717 é provavelmente o único fluido natural cuja aceitação como refrigerante está exclusivamente direccionada ao segmento da refrigeração industrial, devido às suas excelentes propriedades e facilidade em alcançar altos índices de eficiência e preços reduzidos. No entanto, trata-se de um fluido altamente tóxico e volátil que pode apresentar perigos às pessoas e ao entreposto. De qualquer forma, acredita-se que há um potencial de expansão do seu uso e todos os estudos que apontam nesse sentido, indicam que o emprego do amoníaco em aplicações próximas da actividade humana exige a existência de outro fluido secundário [39].

Os sistemas que usam o amoníaco possuem condensadores arrefecidos a água com torre de arrefecimento ou condensadores com ventilação forçada e chuveiro de água (condensadores evaporativos), enquanto os sistemas de condensação arrefecidos a ar característicos dos HFC atingem temperaturas elevadas de condensação.

Em sistemas com evaporadores de expansão directa de amoníaco, ocorrem problemas ao nível da distribuição do fluido e controlo do mesmo a partir de temperaturas de evaporação abaixo de -18°C [38]. Deste modo, é frequente o uso de sistemas de amoníaco com evaporadores inundados.

O fluido frigorigéneo R717 é compatível com aço, ferro e alumínio, contudo reage corrosivamente com o cobre, zinco e suas ligas, borracha e plástico. Deste modo, é habitual encontrar sistemas frigoríficos em que a tubagem, depósitos, separador e as serpentinas dos evaporadores e condensadores sejam construídas em aço.

O compressor usado nestes sistemas é do tipo aberto, de modo a evitar qualquer contacto com os enrolamentos de cobre do motor eléctrico. A nível termodinâmico, a evolução isentrópica no compressor a amoníaco atinge temperaturas de descarga muito elevadas, devendo a temperatura de condensação ser baixa ( $i = \frac{cp}{cv} = 1,31$ ).



**Figura 5.4** – Comparação da evolução isentrópica num processo de compressão entre o R717 e o R404A.

### 5.2.1. Vantagens do amoníaco (R717)

Para além de não prejudicar o meio ambiente, o R717 apresenta um baixo custo de aquisição, face aos sistemas a HFC, e, como é usado em sistemas inundados, o R717 circula no estado líquido (maior densidade), possibilitando a utilização de depósitos de pressão, permutadores de calor e tubagens de menores dimensões. Deste modo, os sistemas inundados característicos com bombeamento possuem tubagem com menor custo face aos sistemas de expansão directa [37].

Embora as fugas de amoníaco não sejam um perigo para o meio ambiente, constituem um perigo para os trabalhadores do entreposto que sejam expostos a este gás. Todavia, em termos de prevenção e manutenção do sistema frigorífico, o seu odor característico facilita a detecção de fugas [41].

O facto de se utilizarem tubagens, depósitos, separadores e serpentinas de aço em detrimento do cobre acrescenta fiabilidade ao sistema de amoníaco como fluido frigorígeno, pois o aço é mais resistente aos impactos. As uniões das tubagens são soldadas e não roscadas proporcionando uma estanqueidade superior à brasagem e às uniões por rosca das tubagens de cobre.

A normalização das tubagens e depósitos, bem como a construção de compressores, bombas, evaporadores e condensadores são mais rigorosas, que na maioria de outros sistemas, devido ao perigo de fugas. As instalações a R717 obrigam, também, ao cumprimento de normas de seguranças por parte dos projectistas e operários, que têm o conhecimento do perigo acrescido de uma fuga de amoníaco.

### 5.2.2. Desvantagens do amoníaco (R717)

O R717 é altamente tóxico e provoca irritações a nível dos olhos e da mucosa. De acordo com Stoecker (1996), as concentrações de 1700 ppm constituem um perigo mortal a partir de 30 minutos de exposição, sendo altamente perigoso em concentrações a partir das 3500 ppm. É

importante saber que a sua presença no ar e o seu contacto com o produto congelado provoca a contaminação e a perda do mesmo. Para evitar esta contaminação a estação de válvulas de cada evaporador deverá ser posicionado fora da câmara frigorífica [37].

Durante o ciclo frigorífico o amoníaco passará pela fase líquida e como se trata de um fluido higroscópico - tendência a absorver a humidade - apresenta um risco para o meio ambiente caso aconteça uma fuga e posterior contacto com um rio ou lençol freático, contaminando-o e causando um desastre ambiental [41].

Quanto ao perigo de incêndio, o amoníaco pode inflamar. No entanto isto só acontece caso atinja o seu ponto de ebulição ( $-33^{\circ}\text{C}$  a 1 bar) e esteja exposto a uma faísca muito forte. Perante concentrações com ar de 16 a 27% torna-se uma mistura moderadamente explosiva, porque, também, necessitaria de ser exposto a uma fonte de calor de tal ordem que atingisse a sua temperatura de ebulição. O amoníaco decompõe-se nos seus constituintes a uma temperatura de  $458^{\circ}\text{C}$ , em que um dos quais, o hidrogénio é altamente inflamável. Posto isto, é importante compreender que apesar do amoníaco incendiar com alguma dificuldade o próprio óleo lubrificante é inflamável e a mistura de ambos poderá proporcionar a ocorrência de sinistro [41].

Como o amoníaco não é totalmente miscível com o óleo lubrificante, torna-se recomendável instalar separadores de óleo e posicionar drenos nos pontos mais baixos da instalação, em locais onde este se depositará. Esta acção exigirá pessoal treinado e uma maior manutenção.

O óleo mais utilizado em aplicações de amoníaco é o óleo mineral de base nafténica, porém em determinadas utilizações poderá ser necessário a aplicação de outro tipo de óleo. De um modo sucinto, a solubilidade do  $\text{NH}_3$  é tão baixa no óleo que o ponto de ebulição do amoníaco e a viscosidade do óleo não são afectadas. Contudo, acima dos  $150^{\circ}\text{C}$  a estabilidade do R717 com o óleo fica comprometida [43], o que influencia a escolha do tipo de sistema, pois é necessário garantir que a temperatura de descarga do fluido não ultrapasse este valor. Caso não seja atingido este limite de temperatura, o óleo dos sistemas a amoníaco não deverá ser filtrado e reutilizado, porque ao longo do funcionamento do sistema o óleo irá perder os seus aditivos e não proporcionará o mesmo desempenho que um óleo novo [41].

Apesar das características vantajosas da resistência de certos materiais, existem também pontos menos positivos. O primeiro é o facto de, como se referiu, o amoníaco possuir uma pequena gama de materiais compatíveis e o outro diz respeito ao aspecto económico da instalação, uma vez que as tubagens em aço exigem uma técnica de soldagem mais refinada e, que devido aos perigos de fuga, há a necessidade de componentes mais rigorosos. A alta

temperatura à saída do compressor obriga que parte da área de permuta do condensador seja usada para eliminar o sobreaquecimento resultante da compressão [43].

O amoníaco não é compatível com materiais de cobre, tornando-se necessário usar enrolamentos de alumínio no compressor semi hérmético. Até ao momento, os enrolamentos do rotor construídos em alumínio são menos eficientes que os enrolamentos em cobre [37].

### **5.3. Dióxido-Carbono ou R744 (CO<sub>2</sub>)**

O CO<sub>2</sub> é, também, considerado uma substância natural ou fluido natural, não tóxico e não inflamável. A sua concentração na atmosfera é de 0,04%, contudo uma maior concentração pode provocar danos na saúde [44]:

- 2% - Aumenta a velocidade de respiração em 50%;
- 3% - Não é recomendado uma exposição a esta percentagem acima de 10 minutos, pois a velocidade de respiração aumenta em 100%;
- 5% - Aumenta a velocidade de respiração em 300%, provoca ainda dores de cabeça e suor;
- 8-10% - Provoca dores de cabeça após 10 a 15 minutos de exposição. Provoca também tonturas, sensação de buzina nos ouvidos, aumento da pressão arterial e náusea;
- 18-20 % - Pode provocar o enfarte.

O fluido R744 (CO<sub>2</sub>) oferece várias propriedades desejáveis como gás refrigerante. No entanto, o R744 tem uma baixa temperatura de ponto crítico, o que provoca perdas de eficiência quando é aplicado nas temperaturas típicas de ar interior e exterior, sobretudo em situações de altas temperaturas.

As propriedades principais deste fluido são [40]:

- Pressão crítica é de 73,8 bar (7,38 MP) e temperatura crítica de 31,1°C;
- Ponto Triplo: -56°C e 5,2 bar (520 kPa)
- Pressão reduzida a 0°C equivale a 0,47. Esse valor é considerado muito alto para um fluido usual. A pressão reduzida define-se como sendo a razão entre pressão de saturação a 0°C e a pressão crítica.
- Produção frigorífica volumétrica a 0°C é muito alta (22545 kJ/m<sup>3</sup>). Essa capacidade define-se como a quantidade de calor retirado do produto a ser refrigerado por unidade de volume.
- A viscosidade tem uma alteração considerável na região supercrítica em relação à apresentada abaixo do ponto crítico.

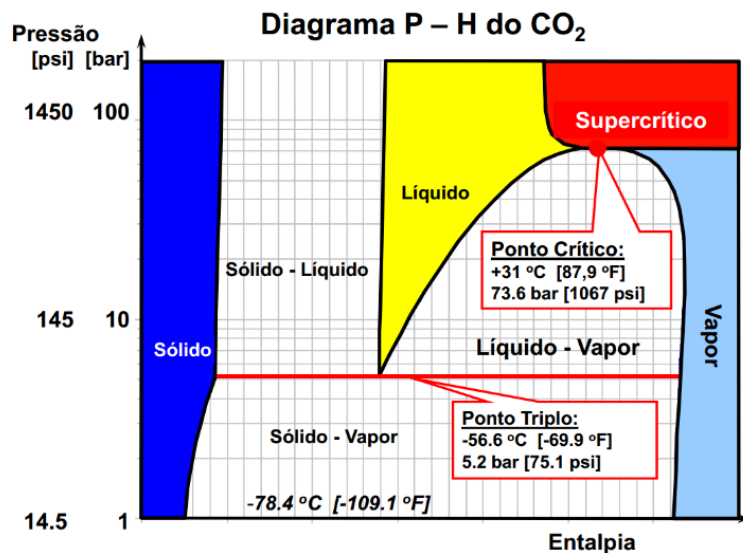


Figura 5.5 – Diagrama de Pressão – Entalpia do R744 com as suas principais características [48].

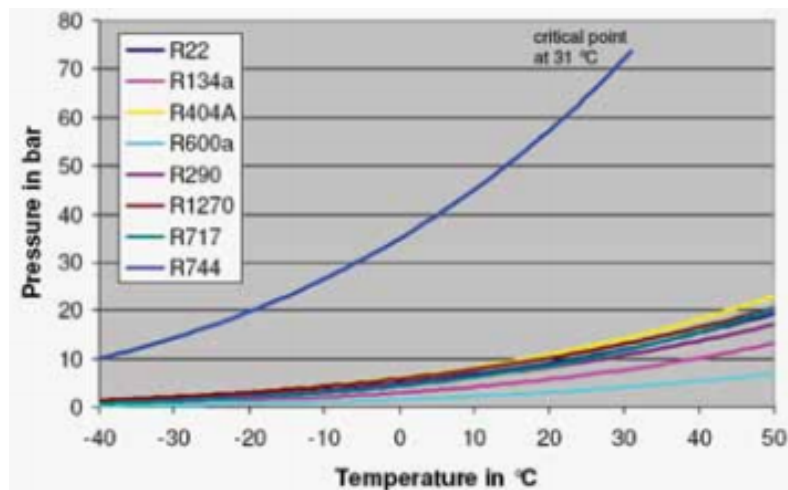


Figura 5.6 – Relação pressão-temperatura para vários fluidos [45].

A figura 5.6 apresenta a variação da pressão de vários fluidos em função da temperatura. Verifica-se que a pressão do R744 é muito maior (cerca de 5 a 10 vezes) que os outros fluidos frigorigéneos utilizados em sistemas de refrigeração. No entanto, a utilização do R744 tem um baixo risco de acidente, devido à reduzida carga e volume do fluido no sistema [46].

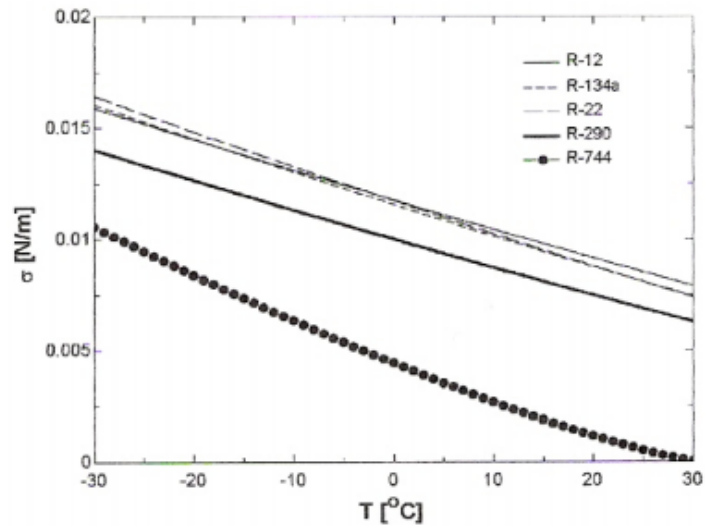


Figura 5.7 – Tensão superficial de diversos fluidos [46].

A tensão superficial,  $\sigma$ , do fluido influencia a formação de bolhas e, por isso, a diminuição da tensão provoca uma redução do crescimento das mesmas [47]. Tal como ilustra a figura 5.7, a tensão do R744 é a menor de todos os outros refrigerantes.

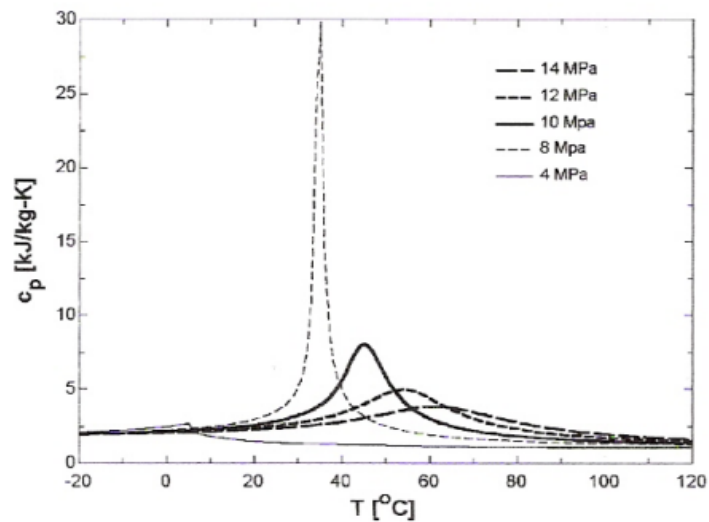


Figura 5.8 – Variação das características do R744 num processo isobárico [46].

Uma das principais características do R744 é o seu baixo ponto crítico que limita muito a sua aplicação em equipamentos de refrigeração e ar condicionado. A figura 5.8 mostra que perto do ponto crítico, ocorre uma variação rápida das suas propriedades com a temperatura num processo isobárico.

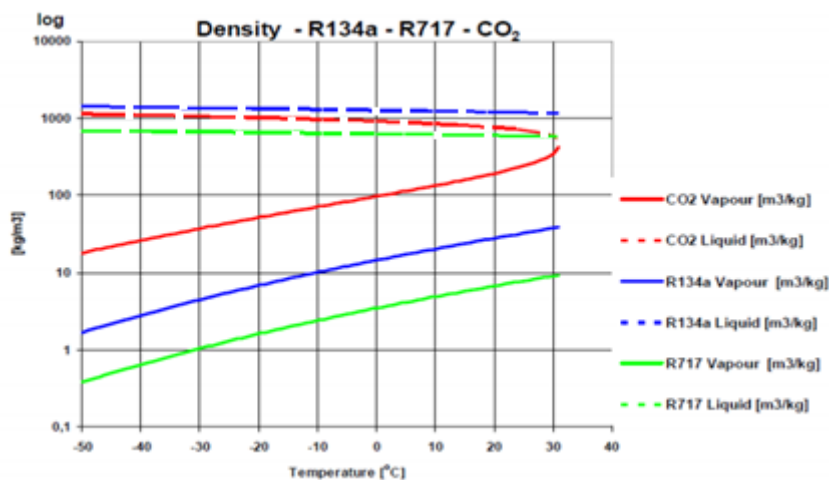


Figura 5.9 – Densidade de vários fluidos frigoríficos [47].

Tal como o calor específico, também, a densidade varia rapidamente com a temperatura perto do ponto crítico. No entanto, a variação de densidade do CO<sub>2</sub> é menor que a de todos os outros refrigerantes. Assim sendo, há uma maior homogeneidade nas duas fases (alta e baixa pressão) comparada com outros fluidos frigoríficos. A elevada densidade do R744 confere-lhe uma melhor capacidade de refrigeração a temperaturas abaixo do ponto crítico.

A produção volumétrica é tanto maior quanto maior for a densidade. Ao termos uma maior densidade também teremos, conseqüentemente, um menor volume específico. Assim, se um fluido apresentar maior densidade à temperatura de evaporação significará um maior efeito refrigerante por unidade de volume. Por sua vez, no processo de compressão, o fluido ao possuir uma maior densidade acabará por resultar em um menor volume deslocado do compressor e, conseqüentemente, menores dimensões e potência para o mesmo.

Em suma, pelo que foi mencionado, pode-se afirmar que é vantajoso que um fluido tenha uma densidade superior, pois significa que há uma maior permuta de calor no evaporador, compressores de dimensões menores e, por isso, tubagens de aspiração e descarga de menor diâmetro. Ao ter componentes com tamanhos reduzidos significará ter equipamentos mais baratos.

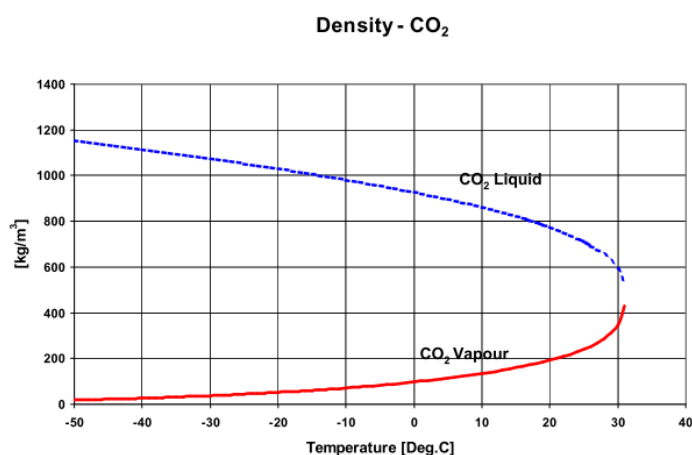


Figura 5.10 – Densidade do R744 na fase Líquido e Vapor [47].

As fases de líquido e vapor no R744 apresentam densidades naturalmente bem diferentes. Contudo, essa diferença não é significativa em relação a outros fluidos. A diferença da densidade de ambas as fases é cada vez menor quanto mais perto estiver da temperatura crítica de +31 °C.

### 5.3.1. Comparação do R744 (CO<sub>2</sub>) com outros fluidos usados no mercado

**Tabela 5.3** - Comparação do R744 com outros fluidos frequentemente usados em instalações frigoríficas.

Adaptado: [47].

Fluido Frigorigéneo		R134a	R404a	R717 (NH <sub>3</sub> )	R744 (CO <sub>2</sub> )
Substância Natural (Ecológica)		Não	Não	Sim	Sim
Potencial de Destruição do Ozono (ODP)		0	0	0	0
Potencial de Aquecimento Global (GWP)		1300	3922	0	1
Ponto crítico	bar	40,7	37,3	113	73,6
	°C	101,2	72	132,4	31,1
Ponto triplo	bar	0,004	0,0028	0,06	5,18
	°C	-103	-100	-77,7	-56,6
Inflamável ou Explosivo		Não	Não	(Sim)	Não
Tóxico		Não	Não	Sim	Não

O quadro da figura 5.11 apresenta algumas características, já anteriormente referidas. Tal como se mencionou, o valor da temperatura crítica ocorre a um valor muito menor para o caso do CO<sub>2</sub> (R744) e o seu ponto triplo é muito superior ao dos outros fluidos apresentados.

A figura 5.12 apresenta uma comparação em termos de velocidade, área e diâmetro da tubagem entre os fluidos R134a, R717 (NH<sub>3</sub>) e o R744 (CO<sub>2</sub>). Para a mesma capacidade verifica-se que o CO<sub>2</sub> tem uma maior perda de pressão, por estar associado a um menor diâmetro da tubagem e porque o fluido circulante se encontra a altas pressões e é mais denso. A linha de aspiração húmida corresponde à tubagem do evaporador até ao separador de líquido e no sistema R744 o gás apresenta uma menor velocidade para a mesma capacidade frigorífica, o que significa que, para a mesma quantidade de fluido, o CO<sub>2</sub> é capaz de absorver mais calor e por isso possui uma produção frigorífica volumétrica superior. Deste modo, como o R744 necessita de um diâmetro de tubagem e velocidade menor pode-se afirmar que a sua escolha traz benefícios económicos.

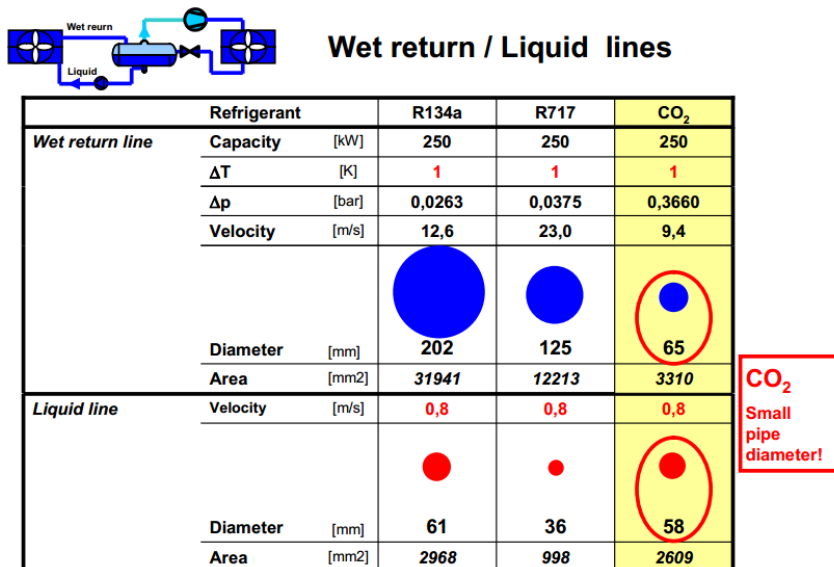


Figura 5.11 – Comparação do diâmetro de tubagens de alguns fluidos usados frequentemente com o CO<sub>2</sub>/R744 [47].

As linhas de aspiração húmida ou de retorno nos sistemas a R134a e R717 possuem um diâmetro bastante superior e, por isso, essas tubagens acarretam maiores custos de aquisição e montagem face ao sistema a CO<sub>2</sub> [37]. Por sua vez, as tubagens da linha de líquido apresentam diâmetros semelhantes nos três casos.

Assim, a razão entre as secções das linhas de líquido a baixa pressão e de aspiração húmida é próxima da unidade no sistema a CO<sub>2</sub> do que para os outros casos, ou seja, o preço entre as tubagens de retorno e de líquido são semelhantes e, nos outros sistemas, o preço da tubagem de retorno é bastante superior à da tubagem de líquido, ver figura 5.13.

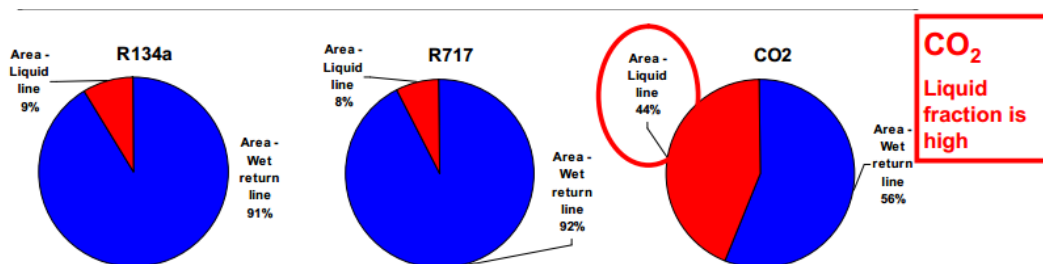


Figura 5.12 - Comparação da razão entre as áreas das linhas de líquido a BP e de aspiração húmida de alguns fluidos usados frequentemente com o CO<sub>2</sub>/R744 [47].

A figura 5.14 apresenta a mesma comparação efectuada anteriormente, mas para a linha de aspiração seca e linha de líquido a alta pressão. Neste caso, também a linha de aspiração seca apresenta um diâmetro muito menor no caso do CO<sub>2</sub>. Novamente, a linha de líquido do CO<sub>2</sub> possui uma área semelhante à do R134a, o que o leva a ter uma fracção elevada em relação à sua linha de aspiração seca, como se pode observar na figura 5.15.

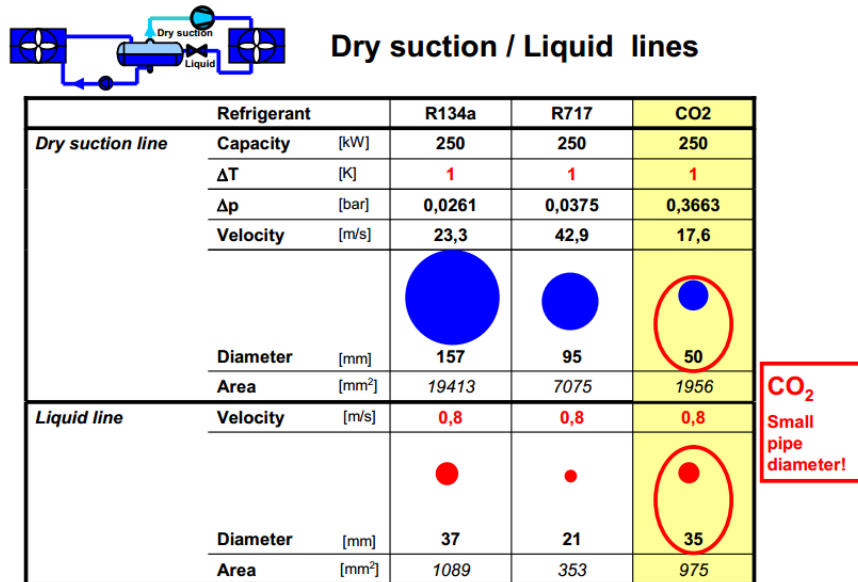


Figura 5.13 - Comparação do diâmetro de tubagens de alguns fluidos usados frequentemente com o CO<sub>2</sub>/R744 [47].

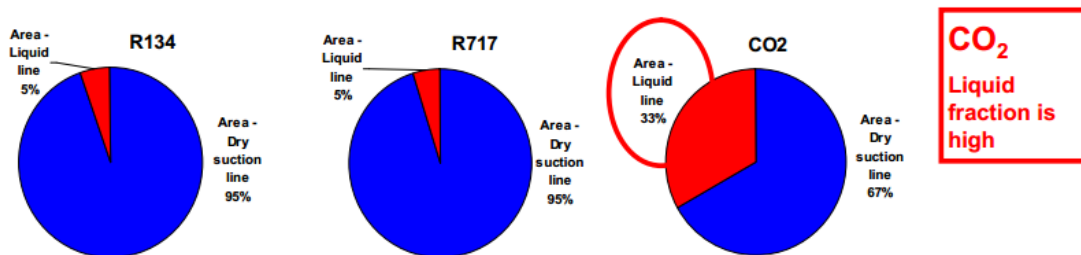


Figura 5.14 – Comparação da razão entre as áreas das linhas de líquido a AP e de aspiração seca de alguns fluidos usados frequentemente com o CO<sub>2</sub>/R744 [47].

### 5.3.2. Vantagens do uso do R744 (CO<sub>2</sub>)

Em primeiro lugar, o R744 apresenta vantagens ambientais, nomeadamente a não destruição do ozono relativamente aos gases CFCs e de HCFCs. Apesar de ser um GEE como o HFC, o sistema com R744 não contribui para o aquecimento global, porque este sistema incorpora o CO<sub>2</sub> existente na atmosfera e, no caso, de fuga liberta o gás que já existia anteriormente no ar sem acrescentar mais GEE do que havia anteriormente.

Em segundo lugar, o aumento de restrições aos fluidos tóxicos/inflamáveis, em fluidos como o amoníaco e os hidrocarbonetos, faz com que o CO<sub>2</sub> seja um fluido considerado seguro em termos de segurança.

Por último, existe a razão económica. Neste tipo de sistema existem condições que permitem que se torne economicamente vantajoso em relação aos outros sistemas mencionados, nomeadamente o preço do próprio fluido, o reduzido tamanho dos seus componentes e o uso de compressores com uma maior eficiência. Desta forma, podemos assim resumir os benefícios da utilização do CO<sub>2</sub> como fluido frigorígeno em:

- Custo operacional mais baixo;
- Baixo custo de componentes;
- CO<sub>2</sub> é não tóxico, não inflamável e seguro;
- Custo baixo a nível de consumo eléctrico;
- Custo do próprio refrigerante;
- Menos espaço requerido para os compressores;
- Baixo risco para as pessoas;
- Sem risco de danificar os produtos;
- Fácil manutenção.

Salienta-se que o baixo custo se refere às linhas de tubagem, válvulas, separadores de líquido e do próprio fluido frigorígeno [47]. A baixa temperatura do ponto crítico condiciona o uso deste fluido em ciclos de alta pressão, contudo no regime de baixa pressão o CO<sub>2</sub> apresenta óptimas propriedades para ser apontado como uma aposta em sistemas de refrigeração. Como será explicado no capítulo 7, um sistema em cascata permite que o R744 opere apenas em condições de baixa pressão e que o ciclo de alta pressão e temperatura seja feito por outro sistema (com outro fluido). Contudo, alguns equipamentos e o próprio permutador de calor que junta os dois ciclos no sistema em cascata, têm um elevado custo para grande parte dos sistemas. O CO<sub>2</sub> por ter uma maior densidade (volume específico baixo) em relação ao NH<sub>3</sub> faz com que tenha componentes mais pequenos e compressores menos potentes, tornando os sistemas a CO<sub>2</sub> 8 a 10% mais baratos que os sistemas a NH<sub>3</sub> [47].

Os equipamentos de refrigeração que usam o R744 como fluido frigorígeno passam a ser economicamente viáveis, além de ecologicamente correctos por não prejudicarem o meio ambiente. Assim, tendo em conta todos os aspectos que foram até aqui mencionados, fica claro que o CO<sub>2</sub> ressurge como uma alternativa natural a longo prazo.

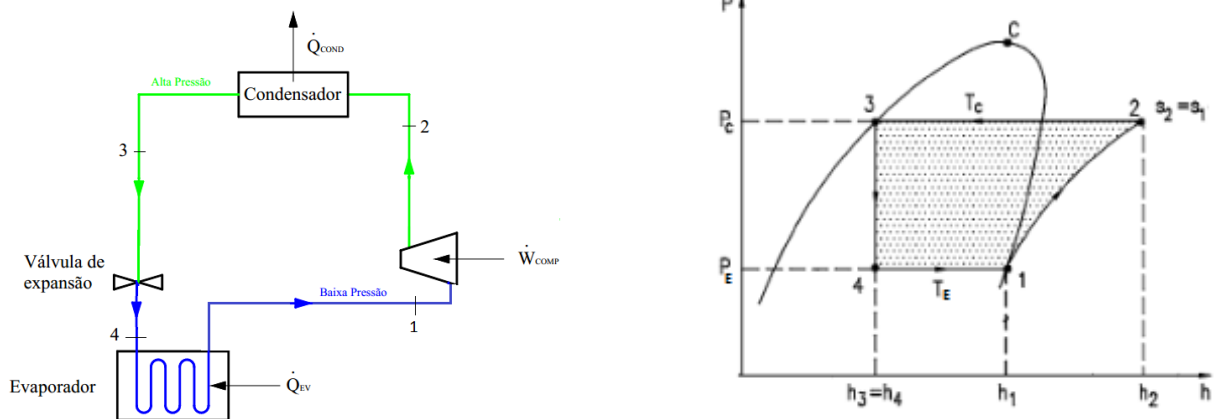
### 5.3.3. Problemas associados a sistemas com o R744 (CO<sub>2</sub>)

Os componentes de um sistema a CO<sub>2</sub> poderão ser danificados se ocorrer intrusão de impurezas. As principais substâncias que prejudicam o sistema são a água e o óleo poliéster, que podem invadir o sistema nas seguintes situações [48]:

- Ao inserir óleo no compressor;
- Ao abrir o sistema, durante uma operação de manutenção, poderá ocorrer condensação dentro dos tubos, devido à entrada de ar húmido.
- Ao carregar o sistema a CO<sub>2</sub>, poderá entrar ar, apesar da pressão do sistema ser superior à atmosférica.

É aconselhável a utilização de filtros e indicadores de humidade, de forma a prevenir este tipo de fenómenos, sobretudo a entrada de água. Ainda existem outros problemas: montagem incorrecta, problemas eléctricos e finalmente devido a avarias nos vários sensores que se deverão instalar.

## 6. Eficiência de um Ciclo Frigorífico Simples



**Figura 6.1** – Representação do ciclo frigorífico simples em *software* Visio e da sua evolução termodinâmica no diagrama pressão-entalpia. Adaptado: [56].

Na figura 6.1, podemos observar um ciclo frigorífico simples de um andar de compressão e que é constituído, de uma forma resumida, por quatro componentes: compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador. Os processos termodinâmicos que ocorrem ao longo do sistema ilustrado são:

- 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 → 5: Evaporação a pressão constante até ao estado de vapor saturado.**

O ciclo frigorífico é um sistema fechado, no qual o evaporador recebe o líquido refrigerante a baixa pressão que passou por um dispositivo de expansão e, através da absorção de calor de alguma substância, vaporiza-o no seu interior. A seguir o vapor saturado é comprimido pelo compressor e enviado para o condensador para que o calor seja libertado para o exterior da instalação.

É comum nas instalações frigoríficas que o fluido frigorigéneo no início da compressão se encontre no estado de vapor sobreaquecido, para evitar perdas de eficiência e de segurança, assim como perdas de pressão na linha, na operação do compressor com líquido, ou por causa do tipo de operação dos evaporadores. No sistema inundado, não existe sobreaquecimento na aspiração, devido à concepção desse sistema, pois o fluido sai do evaporador com excesso de líquido. No entanto, o fluido é dirigido para um separador de líquido, onde o compressor aspira o vapor saturado pela parte superior deste depósito, evitando-se a entrada de líquido. Também, é possível incorporar um dispositivo adicional que impeça a entrada de gotas de líquido no compressor. Por outro lado, é comum o fluido sofrer um subarrefecimento, a seguir à sua passagem no condensador, através de um depósito de líquido, o que desencadeia um aumento do efeito refrigerante (quantidade de calor por unidade de massa retirado no evaporador).

Para se garantir uma transferência de calor adequada nos permutadores de calor (evaporador e condensador) é necessário projectar a temperatura de condensação acima da do ar exterior e a temperatura de evaporação abaixo da temperatura desejada no interior da câmara.

Uma forma de comparar diferentes sistemas frigoríficos é através do cálculo da eficiência de um ciclo, isto é, determinar os seus Coeficientes de Performances (COP) que é a razão entre o calor absorvido do ambiente a baixa temperatura com o trabalho realizado sobre o fluido [37]:

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_c} \quad (6.1)$$

Também é possível simplificar a equação anterior e determinar o COP de um ciclo de compressão a vapor básico por [49]:

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (6.2)$$

A eficiência de um sistema é tanto maior quanto maior for o efeito refrigerante de um sistema e menor for o trabalho fornecido ao fluido. No caso do ciclo de refrigeração de Carnot ou ciclo Teórico, o coeficiente de eficiência pode ser escrito como [50]:

$$COP_{Carnot} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (6.3)$$

T – Temperatura absoluta [K]

O COP do ciclo teórico está relacionado com as diferenças de temperatura entre o ambiente refrigerado e o evaporador, e entre o condensador e a atmosfera, dependendo somente das propriedades do refrigerante. Por sua vez, o desempenho do ciclo real dependerá em muito da aspiração do compressor, do próprio compressor e dos outros equipamentos do sistema.

O COP de um sistema indica, em termos termodinâmicos, o quanto um equipamento real se aproxima de um comportamento ideal. Ao contrário do ciclo ideal, o sistema real apresenta perdas e, por isso, o seu COP será inferior. No entanto, é possível, com base no ciclo teórico, verificar que parâmetros influenciam o desempenho do sistema.

Em suma, é possível avaliar para um entreposto frigorífico qual o melhor sistema a implementar através da análise do COP. Se encontrarmos um sistema que trabalhe com um fluido alternativo sem o problema ambiental dos HFCs e com um coeficiente superior, poderíamos estar prestes a concluir que é possível usar sistemas alternativos viáveis se outros factores, como o preço e o consumo eléctrico da instalação, não forem muito superiores.

## 6.1. Rendimento Volumétrico

O rendimento volumétrico de um compressor alternativo é a razão entre o volume de fluido aspirado num ciclo e o volume varrido num curso de movimento. O seu valor é função da sua geometria e do fluido refrigerante utilizado. Além disso, o rendimento volumétrico não é um valor constante, mas varia com as condições de funcionamento do sistema [50].

O rendimento volumétrico é afectado negativamente pelo aquecimento e aumento de pressão do gás na linha de aspiração até entrar no cilindro. A transferência de calor das partes quentes do compressor para o gás ao longo da conduta reduz a massa específica do gás aspirado, diminuindo, assim, o caudal volumétrico que circula. As fugas internas devido às folgas entre cilindros e os êmbolos são outra fonte de ineficiência volumétrica. A fórmula de Rapin permite calcular o rendimento volumétrico do fluido [51]:

$$\eta_v = 1 - 0,05 \times \frac{P_2}{P_1}$$

(6.4)

A figura 6.2 apresenta a curva típica da relação entre a razão de pressões e a eficiência volumétrica na compressão de um halogéneo e, tal como indica a equação 6.4, pode-se afirmar que com o aumento da razão de pressões o rendimento volumétrico diminui.

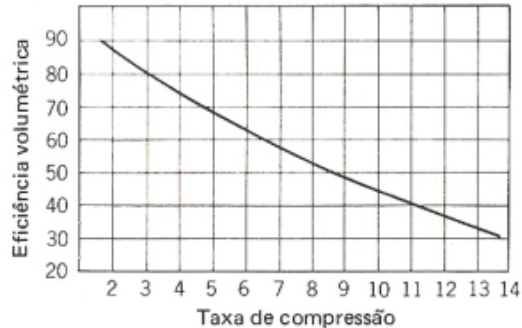


Figura 6.2 – Rendimento volumétrico [51].

O rendimento volumétrico não pode ser aplicado directamente para determinar o desempenho total do ciclo, porque quanto menor for significará que houve menos potência fornecida ao compressor, no entanto, por unidade de massa debitada o consumo de energia seja maior. Deste modo, para o mesmo caudal mássico, com menor eficiência volumétrica, o compressor terá maiores dimensões e potência no consumo eléctrico, devido à maior inércia e perdas mecânicas.

Em sistemas com vários andares, entre os estágios intermédios o gás é arrefecido, de forma a reduzir o seu volume específico e trabalho necessário para o mover num diferencial de pressão.

## 6.2. Componentes do Ciclo Frigorífico

### 6.2.1. Compressores

O compressor tem a função de aumentar a pressão do fluido refrigerante e promover a circulação desse fluido no sistema e a sua escolha depende, essencialmente, da capacidade da instalação. Sendo um componente essencial no sistema muitas vezes é o mais caro, podendo o seu custo ser de 30 a 40% do custo total. Os compressores mais usados em sistemas de refrigeração são os alternativos e os de parafuso [52].

- **Compressor Alternativo/Pistão**

Neste tipo de compressores, a compressão do gás é feita numa câmara de volume variável por um pistão e bombeado pelas válvulas de descarga e de aspiração. O ciclo de compressão possui três etapas:

1. **Fase de sucção** - o movimento do pistão faz aumentar o volume interno do cilindro, fazendo com que o gás refrigerante a baixa pressão seja aspirado pela válvula de admissão preenchendo o volume da câmara;
2. **Fase de compressão** - a válvula de admissão fecha e o movimento do pistão diminui o volume interno da câmara, criando um aumento de pressão e da temperatura do fluido;
3. **Fase de descarga** - a abertura da válvula de descarga permite o escoamento do gás a alta pressão e temperatura.

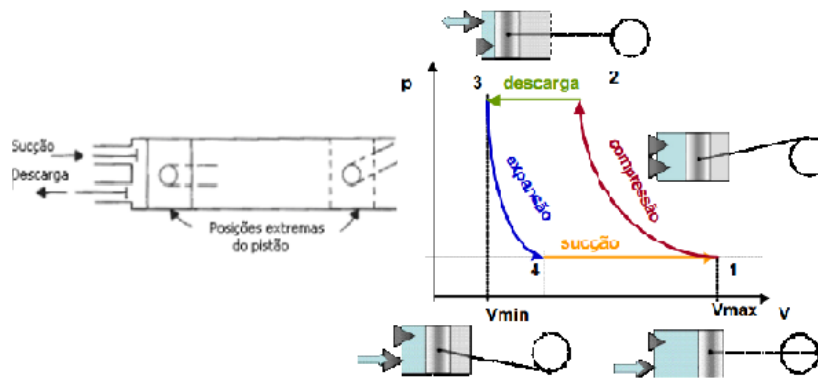


Figura 6.3 – Representação das três fases do ciclo de compressão [50].

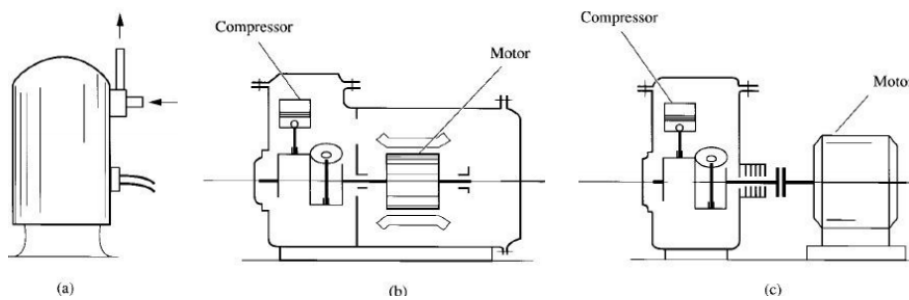
A figura 6.3 apresenta um esquema ilustrativo do funcionamento do compressor e a caracterização típica num diagrama Pressão-Volume, onde  $V_{min}$  corresponde ao volume nocivo ou espaço morto da câmara do pistão. O volume nocivo é o espaço entre o topo do pistão e a placa da válvula de descarga no ponto morto superior do curso do pistão. Esta folga deverá ser a mais pequena possível para forçar a maior quantidade possível de vapor refrigerante comprimido a passar pela válvula de descarga. De qualquer forma, após o pistão atingir o ponto

morto superior (ponto 3), inicia-se o seu movimento descendente com a válvula de admissão ainda fechada, devido à expansão do próprio fluido que ficou contido no cilindro, ocorrendo uma queda de pressão.

Dependendo da concepção de construção, um compressor pode ser classificado como hermético, semi-hermético e aberto (ver figura 6.4). O compressor hermético opera exclusivamente com fluidos halogenados e é frequentemente utilizado em frigoríficos domésticos possuindo uma carcaça que envolve o próprio compressor e o motor. O semi-hermético é semelhante a este tipo de compressor, diferenciando-se no facto do invólucro do tipo hermético só apresentar acessos de entrada e saída do fluido e de ligações eléctricas do motor.

No compressor semi-hermético, o invólucro exterior também encerra, tanto o compressor propriamente dito, como o motor de accionamento. No entanto, esse compressor tem essa denominação porque permite a remoção do cabeçote, tornando acessíveis as válvulas e os pistões.

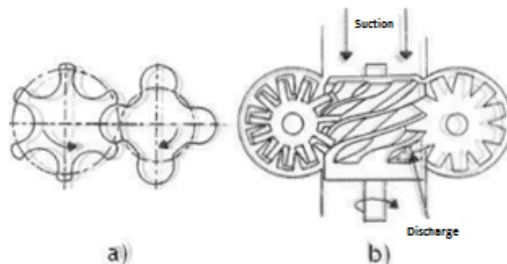
No compressor aberto, o eixo de accionamento atravessa o invólucro, sendo, portanto, accionado por um motor exterior. Este tipo de compressor é adequado a instalações de amoníaco, mas também pode operar com fluidos halogenados. Em sistemas com compressor aberto é previsto utilizar um selo de vedação para o eixo, para evitar fugas de fluido frigorigéneo ou infiltração do ar exterior quando a pressão do sistema for inferior à atmosférica. Entretanto, podem perder um pouco de eficiência em virtude do aquecimento do fluido frigorigéneo promovido pelo enrolamento.



**Figura 6.4** – a) Compressor hermético, b) Compressor semi-hermético, c) Compressor aberto [53].

- **Compressor de Parafuso**

Os compressores de parafuso podem ser de parafuso simples ou de parafuso duplo (também chamado de parafusos gémeos). Os compressores de parafusos duplos apresentam uma melhor eficiência isentrópica, em torno dos 3 a 4% em relação aos de parafuso simples e, por este motivo, são mais utilizados [52]. No parafuso simples o motor eléctrico acciona o veio que está encarregue de accionar as duas rodas, mas no parafuso duplo o motor actua apenas no rotor macho que, por sua vez, faz accionar o rotor fêmea.



**Figura 6.5** – a) Movimento do rotor fêmea e macho. b) Funcionamento do compressor de parafuso simples [50].

O fluido entra pelo topo à medida que o rotor macho impõe o movimento e o óleo é injectado entre os rotores fazendo com que o espaço na engrenagem entre o macho e a fêmea diminua de volume, comprimindo desta forma o gás frigorífero que será descarregado pelo fundo do compressor.

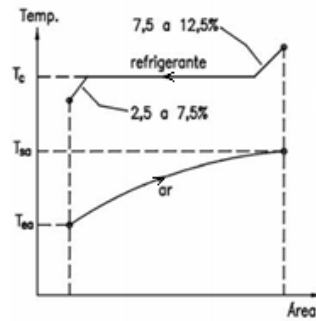
Os compressores de parafuso utilizados em refrigeração injectam óleo na câmara de compressor para lubrificação, vedação e arrefecimento. Essa injeção é feita directamente na câmara de compressão, para minimizar o óleo necessário e arrefecer o fluido frigorífico. Depois, este óleo é separado do gás no separador de óleo e será arrefecido por injeção directa de fluido frigorífero (após este ter atravessado o condensador) ou num permutador de calor através de trocas de calor com uma mistura de água com glicol.

Os compressores alternativos têm sempre uma pequena quantidade de fluido (espaço morto) que é deixado no topo do cilindro de compressão e se expande no ciclo seguinte, ocupando um espaço que poderia ser utilizado para aumentar quantidade de fluido aspirado. Por outro lado, na descarga de um compressor de parafuso, não há nenhum volume “nocivo” no interior da câmara, pois todo o gás é aspirado para fora do compressor. Este é um motivo que explica porque conseguem os compressores em parafuso operar em taxas de compressão mais elevadas que os compressores alternativos.

### 6.2.2. Condensadores

A condensação em aplicações normais de refrigeração corresponde a cerca de 83% da rejeição de calor. O vapor sobreaquecido de fluido frigorífero ao entrar no condensador sofre um arrefecimento sensível. A fracção de líquido e vapor do escoamento varia ao longo do condensador até sair completamente no estado líquido. No processo de condensação do fluido há transferência de calor em três fases, nomeadamente:

- Arrefecimento sensível do fluido sobreaquecido;
- Transferência de calor latente na fase de condensação;
- Subarrefecimento do líquido.



**Figura 6.6** – Variação da temperatura do fluido refrigerante e do meio arrefecedor de um condensador [10].

A figura 6.6 ilustra a variação da temperatura do meio arrefecedor (neste caso, o ar) e de um fluido frigorífero, desde a entrada até à saída do condensador. Podemos verificar que o aumento da temperatura do ar originado pelas trocas de calor não é linear. A evolução do fluido refrigerante é analisada da direita para a esquerda, no qual podemos ver a diminuição de temperatura (arrefecimento sensível). Posteriormente, ocorre uma transferência de calor latente e, por fim, uma nova diminuição da temperatura (subarrefecimento do líquido).

Os condensadores para fluidos halogenados são constituídos por aço, cobre ou alumínio. No entanto, no caso do amoníaco são apenas em aço ou alumínio, devido às reacções de oxidação desse fluido com o cobre [37].

As permutas de calor que ocorrem no processo de condensação são obtidas por processos de condução e convecção de calor que podem variar ao longo do tempo por fenómenos naturais ou alheios ao sistema. Por vezes, alguns restos de óleo não chegam a ir para o separador de óleo após a compressão e seguem pela tubagem de descarga juntamente com o fluido frigorífero até ao condensador. Outro aspecto que faz variar as permutas de calor são as sujidades e incrustações que se formam nos condensadores. Nos condensadores a ar há tendência a depositar-se pó nas serpentinas, devido à electricidade estática originada pelo motor eléctrico do compressor e nos condensadores a água é frequente acumular-se calcário nos tubos das serpentinas. Assim, os processos de permuta de calor que existem num condensador são:

- Convecção entre o fluido e o óleo aderente à parede interna ou externa do tubo dentro do condensador;
- Condução de calor através do óleo, parede metálica do tubo e por possíveis sujidades ou incrustações junto às paredes da carcaça que envolve o condensador;
- Convecção entre a superfície suja ou interior do condensador e o meio exterior.

#### **a. Condensadores arrefecidos 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.

Contudo, é possível usar-se grandes condensadores a ar em situações em que a utilização de sistemas arrefecidos por água se demonstre pouco económica, nomeadamente o alto custo ou indisponibilidade da água.

Para uma determinada instalação frigorífica, a escolha de um condensador de menor tamanho irá aumentar a pressão e temperatura de condensação e reduzir a capacidade frigorífica.

A temperatura de condensação deve se fixar entre 11°C a 15°C acima da temperatura de bolbo seco do ar que entra no condensador. Também, é recomendável que em qualquer situação, a temperatura de condensação nunca seja superior a 55°C, devido às pressões muito altas que se geram e que podem provocar rupturas [37].

A instalação dos condensadores a ar deve ser feita num nível elevado em relação ao solo, para prevenir a acumulação de sujidade sobre as serpentinas e alhetas. É importante garantir que existem aberturas adequadas e livres de qualquer obstrução para a entrada de ar frio e para a saída de ar quente.

### **b. Condensadores arrefecidos a água**

Os condensadores arrefecidos a água, quando limpos e correctamente dimensionados, operam de forma mais eficiente que os condensadores arrefecidos a ar, sobretudo em condições de elevada temperatura ambiente. Habitualmente, estes condensadores utilizam água que provém de uma torre de arrefecimento.

A temperatura de condensação deve ser fixada entre temperaturas de 5 °C a 8 °C mais elevada que a temperatura da água que entra no condensador proveniente da torre de arrefecimento.

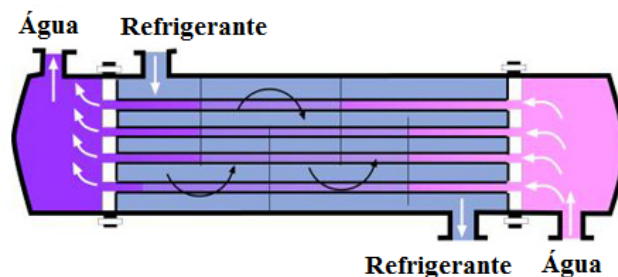


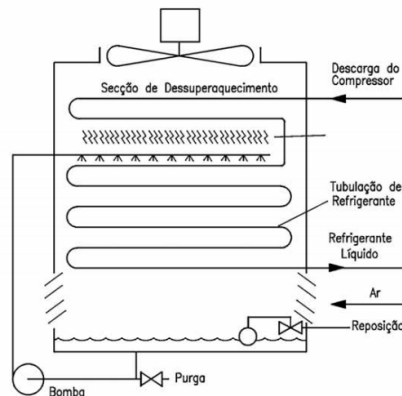
Figura 6.7 – Condensador multitubular (Shell and Tube) [54].

### **c. Condensadores Evaporativos**

Um condensador evaporativo é semelhante a uma torre de arrefecimento que combina as funções dum condensador a ar com uma torre de arrefecimento de água e no seu interior existe uma série de tubos, por onde se escoo o fluido frigorígeno.

No topo destes condensadores são instalados injectores que pulverizam água sobre a tubagem de refrigerante. O contacto da água com a tubagem provoca a condensação do refrigerante devido à vaporização parcial das gotas de água.

A água escoa em contracorrente com o ar em direcção à parte inferior do condensador como ilustrado na figura 6.8. Ao chegar à base do condensador, a água é recirculada por uma bomba e a sua quantidade é mantida através de um controlo de nível (válvula de bóia) acoplado à tubagem de reposição.



**Figura 6.8** – Ilustração do funcionamento de um condensador evaporativo [10].

Normalmente, os condensadores evaporativos são seleccionados com base em uma diferença de 10 a 15 °C entre a temperatura de condensação e a temperatura de bolbo húmido do ar que entra no condensador [49].

Por sua vez, os condensadores evaporativos apresentam a vantagem de necessitarem de uma bomba de menor capacidade que a requerida pelos condensadores arrefecidos a água, o que representa um menor consumo de energia. Contudo, os condensadores evaporativos devem localizar-se próximos dos compressores, para se evitar longas linhas de descarga (ligação entre o compressor e o condensador) [37].

Um aspecto interessante nos condensadores a água multitubulares é o facto do próprio condensador, isto é, o espaço entre a carcaça e os tubos, poder ser usado como reservatório para armazenamento do fluido frigorigéneo condensado. Por outro lado, os condensadores arrefecidos a ar, duplo tubo e evaporativos, necessitam da instalação de um reservatório separado, pois estes condensadores não têm volume suficiente para armazenar o fluido.

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

### 6.2.3. Evaporadores

Os evaporadores encontram-se na zona a refrigerar e absorvem as cargas térmicas formadas na câmara. Para reduzir essas cargas, o ar da câmara atravessa uma serpentina onde circula o fluido frigorígeno que troca calor com o ar. A figura 6.9 mostra a variação de temperatura originada pela troca de calor entre o fluido frigorígeno (segunda evolução) e o meio a ser arrefecido (primeira evolução) de um evaporador de expansão directa. O ar exterior está a uma temperatura superior e cederá calor ao fluido refrigerante. Inicialmente, o fluido frigorífico absorve o calor latente de evaporação, passando do estado líquido a vapor saturado e, posteriormente, o fluido ao receber calor (sensível) irá aumentar a sua temperatura por um processo designado sobreaquecimento.

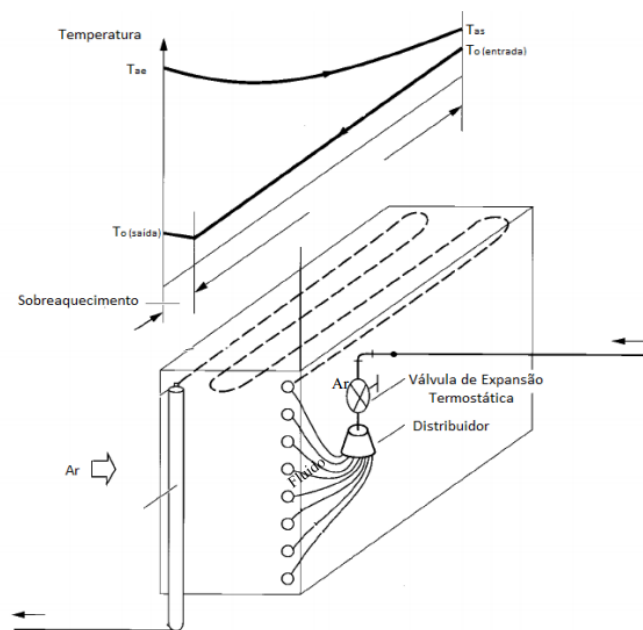


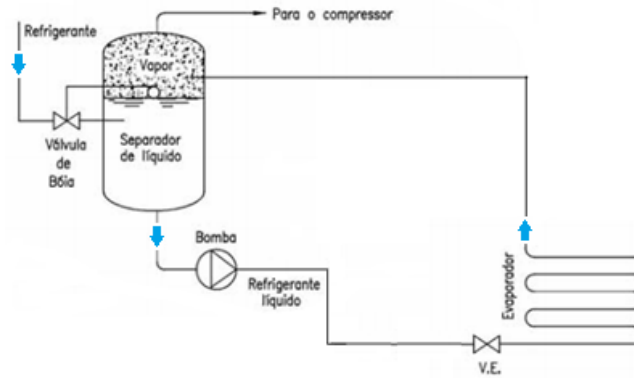
Figura 6.9 – Evolução do sobreaquecimento num evaporador de expansão directa [10].

A convecção entre o ar com as serpentinas pode ser natural ou forçada e, na maioria dos casos, existem alhetas no evaporador aumentando a área de permuta e, deste modo, maximizando as trocas de calor. No entanto, a existência de serpentinas com alhetas dificulta a limpeza do evaporador [41].

Os evaporadores podem ser de vários tipos sendo relevantes para este trabalho os evaporadores de expansão directa e inundados.

#### a) Evaporador Inundado

O evaporador inundado possui um separador de líquido localizado acima da serpentina, tal como se observa na figura 6.10. A posição do separador de líquido permite que o interior do evaporador permaneça inundado com refrigerante.



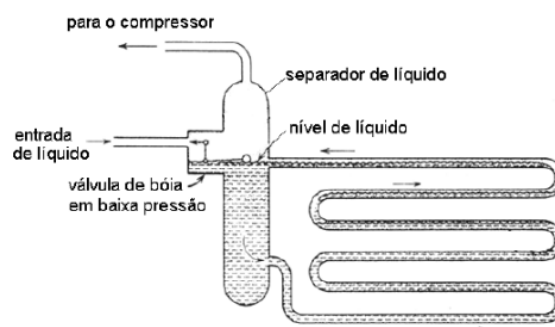
**Figura 6.10** – Evaporador inundado alimentado por bomba [10].

Este tipo de evaporador usa de forma efectiva toda a sua superfície de transferência de calor, porque existe líquido em contacto com toda a superfície dos tubos. Assim, resultam elevados coeficientes globais de transferência de calor.

Os evaporadores inundados exigem grandes quantidade de refrigerante no estado líquido e são adoptados nas instalações industriais. A alimentação pode ser por gravidade ou por recirculação do fluido com o auxílio de uma bomba.

As principais características são [10]:

- Menor perda de carga na aspiração;
- Menor possibilidade de arrasto de sujidade;
- Maior rendimento de transmissão de calor;
- Apresentam uma regulação precisa através de um regulador de líquido;
- Fornecem vapor saturado, sem necessidade de sobreaquecimento adicional para evitar golpes de líquido no compressor (maior segurança para o compressor);
- Grande inércia na paragem, excepto quando se verifica a interrupção de fornecimento de fluido;
- Exigem separador de líquido individual (alimentado por gravidade) ou central (alimentado por bombeamento).



**Figura 6.11** – Evaporador inundado alimentado por gravidade [10].

## **b) Evaporador de expansão directa ou “secos”**

Nos evaporadores “secos” ocorre o fenómeno de expansão, isto é, o fluido refrigerante entra no evaporador, de forma intermitente, através de uma válvula de expansão, normalmente do tipo termostática, e é completamente vaporizado e sobreaquecido ao ganhar calor durante o escoamento no interior dos tubos. Deste modo, numa parte do evaporador existe mistura (de vapor e líquido) de fluido frigorífico e na outra parte fluido sobreaquecido.

Os fluidos halogenados, como o caso dos HFCs, são normalmente empregados neste tipo de evaporadores, especialmente em instalações de capacidades médias [37].

A principal desvantagem dos evaporadores “secos” ou de expansão, está relacionada com o seu baixo coeficiente global de transferência de calor, que resulta da dificuldade em manter a superfície dos tubos molhada pelo fluido em expansão e da superfície necessária para promover o sobreaquecimento [41].

A transmissão de calor realiza-se por convecção do meio arrefecer para a parede exterior da serpentina, por condução através da parede da serpentina e por convecção da superfície interna do tubo da serpentina para o fluido frigorigéneo. Na prática, a superfície interna do tubo fica coberta por uma pequena camada de óleo, arrastado pelo fluido. Por sua vez, se existirem temperaturas abaixo dos 0°C poderá ocorrer a formação de gelo ou névoa do vapor de água do ar que atravessa as serpentinas e alhetas. Deste modo a resistência à passagem de calor irá aumentar porque o gelo e o óleo são maus condutores térmicos [37].

A localização do evaporador é um factor determinante para o sucesso da operação. Para tal, existem várias medidas que devem ser levadas em conta na escolha do local da instalação [10]:

- A distribuição do ar deve abranger toda a câmara;
- Procurar instalar os evaporadores de forma a minimizar o comprimento das linhas de fluido frigorigéneo;
- Definir/especificar a posição dos corredores, prateleiras, etc;
- Deixar espaço suficiente entre o fundo do evaporador e a parede (~45 cm).

### **6.2.3.1. Descongelação dos evaporadores**

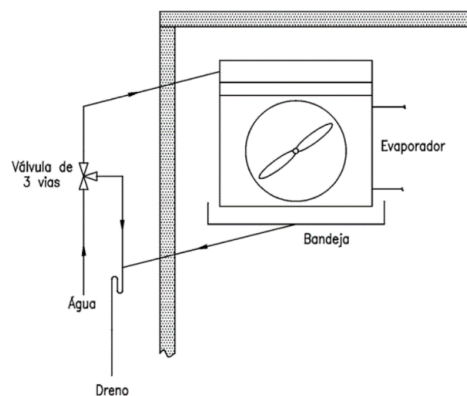
A humidade existente no ar da câmara congela na superfície das serpentinas do evaporador que trabalha com temperaturas inferiores às do ponto de congelação da água. A formação de gelo bloqueia a passagem do ar nos evaporadores com alhetas, restringe o seu fluxo e, conseqüentemente, a transferência de calor. Este fenómeno provoca a redução do rendimento e um consumo excessivo de energia. A descongelação é, então, fundamental para

que o sistema funcione correctamente. A taxa de acumulação de gelo aumenta com a redução da temperatura de evaporação e com a taxa de utilização do ambiente a resfriar.

A fusão do gelo formado nos evaporadores em câmaras com temperaturas negativas pode ser efectuada por sistemas de descongelação a água, com resistências eléctricas ou a gás aquecido.

- **Descongelação a água (e glicol)**

Para se efectuar a descongelação por água, utiliza-se uma tubagem que conduz a mesma até à parte superior dos evaporadores, como está representado na figura 6.12. A água é aspergida sobre a superfície do evaporador até que todo o gelo tenha sido derretido. Devem-se instalar sistemas de drenagem na tubagem que conduz a água até aos evaporadores, de forma a que as mesmas sejam esvaziadas antes de recomeçar a operação normal de refrigeração da câmara.



**Figura 6.12** – Sistema de descongelação a água [10].

Este sistema de descongelação tem um custo inicial baixo e mantém a superfície dos evaporadores limpos, o que é especialmente vantajoso para câmaras de armazenagem de carnes e frutas refrigeradas.

Os evaporadores terão de possuir serpentinas por onde circulará esta mistura anti congelante que vai entrar a uma temperatura entre +20 °C a +25 °C, provocando a descongelação do evaporador [10].

- **Descongelação eléctrica**

Em sistemas de descongelação eléctrica, os evaporadores são construídos de forma a que possam ser inseridas resistências eléctricas entre a superfície das alhetas ou dentro dos tubos, as quais são accionadas durante a descongelação. Estes sistemas são de fácil construção e operação, não precisando de longos períodos para fundir o gelo formado e podem ser utilizados em baixas temperaturas. Porém, podem ter custos iniciais e operacionais relativamente altos [37].

Este tipo de sistemas é frequentemente usado na descongelação de evaporadores a operar com gases fluorados, como o R404A, em que a fusão do gelo é activada por um microprocessador que gere os períodos temporais de descongelação. Uma vantagem desse tipo de descongelação face aos sistemas de mistura da água e glicol é o facto da fusão do gelo ser feita de evaporador a evaporador, sendo que durante a descongelação de um, os outros permanecem ligados [10].

As descongelações dos evaporadores realizam-se em intervalos de 8 horas por um temporizador programado. Este temporizador fecha a válvula solenóide que contorna o circuito do fluido e desliga os ventiladores, e são ligadas as resistências eléctricas de descongelação, integradas nos evaporadores, cerca de 20 a 30 minutos originando a fusão do gelo [10].

A água resultante da fusão vai cair numa bandeja, também, aquecida, que facilita a drenagem dos condensados. Por fim, os condensados são encaminhados para o exterior da câmara por tubos aquecidos com o auxílio de resistências eléctricas.

- **Descongelação a gás quente**

Estes sistemas podem ser utilizados em câmaras de baixas temperaturas e apresentam a vantagem de ter um processo de descongelação bastante curto. O calor proveniente do vapor da descarga do compressor é levado para os evaporadores através de tubagem própria.

Quando o fluido entra no evaporador, a sua pressão interna começa a aumentar e o condensado de fluido formado é conduzido para o separador de líquido.

A descongelação dos evaporadores produzirá calor que irá aumentar a pressão de vapor na câmara frigorífica. Para não atenuar o aumento de pressão na câmara nem provocar eventuais danos, deverão ser colocadas válvulas nos painéis que abrem por sobrepressão. Na linha de aspiração pode-se usar uma válvula redutora de pressão para prevenir elevadas pressões de sucção e, conseqüentemente uma eventual sobrecarga do motor do compressor durante o processo de descongelação. Esta válvula deve ser ajustada de forma a actuar apenas na descongelação e a permanecer completamente aberta durante o ciclo frigorífico [37]. Assim, este processo passa por interromper a alimentação de fluido na fase líquida ao evaporador e restringir a saída da serpentina do evaporador enquanto é fornecido vapor a alta pressão. O evaporador, comportando-se como um condensador, rejeita calor para a camada de gelo nas serpentinas causando a sua descongelação.

## 7. Aplicação de soluções alternativas a uma Câmara Frigorífica (-25 °C) com R404A de 375 m<sup>2</sup>

De forma a estudar o desempenho energético de um sistema com HFC e encontrar soluções alternativas, resolveu-se utilizar um Projecto da Unidade Curricular de Refrigeração do Mestrado de Engenharia Mecânica. Neste trabalho, dimensionou-se uma instalação frigorífica de uma Unidade de Preparação de Pescado, cujo gás utilizado foi o R404A.

Para o caso em estudo, apenas usaremos a câmara frigorífica de conservação de congelados a -25 °C e a casa das máquinas do entreposto que se situa na Figueira da Foz. As características do local e dimensões da câmara são:

### *Características do Local*

**Local:** Figueira da Foz

**Tipo de Peixe:** Sardinha (Peixe Gordo)

**Temperatura (local) = +30 °C**

**Humidade Relativa (local) = 60%**

**Temperatura Ambiente (do interior do entreposto) = +15 °C**

**Humidade Relativa (do interior do entreposto) = 65%**

**Tabela 7.1** - Características dimensionais da câmara frigorífica.

Comprimento	Largura	Altura	Volume
25 m	15 m	6 m	2250 m <sup>3</sup>

**Tabela 7.2** - Características termodinâmicas da câmara frigorífica.

Temperatura Interior	Humidade Relativa	Densidade de Armazenagem	Entrada diária de pescado	Coefficiente de recirculação de ar
-25°C	85 a 90%	300 kg/m <sup>3</sup>	40 000 kg	25 volumes/hora

Uma câmara frigorífica é um espaço de armazenamento com condições de temperatura e humidade controladas por um sistema frigorífico, com o objectivo de manter o produto a temperaturas por norma inferiores às do ambiente exterior.

O problema ambiental que os HFCs proporcionam, fez com que a pressão e a necessidade de novos estudos incidissem sobre os fluidos naturais [55]. Qualquer equipamento é concebido para trabalhar com um determinado fluido e, por isso, as características energéticas variam consoante as propriedades desse gás. Assim, a avaliação do desempenho entre sistemas com diferentes fluidos, exige o dimensionamento de componentes apropriados ao fluido em estudo.

Para essa análise, só é preciso analisar os espaços que possuem equipamentos de refrigeração, nomeadamente: a câmara frigorífica e a casa das máquinas.

Para verificarmos se existem soluções alternativas viáveis aos sistemas a HFC, ir-se-á comparar sistemas com fluidos diferentes, em termos de eficiência energética e económica. O fluido HFC que será usado é o R404A, por ser o mais utilizado em Portugal. De forma a eliminar o efeito negativo no planeta propõe-se analisar dois outros sistemas compostos por fluidos naturais, nomeadamente o sistema a NH<sub>3</sub>, que é muito utilizado em instalações industriais, e outro, não tanto usado e que ainda se encontra em fase de estudo, sendo ele o sistema em cascata a CO<sub>2</sub>/ NH<sub>3</sub>.

### 7.1. Cargas térmicas da Câmara Frigorífica

As cargas térmicas para uma unidade frigorífica dividem-se em duas categorias:

- **Cargas térmicas externas** - Estão relacionadas com a transmissão de calor através das paredes, tecto, e pavimento e abertura de portas
- **Cargas térmicas internas.** - Dependem do produto armazenado, das pessoas e dos equipamentos dentro da câmara.

As cargas térmicas obtidas da câmara frigorífica no projecto da Unidade Curricular de Refrigeração que serão consideradas nesse estudo encontram-se na tabela 7.3.

**Tabela 7.3** - Perdas Térmicas na Câmara de Congelados.

<b>Perdas Câmara Congelados</b>			
<b>Cargas externas</b>	<b>Q1</b>	<b>Paredes, tecto e chão</b>	<b>8948,44 W</b>
	<b>Q2</b>	<b>Abertura de portas</b>	<b>2112,22 W</b>
<b>Cargas internas</b>	<b>Q3</b>	<b>Iluminação</b>	<b>3375 W</b>
	<b>Q4</b>	<b>Pessoal de estiva</b>	<b>105 W</b>
	<b>Q5</b>	<b>Empilhadores</b>	<b>625 W</b>
	<b>Q6</b>	<b>Produto armazenado</b>	<b>11041,67 W</b>

Para a selecção dos evaporadores é aconselhável adicionar um factor de segurança de 20% à carga frigorífica interna para efeitos de segurança, e obter, assim, a potência frigorífica previsional. Esse factor garante que sejam contabilizadas as perdas associadas aos motores dos evaporadores (e atrito nas pás dos ventiladores) e resistência de descongelação [37]:

$$Q_{int} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6$$

(7. 1)

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

(7.2)

Substituindo os valores da tabela 7.4, temos:

$$Q_{int} = 8948,44 + 2112,22 + 3375 + 105 + 625 + 11041,7 = 26207,33 \text{ W} \approx 26,21 \text{ kW}$$

$$Q_{prev} = 26207,33 \times 1,2 = 31448,8 \text{ W} \approx 31,45 \text{ kW}$$

Resultado:

**Tabela 7.4** – Carga Térmica intermédia e provisória na Câmara de Congelados.

$Q_{int}$	<b>26207,33 W</b>
$Q_{prev}$	<b>31448,8 W</b>

## 7.2. Regimes de funcionamento dos ciclos

A variação da temperatura de condensação está limitada pelas condições exteriores do ar, pelo que se deve sempre garantir que, em função do condensador adoptado, a diferença de temperaturas entre a temperatura de condensação e a temperatura do ar/água seja adequada para a instalação.

**Tabela 7.5** – Propriedades do ar exterior.

<b>Ar</b>	<b><math>Temperatura_{bolbo\ húmido} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}</math></b>
<b><math>Temperatura_{bolbo\ seco} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}</math></b>	
<b>HR = 60%</b>	

- **Condensadores arrefecidos a ar**

O regime de um ciclo frigorífico depende dos equipamentos instalados e deve satisfazer as condições exigidas na câmara frigorífica (-25 °C). O sistema com o fluido R404A funciona com um condensador a ar, e, por isso, a temperatura de condensação deve ser calculada da seguinte forma:

$$Temperatura_{condensação} = Temperatura_{Bolbo\ Seco} + 15\text{ }^{\circ}\text{C}$$

(7.3)

A temperatura de bolbo seco na Figueira da Foz é de 30 °C o que significa que a temperatura de condensação ocorre a 45 °C e, por isso, o regime será -30 °C /+45 °C.

- **Condensadores Evaporativos**

Um ciclo frigorífico a  $\text{NH}_3$  ou a  $\text{CO}_2/\text{NH}_3$  trabalha com condensadores evaporativos cuja troca térmica é feita através do contacto directo entre o vapor a ser condensado e água/ar do sistema de arrefecimento. Assim, com a presença de água no processo de condensação torna-se necessário conhecer a temperatura de bolbo húmido para sabermos a temperatura de condensação do sistema:

$$\textit{Temperatura}_{\text{condensação}} = \textit{Temperatura}_{\text{Bolbo Húmido}} + 15\text{ }^\circ\text{C}$$

(7.4)

A temperatura de bolbo húmido para o local é de  $+20\text{ }^\circ\text{C}$  e, portanto, a temperatura de condensação para um ciclo com condensação de um fluido natural é de  $+35\text{ }^\circ\text{C}$ .

O permutador do ciclo a cascata que será estudado no capítulo 7.4.3. funciona como condensador no ciclo de baixa temperatura e de evaporador no de alta. Assim, para a zona a  $\text{CO}_2$  teremos um regime de  $-30\text{ }^\circ\text{C} / -10\text{ }^\circ\text{C}$  e para o  $\text{NH}_3$  será de  $-15\text{ }^\circ\text{C} / +35\text{ }^\circ\text{C}$ .

### 7.3. Balanço energético do ciclo de refrigeração

A figura 7.1 ilustra a câmara e o funcionamento do sistema frigorífico com o fluido R404A que está a ser alvo de análise. Na zona interior da câmara optou-se por se inserir dois evaporadores, para garantir que toda a carga térmica existente no espaço com uma área de  $375\text{ m}^2$  ( $25 \times 15\text{ m}$ ) seja captada e rejeitada para o exterior, mantendo os  $-25\text{ }^\circ\text{C}$ .

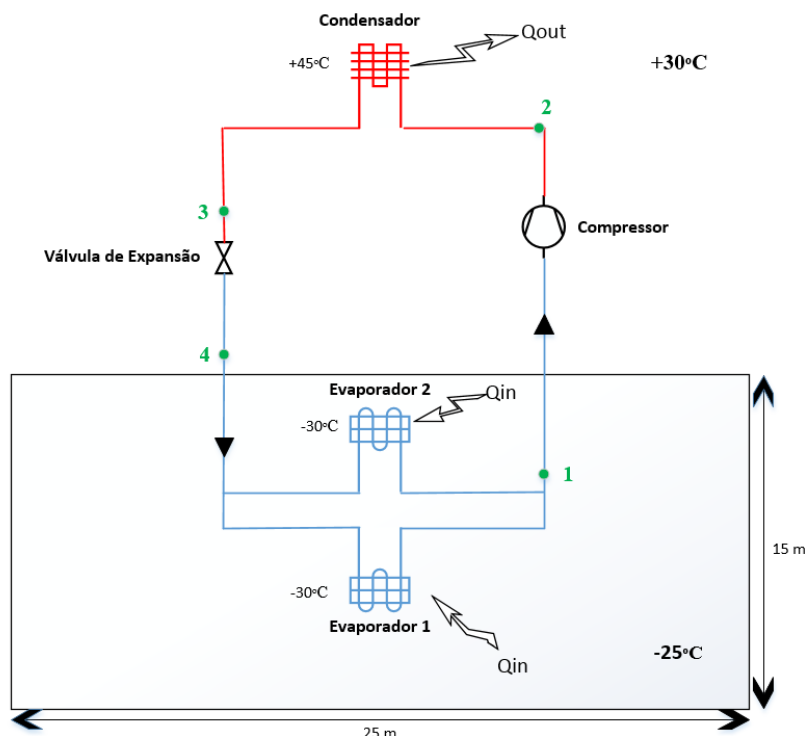
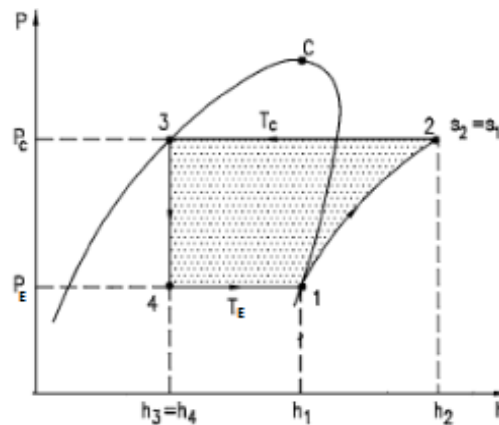


Figura 7.1 – Ilustração em *software* Visio do ciclo frigorífico na câmara de congelados.

No balanço de energia do ciclo de refrigeração considera-se que o sistema opera em regime permanente nas condições de projecto, ou seja, à temperatura de condensação ( $T_C$ ) e à temperatura de vaporização ( $T_E$ ). Os sistemas reais e teóricos têm comportamentos idênticos, no entanto, o ciclo real possui um pior desempenho. A análise do ciclo teórico permitirá, de forma simplificada, verificar quais os parâmetros que influenciam o desempenho do ciclo. Na análise que se segue, desprezam-se as variações de energia cinética e potencial.

A evolução termodinâmica da pressão-entalpia do ciclo frigorífico para o caso apresentado, está ilustrada no diagrama da figura 7.2. É crucial conhecer a evolução termodinâmica de um sistema para que se possa comparar diferentes sistemas frigoríficos.



**Figura 7.2** – Diagrama Pressão-Entalpia do ciclo frigorífico. Adaptado: [56].

No dimensionamento de uma câmara, a potência frigorífica é igual à carga previsível obtida:

$$Q_{prev} = Q_{Frig} \quad (7.5)$$

A carga frigorífica ( $Q_{Frig}$ ) é a quantidade de calor, por unidade de tempo, retirada do espaço refrigerado, através do evaporador do sistema. Recorrendo à 1ª Lei da Termodinâmica, tendo em conta o volume de controlo correspondente ao fluido frigorígeno contido no evaporador, temos:

$$\dot{m} h_4 + Q_{Frig} = \dot{m} h_1 \quad (7.6)$$

Os índices 4 e 1 das entalpias referem-se aos estados da figura 7.2 e correspondentes à evolução da evaporação do fluido.

$$\Delta h_{Evap.} = h_1 - h_4$$

A quantidade de calor por unidade de massa que um dado fluido é capaz de absorver no evaporador chama-se efeito refrigerante (ER). Esta característica é um dos parâmetros termodinâmicos que nos permite avaliar e comparar diferentes fluidos para serem usados numa instalação [52]:

$$ER = h_1 - h_4 \quad (7.7)$$

Como os fluidos têm propriedades termodinâmicas distintas entre si é esperado que o caudal mássico varie. Assim, através da carga frigorífica e do conhecimento de uma evolução de entalpias é possível calcular o caudal mássico do circuito:

$$\dot{m} = \frac{Q_{Frig}}{\Delta h_{Evap.}} \quad (7.8)$$

O evaporador encontra-se dentro da câmara frigorífica e, deste modo, a potência de todos os evaporadores dessa zona têm de corresponder à carga frigorífica para garantir o cumprimento das condições de refrigeração.

$$Q_{Evap} = \frac{Q_{Frig}}{\text{número de evaporadores}} \quad (7.9)$$

Também se pode calcular a potência de cada evaporador pela quantidade de caudal mássico que passa no equipamento e multiplicar pelo diferencial de entalpia entre a entrada e a saída do evaporador.

$$Q_{Evap} = \dot{m} \times \Delta h_{Evap} \quad (7.10)$$

Esta potência corresponde à capacidade requerida que será usada na selecção dos evaporadores. Quando seleccionamos o equipamento podemos observar que qualquer evaporador possui um factor de segurança associado, uma potência nominal, uma potência corrigida associada e, por vezes, é indicado o caudal real que passa no equipamento. Deste modo, é correcto que, depois da selecção do evaporador, se corrija o caudal.

$$\dot{m}_{corrigido} = \frac{Q_{Evap\ corrigido}}{\Delta h_{Evap}} \quad (7.11)$$

A pressão do evaporador,  $P_E$ , é a pressão de saturação correspondente à temperatura do evaporador,  $T_E$ , ou seja:

$$P_E = P_{sat}(T_E) \quad (7.12)$$

A potência teórica de compressão é a 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. No ciclo teórico, o processo de compressão é adiabático e reversível (isentrópico). No sistema de refrigeração real, o compressor perde para o meio ambiente uma pequena quantidade de calor, quando comparado com a energia necessária para realizar o processo de compressão. Pela conservação de energia, podemos definir o volume de controlo correspondente ao compressor por:

$$\dot{m}_{Frig} h_1 + |W_c| = \dot{m}_{Frig} h_2 \quad (7.13)$$

Os índices das entalpias referem-se aos estados da figura 7.2 e correspondentes à evolução da evaporação do fluido

$$\Delta h_{Compressão} = h_2 - h_1 \quad (7.14)$$

$$|W_c| = \dot{m}_{Frig} \times \Delta h_{Compressão} \quad (7.15)$$

O equipamento que se segue refere-se ao condensador que tem a função de transferir o calor do fluido frigorígeno para o meio de arrefecimento do condensador e através dessas trocas térmicas é libertado calor para o exterior. O fluxo de calor no condensador é dado por:

$$\dot{m}_{Frig} h_2 = \dot{m}_{Frig} h_3 + Q_H \quad (7.16)$$

Os índices das entalpias referem-se aos estados da figura 7.2 e correspondem à evolução da condensação.

$$\Delta h_{Condensação} = h_2 - h_3 \quad (7.17)$$

$$Q_H = \dot{m} \times \Delta h_{Condensação} \quad (7.18)$$

O condensador de um sistema de refrigeração deve ser capaz de rejeitar o calor acumulado na câmara que depende da carga térmica do sistema e da potência de compressão.

$$Q_H = |W_c| + Q_{Evap} \quad (7.19)$$

A pressão do condensador,  $P_c$ , é a pressão de saturação correspondente à temperatura do condensador  $T_c$ :

$$P_c = P_{sat}(T_c) \quad (7.20)$$

#### 7.4. Dimensionamento dos Principais componentes dos Sistemas Frigoríficos

Com o objectivo de se compreender se os fluidos naturais são soluções alternativas viáveis será necessário analisar três instalações: a R404A, a R717 e R744/R717. Assim, serão dimensionados cada um dos ciclos frigoríficos e comparados em termos de eficiência e de consumo energético.

Optou-se por inserir dois evaporadores na câmara para que seja possível captar todo o seu volume. A potência frigorífica corresponde à soma das capacidades dos dois evaporadores, que, como foi calculado matematicamente no capítulo 7.1, é de 31,45 kW.

Para calcular as evoluções termodinâmicas dos sistemas é necessário recorrer aos diagramas de pressão-entalpia. A leitura dos pontos termodinâmicos feita directamente no diagrama está sempre associada a um erro de arredondamentos e, de forma a ser mais preciso, optou-se por utilizar o *software* Cool Pack para obter todos os pontos necessários, bem como os respectivos diagramas.

##### 7.4.1. Sistema a R404A

O esquema frigorífico e o ciclo de refrigeração no diagrama de pressão-entalpia para o sistema a R404A estão representados nas figuras 7.3 e 7.4, respectivamente. Trata-se de um sistema de compressão de um andar a funcionar entre temperaturas de -30 °C para a evaporação e de +45 °C para a condensação.

Para aumentar o efeito refrigerante da instalação, considerou-se um subarrefecimento de 5 °C que ocorre no depósito líquido. O fluido proveniente do depósito de líquido chega à válvula de expansão como líquido subarrefecido, sofre uma queda de pressão proveniente da expansão isentálpica e entra no evaporador sob a forma de mistura vapor-líquido.

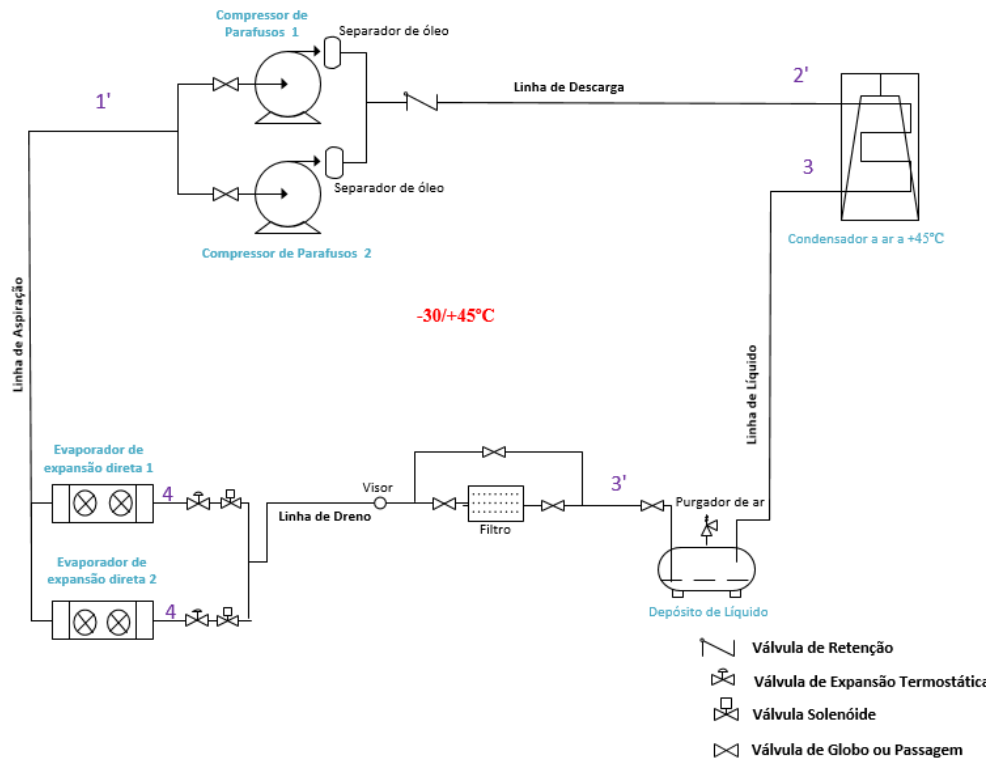


Figura 7.3 – Sistema frigorífico a R404A desenhado em *software* Visio.

No evaporador, todo o fluido refrigerante se evapora, sofre um sobreaquecimento de 10 °C pela válvula de expansão termostática e é aspirado pelo compressor no estado 1'. Em teoria a compressão realiza-se segundo uma evolução adiabática e reversível até ao estado 2'. Por sua vez, no condensador, dissipa-se inicialmente calor sensível adquirido pela compressão seca e, de seguida, calor latente da condensação. Posteriormente, o fluido sai do condensador no estado 3, sendo, então, encaminhado para o depósito de líquido onde ocorre um subarrefecimento (ponto 3').

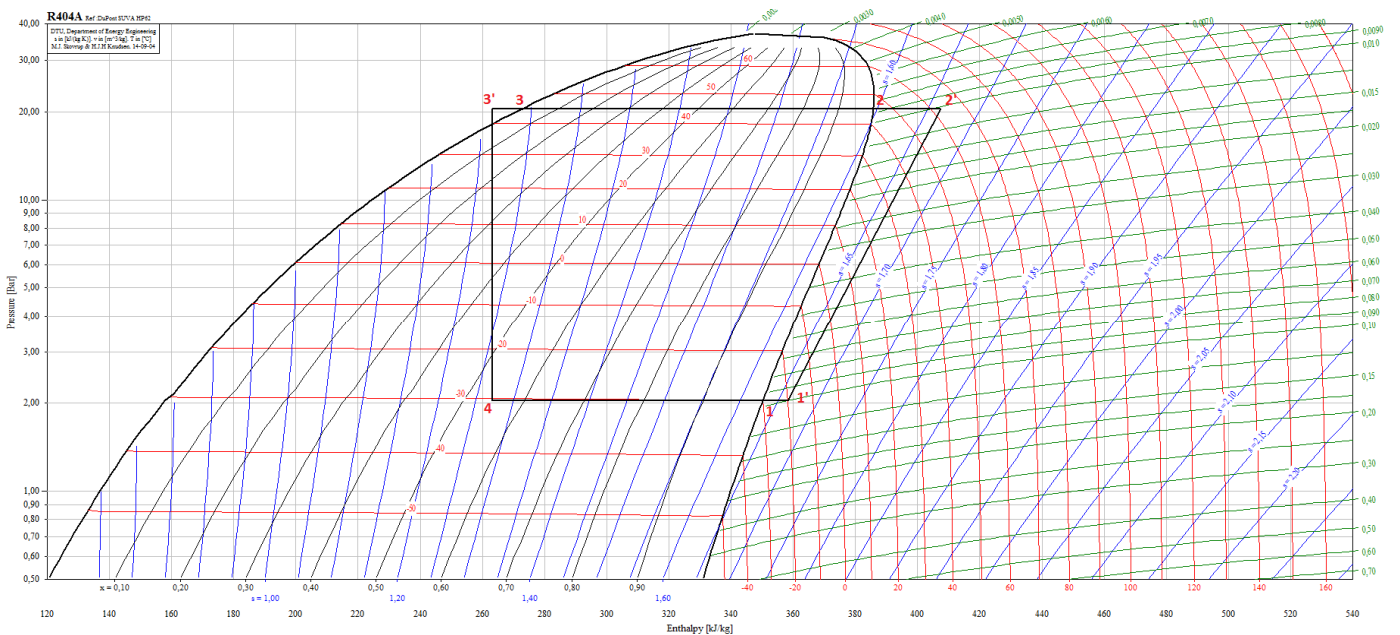


Figura 7.4 – Diagrama de Pressão-Entalpia do R404A obtido pelo *software* Cool Pack.

As propriedades termodinâmicas dos pontos apresentados no diagrama encontram-se na tabela C.1: Anexo C. Esses pontos serão usados para calcular as grandezas termodinâmicas da instalação a R404A.

Como foi visto anteriormente, a carga frigorífica da instalação é de 31,45 kW. Admitiu-se que a câmara possuiria dois evaporadores, e, por isso, a potência de cada evaporador será metade da carga frigorífica necessária.

$$Q_{frig} = 31,45 \text{ kW}$$

$$Q_{evap} = 15,72 \text{ kW}$$

Utilizando o *software* Centauro, obtém-se os seguintes evaporadores.

The screenshot shows the Centauro software interface for selecting evaporators. The 'Equipamentos em cobre' section is active, with 'Cobre (DX-R404A)' selected. The power is set to 15,72 kW and the temperature difference (DTm) is 5 °C. The search results table is as follows:

Modelo	DDC 8P2/35	
DDC 8M2/30	Potência nominal [kW]*	34,79
DDC 8P2/35	Potência corrigida [kW]	16,56
DDC 8P2/39	Delta T [°C]	4,75
	Superfície [m²]	111,44
	N.º de ventiladores	2
	Ø dos ventiladores [mm]	560
	Caudal de ar [m³/h]	20400
	Espaçamento [mm]	7,9
	SC 1 [kW]	35,68
	SC 2 [kW]	24,31
	SC 3 [kW]	19,43
	SC 4 [kW]	15,87
	Potência absorvida [W]	2000
	Pressão estática [Pa]	n/d
	Projeção [m]	27
	Volume interno [dm³]	24,20
	Vent. corrente [A]	3,6
	Vent. RPM [rpm]	1220
	Vent. alm. [V/F/Hz]	400/3/50
	Desc. corrente [A]	20,78
	Desc. potência [kW]	14,4
	Desc. alm. [V/F/Hz]	400/3/50

Figura 7.5 – Seleção dos evaporadores da marca Centauro.

O modelo seleccionado foi o DDC8P2/35. O primeiro critério na selecção foi a escolha da gama DDC, visto ser a única que possui um alcance de 27 metros, sendo o nosso comprimento de 25 metros. O segundo critério foi por operar com um DTm (diferença média de temperatura) mais próximo de 5 °C, que foi definido para as câmaras.

A potência do evaporador seleccionado é de 16,56 kW e, deste modo, a potência frigorífica real que estamos a trabalhar é de 33,12 kW.

$$Q_{evap\ corrigido} = 16,56 \text{ kW} \rightarrow Q_{evap\ total} = 33,12 \text{ kW}$$

Posto isto, podemos calcular o caudal mássico que circula no sistema:

$$\dot{m}_{404A} = \frac{Q_{evap\ total}}{(h_1' - h_4)} = 0,35 \text{ kg/s}$$

A potência teórica do compressor:

$$|W_c|_{R404A} = \dot{m}_{404A}(h_{2'} - h_{1'}) = 0,35 \times (407,375 - 358,266) = 17,12 \text{ kW}$$

Normalmente, os fabricantes de compressores para garantirem que não ocorram problemas de sobrecarga do motor, dispõem de compressores nos seus catálogos com potências duas vezes superiores à teórica. Para a selecção dos compressores a R404A utilizou-se o *software* do fabricante Bitzer.

No Anexo D encontram-se todos os cálculos obtidos para o dimensionamento do equipamento.

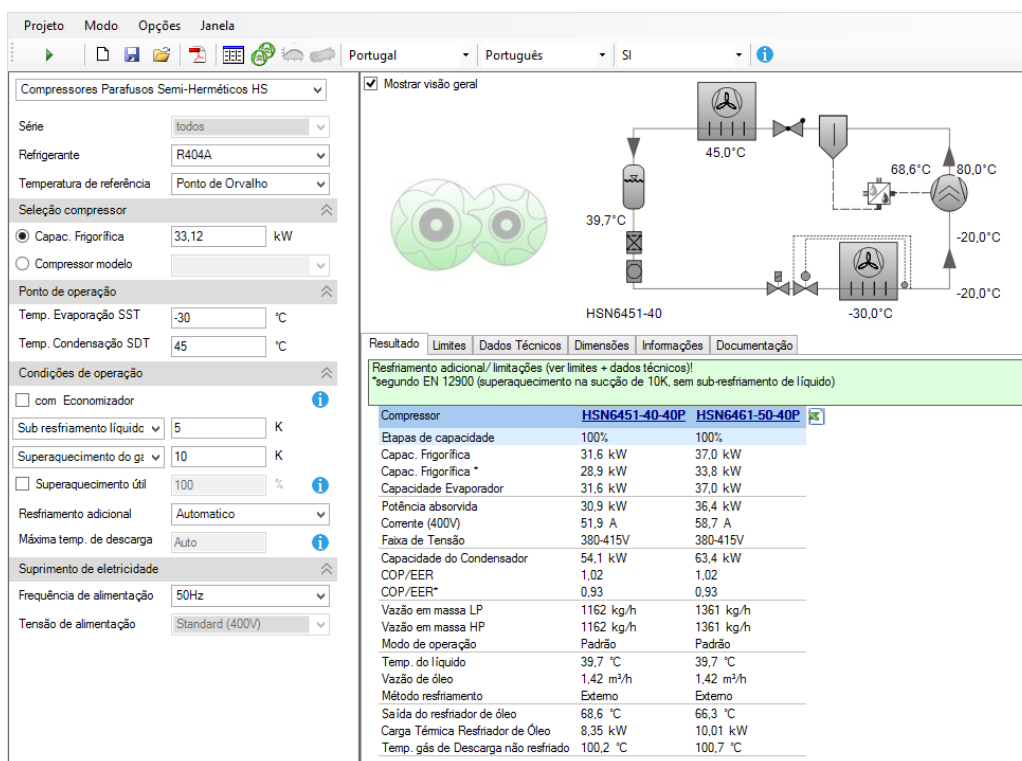


Figura 7.6 – Selecção do compressor a R404A da marca Bitzer.

Através do *software* do fabricante e da introdução dos dados necessários, foram recomendados dois modelos, um com uma capacidade frigorífica inferior à capacidade necessária para a câmara e o outro com uma capacidade frigorífica superior à capacidade necessária para a câmara. O modelo seleccionado foi HSN6461-50-40P, cujas características técnicas se encontram presentes no Anexo E. Serão montados dois compressores desse modelo, em que um deles será como redundância.

Por fim, através dos dados obtidos é possível calcular a potência do condensador evaporativo:

$$Q_H = Q_{Cond} = \dot{m}_{R404A}(h_{2'} - h_{3'}) = W_{C_{R404A}} + Q_{Permutador}$$

$$Q_H = Q_{Cond} = 50,24 \text{ kW}$$

Para a selecção do condensador foi utilizado o *software* do fabricante Centauro.

**Seleccção de condensadores**

Dados para selecção:

Potência: 50,24 kW, +/- 20 %  
 Dif. temperatura: 15 °C  
 Ruído máximo: 99 dB a 10 m  
 Temp. ambiente: 30 °C  
 Altitude: 0 m  
 Material Alheta: Aluminium

Gás refrig.: R404A

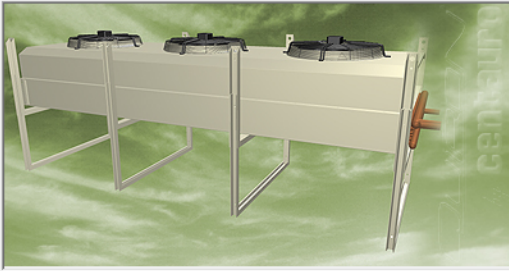
Soluções construtivas disponíveis: 9

ACI/M

**Resultado de pesquisa de equipamentos para os parâmetros escolhidos:**

Seleccção modelo | Dados Técnicos | Dimensões | Comparativo | Listagem

MODELO	ACI/M - 263/77.5Y	
ACI/M - 163/54.5T	Pot. nom. (DT=15°C) [kW]	51.98
<b>ACI/M - 263/77.5Y</b>	Potência corrigida [kW]	53.05
ACI/M - 263/77.5S	DT Funcionamento [°C]	14.21
	Espaçamento [mm]	2.1
	Superfície [m²]	153.41
	N.º ventiladores [N.ºxØ]	2x630
	Rotação [rpm]	620
	Caudal de ar [m³/h]	16400
	Ruído [dB(A)]*	35



**Figura 7.7** – Seleccção dos condensadores a R404A do fabricante Centauro.

O condensador seleccionado foi ACI/M - 263/77.5Y.

#### 7.4.2. Sistema clássico com R717 (NH<sub>3</sub>)

O sistema clássico com R717 é um sistema inundado. A instalação possui um sistema de compressão duplo com dois compressores na baixa pressão a trabalharem no regime  $-30\text{ °C}/-5\text{ °C}$  e outros dois compressores na alta pressão a trabalharem no regime  $-5\text{ °C}/+35\text{ °C}$ . A aplicação de dois andares aumenta o efeito refrigerante da instalação e o uso de uma temperatura de condensação mais baixa em relação ao sistema R404A, serve para salvaguardar que a temperatura de descarga não seja excessivamente alta e perigosa, tal como foi explicado no capítulo 5.2.

Os evaporadores são alimentados pelo fluido frigorífero, através de um separador líquido a  $-30\text{ °C}$ , por bombeamento. O arrefecimento dos vapores comprimidos no andar de baixa pressão é obtido por injeccção total de fluido a alta pressão num depósito intermédio fechado com uma temperatura de  $-5\text{ °C}$  e, por sua vez, o fluido a alta pressão irá condensar num condensador evaporativo.

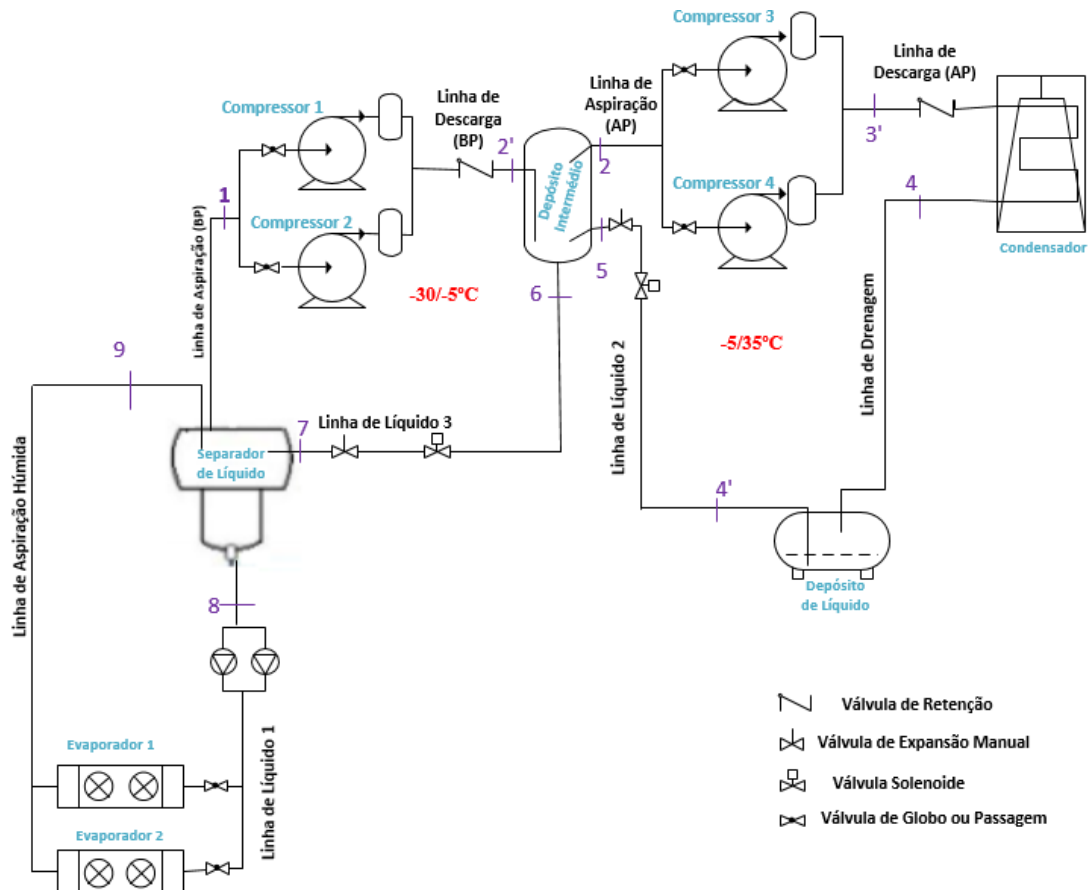


Figura 7.8 – Sistema frigorífico de 2 andares a NH<sub>3</sub> desenhado em *software* Visio.

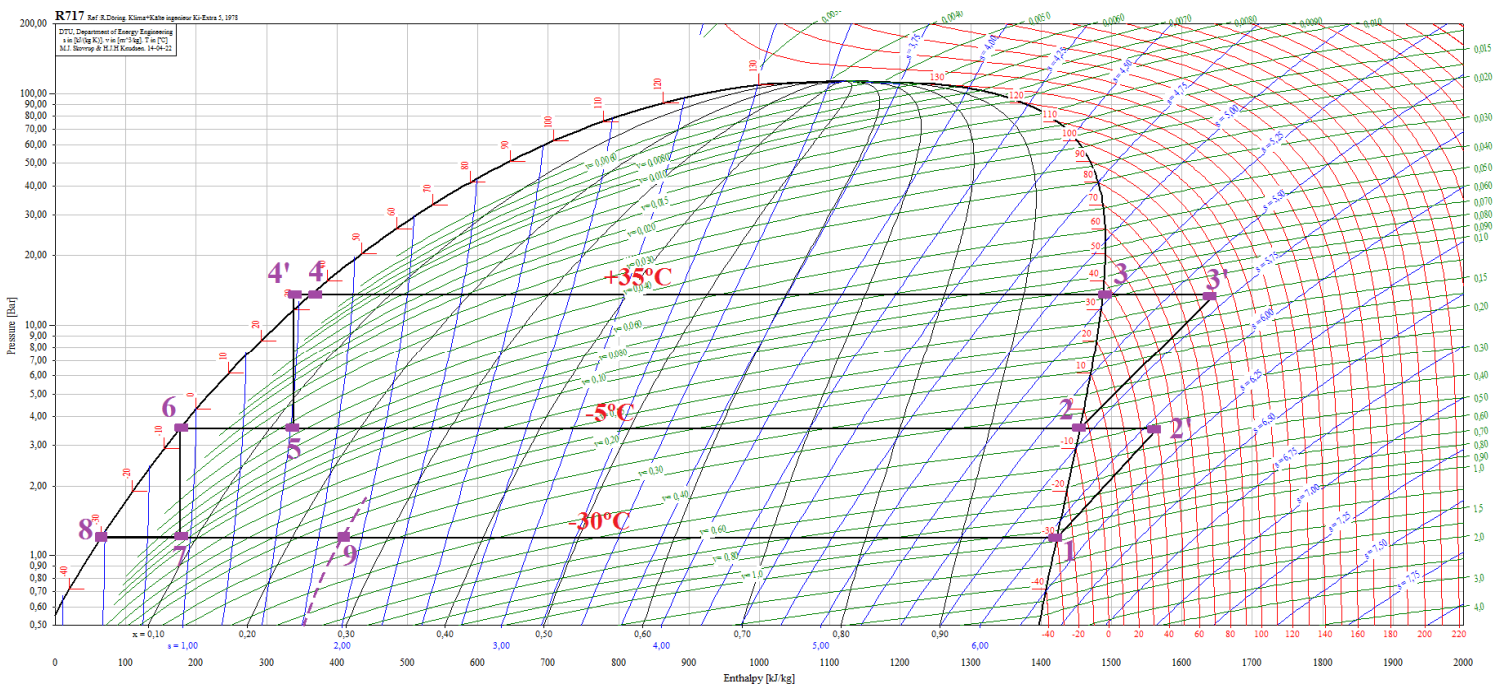


Figura 7.9 – Diagrama Pressão-Entalpia do R717 obtido pelo *software* Cool Pack.

O amoníaco entra no compressor do primeiro andar (baixa pressão) como vapor saturado no estado 1 e é comprimido até à pressão intermédia no estado 2'. A seguir, o fluido entra no depósito intermédio em vapor sobreaquecido, onde irá arrefecer e atingir o estado 2 com uma

temperatura de  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Depois, o fluido é novamente aspirado pelo compressor do segundo andar (alta pressão) que o irá comprimir até ser atingida a pressão de condensação referente ao ponto 3'. Tal como no sistema R404A, as evoluções correspondentes às compressões são adiabáticas e reversíveis, isto é, isentrópicas.

Posteriormente, o fluido entra no condensador em vapor sobreaquecido e reduz a sua temperatura pela libertação de calor sensível, num processo isobárico, entre os pontos 3' e 3. De seguida, ocorre a libertação de calor latente entre os pontos 3 e 4 a temperatura e pressão constante, até ao fim do processo de condensação.

Depois, o fluido é conduzido pela linha de drenagem até ao depósito de líquido, onde ocorre um subarrefecimento. A temperatura do R717 diminui  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$  com esse subarrefecimento que está representado entre os pontos 4 e 4'.

A seguir, o fluido, ao passar por uma válvula de bóia com expansão manual, sofre uma diminuição de pressão e temperatura e entra no depósito intermédio, onde ele passa a ser a mistura líquido-vapor indicada no ponto 5.

O depósito intermédio está a  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$  e, devido à expansão do fluido, ocorre a formação de vapor saturado que será aspirado pelos compressores de alta pressão no ponto 2. Pode, ainda, ocorrer a vaporização de algum líquido existente no depósito intermédio que é originada pelo calor fornecido na descarga do compressor de baixa pressão. O ponto 6 corresponde ao líquido comprimido que se forma no depósito intermédio e que irá para o separador de líquido a  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ , através da válvula de expansão manual, dando origem à mistura de fluido correspondente ao ponto 7.

O amoníaco que se encontra no separador de líquido vai ser bombeado a  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$  até às válvulas de regulação de caudal de cada evaporador até chegar ao próprio evaporador, onde se irá dar início a um processo de vaporização em vazio até atingir, à saída, um título de 0,25 (ponto 9). Neste processo, o fluido retira calor da câmara frigorífica e retorna ao separador, onde o vapor saturado será aspirado pelo compressor de baixa pressão (ponto 1).

Os pontos termodinâmicos obtidos pelo *software* Cool Pack encontram-se na tabela C.2: Anexo C.

De forma a satisfazer as condições de refrigeração da câmara com  $31,45\text{ kW}$  de potência, cada um dos evaporadores deve ter pelo menos metade dessa carga. Na selecção dos evaporadores optou-se por usar evaporadores inundados alimentados por bomba do fabricante Helpman.

$$Q_{frig} = 31,45\text{ kW}$$

$$Q_{evap} = 15,72 \text{ kW}$$

Type	Options	Capacity [kW]	Capacity factor	Air volume [m³/h]	Surface [m²]	Noise [dB(A)]	Fan counts	Throw distance	Gross	Net price [EUR]
Helpman-ZLA 226-8 P2 400	No options	14.43	0.92	11050	90.70	65.5	2	24.00	6023	6023
Helpman-ZLA 128-8 P2 400	No options	14.48	0.92	8340	90.70	65.5	2	22.00	6105	6105
Helpman-ZLA 424-8 Q 400	No options	14.20	0.90	17560	90.70	68.4	2	33.00	6219	6219
Helpman-ZLA 326-8 P2 400	No options	17.07	1.08	13860	113.30	65.5	2	26.00	6243	6243
Helpman-ZLA 418-8 P2 400	No options	14.34	0.91	8580	90.70	65.4	1	33.00	6284	6284

Figura 7.10 – Seleção dos evaporadores da Helpman para o sistema clássico com NH<sub>3</sub>.

O modelo escolhido foi o ZLA 326-8 P2 400 de potência frigorífica real de 17,07 kW e com duas ventoinhas. O *software* da Helpman indica que cada um dos evaporadores consegue refrigerar até uma distância de 26 metros.

Como a capacidade de cada evaporador escolhido é de 17,07 kW, é conveniente corrigir a potência evaporativa total, de forma a saber o caudal real que passa no sistema:

$$Q_{evap \text{ corrigido}} = 17,07 \text{ kW} \rightarrow Q_{evap \text{ total}} = 34,14 \text{ kW}$$

O caudal mássico que atravessa o evaporador é dado por:

$$Q_{evap} = \dot{m}_{NH_3(1)} (h_9 - h_8)$$

$$34,14 = \dot{m} (404,095 - 64,64) (=) \dot{m}_{NH_3(1)} = \mathbf{0,101 \text{ kg/s}}$$

Sabendo que a quantidade de caudal mássico nas diferentes linhas de tubagem não é a mesma num sistema a dois andares a amoníaco, torna-se necessário efectuar um balanço de energia no separador de líquido e no depósito intermédio, de modo a conhecermos o caudal que passa em cada equipamento. Uma vez que já é conhecido o caudal  $\dot{m}_{NH_3(1)}$  que circula entre o separador de líquido e os evaporadores inundados, torna-se possível calcular o  $\dot{m}_{NH_3(2)}$  que percorre a linha de aspiração da baixa pressão e a linha de líquido 3, através do balanço de energia no separador de líquido.

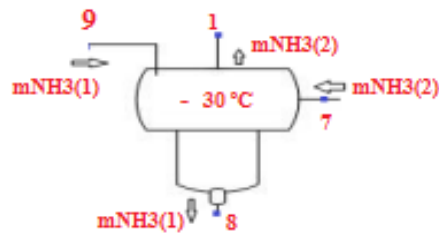


Figura 7.11 – Balanço mássico no separador de líquido.

**Balanço de energia no separador de líquido:**

$$\dot{m}_{NH3(1)}h_9 + \dot{m}_{NH3(2)}h_7 - \dot{m}_{NH3(1)}h_8 - \dot{m}_{NH3(2)}h_1 = 0$$

$$0,101 \times 404,095 + \dot{m}_{NH3(2)} \times 177,211 - 0,101 \times 64,64 - \dot{m}_{NH3(2)} \times 1422,458 = 0$$

$$\dot{m}_{NH3(2)} = 0,027 \text{ kg/s}$$

O caudal  $\dot{m}_{NH3(2)}$  percorre as tubagens de aspiração e de descarga da baixa pressão até ao depósito intermédio, e, depois, segue pela linha de líquido 3 até ao separador de líquido. Por sua vez, o  $\dot{m}_{NH3(3)}$  que também circula pelo depósito intermédio, pode ser igualmente calculado por um balanço de energia.

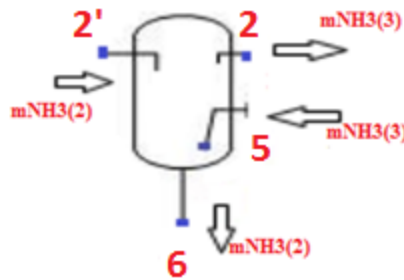


Figura 7.12 – Balanço mássico no depósito intermédio.

**Balanço de energia no depósito intermédio:**

$$\dot{m}_{NH3(2)}h_{2'} + \dot{m}_{NH3(3)}h_5 - \dot{m}_{NH3(2)}h_6 - \dot{m}_{NH3(3)}h_2 = 0$$

$$0,027 \times 1565,019 + \dot{m}_{NH3(3)} \times 339,037 - 0,027 \times 177,211 - \dot{m}_{NH3(3)} \times 1455,156 = 0$$

$$\dot{m}_{NH3(3)} = 0,034 \text{ kg/s}$$

O caudal  $\dot{m}_{NH3(3)}$  circula por toda a tubagem da zona de alta pressão. Este circuito inicia-se na tubagem de aspiração de alta pressão – proveniente do depósito intermédio - até aos compressores de alta pressão. Depois, o fluido entra na tubagem de descarga até ao condensador evaporativo, segue pela linha de drenagem 2 até ao depósito de líquido e, por fim, percorre a linha de líquido 2 até ao depósito intermédio.

A potência de compressão, que deve ser fornecida ao fluido no compressor de baixa e alta pressão, é de:

$$|W_{BP}| = \dot{m}_{NH_3(2)} (h_{2'} - h_1) = 3,91 \text{ kW}$$

$$|W_{AP}| = \dot{m}_{NH_3(3)} (h_{3'} - h_2) = 6,53 \text{ kW}$$

O catálogo do fabricante Stal não fornece a capacidade do compressor para os regimes pretendidos e, por isso, será necessário interpolar. As unidades apresentadas pelo catálogo para a potência são Kcal/h e para o consumo eléctrico são kW.

- **Baixa Pressão – Seleccção de 2 compressores no regime -30 °C/ -5 °C**

Os evaporadores trabalham quando é preciso retirar carga térmica da câmara, enquanto que o separador de líquido produz uma inércia térmica de fluido à temperatura de evaporação. Essa inércia térmica faz com que não seja necessário existir um equilíbrio entre o compressor e o separador de líquido.

Ao contrário do sistema de expansão directa, os compressores funcionam autonomamente em relação ao evaporador, pois só entram em funcionamento quando se acumula um nível alto de vapor no separador de líquido.

A reserva de NH<sub>3</sub> que se forma no separador de líquido alimenta os dois evaporadores através das bombas recirculadoras, quando há necessidade de frio na câmara, e os compressores só arrancam quando se atingir o nível mínimo de trabalho no separador de líquido.

Assim, os sistemas inundados vão ter dois compressores em paralelo em cada andar de pressão a funcionar simultaneamente, e não será instalado um compressor de socorro como no sistema R404A.

$$Q_{Frig} = 17,07 \text{ kW} \times 859,8 \text{ kcal/h} = 14\,677 \text{ kcal/h}$$

**Tabela 7.6** – Características do compressor P43 do fabricante Stal [57].

<b>Modelo P43</b>		
<b>Regime de funcionamento do compressor</b>	<b>Potência efectiva do compressor</b>	<b>Potência consumida</b>
-30°C/-10°C	27200 kcal	5,6 kW
-30°C/-5°C	x	y
-30°C / ±0	23700 kcal	6,7 kW

**Potência efectiva do compressor P43 na BP:**

$$x = \frac{27200 + 23700}{2} = 25\,450 \text{ kcal} = 29,6 \text{ kW} (> Q_{\text{Frig}})$$

**Potência absorvida ao veio pelo compressor P43 na BP:**

$$y = \frac{5,6 + 6,7}{2} = 6,15 \text{ kW}$$

**Potência do motor eléctrico do compressor P43 na BP:**

A potência eléctrica do motor está sujeita a perdas mecânicas e por efeito de joule que são cerca de 4/3 da potência fornecida ao veio [37]:

$$P_{\text{motor eléctrico}} = \frac{4}{3} \times 6,15 = 8,2 \text{ kW}$$

- **Alta Pressão – Selecção de 2 compressores no regime -5 °C/ +35 °C**

**Potência efectiva do compressor P23 para a AP:**

A potência frigorífica que o compressor de alta pressão terá de retirar corresponde à potência descarregada no depósito intermédio, associada à carga produzida pelos compressores de baixa pressão, com o calor resultante do processo de compressão.

$$Q_{\text{depósito intermédio}} = P_{\text{efetiva do compressor}} + P_{\text{abs.veio}}$$

$$Q_{\text{depósito intermédio}} = 29,6 + 6,15 = 35,75 \text{ kW}$$

**Tabela 7.7 - Características do compressor P23 do fabricante Stal [57].**

Modelo P23		
Regime de funcionamento do compressor	Potência efectiva do compressor	Potência consumida
-5°C/+30°C	38 000 kcal	8,3 kW
-5°C/+35°C	x	y
-5°C/ +40°C	33 000 kcal	10 kW

**Potência efectiva do compressor P23 na AP:**

$$x = \frac{38000 + 33000}{2} = 35\,500 \text{ kcal} = 41,3 \text{ kW} (> Q_{\text{depósito intermédio}})$$

**Potência absorvida ao veio pelo compressor P23 na AP:**

$$y = \frac{8,3 + 10}{2} = 9,15 \text{ kW}$$

### Potência do motor eléctrico do compressor P23 na AP:

A potência eléctrica do motor está sujeita a perdas mecânicas e por efeito de joule que são cerca de 4/3 da potência fornecida ao veio [37]:

$$P_{motor\ elétrico} = \frac{4}{3} \times 9,15 = 12,2\ kW$$

Por fim, falta calcular a potência do condensador evaporativo no sistema a NH<sub>3</sub> clássico.

$$Q_H = Q_{evap.total} + (W_{BP} + W_{AP}) = 34,14 + (10,44) = 44,58\ kW$$

O condensador evaporativo seleccionado é da marca Alpha-Laval com o modelo SZA-1-2-914-470. Considerou-se que a temperatura exterior era de 27 °C porque o *software* só permite uma diferença de 8 °C entre as temperaturas de condensação e ar exterior.

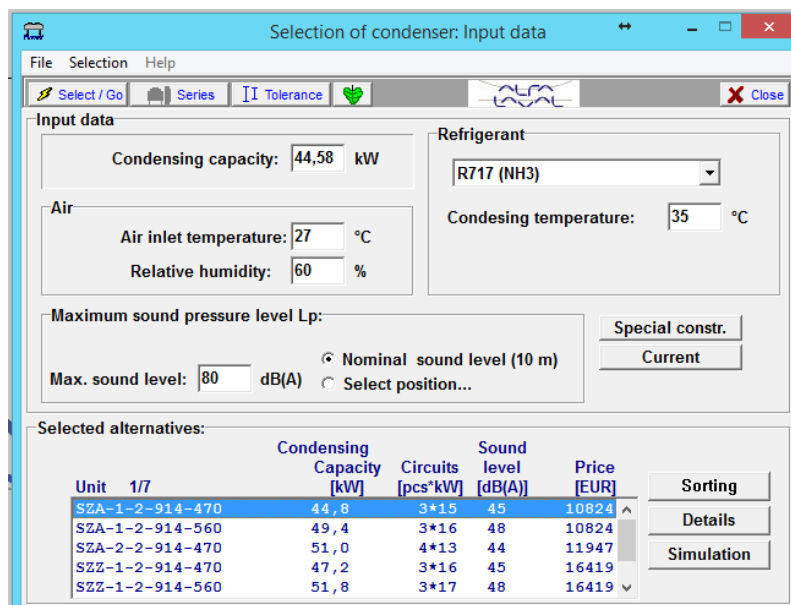


Figura 7.13 – Selecção do condensador evaporativo a R717 no *software* do fabricante Alpha-Laval.

### 7.4.3. Sistema Cascata R744/R171

O sistema clássico a R717 apresenta um grave problema com repercussão económica face ao sistema R404A, nomeadamente, o elevado índice de toxicidade, que pode pôr em causa todo o produto armazenado. Tal situação, poderá levar à falência do entreposto e, a utilização de uma instalação a R717 acarreta despesas adicionais em inspecções e materiais, para além de ser um sistema inicialmente mais caro. Deste modo, a substituição do sistema a R717 pelo a R404A pode não convencer.

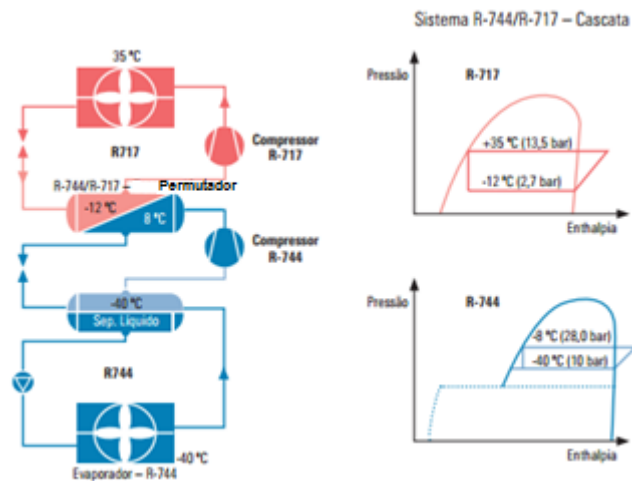
No entanto, um sistema em cascata a R744/R171 possibilita que a parte do sistema a NH<sub>3</sub> não esteja na zona do produto armazenado. Além disso, o trabalho de compressão do CO<sub>2</sub> é menor do que o trabalho do compressor de baixa pressão a NH<sub>3</sub>. Na verdade, o próprio compressor a R744 possui um tamanho menor e, por isso, um menor custo.

Assim, perante sistemas com temperaturas de operação de  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$  e  $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$  surge a alternativa de um sistema em cascata que use o  $\text{CO}_2$  em ciclo sub-crítico para baixa temperatura e o amoníaco no ciclo de alta temperatura.

O sistema com ciclo em cascata é constituído por dois (ou mais) ciclos de refrigeração independentes, cada um com o seu próprio fluido refrigerante (neste caso R744 e R717), mas com um permutador de calor comum aos dois ciclos. Esse permutador tem a função de condensador no ciclo de baixa temperatura e a função de evaporador no ciclo de alta temperatura.

Este tipo de sistemas são normalmente usados quando um sistema com um único fluido a fazer o ciclo de compressão é incapaz de retirar calor do nível da zona com a temperatura mais baixa (ex: resfriar o produto do processo) e rejeitá-lo para a atmosfera (através do condensador evaporativo, a água ou ar).

Os fluidos como o amoníaco e alguns halogenados (ex: R507 e R404A) possuem pressões de evaporação e eficiências muito baixas em ciclos convencionais. Por outro lado, os fluidos adequados para essas faixas de pressões (ex: R23 e R170) possuem um ponto crítico muito baixo, o que torna necessário libertar calor para um nível de pressão de saturação correspondente à do ar exterior. Desta forma, é possível solucionar estes problemas se introduzirmos um ciclo independente com outro fluido que opere com temperaturas de evaporação abaixo da temperatura de condensação do ciclo de baixa temperatura e liberte calor para a atmosfera.



**Figura 7.14** – Sistema em Cascata com R717/R744 ( $\text{CO}_2/\text{NH}_3$ ) e os seus diagramas de Pressão-Entalpia [39].

A figura 7.14 ilustra o sistema em cascata com o  $\text{CO}_2$  no circuito primário e com o  $\text{NH}_3$  no circuito secundário. O circuito primário corresponde ao lado de baixas temperaturas (azul) e o circuito secundário ao do lado das altas temperaturas (vermelho).

No circuito a  $\text{CO}_2$ , as temperaturas de evaporação variam entre  $-55\text{ }^\circ\text{C}$  a  $-30\text{ }^\circ\text{C}$ . O sistema torna-se ineficiente em relação aos sistemas convencionais quando ultrapassa o ponto triplo e o ponto crítico do  $\text{CO}_2$ . O ponto triplo ocorre a temperaturas abaixo de  $-56,6\text{ }^\circ\text{C}$  e, por isso, a temperatura de evaporação para a baixa pressão variam entre  $-55\text{ }^\circ\text{C}$  a  $-30\text{ }^\circ\text{C}$ , pois para temperaturas superiores o fluido atinge pressões muito elevadas. Por sua vez, as temperaturas de condensação variam desde  $-18\text{ }^\circ\text{C}$  (para sistemas com temperaturas de evaporação em torno  $-55\text{ }^\circ\text{C}$ ) até  $0\text{ }^\circ\text{C}$  (para temperaturas de evaporação em torno de  $-30\text{ }^\circ\text{C}$ ). No entanto, a condensação pode existir até uma temperatura limite de  $+5\text{ }^\circ\text{C}$ , apesar de o sistema se mostrar pouco eficiente a partir dos  $-5\text{ }^\circ\text{C}$  [55].

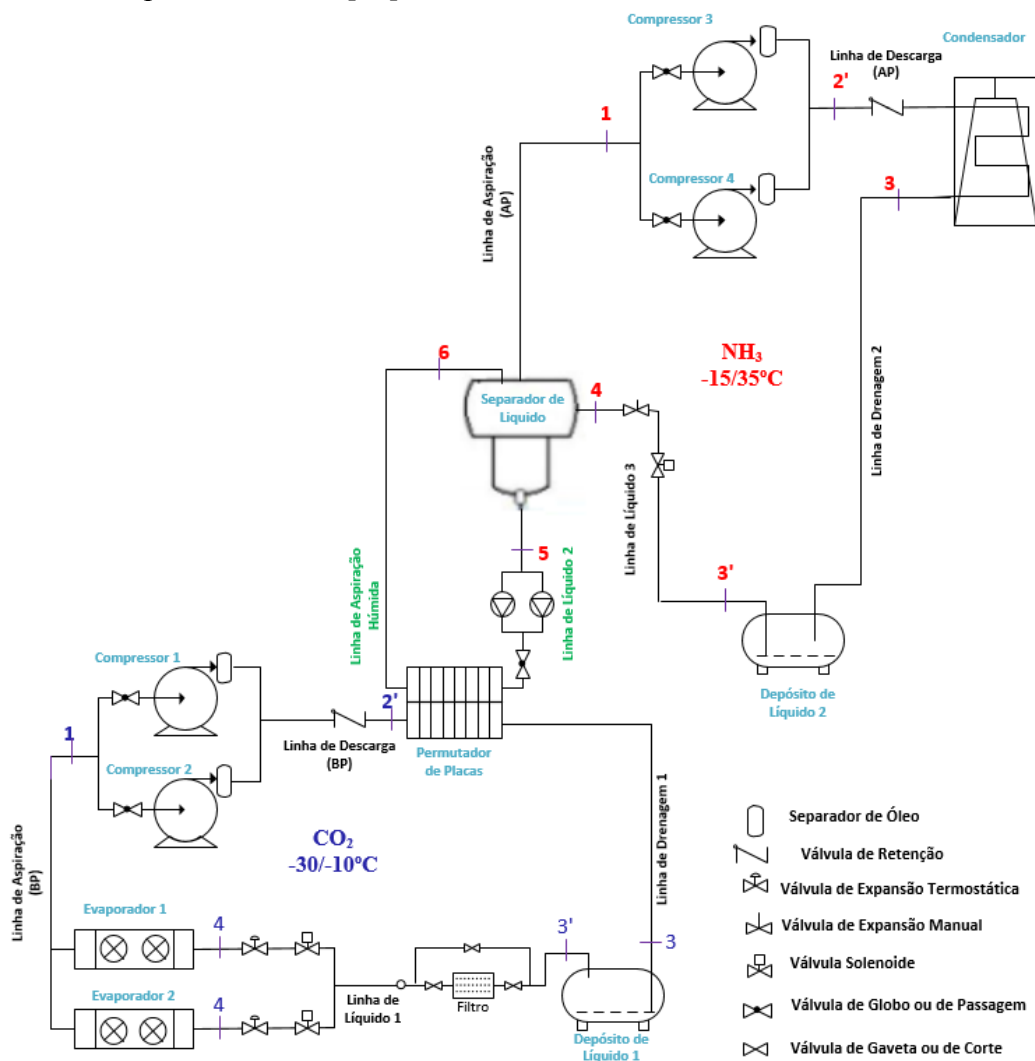


Figura 7.15 – Sistema frigorífico em Cascata R744/R717 desenhado em *software* Visio.

### Lado de Baixa Pressão ( $\text{CO}_2$ )

De forma a garantir as condições exigidas na câmara frigorífica ( $-25\text{ }^\circ\text{C}$ ), a temperatura de evaporação, tal como nos outros sistemas, será de  $-30\text{ }^\circ\text{C}$  e o regime estabelecido para as temperaturas mais baixas, ou seja, para o lado do  $\text{CO}_2$ , vai ser de  $-30\text{ }^\circ\text{C}/-10\text{ }^\circ\text{C}$ . A análise

termodinâmica de um sistema em cascata é feita em separado devido ao uso de diferentes fluidos. Começaremos por apresentar o diagrama termodinâmico do lado de baixa temperatura:

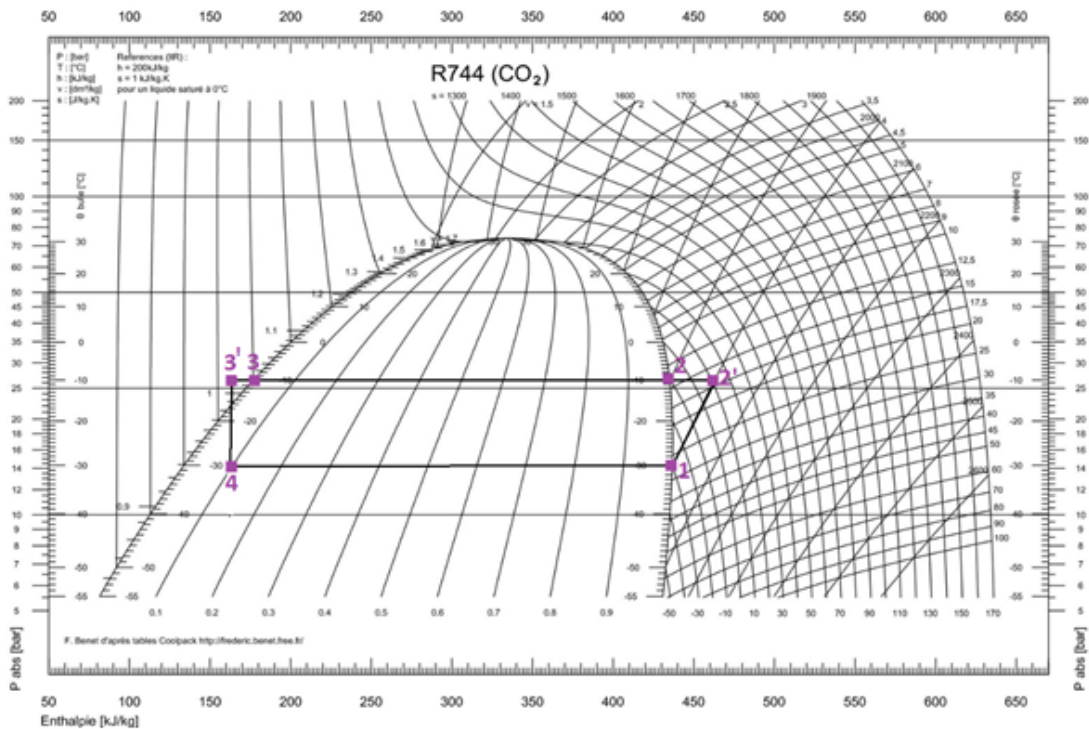


Figura 7.16 – Diagrama de Pressão-Entalpia do R744.

$$Q_{frig} = 31,45 \text{ kW}$$

A potência evaporativa tem de satisfazer a potência frigorífica (31,45 kW) da instalação. Como se optou por colocar dois evaporadores na câmara, cada um poderá ter metade da potência frigorífica.

$$Q_{evap} = \frac{Q_{frig}}{2} = 15,72 \text{ kW}$$

Main Menu

---

**Operating conditions**

Capacity	<input type="text" value="15.72"/> kW	Air temperature	<input type="text" value="-25"/> °C	DTM	<input type="text" value="5"/> °C
Refrigerant	<input type="text" value="R744"/>	Evaporating temp	<input type="text" value="-30"/> °C	Relative humidity	<input type="text" value="90"/> %
Refrigerant system	<input type="text" value="pumped"/>	Refrigerant liquid temp	<input type="text" value=""/>	Frost thickness	<input type="text" value="Light"/>
		Over heating	<input type="text" value=""/>		

---

**Model selections**

Coil execution:  Fan voltage:

Product models:  Helpman-TYR-A  Helpman-TYR-B  Helpman-TYR-D  Helpman-TYR-F  Helpman-TYR-T  Helpman-TYR-Z

Fin spacing:  4.0  6.0  7.0  8.0  10.0  12.0

---

Type	Options	Capacity [kW]	Capacity factor	Air volume	Surface [m²]	Noise [dB(A)]	Fan counts	Throw distance	Gross price/RCPL	Net price [EUR]
Helpman-TYR-B 616-S H5 400	No options	14.93	0.95	13000	89.60	64.2	1	31.00	8317	8317
Helpman-TYR-Z 616-S H5 400	No options	14.93	0.95	13000	89.60	64.2	1	38.00	8317	8317
Helpman-TYR-B 136-S H2 400	No options	15.02	0.96	13020	89.60	61.6	3	20.00	6640	6640
Helpman-TYR-Z 136-S H2 400	No options	15.02	0.96	13020	89.60	61.6	3	24.00	6640	6640
Helpman-TYR-B 228-S H3 400	No options	15.64	0.99	10300	95.50	62.5	2	24.00	6938	6938
Helpman-TYR-Z 228-S H3 400	No options	15.64	0.99	10300	95.50	62.5	2	29.00	6938	6938
Helpman-TYR-B 326-S H2 400	No options	15.97	1.02	13900	95.50	64.4	2	26.00	7103	7103
Helpman-TYR-Z 326-S H2 400	No options	15.97	1.02	13900	95.50	64.4	2	32.00	7103	7103

Figura 7.17 – Selecção dos evaporadores no software da Helpman para o circuito a R744.

Como se pode verificar na figura 7.17, cada um dos evaporadores seleccionados possui uma potência de 15,97 kW, estando assim associados a uma carga frigorífica de 31,94 kW. Para maior precisão, usou-se o valor mencionado no catálogo:

$$Q_{evap} = 15,97 \text{ kW}$$

$$Q_{frig} = Q_{evap.total} = 31,94 \text{ kW}$$

Tal como nos outros sistemas, usou-se a potência frigorífica e os pontos termodinâmicos para calcular o caudal mássico do CO<sub>2</sub>:

$$31,94 = \dot{m}_{CO_2} (436,82 - 165,792)(=)$$

$$(=) \dot{m}_{CO_2} = 0,118 \text{ kg/s}$$

O trabalho de compressão no ciclo em cascata foi calculado da seguinte forma:

$$|W_c|_{CO_2} = \dot{m}_{CO_2}(h_2' - h_1) = 0,118 \times (462,146 - 436,82) = 2,98 \text{ kW}$$

Os compressores seleccionados pelo *software* da Bitzer têm a referência 2ESL-4k-405.

Dados Provisórios		
Temperatura de descarga mínima 50°C (122°F)		
*segundo EN 12900 (superaquecimento na sucção de 10K, sem sub-resfriamento de líquido)		
Compressor	2FSL-4K-405	2ESL-4K-405
Etapas de capacidade	100%	100%
Capac. Frigorífica	15,25 kW	18,89 kW
Capac. Frigorífica *	15,05 kW	18,65 kW
Capacidade Evaporador	14,93 kW	18,49 kW
Potência absorvida	2,34 kW	2,81 kW
Corrente (400V)	5,45 A	5,61 A
Faixa de Tensão	380-420V	380-420V
Capacidade do Condensador	17,59 kW	21,7 kW
COP/EER	6,37	6,58
COP/EER*	6,42	6,64
Vazão em massa	206 kg/h	256 kg/h
Temp. gás de Descarga não resfriado	29,0 °C	27,8 °C

Figura 7.18 – Seleção do compressor a R744 no *software* da Bitzer.

O permutador de calor comporta-se como um condensador do lado do CO<sub>2</sub> e como um evaporador do lado do NH<sub>3</sub>. Como já conhecemos o caudal que circula no lado de baixas

temperaturas e a potência de compressão efectuada, é agora possível obter a quantidade de calor que é transferido no permutador de calor:

$$Q_H = Q_{Permutador} = Q_{evap.total} + W_{C_{CO2}}$$

$$Q_H = (2 \times 15,97) + 2,98 = 34,92 \text{ kW}$$

O calor transferido no permutador também pode ser calculado com base no caudal e nos pontos termodinâmicos:

$$Q_H = Q_{Permutador} = \dot{m}_{CO2}(h_{2'} - h_{3'})$$

### Lado de Alta de Pressão (NH<sub>3</sub>)

No lado das altas temperaturas o fluido de trabalho é o NH<sub>3</sub> e o sistema tem um regime definido de -15 °C/+35 °C.

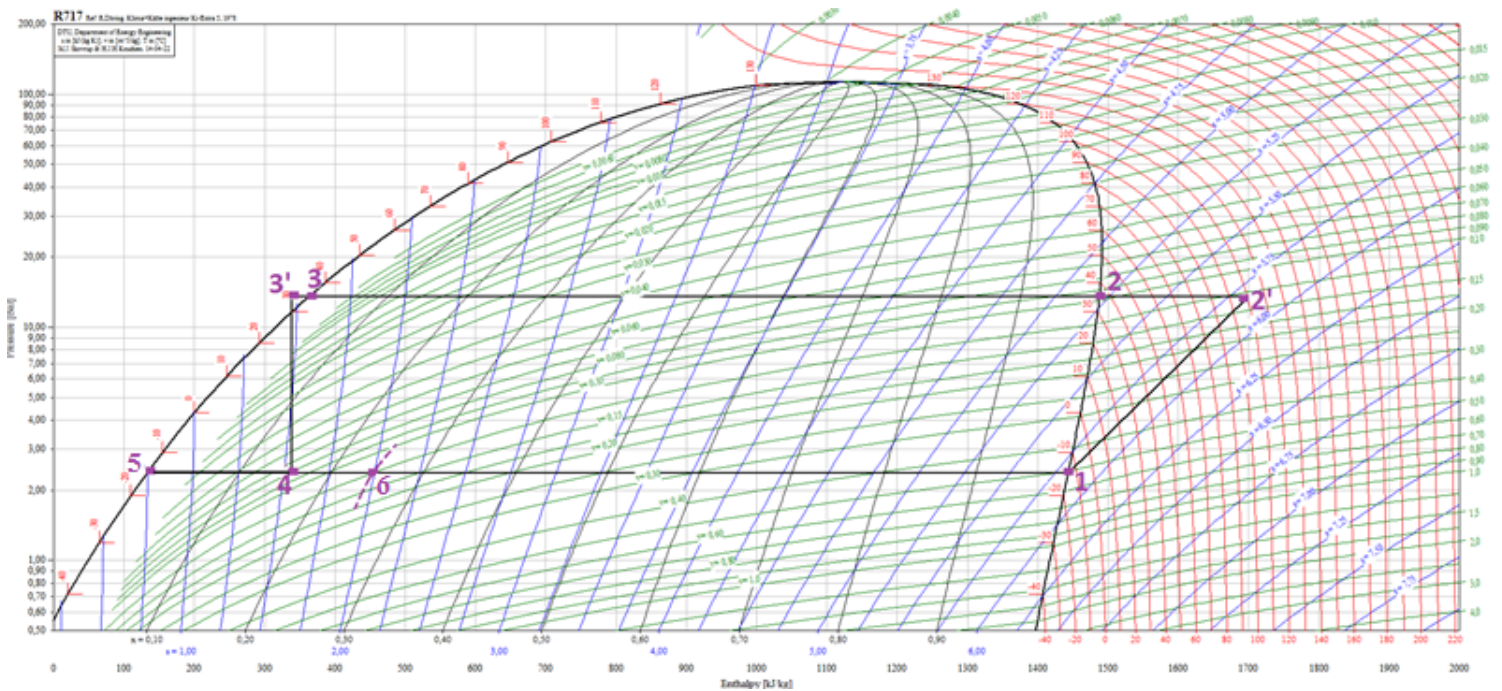


Figura 7.19 – Diagrama Pressão-Entalpia do R717 para o ciclo em cascata obtido pelo *software* Cool Pack.

O ponto 6 é composto por 75% de líquido saturado e 25% de vapor saturado e por isso:

$$h_6 = h_f + 0,25(h_g - h_f)$$

$$h_6 = h_5 + 0,25(h_1 - h_5)$$

Sabendo a quantidade de calor transferida pelo CO<sub>2</sub> no permutador, é possível calcular os caudais do lado do NH<sub>3</sub>:

$$Q_{Permutador} = \dot{m}_{NH3(1)}(h_6 - h_5) (=)$$

$$(\Rightarrow) \dot{m}_{NH3(1)} = \frac{34,92}{(459,7 - 131,91)} (\Rightarrow) \dot{m}_{NH3(1)} = 0,107 \text{ kg/s}$$

No separador de líquido vai ocorrer a separação de caudal. Para se obter o caudal  $\dot{m}_{NH3(2)}$  que circula nas tubagens de compressão de alta pressão é necessário fazer-se um balanço de energia:

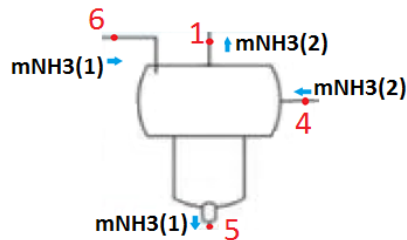


Figura 7.20 – Separador de líquido do sistema em cascata.

$$\dot{m}_{NH3(1)} \cdot h_6 + \dot{m}_{NH3(2)} \cdot h_4 - \dot{m}_{NH3(1)} \cdot h_5 - \dot{m}_{NH3(2)} \cdot h_1 = 0$$

$$0,107 \times 459,7 + \dot{m}_{NH3(2)} \times 339,037 - 0,107 \times 131,91 - \dot{m}_{NH3(2)} \times 1443,07 = 0$$

$$\dot{m}_{NH3(2)} = 0,032 \text{ kg/s}$$

Agora, podemos calcular o trabalho de compressão do NH<sub>3</sub>:

$$|W_c|_{NH3} = \dot{m}_{NH3(2)}(h_{2'} - h_1)$$

$$|W_c|_{NH3} = 0,032 \times (1699,681 - 1443,07) = 8,15 \text{ kW}$$

Os compressores a amoníaco seleccionados são do tipo aberto com a referência W4PA.

Compressor	W4TA	W4PA
Etapas de capacidade	100%	100%
Capac. Frigorífica	17,40 kW	21,0 kW
Capac. Frigorífica *	16,86 kW	20,3 kW
Capacidade Evaporador	17,40 kW	21,0 kW
Potência no eixo	5,61 kW	6,77 kW
Capacidade do Condensador	23,0 kW	27,8 kW
COP/EER	3,10	3,10
COP/EER*	3,01	3,00
Vazão em massa	56,7 kg/h	68,3 kg/h
Modo de operação	Acoplamento (1:1)	Acoplamento (1:1)
Velocidade Compressor	1450 /min	1450 /min
Motor de Acionamento	7,50 kW	11,00 kW
Temp. gás de Descarga não resfriado	152,2 °C	152,2 °C

Figura 7.21 – Seleção do compressor a R717 da marca Bitzer.

Finalmente, através dos dados obtidos é possível calcular a potência do condensador evaporativo:

$$Q_H = Q_{Cond} = \dot{m}_{NH_3(2)} (h_{2'} - h_{3'}) = W_{C_{NH_3}} + Q_{Permutador}$$

$$Q_H = Q_{Cond} = 43,23 \text{ kW}$$

O modelo seleccionado é da marca Alpha-Laval e tem a referência SZA-1-2-914-470.

Input data

Condensing capacity: 42,49 kW

Refrigerant: R717 (NH3)

Air inlet temperature: 27 °C

Relative humidity: 60 %

Condensing temperature: 35 °C

Maximum sound pressure level Lp:

Max. sound level: 80 dB(A)  Nominal sound level (10 m)  Select position...

Special constr.

Selected alternatives:

Unit	1/4	Condensing Capacity [kW]	Circuits [pcs*kW]	Sound level [dB(A)]	Price [EUR]
SZA-1-2-914-470		44,8	3*15	45	10824
SZA-1-2-914-560		49,4	3*16	48	10824
SZZ-1-2-914-470		47,2	3*16	45	16419
SZZ-2-2-914-350		42,0	4*10	36	18955

Sorting

Figura 7.22 – Condensador evaporativo seleccionado no *software* da Alpha-Laval.

## 8. Análise comparativa

Neste capítulo pretende-se fazer os estudos termodinâmicos, de eficiência e económicos dos três sistemas anteriormente dimensionados, de forma a compará-los. Os resultados aqui discutidos permitirão perceber se é possível utilizar um sistema ecológico na indústria de refrigeração ao invés de um sistema a HFC. No fim apresentar-se-á algumas medidas de segurança e de manutenção que são obrigatórias devido ao uso do fluido R717 nos dois sistemas alternativos propostos.

### 8.1. Características Termodinâmicas

Tabela 8.1 – Parâmetros das instalações.

Parâmetros das instalações	R404A	R717		Sistema em cascata		
				R744	R717	
Efeito Refrigerante (kJ/kg)	95,018	1059,878		271,028	1378,43	
Caudal mássico (Kg/s)	0,33	Evaporador:	0,101	0,118	Evaporador:	0,107
		C.B.P.	0,027		C.A.P.	0,032
		C.A.P.	0,034			
Rendimento Volumétrico	48,75%	C.B.P.	85%	91%	72%	
		C.A.P.	81,3%			
Taxa de Compressão	10,25	C.B.P.	3,00	1,85	5,63	
		C.A.P.	3,75			
Trabalho de Compressão (kJ/kg)	49,11	C.B.P.	142,56	25,33	256,61	
		C.A.P.	191,58			

A quantidade de fluido que circula num sistema será tanto menor quanto maior for o seu poder refrigerante. Pode-se verificar, na tabela 8.1, que o R717 tem o menor caudal por circuito, graças ao melhor efeito refrigerante. O R744 apresenta maior densidade (volume específico baixo) o que faz com que tenha um maior caudal mássico que os circuitos com R717 e o menor caudal volúmico. A tubagem do sistema inundado a R717 (circuitos referentes aos evaporadores do R717) apresenta maior caudal em relação aos seus restantes circuitos, porque o fluido encontra-se em estado líquido no qual a densidade é superior. Também, a velocidade do R744 para a mesma capacidade frigorífica é menor (Anexo I), o que significa que para a mesma quantidade de fluido, o R744 seria capaz de absorver mais calor e, por essa razão, possui uma produção frigorífica volumétrica superior.

O R404A apresenta densidades semelhantes ao R744. No entanto, o seu efeito refrigerante é demasiado baixo e, por isso, necessitará de uma maior quantidade de caudal para satisfazer a carga frigorífica da câmara. Por este motivo, o sistema de expansão directa é o que apresenta maior diâmetro de tubagem, com vantagem para a tubagem do R744 que, apesar de ter um caudal semelhante ao de R717, é mais denso (Anexo I).

Nos sistemas com fluidos naturais verifica-se que a razão de pressão de cada andar é menor do que a unidade de andar único. Assim, o rendimento volumétrico do compressor é superior. De acordo com o que foi dito no capítulo 6.1, verifica-se que o rendimento volumétrico do R404A indica que houve menos potência fornecida ao compressor, devido ao consumo maior de unidade de massa e, por essa razão, possui compressores de maiores dimensões e maior taxa de compressão. O R744, por ter um menor volume deslocado, apresenta uma baixa taxa de compressão e, conseqüentemente, um elevado rendimento volumétrico. Por este motivo, os compressores a R744 possuem menores dimensões e, portanto, melhor custo. No caso do R717, tanto para o sistema clássico como para o sistema em cascata, pode-se considerar os rendimentos volumétricos razoáveis.

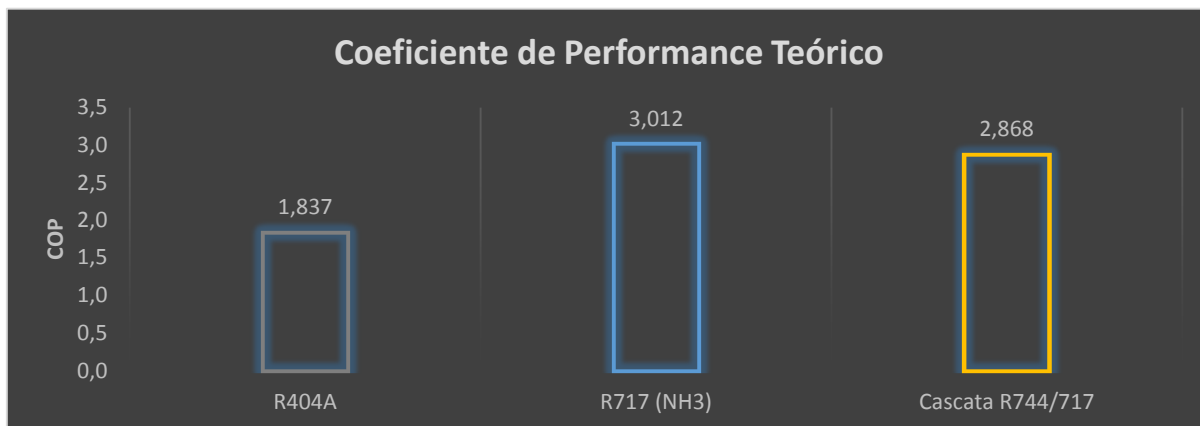
Relativamente à energia necessária para a compressão, verifica-se novamente uma vantagem para o uso do R744, por ser menor que o R404A e muito menor que o R717.

## **8.2. Coeficiente de Performance (COP)**

Pela equação 6.2, pode afirmar-se que a variação do COP no ciclo teórico depende exclusivamente das propriedades do fluido frigorigéneo, e estas dependem das temperaturas de condensação e vaporização do ciclo. O desempenho energético de um ciclo real é influenciado pelas propriedades do fluido na aspiração do compressor, do próprio compressor e dos demais equipamentos.

A relação entre um alto efeito refrigerante e um baixo trabalho de compressão indicam se o desempenho energético do sistema é bom. O gráfico 8.1, mostra que os sistemas inundados são os que apresentam melhor eficiência, com uma ligeira superioridade para o sistema a R717.

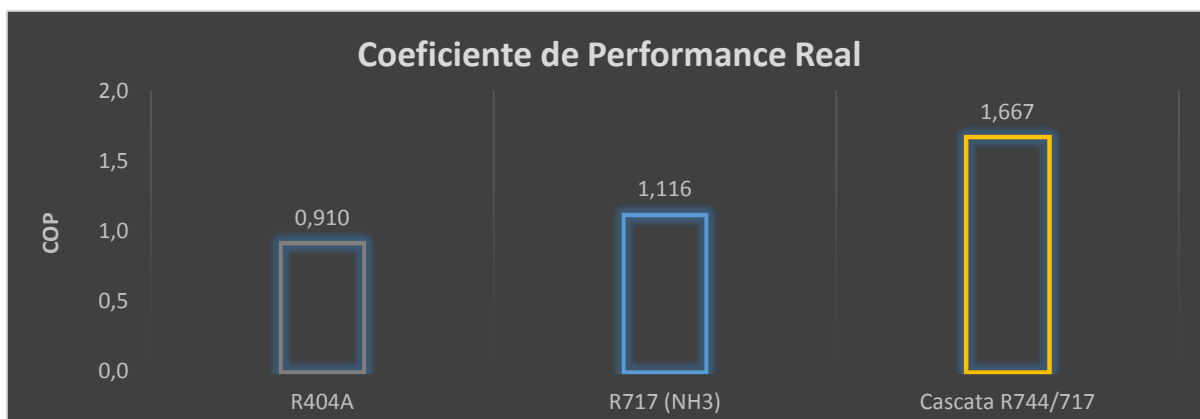
O sistema a dois andares a R717 apresenta vantagens a nível de performance, que estão relacionadas com o funcionamento do próprio sistema e do alto efeito refrigerante do fluido. O rendimento deste sistema melhora com a remoção de gás evaporado à pressão intermédia antes da aspiração dos compressores da alta pressão e porque o refrigerante entra no evaporador inundado com um valor de entalpia mais baixo, aumentando assim o efeito refrigerante, fazendo baixar o caudal a circular, os diâmetros dos tubos do evaporador e das tubagens até à aspiração do compressor e proporciona melhor troca de calor no evaporador, visto a mistura ter menor título. O sistema em cascata combina as boas propriedades termodinâmicas do R744 em ciclos de baixa temperatura com o alto poder refrigerante do R717 e a sua boa adaptabilidade a sistemas inundados, resultando numa eficiência igualmente alta.



**Gráfico 8.1** - Coeficientes de Performance esperados de cada instalação.

Ao calcularmos de novo o COP de cada instalação, com as características dos equipamentos seleccionados (potências dos evaporadores e potência absorvida ao veio do compressor), verificamos que ocorreu uma redução em mais de metade em cada caso de estudo. A maior redução foi para o sistema a R717 com os compressores da Stal, mas é o sistema a R404A que continua a possuir menor desempenho.

Estas reduções estão relacionadas com o facto dos compressores seleccionados apresentarem uma maior potência absorvida ao veio, face ao trabalho de compressão teórico calculado. A potência frigorífica dos evaporadores seleccionados, também, influenciou a eficiência real da instalação, embora que pouco.



**Gráfico 8.2** - Coeficientes de Performance calculados com as potências dos compressores e evaporadores seleccionados.

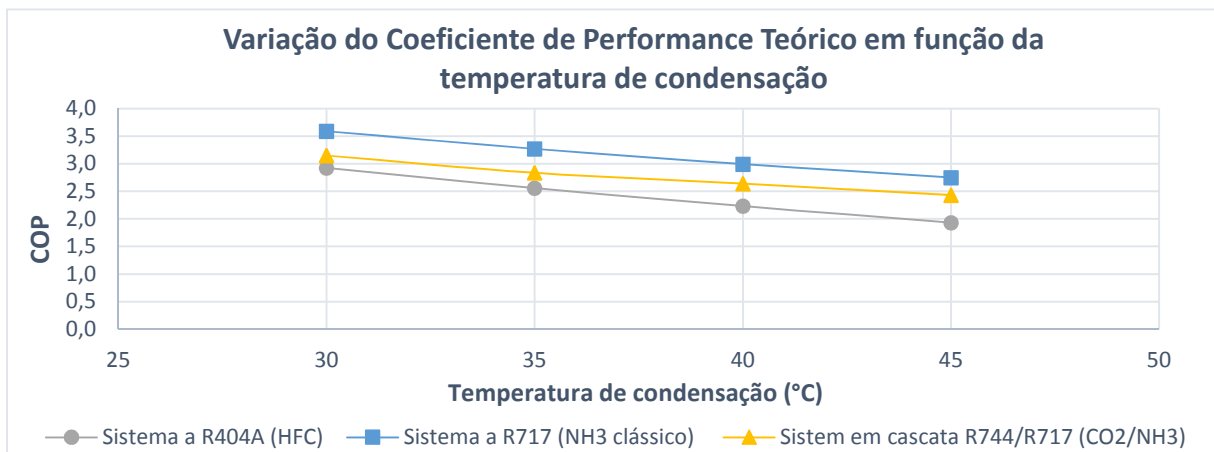
- **Temperatura de condensação**

É necessário assegurar um diferencial térmico adequado entre a temperatura da câmara e a temperatura de evaporação, de forma a possibilitar a transferência de energia. Como já foi indicado pela equação 6.3, o COP é directamente afectado pelas temperaturas de evaporação e de condensação, devido ao trabalho de compressão ser maior para uma temperatura de condensação superior e menor para uma temperatura de evaporação mais alta. Esta poderá ser

uma das razões para que o sistema R404A apresente um pior desempenho nos gráficos 8.1 e 8.2.

Podem-se validar as afirmações anteriores pela análise do gráfico 8.3, que apresenta a variação das eficiências em função da temperatura de condensação das instalações em análise à temperatura de evaporação de  $-30^{\circ}\text{C}$ . Tal como esperado, a principal conclusão que se retira, é o facto da temperatura de condensação ser inversamente proporcional ao desempenho energético do sistema. Para além da redução do trabalho de compressão, o aumento da eficiência em declínio da temperatura aumenta o efeito refrigerante. Porém, a variação da temperatura está limitada pelas condições exteriores do ar, pelo que se deve garantir que, em função do condensador adoptado, a diferença de temperaturas entre a temperatura de condensação e a temperatura do ar/água seja adequada para a instalação.

Pode-se também verificar que, para a mesma temperatura de condensação, o sistema R404A tem sempre um pior desempenho ao contrário do sistema clássico a R717 que tem sempre o melhor. Outro aspecto interessante é o facto de o melhor COP atingido ( $+30^{\circ}\text{C}$ ) por parte do sistema R404A ter um valor muito semelhante ao pior desempenho obtido nos  $+45^{\circ}\text{C}$  do sistema em cascata, sendo ainda inferior à pior eficiência obtida pelo sistema a amoníaco.

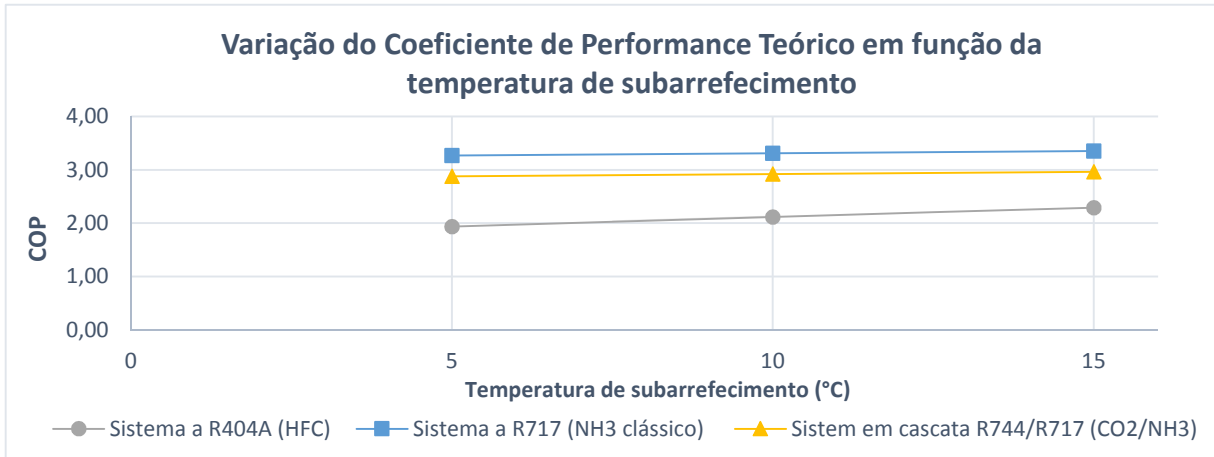


**Gráfico 8.3** – Variação do COP dos sistemas a R404A, R717 e R744/R717 em função da temperatura de condensação.

- **Temperatura de subarrefecimento**

No ciclo real de refrigeração por compressão de vapor ocorrem irreversibilidades que reduzem a eficácia do sistema, tais como as perdas de carga associadas ao atrito no fluido ao escoar entre as paredes internas do evaporador, condensador e nas tubagens. Assim, de forma a precaver essas situações, é comum, nas aplicações de refrigeração, adoptar um subarrefecimento na saída do condensador e um sobreaquecimento na saída do evaporador.

No gráfico 8.4 pode-se observar que o subarrefecimento do fluido otimiza a potência frigorífica. Ao aumentarmos o subarrefecimento verifica-se um aumento na eficiência do ciclo e, na prática, utiliza-se este processo para garantir que à entrada da válvula de expansão o fluido se encontre totalmente em estado líquido. O subarrefecimento é bastante benéfico para o sistema, pois aumenta a sua capacidade frigorífica sem aumentar o trabalho de compressão.

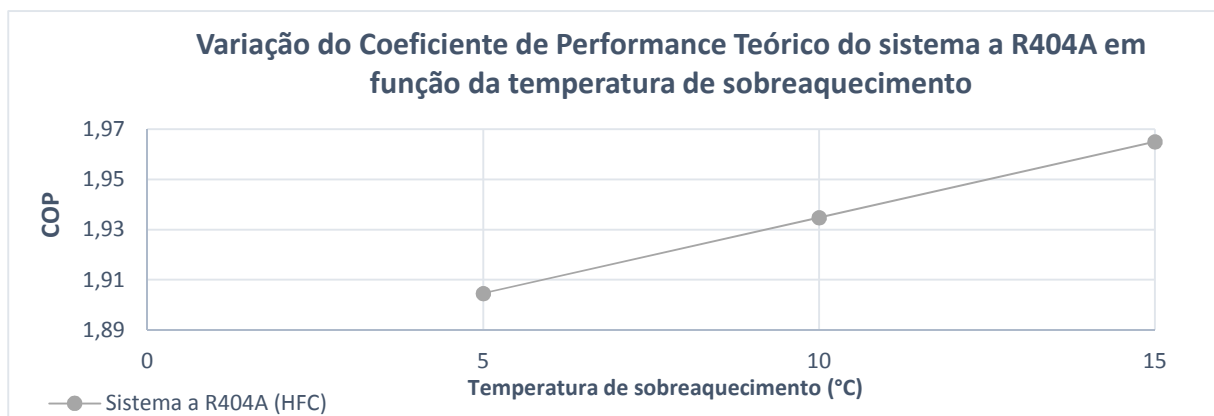


**Gráfico 8.4** - Variação do COP dos sistemas a R404A, R717 e R744/R717 em função da temperatura de subarrefecimento.

- **Temperatura de Sobreaquecimento**

Para salvaguardar as perdas de pressão na linha, na operação do compressor livre de líquido, e consoante o tipo de operação dos evaporadores, pode-se recorrer ao sobreaquecimento do fluido no início da compressão.

No presente estudo, apenas é analisado o sobreaquecimento para o sistema R404A dada a natureza das instalações frigoríficas projectadas. O gráfico 8.5 apresenta um ligeiro aumento do COP com o aumento da temperatura de sobreaquecimento. O aumento do COP com o sobreaquecimento diminui a capacidade frigorífica da instalação e, por isso, só se justifica o sobreaquecimento do fluido, por motivos de segurança, para evitar a entrada de líquido no compressor [37]. A variação do COP é muito pequena porque, embora a variação da diferença de entalpias aumente, esta não corresponde a uma parcela de energia útil, e o aumento do trabalho específico necessário à compressão é igualmente muito pequeno.



**Gráfico 8.5** - Variação do COP dos sistemas a R404A em função da temperatura de sobreaquecimento.

### 8.3. Consumo Eléctrico

Foram estudadas três sistemas para a câmara de um entreposto frigorífico.

- O primeiro sistema usa o R404A como fluido e utiliza um compressor semi hermético de um andar do tipo parafuso no regime (-30 °C/45 °C) e outro como redundância, dois evaporadores de expansão direta e um condensador arrefecido a ar.
- O segundo é uma instalação clássica de dois andares de compressão a NH<sub>3</sub> (R717) com quatro compressores alternativos abertos. Dois dos compressores funcionam em simultâneo no regime -5 °C/-30 °C, aspirando NH<sub>3</sub> de um separador de líquido. No regime -5 °C/+35 °C os restantes dois compressores aspiram o fluido do depósito intermédio. Os evaporadores são inundados em NH<sub>3</sub> líquido por bombeamento e a condensação é efectuada num condensador evaporativo.
- O sistema em cascata consiste em dois sistemas de refrigeração de andar simples interligados por um permutador de placas: em que um usa o R744 (CO<sub>2</sub>) que trabalha a temperaturas mais baixas de evaporação e o outro é constituído pelo R717 (NH<sub>3</sub>) que executa o ciclo a temperaturas de condensação mais elevadas. O sistema a R744 é de expansão directa e é constituído por um evaporador seco, dois compressores semi-herméticos, enquanto que o sistema a R717 possui um sistema inundado de vaporização do fluido, dois compressores abertos e um condensador evaporativo.

De forma a reduzir o custo de electricidade, já que a instalação trabalha 16 horas, optou-se por parar o sistema durante as horas de ponta onde a tarifa é mais elevada.

As tarifas de Média Tensão para longas utilizações foram retiradas do *site* da EDP e podem ser consultadas no Anexo J, juntamente com os cálculos dos consumos eléctricos de cada equipamento e os totais das potências e custos eléctricos de cada instalação. No consumo mensal é importante referir que foi preciso adicionar o custo das horas de ponta, da potência contratada e do termo fixo.

Os consumos e custos mensais de cada instalação obtidos encontram-se na tabela 8.2. Como se pode verificar, o sistema a R404A é o que apresenta maiores custos, mas o sistema em cascata apresenta uma redução muito significativa em quase metade do preço. De acordo com esses dados, pode-se afirmar que o custo eléctrico de um sistema frigorífico apresenta uma despesa mensal significativa, no entanto, como se comprova, é possível poupar dependendo do sistema que se opta instalar.

**Tabela 8.2 – Consumo e custo eléctrico mensal**

Sistema	Sistema a R404A	Sistema NH <sub>3</sub> Clássico (R717)	SISTEMA EM CASCATA	
			R744 (CO <sub>2</sub> )	R717 (NH <sub>3</sub> )
Consumo Eléctrico Mensal	41 401,12 kW/h	33 443,42 kW/h	6 313,46 kW/h	14 882,48 kW/h
			21 195,94 kW/h	
Custo Eléctrico Mensal	3 656,80 €	2 962,61 €	619,13 €	1 275,08 €
			1 894,21 €	

A tabela 8.3 apresenta a diferença em termos de consumos e de custo eléctrico do sistema R404A com os outros dois. O sistema NH<sub>3</sub> permite poupar 8 330,24 € anualmente (o que implica uma redução de aproximadamente 19%) e o sistema em cascata é o que, de facto, apresenta resultados muito vantajosos com uma poupança de 21 151,07 € anuais, tratando-se de uma redução em quase metade comparativamente com o que se pagaria com o sistema R404A.

**Tabela 8.3 – Comparação eléctrica do sistema R404A com os sistemas R717 e R744/R717.**

Consumo Eléctrico		
Comparação	Sistema a R404A com o R717	Sistema a R404A com o R744/R717
Diferença Mensal	7 957,70 kW/h	20 205,18 kW/h
Diferença Anual	95 492,4 kW/h	2 424 62,16 kW/h
Custo Eléctrico		
Comparação	Sistema a R404A com o R717	Sistema a R404A com o R744/R717
Diferença Mensal	694,19 €	1 762,59 €
Diferença Anual	8 330,24 €	21 151,07 €
Redução	<b>18,98%</b>	<b>48,20%</b>

## 8.4. Custos das instalações e a recuperação do investimento

Se tivermos em conta que a instalação R744/R717 custa 500 mil euros, a de R717 450 mil euros e que a de R404A é cerca de 20% mais barata que o sistema R717, temos [37]:

**Tabela 8.4** – Preço de cada instalação segundo as informações disponibilizadas pelo Eng.º Matos Guerra [37].

Instalação	Preço
<b>R744/R717</b>	500 000,00 €
<b>R717</b>	450 000,00 €
<b>R404A</b>	360 000,00 €

Conforme se verifica no capítulo anterior, o custo eléctrico é maior na instalação mais barata e menor na instalação mais cara. Posto isto, é possível verificar em quanto tempo a escolha de um sistema alternativo ao R404A se torna lucrativa:

**Tabela 8.5** – Comparação do investimento do sistema R404A com o R744/R717.

	Preço	Diferença de Custos		Tempo de Recuperação na escolha da instalação R744/R717 (anos)
		Instalação	Electricidade Anual	
Instalação R744/R717	500 000,00 €	140 000,00 €	21 151,07 €	7
Instalação R404A	360 000,00 €			

**Tabela 8.6** - Comparação do investimento do sistema R404A com o R717.

	Preço	Diferença de Custos		Tempo de Recuperação na escolha da instalação R717 (anos)
		Instalação	Electricidade Anual	
Instalação R717	450 000,00 €	90 000,00 €	8 330,24 €	11
Instalação R404A	360 000,00 €			

O sistema R744/R717 começa a dar lucro após 7 anos e o sistema R717 dá lucro ao fim de 11 anos. Assim, a poupança inicial na instalação do sistema a R404A tornar-se-á em prejuízo em poucos anos.

Pelas muitas similaridades que os três sistemas têm, o factor económico torna-se fundamental na selecção de um sistema, pois permite-nos fazer o balanço se o sistema é rentável num período de tempo aceitável.

## 8.5. Segurança e Manutenção

As avarias em equipamentos principais que se encontram na casa de máquinas, como os compressores e as bombas, podem provocar a paragem da instalação e a perda do produto congelado. Deste modo, é importante optar-se por uma manutenção preventiva, em vez de correctiva, para que o serviço mantenha a qualidade prevista.

No caso de avarias do compressor ou de alguma bomba, o seu equipamento de socorro deverá entrar logo em funcionamento e, no caso de todos os equipamentos em paralelo falharem, a instalação deverá ser parada imediatamente. Em qualquer uma dessas situações a manutenção correctiva deve ser efectuada imediatamente [37].

Devido aos perigos inerentes a certas intervenções de manutenção, estas devem ser executadas respeitando todas as normas de segurança. As reparações de soldadura e corte são operações que causam fâsca e podem originar incêndios e, por isso, em todas as que impliquem acção manual é necessário estar preparado para uma falha humana.

A eficiência de um operador dependerá de vários factores como a experiência, estado de espírito, idade, entre outros. A manutenção deve ser efectuada por pessoal qualificado, sendo a sua eficiência e concentração indispensáveis durante as operações. O técnico deve verificar se dispõe de todo o equipamento e ferramentas antes de realizar a manutenção, pois se o serviço for mal efectuado pode representar prejuízo ou mesmo perigo.

As operações de corte e soldadura devem exigir a atenção dos responsáveis pela segurança do entreposto e devem ser realizadas após as suas permissões [58]. É necessário efectuar a limpeza das tubagens soldadas ou cortadas imediatamente após o processo de manutenção e deverá circular ar ou outro gás inerte através das mesmas [58].

Nas inspecções periódicas não devem ser apenas considerados exames visuais da instalação. É importante que sejam efectuadas verificações com profundidade, que concluem se o equipamento está ou não a funcionar da maneira correcta e se existem defeitos que possam afectar o seu rendimento. No fim da inspecção é imprescindível realizar todas as tarefas previamente estabelecidas para uma correcta manutenção e funcionamento do entreposto: lubrificar os motores, ajustar correias, fazer a leitura dos manómetros, anotar temperaturas, limpar o condensador. O arranque inicial da instalação e carregamento de fluido, para ensaio e testes, só deverá ser feito depois de todas as válvulas e discos de segurança, pressostatos e manómetros estarem ligados e prontos a funcionar [58].

Sempre que alguma pessoa sofra um acidente, com ou sem gravidade, ou que seja identificado algum equipamento danificado é necessário efectuar um relatório que deve ser

elaborado pelo encarregado responsável e enviado para o supervisor que deverá averiguar as causas do acidente [58].

### **8.5.1. Fugas**

Qualquer sistema com um gás sob pressão pode sofrer uma ou mais fugas. As fugas de um fluido frigorigéneo são, normalmente, provocadas por danos causados pelo calor, corrosão ou vibração [59]. Todavia, devem ser considerados imprevistos como fugas durante as substituições de equipamento e operações de manutenção.

- **Fugas em tubos de ligação, peças de união e soldaduras**

As fugas ocorridas nos tubos de ligação, peças de união, soldaduras, porcas, etc, podem ser facilmente solucionadas, uma vez que basta substituir o tubo ou peça de ligação com defeito, refazer juntas e efectuar a soldagem correctamente.

Uma das fugas que exige maiores cuidados na correcção é a que pode ser formada nas juntas de retenção de um compressor do tipo aberto, que pode provocar uma perda grave de fluído e óleo, com a necessidade de se ter que recarregar o sistema. A forma mais habitual de averiguar esta situação é a inspecção por baixo da junta de retenção de alguma perda persistente de óleo na descarga do compressor e no caso de se verificar alguma perda dever-se-á substituir a junta.

- **Produto armazenado**

A fuga de R717 na câmara poderá ser mais grave para o produto armazenado. O R717 por ser tóxico poderá contaminar todo o produto armazenado, o que se pode revelar um prejuízo muito elevado para o entreposto, uma vez que o preço do produto armazenado é geralmente bastante superior ao custo da própria instalação [37].

No sistema em cascata, o risco é muito mais reduzido, porque aos evaporadores chega R744, onde o produto está a ser armazenado no estado congelado. Como já foi mencionado, uma fuga de R744 não é prejudicial para o produto armazenado, nem para o meio ambiente, por ser uma substância que já se encontra presente no ar atmosférico. De qualquer forma, o R744 e o R404A são mais densos que o ar e, por isso, a sua propagação tem tendência a ir para baixo (solo), o que pode ser muito perigoso para as pessoas (especialmente em espaços pequenos), uma vez que as suas fugas não são tão detectáveis como no caso do R717. Nesta situação, o seu nível de concentração no ar pode encontrar-se nos níveis prejudiciais à saúde, sendo importante efectuar detecção de fugas e uma ventilação (exaustão) de emergência. Para o caso de fuga a R717, recomenda-se uma ventilação de emergência a cada 10 minutos [55].

- **Técnicas de detecção em fugas de R717**

Como o amoníaco é altamente tóxico, é necessário um maior cuidado da parte do mecânico de frio, que deverá dispor de equipamento adequado (máscara, garrafas de oxigénio, etc), de forma a poder trabalhar sem sofrer efeitos nocivos. Por sua vez, a maioria dos gases fluorados não são tóxicos ou são pouco tóxicos, sendo que, o maior problema em caso de fuga, é a nível do aquecimento global do planeta ou da necessidade de recarregar o sistema que acarreta custos altos e paragens.

O amoníaco no seu estado gasoso é mais leve que o ar, deste modo, na eventualidade de uma fuga, a sua extracção deve ser localizada nas zonas mais altas das instalações frigoríficas [37]. Também, é possível detectá-las com o auxílio de um papel indicador de pH que mudará de cor, ou pela aproximação de uma solução de ácido hidroclórico dos equipamentos que reagirá com a presença de amoníaco formando fumo branco com cloreto de amónio [60].

### **8.5.2. Ventilação**

Para evitar o perigo de incêndio na casa de máquinas num sistema a  $\text{NH}_3$  é necessário efectuar uma ventilação directamente para o exterior, através de condutas independentes a qualquer possível sistema de ventilação do entreposto [37]. A norma EN 3783:2008 afirma que o ventilador deve ser escolhido de forma a que o escoamento do ar não entre em contacto com o motor do ventilador.

A norma EN 3783:2008 refere que a ventilação para o sistema a amoníaco deverá ser projectada de forma a permitir no mínimo 4 renovações de ar por hora quando a sala estiver ocupada e a ventilação de emergência da casa de máquinas deverá ter, também no mínimo, 15 renovações de ar por hora.

Dos fluidos em estudo, apenas o R717 ( $\text{NH}_3$ ) é tóxico e inflamável. O R404A e o R744 ( $\text{CO}_2$ ) só em grandes quantidades é que se podem tornar prejudiciais à saúde, exigindo-se apenas que a ventilação de emergência esteja disponível em espaços confinados como é a casa de máquinas. Os detectores de fluido deverão estar igualmente presentes.

Para otimizar a ventilação e evitar qualquer problema pode-se inserir duas grelhas de passagem de ar em paredes opostas da casa de máquinas, de forma a permitir a ventilação constante da sala com o exterior. Um ventilador será instalado no tecto da sala com o objectivo de aspirar o ar da sala numa situação de emergência. O controlo manual do sistema de ventilação deverá encontrar-se dentro e fora da sala e ter mecanismos de activação ou desactivação da ventilação normal ou de emergência, um botão de alarme e outro de paragem imediata do sistema e da alimentação eléctrica.

### **8.5.3. Equipamentos de Emergência**

A casa das máquinas deverá dispor de detectores de fumo, conectados com o sistema de segurança automático, que estará ligado a sinais luminosos e sonoros pelo entreposto. O painel de controlo deverá mencionar a identificação dos detectores que causaram o estado de emergência.

Um chuveiro, um “lava-olhos” e pelo menos um extintor de CO<sub>2</sub> ou pó químico deverão estar presentes na casa das máquinas. A norma EN 378-3:2008 indica que o chuveiro deverá debitar um caudal de pelo menos 50 l/min a uma temperatura de 25 a 30°C. Numa instalação a amoníaco, o pessoal deverá ser sempre qualificado e deverá haver máscaras de oxigénio disponíveis na casa das máquinas.

A norma EN 378-2:2008 afirma que deve existir dentro da sala de máquinas um painel com os nomes e contactos dos responsáveis pela segurança e pelo instalador, bem como o número de telefone da polícia, bombeiros e hospitais mais próximos. Ainda deverá estar indicada a classificação do fluido frigorigénico e instruções de como desligar o sistema em caso de emergência e, também, a existência de um diagrama esquemático do sistema, bem legível, contendo informação acerca das pressões máximas admissíveis [58].

### **8.5.4. Incêndio**

A casa das máquinas é uma zona com elevado risco de ocorrência de incêndio, por ser um local de possível fonte de ignição ao conter máquinas que libertam calor durante o seu funcionamento (bombas, compressores, motores, etc.), onde poderá ocorrer um curto-circuito na alimentação eléctrica existente. Por esse motivo, há que ter especial atenção ao seu isolamento e ao próprio espaço.

Um incêndio acarreta perigos e prejuízos a nível de vidas humanas e de materiais. Contudo, as consequências ainda podem ser ampliadas se o sinistro tiver início na casa das máquinas, pois, existem recipientes pressurizados que, expostos a altas temperaturas, poderão dar origem a explosões, aumentando o perigo eminente de um fogo.

Também o material dos isolantes térmicos das tubagens deve ser seleccionado de forma a não servir de combustível em caso de incêndio. Os gases fluorados e o dióxido de carbono não são inflamáveis, mas o amoníaco é. O amoníaco pode comportar-se como combustível em caso de fuga e, o facto de circular algum óleo dos compressores pelas tubagens, aumenta o risco.

## 9. Conclusões

Actualmente, a utilização de sistemas que contenham HFCs implica o cumprimento de metas de emissão e regras que, no caso de não serem cumpridas, estão sujeitas a multas. Essas metas e regras garantem uma atenuação do efeito de estufa, mas não o seu fim.

Este trabalho permite observar que sistemas a HFC, nomeadamente o R404A, podem ser substituídos e obter-se com isso vantagens significativas em termos ambientais, energéticos e económicos. Ao optarmos por uma política de eliminação progressiva de sistemas a HFC, tornar-se-á possível eliminar progressivamente os esforços e os gastos económicos do cumprimento das normas vigentes e da compra das licenças de emissão de gases com efeito de estufa. Se uma empresa substituir os sistemas com HFCs por outros que não contenham GEE poderá vender os seus créditos de carbono acumulados a entidades que não vão conseguir cumprir as suas metas e trazer algum retorno do investimento na substituição dos sistemas.

Na análise do sistema a R404A conclui-se que o fluido, ao ter piores características termodinâmicas, necessitará de componentes de maiores dimensões, o que implica maiores custos na substituição de componentes avariados e pior eficiência energética. Este fluido é sintético e, por isso, mais caro. Além disso, na ocorrência de uma eventual fuga, poderá ser necessário repor todo o fluido por ser uma mistura não azeotrópica. Trata-se ainda de um sistema não ecológico por ter um impacto negativo no efeito de estufa. Dos três sistemas analisados, o sistema a HFC revelou-se o menos vantajoso em todos os parâmetros estudados.

Em termos termodinâmicos, o R717 apresenta um alto efeito refrigerante, devido à melhor adaptabilidade a sistemas inundados, e um bom desempenho energético, mas é altamente tóxico, volátil e inflamável e, por isso, requer equipamentos de segurança a nível do sistema e do pessoal, que não são necessários com o R404A e R744. Como o perigo de fugas neste sistema é maior, torna-se necessário aplicar medidas e técnicas mais refinadas, como a soldadura de tubagem do tipo TIG em atmosfera inerte, medidas de segurança mais elaboradas e de manutenções mais frequentes, o que acarreta custos adicionais na especialização e formação no posto de trabalho ou na contratação de pessoal. Se ocorrer contacto entre o R717 com o produto armazenado, através de uma eventual fuga, é possível que todo o produto seja perdido, o que apresenta um risco económico muito elevado, podendo levar até à falência do entreposto.

As boas propriedades termodinâmicas do R744 garantem uma produção frigorífica superior, um menor volume deslocado e, conseqüentemente, diâmetros menores na tubagem de aspiração e compressores de tamanhos mais reduzidos e de menor custo. E, embora

energicamente semelhante ao sistema R717, é desprovido de toxicidade, não colocando em risco o produto congelado, nem obrigando à existência de manutenções mais rigorosas. O uso do R744 em sistemas de refrigeração está limitado a condições de baixa pressão e temperatura, devido ao seu baixo ponto crítico e às pressões altas adquiridas. Assim, a sua utilização só é possível através de um sistema em cascata, para que o ciclo de alta pressão seja feito por outro fluido. Os resultados obtidos revelaram-se de acordo com outros estudos científicos realizados para a utilização desse sistema em particular. Deste modo, o sistema em cascata a R744/R717 demonstrou ser a melhor opção, apresentando sobre os outros dois sistemas uma enorme vantagem em termos económicos por possuir um menor tempo de recuperação do capital inicialmente investido, em consequência do seu menor consumo eléctrico.

## Referências

- [1] Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC), *Fourth Assessment Report: Climate Change*, 2007.
- [2] D. G. Ribatski, "New technologies in heat exchangers to reduce refrigerant charge," *The use of Natural Refrigerantes (Technical Articles)*, 2011.
- [3] APA, "Política Climática UE 2020," 2014. [Online]. Available: <http://www.apambiente.pt/index.php?ref=16&subref=81&sub2ref=119&sub3ref=506>. [Acedido em 25 Fevereiro 2014].
- [4] Agência Portuguesa do Ambiente, "A Resposta UE ao Protocolo de Quioto," 2014. [Online]. Available: <http://www.apambiente.pt/index.php?ref=16&subref=81&sub2ref=119&sub3ref=509>. [Acedido em 25 Fevereiro 2014].
- [5] C. Melo e P. D., "Uso de Fluidos Alternativos em Sistemas de Refrigeração e Ar Condicionado: Artigos Técnicos," *Uso de Refrigerantes Alternativos em Refrigeração Doméstica e em Equipamentos Compactos de Refrigeração Comercial*, 2011.
- [6] C. Silva, *Análise de Fluidos Refrigerantes*, Univasf, 2006.
- [7] "Atm Revolucion," 5 Abril 2014. [Online]. Available: <http://atm-revolution.blogs.sapo.pt/2009/11/>. [Acedido em 25 Abril 2014].
- [8] Bangkok climate change conference, "HFCs, the Montreal Protocol and the UNFCCC: Eliminating 1 of the 6 Kyoto gases," Bangkok, 2012.
- [9] D. E. P. Bandarra, "Uso de Fluidos Alternativos em Sistemas de Refrigeração e Ar Condicionado: Artigos Técnicos," *Tendências do Uso de Fluidos Refrigerantes Alternativos em Sistema de Ar Condicionado Automotivo*, 2011.
- [10] M. N. Silva, *Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial*, 2005.
- [11] National Aeronautics and Space Administration (NASA), "Goddard Institute for Space Studies," [Online]. Available: [http://data.giss.nasa.gov/gistemp/graphs\\_v3/](http://data.giss.nasa.gov/gistemp/graphs_v3/). [Acedido em 2 Junho 2014].
- [12] IPCC, "Changes in Atmospheric Constituents and in Radiative Force," 2013.
- [13] A. Martins, *Certificação Energética de Edifícios*, Lisboa, 2010.
- [14] United Framework Convention on Climate Change (UNFCCC), "Status of Ratification of the Kyoto Protocol," 2012. [Online]. Available: [http://unfccc.int/kyoto\\_protocol/status\\_of\\_ratification/items/2613.php](http://unfccc.int/kyoto_protocol/status_of_ratification/items/2613.php). [Acedido em 2 Maio 2014].
- [15] Comissão Europeia, "Decisão do Conselho relativa à aprovação, em nome da Comunidade Europeia, do Protocolo de Quioto da," em *Decisão 2002/358/CE*, 2002.

- [16] Agência Portuguesa do Ambiente (APA), "Protocolo de Quioto," [Online]. Available: <http://www.apambiente.pt/index.php?ref=16&subref=81&sub2ref=119&sub3ref=500>. [Acedido em 25 Maio 2014].
- [17] Agência Portuguesa do Ambiente, "CumprirQuioto.pt: Avaliação do cumprimento do Protocolo de Quioto," Amadora, 2012.
- [18] Parlamento Europeu e do Conselho da União Europeia, "REGULAMENTO (CE) N.º 842/2006 relativo a determinados gases fluorados com efeito de estufa," 2006.
- [19] Clube do meio ambiente, "Mercado de Créditos de Carbono," Apoio.biz, 2009. [Online]. Available: [http://www.clubedomeioambiente.com/site/index.php?option=com\\_content&task=view&id=15&Itemid=38](http://www.clubedomeioambiente.com/site/index.php?option=com_content&task=view&id=15&Itemid=38). [Acedido em 24 Maio 2014].
- [20] Parlamento Europeu e do Conselho, *Regulamento CE Nº1494/2007 da Comissão de 17 de Dezembro*.
- [21] APA, "Agencia Portuguesa do Ambiente," 2014. [Online]. Available: <http://www.apambiente.pt/index.php?ref=17&subref=148&sub2ref=1053&sub3ref=1056>. [Acedido em 5 Maio 2014].
- [22] Agência Portuguesa do Ambiente (APA), "Políticas de Mitigação," [Online]. Available: <http://www.apambiente.pt/index.php?ref=16&subref=81&sub2ref=117>. [Acedido em 26 Maio 2014].
- [23] Cumprir Quioto, "CumprirQuioto.pt," 10 5 2014. [Online]. Available: <http://www.cumprirquioto.pt/quioto/List.action>.
- [24] R. Garcia, "Portugal já cumpriu o Protocolo de Quioto," *Público*, 10 5 2014.
- [25] M. S. e. LUSA, "Emissão de gases com efeito de estufa caiu 1,2% em 2011," *Público*, 2013.
- [26] Comissão Europeia, "Ação Climática: Comissão Propõe ratificação da segunda fase do Protocolo de Quioto," *Comunicado de Imprensa*, 6 novembro 2013.
- [27] APA, "Comércio Europeu de Licenças de Emissão (CELE)," 2014. [Online]. Available: <http://www.apambiente.pt/index.php?ref=17&subref=295>. [Acedido em 20 Maio 2014].
- [28] Agência Portuguesa do Ambiente, "Plano Nacional de Atribuição de Licenças de Emissão," 2014. [Online]. Available: <http://www.apambiente.pt/index.php?ref=16&subref=81&sub2ref=117&sub3ref=300>. [Acedido em 20 Abril 2014].
- [29] Governo de Portugal, "Comunicado do Conselho de Ministros de 6 de Dezembro de 2007," 2014. [Online]. Available: <http://www.portugal.gov.pt/pt/o-governo/arquivo-historico/governos-constitucionais/gc17/comunicados-cm/cm-2007/20071206.aspx>. [Acedido em 1 Maio 2014].
- [30] Agência Portuguesa do Ambiente (APA), "Fundos Ambientais," [Online]. Available: <http://www.apambiente.pt/index.php?ref=17&subref=162>. [Acedido em 29 Maio 2014].
- [31] IPCC, "Special Report 1996," em *Emissions Scenarios*, 1996.

- [32] Programa Nacional de Alterações Climáticas (PNAC), “Anexo Técnico: Gases Fluorados,” em *Avaliação do estado de cumprimento do Protocolo de Quioto*, 2006, p. 24.
- [33] Agência Portuguesa do Ambiente, “Portuguese National Inventory Report on Greenhouse Gases, 1990-2012,” 2014.
- [34] Directiva 2006/40/CE, 2006.
- [35] Decreto-Lei nº 56/2011, 2011.
- [36] Linde, “Industrial Gases,” 2014.
- [37] A. M. Guerra, “Apontamentos de Produção de Frio e Refrigeração,” ISEL, 2014.
- [38] American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineering, “Fundamentals, Refrigeration, HVAC Systems & Equipment, and HVAC Applications,” 2006.
- [39] L. T. Cleto, “The use of Natural Refrigerants (Technical Articles),” *Applications of CO<sub>2</sub> as refrigerant in industrial refrigeration sector*, 2007.
- [40] A. Silva, “Uso de Fluidos Alternativos em Sistemas de Refrigeração e Ar Condicionado (Artigos Técnicos),” *Aplicações de Fluidos Naturais na Refrigeração para Supermercados: Sistema Cascata com CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub>*, 2007.
- [41] W. F. Stoecker, *Industrial Refrigeration Handbook*, McGraw-Hill Books, 1998.
- [42] Johnson Controls, “Sabroe products 2013,” 2014.
- [43] P. Rapin, *Instalaciones frigoríficas tomo 1: Elementos de física aplicados a la teoría de las instalaciones frigoríficas*, Barcelona Marcomb, 1997.
- [44] F. B. Olsen e N. P. Vestergaard, *CO<sub>2</sub> Refrigerant for Industrial Refrigeration*, 2003.
- [45] D. R. d. A. Peixoto, *Substituição dos HCFC e os fluidos naturais. Cenário atual e tendências.*, IMT, 2012.
- [46] E. Heverson, *Estudo do dióxido de carbono, CO<sub>2</sub>, operando como fluido refrigerante em sistemas de refrigeração*, 2011.
- [47] N. P. Vestergaard, “CO<sub>2</sub> Refrigerant for Industrial Refrigeration,” U.S.A., 2003.
- [48] N. P. Vestergaard, “CO<sub>2</sub> refrigerante for industrial Refrigeration,” em *Danfoss: Refrigeration and Air Conditioning Division*, USA, 2011.
- [49] R. a. A.-C. E. American Society of Heating, *ASHRAE Handbook - Fundamentals*, 1997.
- [50] N. Mesquita, *Redução do consumo energético de um equipamento de frio*, FEUP, 2009.
- [51] R. J. Dossar, *Principles of Refrigeration*, 4 ed., Prentice Hall, 1997.
- [52] M. Loureiro, *Introdução aos ciclos de refrigeração*, UFCD, 2013.
- [53] J. A. Q. Dias, “Concepção de Instalações Frigoríficas em Expansão Directa versus Sistemas Inundados. Análise Energética das Soluções,” 2012.

- [54] Gas Natural Fenosa, “empreseficiente.com,” 2014. [Online]. Available: <http://www.empresaeeficiente.com/es/catalogo-de-tecnologias/intercambiador-de-calor-sistemas-de-recuperacion>. [Acedido em 10 Abril 2014].
- [55] A. Silva, “The use of Natural Refrigerants: Technical Articles,” *Applications of CO2 in commercial refrigeration sector for supermarkets*, 2007.
- [56] M. J. Pirani, “Refrigeração e Ar Condicionado,” 2013.
- [57] STAL Refrigeration, *Reciprocating Compressors Series P (Capacity range 20 000 - 200 000 kcal/h)*.
- [58] F. Santos, *Instalações Frigoríficas*, Lisboa: ISEL, 2008.
- [59] D. E. N. Ribeiro, “Sala de Máquinas de uma Instalação Frigorífica a R717,” ISEL, 2013.
- [60] American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineering, *Fundamentals*, 2009.
- [61] UNFCCC, “Kyoto Protocol of the United Nations Framework,” Kyoto, 1998.
- [62] Software Bitzer, versão 6.4.
- [63] Software Centauro, versão 1.1.17.
- [64] Software Helpman Selection Program, versão 1.4.
- [65] Software Alfa Laval 2013, versão 4.5c.112.
- [66] UNILAB Heat Transfer Engineering; Guerra, “Heat Transfer Engineering,” 2014. [Online]. Available: [http://www.unilab.eu/wp-content/uploads/2013/10/Newsletter-11\\_Refrigerant-line-sizing-%E2%80%93-Part-I-general-principles-and-liquid-lines.pdf](http://www.unilab.eu/wp-content/uploads/2013/10/Newsletter-11_Refrigerant-line-sizing-%E2%80%93-Part-I-general-principles-and-liquid-lines.pdf). [Acedido em 15 07 2014].
- [67] EDP, “Tarifas de Média Tensão,” 2014. [Online]. Available: <http://www.edpsu.pt/pt/tarifasehorarios/Pages/TarifaMT.aspx>. [Acedido em 10 Junho 2014].
- [68] Decreto-Lei nº 71/2006, 2006.
- [69] Decreto-Lei nº230/2004, 2004.
- [70] Software Cool Pack, versão 1.50.
- [71] Parlamento Europeu e do Conselho, *REGULAMENTO (UE) N.º 517/2014*, 2014.
- [72] Software Microsoft Visio 2013.

# ANEXO A – Metas aplicadas aos países do Anexo I do Protocolo de Quioto.

Países Anexo I									
Austrália	Croácia **	Finlândia	Irlanda	Lituânia	Noruega	Eslováquia*	Turquia **		
Áustria	República Checa **	França	Itália **	Luxemburgo	Polónia	Eslovénia **	Ucrânia **		
Bielorrússia **	Dinamarca	Alemanha	Japão	Mónaco **	Portugal	Espanha	Inglaterra		
Bélgica	Estónia	Grécia	Letónia	Holanda	Roménia	Suécia	EUA		
Bulgária	União Europeia	Hungria	Liechtenstein **	Nova Zelândia	Federação Russa **	Suíça			
Canadá									

Países Não Anexo I									
Afeganistão	Arménia **	Benim	Brunei Darussalam	República Central Africana	Congo	República Democrática da Coreia	Equador		
Albânia **	Azerbaijão	Butão	Burkina Faso	Chade	Ilhas Cook	República Democrática da Congo	Egipto		
Argélia	Bahamas	Bolívia	Burundi	Chile	Costa Rica	República Democrática da Congo	El Salvador		
Angola	Bahrein	Bósnia e Herzegovina	Camboja	China	Cuba	Djibuti	Guiné Equatorial		
Antigua e Barbados	Bangladesh	Botswana	Camarão	Colômbia	Chipre	República Dominicana	Eritreia		
Argentina	Barbados	Brasil	Cabo Verde	Comoros	Costa do Marfim	Dominica	Etiópia		
Belize									
Fiji	Granada	Índia	Cazaquistão **	Lesoto	Mali	Mongólia	Nepal		
Ex República Jugoslava da Macedónia	Guatemala	Indonésia	Quênia	Libéria	Malta	Montenegro	Nicarágua		
Gabão	Guiné	Iraque	Kiribati	Líbano	Marshall Islands	Marrocos	Níger		
Gâmbia	Guiné-Bissau	Israel	Kuwait	Madagáscar	Mauritânia	Moçambique	Nigéria		
Geórgia	Guiana	Jamaica	Kyrgyzstan	Malawi	Maurícia	Myanmar	Niue		
Ghana	Haiti	Jordânia	Laos	Malásia	México	Namíbia	Omã		
Paquistão	Honduras	Samoa	Líbano	Maldivas	Micronésia	Nauru			
Palau	Qatar	San Marino	Serra Leoa	Suriname	Tonga	Tanzânia	Zâmbia		
Panamá	República da Coreia	São Tomé e Príncipe	Singapura	Swazilândia	Trínidade e Tobago	Uruguai	Zimbábue		
Papua Nova Guiné	Moldávia **	São Tomé e Príncipe	Ilhas Salomão	Síria	Tunísia	Uzbequistão **	* Estado Observador		
Paraguai	Ruanda	Arábia Saudita	Somália	Tadjikistan	Turcomenistão **	Vanuatu	** Parte com uma decisão COP e ou CMP		
Peru	Saint Kitts and Nevis	Senegal	South Africa	Tailândia	Tuvalu	Venezuela			
Filipinas	Santa Lúcia	Sérvia	Sri Lanka	Timor-Leste	Uganda	Viet Nam			
	Saint Vincent and the Grenadines	Seicheles	Suécia	Togo	Emirados Árabes Unidos	Iémen			

Figura A.1 – Países do Anexo 1 e do Não Anexo 1 referidos no Protocolo de Quioto [13].

Country	Emission limitation as percentage of 1990 levels
Australia	108
Austria	92
Belgium	92
Bulgaria	92
Canada	94
Croatia	95
Czech Republic	92
Denmark	92
Estonia	92
European Community	92
Finland	92
France	92
Germany	92
Greece	92
Hungary	94
Iceland	110
Ireland	92
Italy	92
Japan	94
Latvia	92
Liechtenstein	92
Lithuania	92
Luxemburg	92
Monaco	92
The Netherlands	92
New Zealand	100
Norway	101
Poland	94
Portugal	92
Romania	92
Russian Federation	100
Slovakia	92
Slovenia	92
Spain	92
Sweden	92
Switzerland	92
Ukraine	100
United Kingdom	92
USA	93

Source: UNFCCC (2002a), p. 3

**Table I.**  
List of Annex 1  
countries and Kyoto  
emission levels

**Figura A.2** – Limitação das emissões dos Países do Anexo 1 em relação aos níveis de 1990 [61].

**Tabela A.1** – Percentagem de emissões em relação ao ano base de 1990 na altura de assinatura do Protocolo de Quioto. Adaptado: [4].

Partes do Anexo 1 do Protocolo de Quioto	Metas de redução/limitação (percentagem de redução em relação ao ano-base)
União Europeia e Estados-membros, Bulgária, República Checa, Lituânia, Letónia, Mónaco, Roménia, Eslovénia e Suíça	-8%
Estados Unidos	-7%
Japão, Canadá, Hungria, Polónia	-6%
Croácia	-5%
Nova Zelândia, Rússia, Ucrânia	0%
Noruega	+1%
Austrália	+8%
Islândia	+10%

# ANEXO B – Potenciais de aquecimento global (GWPs) dos gases fluorados

## ANEXO I

### PARTE 1

#### Gases fluorados com efeito de estufa a que se refere o n.º 1 do artigo 2.º

Gás fluorado com efeito de estufa	Fórmula química	Potencial de aquecimento global (PAG)
Hexafluoreto de enxofre	SF <sub>6</sub>	22 200
<i>Hidrofluorocarbonetos (HFC):</i>		
HFC-23	CHF <sub>3</sub>	12 000
HFC-32	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	550
HFC-41	CH <sub>3</sub> F	97
HFC-43-10mee	C <sub>5</sub> H <sub>2</sub> F <sub>10</sub>	1 500
HFC-125	C <sub>2</sub> HF <sub>5</sub>	3 400
HFC-134	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> F <sub>4</sub>	1 100
HFC-134a	CH <sub>2</sub> FCF <sub>3</sub>	1 300
HFC-152a	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> F <sub>2</sub>	120
HFC-143	C <sub>2</sub> H <sub>3</sub> F <sub>3</sub>	330
HFC-143a	C <sub>2</sub> H <sub>3</sub> F <sub>3</sub>	4 300
HFC-227ea	C <sub>3</sub> HF <sub>7</sub>	3 500
HFC-236cb	CH <sub>2</sub> FCF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	1 300
HFC-236ea	CHF <sub>2</sub> CHFCF <sub>3</sub>	1 200
HFC-236fa	C <sub>3</sub> H <sub>2</sub> F <sub>6</sub>	9 400
HFC-245ca	C <sub>3</sub> H <sub>3</sub> F <sub>5</sub>	640
HFC-245fa	CHF <sub>2</sub> CH <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	950
HFC-365mfc	CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CF <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>	890
<i>Perfluorocarbonetos (PFC):</i>		
Perfluorometano	CF <sub>4</sub>	5 700
Perfluoroetano	C <sub>2</sub> F <sub>6</sub>	11 900
Perfluoropropano	C <sub>3</sub> F <sub>8</sub>	8 600
Perfluorobutano	C <sub>4</sub> F <sub>10</sub>	8 600
Perfluoropentano	C <sub>5</sub> F <sub>12</sub>	8 900
Perfluorohexano	C <sub>6</sub> F <sub>14</sub>	9 000
Perfluorociclobutano	c-C <sub>4</sub> F <sub>8</sub>	10 000

Figura B.1 – Potencial de aquecimento global dos gases fluorados [18].



## ANEXO C – Pontos Termodinâmicos obtidos pelo software Cool Pack

Tabela C.1 – Pontos termodinâmicos do ciclo a R404A obtidos pelo software Cool Pack.

<b>R404A (regime -30/+45°C)</b>			
<b>Ponto no diagrama</b>	<b>Pressão (bar)</b>	<b>Temperatura (°C)</b>	<b>Entalpia (kJ/kg)</b>
1	2	-30	350,26
1'	2	-20	358,266
2'	20,5	62,657	407,375
2	20,5	45	385,82
3	20,5	45	272,66
3'	20,5	39,722	263,248
4	2	-30	263,248

Tabela C.2 - Pontos termodinâmicos do ciclo a R717 obtidos pelo software Cool Pack.

<b>R717 (regime -30°C/+35°C)</b>			
<b>Ponto no diagrama</b>	<b>Pressão (bar)</b>	<b>Temperatura (°C)</b>	<b>Entalpia (kJ/kg)</b>
1	1,2	-30	1422,458
2'	3,6	39,985	1565,019
2	3,6	-5	1455,16
3'	13,5	90,253	1646,732
3	13,5	35	1487,65
4	13,5	35	362,58
4'	13,5	30	339,037
5	3,6	-5	339,037
6	3,6	-5	177,211
7	1,2	-30	177,211
8	1,2	-30	64,64
9	1,2	-30	404,095

**Tabela C.3** - Pontos termodinâmicos do ciclo em cascata obtidos pelo software Cool Pack.

Sistema Cascata	R744 (CO <sub>2</sub> ) - regime: -30 °C/-10 °C			R717 (NH <sub>3</sub> ) - regime: -15 °C/+35 °C		
	Pontos no diagrama	Pressão (bar)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Pressão (bar)	Temperatura (°C)
<b>1</b>	14,3	-30	436,82	2,4	-15	1443,07
<b>2'</b>	26,5	10,946	462,146	13,5	110,646	1699,681
<b>2</b>	26,5	-10	435,16	13,5	35	1487,65
<b>3</b>	26,5	-10	176,86	13,5	35	362,58
<b>3'</b>	26,5	-15	165,792	13,5	30	339,037
<b>4</b>	14,3	-30	165,792	2,4	-15	339,037
<b>5</b>	-	-	-	2,4	-15	131,91
<b>6</b>	-	-	-	2,4	-15	459,7

## ANEXO D – Características dos sistemas dimensionados

Tabela D.1 – Características do sistema a R404A.

Ciclo Frigorífico com R404A							
Qfrig (kW)	m (kg/s)	m <sub>corrigido</sub> (kg/s)	Compressor	Condensador	Evaporador		
			Wc (kW)	Qcond (kW)	Nº	Qevap (kW)	Qevap corrigida (kW)
31,45	0,33	0,35	17,12	50,24	2	15,72	16,56

Tabela D.2 – Características do sistema a R717.

Ciclo Frigorífico com R717 (-30/+35°C)									
Qfrig (kW)	m (kg/s)			Compressor		Condensador	Evaporador		
	mNH3(1)	mNH3(2)	mNH3(3)	Baixa Pressão	Alta Pressão		Nº	Qevap (kW)	Qevap corrigida (kW)
				Wc (kW)	Wc (kW)	Qcond (kW)			
31,45	0,101	0,027	0,034	3,91	6,53	44,58	2	15,72	17,07

Tabela D.3 – Características do sistema em cascata R744/R717.

Ciclo Frigorífico com R744 (CO <sub>2</sub> ) - regime: -30°C/-10°C						
Qfrig (kW)	Caudal mássico (kg/s)	Trabalho de Compressão	Permutador	Evaporador		
		Wc (kW)		QH (kW)	Nº	Potência do Evaporador (kW)
31,45	0,118	2,98	34,92	2	15,72	15,97
Ciclo Frigorífico com R717 (NH <sub>3</sub> ) - regime: -15°C/+35°C						
QH (kW)	mNH3(1) (kg/s)	mNH3(2) (kg/s)	Compressor	Condensador		
			Wc (kW)	Qcond (kW)		
34,92	0,107	0,032	8,15	43,23		



# ANEXO E – Dados técnicos dos componentes seleccionados

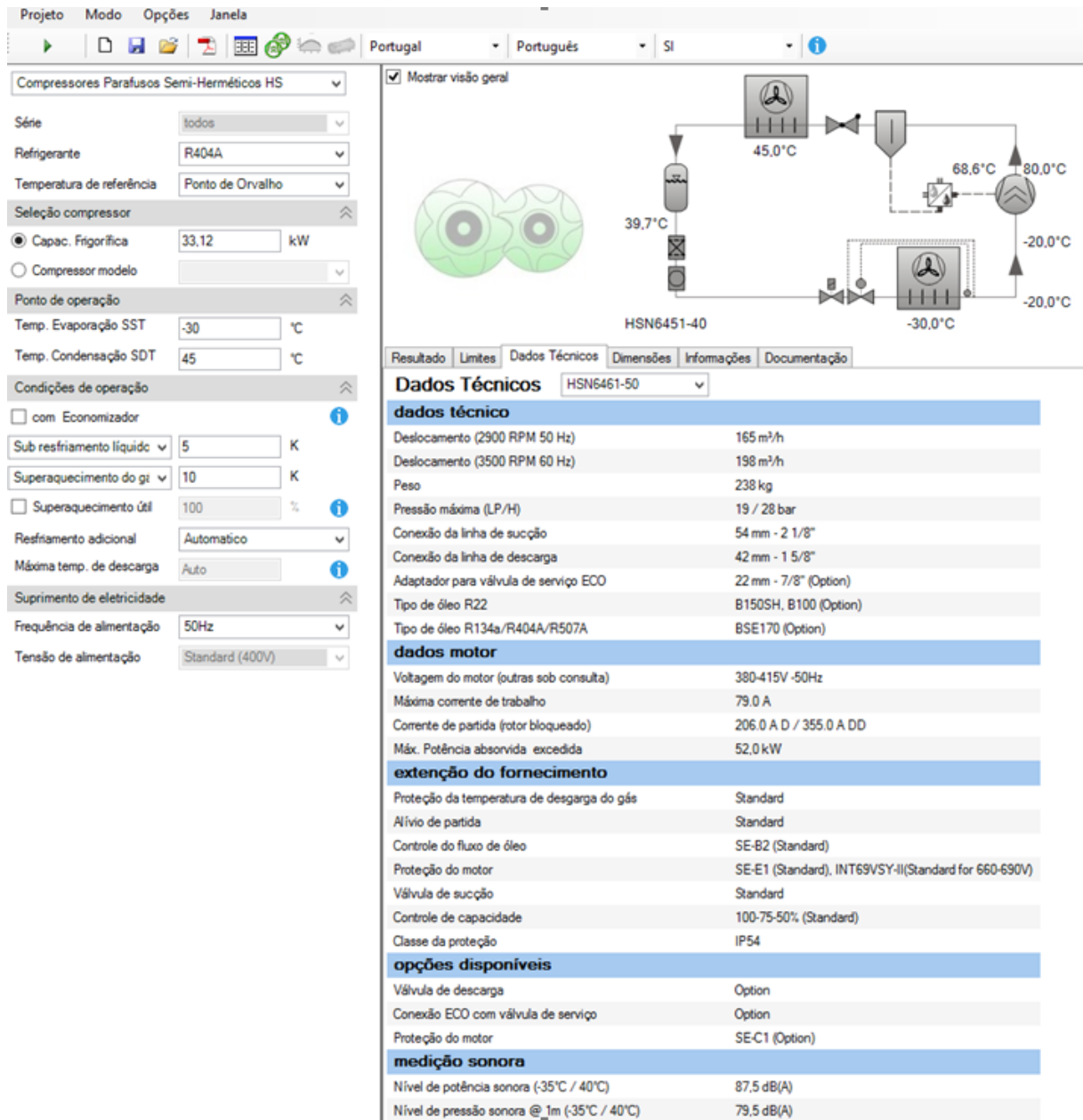


Figura E.1 – Dados técnicos do compressor HSN6461-50 da marca Bitzer para o sistema R404A [62].

## Seleção de condensadores

Dados para seleção:

Potência: 50,24 kW, +/- 20 %

Dif. temperatura: 15 °C

Ruído máximo: 99 dB a 10 m

Temp. ambiente: 30 °C


Altitude: 0 m

Material Alheta: Alumínio

Gás refrig.: R404A

Soluções construtivas disponíveis: 9

ACI/M



Resultado de pesquisa de equipamentos para os parâmetros escolhidos:

Seleção modelo: **Dados Técnicos** | Dimensões | Comparativo | Listagem

MODELO	ACI/M - 263/77.5Y			
ACVM - 163/54.5T	Pot. nom. (DT=15°C) [kW]	51.98	Corrente [A]	1.52
<b>ACVM - 263/77.5Y</b>	Potência corrigida [kW]	53.05	Tensão alimentação [V]	400V
ACVM - 263/77.5S	DT Funcionamento [°C]	14.21	Alimentação [F/Hz]	3/50
	Espaçamento [mm]	2.1	Potência absorvida [W]	880
	Superfície [m²]	153.41	Entrada [in]	1 5/8
	N.º ventiladores [N.ºxØ]	2x630	Saída [in]	1 3/8
	Rotação [rpm]	620	Volume interno [dm³]	16.10
	Caudal de ar [m³/h]	16400	Volume embarque [m³]	2.91
	Ruído [dB(A)]*	35	Peso [kg]	255.88

**Dados técnicos**

Imprimir | Terminar a seleção de condensadores

Figura E.2 – Dados técnicos do condensador ACI/M – 263/77.5Y da Centauro para o sistema R404A [63].



**Alfa Laval Groningen BV**

P.O. Box: 44  
 NL- 9700 AA Groningen  
 Phone: ++31 50 5217555  
 Fax: ++31 50 5264878  
 Web site: www.helpman.com  
 Version: 01/2014

Date : Aug 29, 2014  
 Reference :  
 Client Name :  
 City :  
 Country :

**Air Cooler Helpman-ZLA 326-8 P2 400**


<b>Capacity</b>	17	kW		<b>Refrigerant</b>	R717 pumped	
Required capacity	15.72	kW		Evaporating temperature	-30	°C
Capacity factor	1.08					
Air on	-23.65	°C	90%			
Air off	-26.35	°C				
Temp diff	DTM	5.00	°C	Frost	Light	
<b>Fans</b>	230/400/50/3		Number: 2	Noise pressure level	65.5	dB(A) 5 m
Air volume	13860	m <sup>3</sup> /h		Sound power	91	dB(A)
Diameter	508	mm				
Motor	IP55			Throw	26	m
Speed	1500	rpm				
Power nom/abs.	550 / 700	W				
Adj. therm. relay	1.7	A				
<b>Execution</b>				<b>Connections</b>		
Coil	Steel/Galvanised			Suction		mm
Surface Area	113.3	m <sup>2</sup>		Liquid		mm
Finspacing	8	mm		<b>Dimensions</b>		
Empty Weight (+/-5%)	387	kg		Length	2530	mm
Internal volume	40	dm <sup>3</sup>		Width	985	mm
Transport volume	1.9	m <sup>3</sup>		Height	710	mm
<b>Price / RCPL:</b>			EURO			
Gross price / RCPL			5754.00			
Options:						
Extra Price			489.00			
Total price / RCPL			6243.00			
Discount factor	1.00					
Total net			6243.00			

**Remarks**

Dimensions and weights are not valid for all possible options

**Figura E.3** – Evaporador ZLA 326-8 P2 400 do fabricante Helpman para o sistema R717 [64].

File Help

Print Drawing  Close

**Product:** SZA-1-2-914-470-3/400/50-H  
**Price:** 10824 EUR      **Oper.costs:** 2283 EUR

**Sound data**  
**Sound pressure level:** 45 dB(A)  
**Observation point:** (10, 0, 0) m  
**Eurovent (EN 13487):** N/A

Performance			Fans	
Variable:	Desired:	Calculated:		
Cond.capacity:	44,6 kW	44,8 kW	Rows x fans/row:	1 x 2
Circuits:		3*15 kW	Diameter:	Ø914 mm
Air in:		27,0°C / 60 %	Speed:	476 rpm
Air out:		31,9°C	Nom. power inp.:	0,58 kW
Cond.temp.:	35,0 °C	35,0 °C	Power input:	0,56 kW
Cond. temp. corresp. to capacity demand:		35,0 °C	Max. current:	2,5 A
Refrigerant:	R717		Voltage:	3/400V/50Hz
Air flow (total):			7,89 m <sup>3</sup> /s	

Dimensions [mm]			Area: 275 m <sup>2</sup>		Conn.(gas): 1xØ42,4	
Length:	~3040	Height (V):	1850	Internal vol.:	37 dm <sup>3</sup>	Conn.(liq.): 1xØ33,7
Width (V):	1200	Height (H):	1700	Net weight:	600 kg	Water jets: No
Width (H):	1935	Fin spacing:	2.5 mm	Shp. volume:	5,9 m <sup>3</sup>	

**Energy class: D**

Figura E.4 – Dados técnicos do condensador evaporativo SZA-1-2-914-470 do fabricante Alpha-Laval para o sistema R717 [65].

## Capacity (kcal/h) / Power consumption (kW)

Condensing temp. (°C) ↓	Evaporating temperature (°C)
-------------------------	------------------------------

Open compressors for ammonia (1450 rpm). No subcooling of liquid and no superheating of gas.

Single-stage		+5	±0	-5	-10	-15	-20	-25	-30
P 23	+20	60000/ 6.2	50000/ 6.5	41000/ 6.6	32000/ 6.6	25000/ 6.0	19000/ 5.6	14000/ 5.0	11000/ 4.4
	+25	58500/ 7.4	48500/ 7.6	39500/ 7.4	30500/ 7.2	24000/ 6.6	18000/ 6.1	13000/ 5.4	
	+30	57000/ 8.6	47000/ 8.6	38000/ 8.3	29000/ 7.8	23000/ 7.2	17000/ 6.5		
	+40	53000/11.1	42000/10.5	33000/10.0	26000/ 9.2	20000/ 8.3			
P 43	+20	121000/12.4	100000/13.0	81000/13.2	64000/13.2	50000/12.0	38000/11.2	28000/10.0	22000/ 8.7
	+25	117000/14.8	97000/15.2	79000/14.8	61000/14.4	48000/13.2	36000/12.2	26000/10.8	
	+30	114000/17.2	94000/17.2	76000/16.5	58000/15.6	46000/14.4	34000/13.0		
	+40	106000/22.2	84000/21.0	67000/20.0	52000/18.4	40000/16.6			
P 63	+20	182000/18.5	150000/19.4	121000/19.8	96000/19.8	75000/18.0	57000/16.7	42000/14.9	32000/13.1
	+25	175000/22.2	145000/22.8	118000/22.2	92000/21.6	72000/19.8	54000/18.3	39000/16.2	
	+30	171000/25.7	140000/25.7	111000/24.7	87000/23.4	68000/21.7	50000/19.8		
	+40	158000/33.4	126000/31.5	101000/30.1	78000/27.5	59000/24.8			
P 83	+20	242000/24.8	200000/26.0	162000/26.4	128000/26.4	100000/24.0	76000/22.4	56000/20.0	44000/17.4
	+25	234000/29.6	194000/30.4	158000/29.6	122000/28.8	96000/26.4	72000/24.4	52000/21.6	
	+30	228000/34.4	188000/34.4	152000/33.0	116000/31.2	92000/28.8	68000/26.0		
	+40	212000/44.4	168000/42.0	134000/40.0	104000/36.8	80000/33.2			
P 123	+20	364000/37.0	300000/38.8	242000/39.6	192000/39.6	150000/36.0	114000/33.4	84000/29.8	64000/26.2
	+25	350000/44.4	290000/45.8	236000/44.4	184000/43.2	144000/39.6	108000/36.6	78000/32.4	
	+30	342000/51.4	280000/51.4	222000/49.4	174000/46.8	136000/43.4	100000/39.6		
	+40	316000/66.8	252000/63.0	202000/60.2	156000/55.0	118000/49.6			

Open compressors for ammonia (1450 rpm). No subcooling of liquid and no superheating of gas.

Booster		-20	-25	-30	-35	-40	-45	-50
P 23	-20					7800/ 2.2	5500/ 1.9	3700/ 1.6
	-10			13600/ 2.8	10000/ 2.6	7100/ 2.4	4700/ 2.1	3000/ 1.8
	± 0	21800/ 3.8	16600/ 3.6	11900/ 3.4	8100/ 3.0	5400/ 2.7	3500/ 2.4	
P 43	-20			27200/ 5.6	20100/ 5.2	15600/ 4.4	11000/ 3.9	7300/ 3.3
	-10			236000/44.4	184000/43.2	144000/39.6	108000/36.6	6000/ 3.6
	± 0	43700/ 7.7	33200/ 7.3	23700/ 6.7	16200/ 6.1	10800/ 5.5	6900/ 4.8	
P 63	-20			40800/ 8.4	30100/ 7.9	23400/ 6.6	16500/ 5.8	11000/ 4.9
	-10			35500/ 10	24300/ 9.1	21200/ 7.1	14100/ 6.3	9000/ 5.5
	± 0	65500/11.5	49800/ 11	35500/ 10	24300/ 9.1	16200/ 8.2	10400/ 7.2	
P 83	-20			54500/ 11	40100/10.5	31200/ 8.7	22000/ 7.8	14700/ 6.6
	-10			47500/13.5	32400/ 12	28300/ 9.5	18800/ 8.4	12000/ 7.3
	± 0	87500/15.5	66500/14.5	47500/13.5	32400/ 12	21600/ 11	13900/ 9.6	
P 123	-20			81500/ 17	60000/15.5	46800/ 13	33000/11.5	22000/ 9.9
	-10			71000/ 20	48600/ 18	42400/14.5	28200/12.5	18000/ 11
	± 0	131000/ 23	99500/ 22	71000/ 20	48600/ 18	32400/16.5	20800/14.5	

Open compressors for ammonia (1450 rpm). Normal superheating of gas and subcooling of liquid to 4°C above intercooler temperature.

Two-stage		-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45
P 64	+20			37800/14.2	29700/12.8	23200/11.6	17630/10.3	13100/ 9.3
	+30		44700/18	35700/16	28100/14.2	21800/12.8	16600/11.5	12200/10.2
	+40	52900/23	42600/20.5	33500/18.2	26500/16.1	20200/14.3	15300/12.8	
P 124	+20			75700/28.4	59300/25.6	46400/23.2	35300/20.6	26100/18.6
	+30		89400/36	71400/32	56200/28.4	43700/25.6	33200/23.0	24400/20.4
	+40	105800/46	85100/41	67100/36.4	53000/32.2	40400/28.6	30600/25.6	



STAL Refrigeration AB  
S-601 87 Norrköping, Sweden  
Tel. 011/13 98 00  
Cables Frostal  
Telex 641 10

Figura E.5 – Catálogo dos compressores do fabricante Stal [57].



## ANEXO F – Variação do COP em função da temperatura de Condensação

**Tabela F.1** – Pontos termodinâmicos do sistema R404A no regime -30 °C /+30 °C obtido pelo software Cool Pack.

R404A (-30°C /+30°C)		
Ponto no diagrama	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)
1	-30	350,26
1'	-20	358,266
2'	46,34	399,583
2	30	382,21
3	30	245,6
3'	24,659	237,329
4	-30	237,329

**Tabela F.2** – Características do sistema a R404A para o regime -30 °C /+30 °C.

Ciclo Frigorífico com R404A (-30°C /+30 °C)						
Qfrig (kW)	Caudal Mássico	Compressor	Condensador	Evaporador		COP
	(kg/s)			Wc (kW)	Qcond (kW)	
31,45	0,26	10,74	40,04	2	15,73	2,93

**Tabela F.3** - Pontos termodinâmicos do sistema R404A no regime -30 °C /+35 °C obtido pelo software Cool Pack.

R404A (-30°C /+35°C)		
Ponto no diagrama	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)
1	-30	350,26
1'	-20	358,266
2'	51,725	402,282
2	35	383,78
3	35	254,21
3'	30	245,624
4	-30	245,624

**Tabela F.4** - Características do sistema a R404A para o regime -30 °C /+35 °C.

Ciclo Frigorífico com R404A (-30°C /+35°C)						
Qfrig (kW)	Caudal Mássico	Compressor	Condensador	Evaporador		COP
	(kg/s)			Wc (kW)	Qcond (kW)	
31,45	0,28	12,29	41,34	2	15,73	2,56

**Tabela F.5** - Pontos termodinâmicos do sistema R404A no regime -30/+40°C obtido pelo *software* Cool Pack.

<b>R404A (-30°C /+40°C)</b>		
<b>Ponto no diagrama</b>	<b>Temperatura (°C)</b>	<b>Entalpia (kJ/kg)</b>
<b>1</b>	-30	350,26
<b>1'</b>	-20	358,266
<b>2'</b>	57,161	404,878
<b>2</b>	40	385,01
<b>3</b>	40	263,2
<b>3'</b>	34.696	254,244
<b>4</b>	-30	254,244

**Tabela F.6** - Características do sistema a R404A para o regime -30 °C /40 °C.

<b>Ciclo Frigorífico com R404A (-30°C /+40°C)</b>						
<b>Qfrig (kW)</b>	<b>Caudal Mássico</b>	<b>Compressor</b>	<b>Condensador</b>	<b>Evaporador</b>		<b>COP</b>
	<b>(kg/s)</b>	<b>Wc (kW)</b>	<b>Qcond (kW)</b>	<b>Nº</b>	<b>Qevap (kW)</b>	
31,45	0,30	14,09	42,83	2	15,73	2,23

**Tabela F.7** - Pontos termodinâmicos do sistema R404A no regime -30 °C /+45 °C obtido pelo *software* Cool Pack.

<b>R404A (-30°C /+45°C)</b>		
<b>Ponto no diagrama</b>	<b>Temperatura (°C)</b>	<b>Entalpia (kJ/kg)</b>
<b>1</b>	-30	350,26
<b>1'</b>	-20	358,266
<b>2'</b>	62,657	407,375
<b>2</b>	45	385,82
<b>3</b>	45	272,66
<b>3'</b>	39,722	263,248
<b>4</b>	-30	263,248

**Tabela F.8** - Características do sistema a R404A para o regime -30 °C /45°C.

<b>Ciclo Frigorífico com R404A (-30°C /+45°C)</b>						
<b>Qfrig (kW)</b>	<b>Caudal Mássico</b>	<b>Compressor</b>	<b>Condensador</b>	<b>Evaporador</b>		<b>COP</b>
	<b>(kg/s)</b>	<b>Wc (kW)</b>	<b>Qcond (kW)</b>	<b>Nº</b>	<b>Qevap (kW)</b>	
31,45	0,33	16,25	44,59	2	15,73	1,93

**Tabela F.9** - Pontos termodinâmicos do sistema R717 no regime -30 °C /+30 °C obtido pelo *software* Cool Pack.

R717 (-30°C /+30°C)		
Ponto no diagrama	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)
1	-30	1422,458
2'	39,985	1565,019
2	-5	1455,16
3'	78,547	1622,955
3	30	1485,16
4	30	339,04
4'	25	315,538
5	-5	315,538
6	-5	177,211
7	-30	177,211
8	-30	362,58
9	-30	404,095

**Tabela F.10** - Características do sistema a R717 para o regime -30 °C /+30 °C.

Ciclo Frigorífico com R717 (-30°C /+30°C)									COP
Qfrig (kW)	m <sub>corrigido</sub> (kg/s)			Compressor		Condensador	Evaporador		
	mNH <sub>3</sub> (1)	mNH <sub>3</sub> (2)	mNH <sub>3</sub> (3)	Baixa Pressão	Alta Pressão		Q <sub>cond</sub> (kW)	Nº	
				W <sub>c</sub> (kW)	W <sub>c</sub> (kW)				
31,450	0,758	0,025	0,031	3,601	5,161	40,211	2	15,725	3,59

**Tabela F.11** - Pontos termodinâmicos do sistema R717 no regime -30 °C /+35 °C obtido pelo *software* Cool Pack.

R717 (-30°C /+35°C)		
Ponto no diagrama	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)
1	-30	1422,458
2'	39,985	1565,019
2	-5	1455,16
3'	90,253	1646,732
3	35	1487,65
4	35	362,58
4'	30	339,037
5	-5	339,037
6	-5	177,211
7	-30	177,211
8	-30	362,58
9	-30	404,095

**Tabela F.12** - Características do sistema a R717 para o regime -30 °C /+35 °C.

Ciclo Frigorífico com R717 (-30°C /+35°C)									
Qfrig (kW)	mcorrigido (kg/s)			Compressor		Condensador	Evaporador		COP
	mNH <sub>3</sub> (1)	mNH <sub>3</sub> (2)	mNH <sub>3</sub> (3)	Baixa Pressão	Alta Pressão		Qcond (kW)	Nº	
				Wc (kW)	Wc (kW)				
31,450	0,758	0,025	0,031	3,601	6,016	41,067	2	15,725	3,27

**Tabela F.13** - Pontos termodinâmicos do sistema R717 no regime -30 °C /+40 °C obtido pelo *software* Cool Pack.

R717 (-30°C /+40°C)		
Ponto no diagrama	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)
1	-30	1422,458
2'	39,985	1565,019
2	-5	1455,16
3'	101,873	1670,412
3	40	1489,61
4	40	386,43
4'	35	362,58
5	-5	362,58
6	-5	177,211
7	-30	177,211
8	-30	362,58
9	-30	404,095

**Tabela F.14** - Características do sistema a R717 para o regime -30 °C /+40 °C.

Ciclo Frigorífico com R717 (-30°C /+40°C)									
Qfrig (kW)	mcorrigido (kg/s)			Compressor		Condensador	Evaporador		COP
	mNH <sub>3</sub> (1)	mNH <sub>3</sub> (2)	mNH <sub>3</sub> (3)	Baixa Pressão	Alta Pressão		Qcond (kW)	Nº	
				Wc (kW)	Wc (kW)				
31,450	0,758	0,025	0,032	3,601	6,905	41,956	2	15,725	2,99

**Tabela F.15** - Pontos termodinâmicos do sistema R717 no regime -30 °C /+45 °C obtido pelo *software* Cool Pack.

R717 (-30°C /+45°C)		
Ponto no diagrama	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)
1	-30	1422,458
2'	39,985	1565,019
2	-5	1455,16
3'	113,403	1693,981
3	45	1491,02
4	45	410,49
4'	40	386,426
5	-5	386,426
6	-5	177,211
7	-30	177,211
8	-30	362,58
9	-30	404,095

**Tabela F.0.16** - Características do sistema a R717 para o regime -30 °C /+45 °C.

Ciclo Frigorífico com R717 (-30°C /+45°C)									COP
Qfrig (kW)	m <sub>corrigido</sub> (kg/s)			Compressor		Condensador	Evaporador		
	m <sub>NH<sub>3</sub>(1)</sub>	m <sub>NH<sub>3</sub>(2)</sub>	m <sub>NH<sub>3</sub>(3)</sub>	Baixa Pressão Wc (kW)	Alta Pressão Wc (kW)		Q <sub>cond</sub> (kW)	Nº	
31,450	0,758	0,025	0,033	3,601	7,832	42,883	2	15,725	2,75

**Tabela F.17** - Pontos termodinâmicos do sistema R744/R717 no regime -30 °C /+30 °C obtido pelo *software* Cool Pack.

Sistema Cascata	R744 (CO <sub>2</sub> ) - regime: -30 °C/-10 °C		R717 (NH <sub>3</sub> ) - regime: -15 °C/+30°C	
Ponto	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)
1	-30	436,82	-15	1443,07
2'	10,946	462,146	98,417	1674,207
2	-10	435,16	30	1485,16
3	-10	176,86	30	339,04
3'	-15	165,792	25	315,538
4	-30	165,792	-15	315,538
5	-	-	-15	131,91
6	-	-	-15	459,7

Tabela F.18 - Características do sistema a R744/R717 para o regime -30 °C /+30 °C.

Ciclo Frigorífico com R744 (CO <sub>2</sub> ) - regime: -30°C/-10°C					
Qfrig (kW)	Caudal Mássico (kg/s)	Compressor	Permutador	Evaporador	
		Wc (kW)	QH (kW)	Nº	Qevap (kW)
31,45	0,116	2,94	34,39	2	15,73
Ciclo Frigorífico com R717 (NH <sub>3</sub> ) - regime: -15°C/+30°C					COP
QH (kW)	mNH <sub>3</sub> (1) (kg/s)	mNH <sub>3</sub> (2) (kg/s)	Compressor	Condensador	
			Wc (kW)	Qcond (kW)	
34,39	0,105	0,030	7,05	40,72	3,15

Tabela F.19 - Pontos termodinâmicos do sistema R744/R717 no regime -30 °C /+35 °C obtido pelo *software* Cool Pack.

Sistema Cascata	R744 (CO <sub>2</sub> ) - regime: -30 °C/-10 °C		R717 (NH <sub>3</sub> ) - regime: -15 °C/+35 °C	
Ponto no diagrama	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)
1	-30	436,82	-15	1443,07
2'	10,946	462,146	110,646	1699,681
2	-10	435,16	35	1487,65
3	-10	176,86	35	362,58
3'	-15	165,792	30	339,037
4	-30	165,792	-15	339,037
5	-	-	-15	131,91
6	-	-	-15	459,7

Tabela F.20 - Características do sistema a R744/R717 para o regime -30 °C /+35 °C.

Ciclo Frigorífico com R744 (CO <sub>2</sub> ) - regime: -30°C/-10°C					
Qfrig (kW)	Caudal Mássico (kg/s)	Compressor	Permutador	Evaporador	
		Wc (kW)	QH (kW)	Nº	Qevap (kW)
31,45	0,116	2,94	34,39	2	15,73
Ciclo Frigorífico com R717 (NH <sub>3</sub> ) - regime: -15°C/+35°C					COP
QH (kW)	mNH <sub>3</sub> (1) (kg/s)	mNH <sub>3</sub> (2) (kg/s)	Compressor	Condensador	
			Wc (kW)	Qcond (kW)	
34,39	0,107	0,032	8,15	42,48	2,84

**Tabela F.21** - Pontos termodinâmicos do sistema R744/R717 no regime -30 °C / +40 °C obtido pelo *software* Cool Pack.

<b>Sistema Cascata</b>	<b>R744 (CO<sub>2</sub>) - regime: -30 °C/-10 °C</b>		<b>R717 (NH<sub>3</sub>) - regime: -15 °C/+40°C</b>	
<b>Ponto no diagrama</b>	<b>Temperatura (°C)</b>	<b>Entalpia (kJ/kg)</b>	<b>Temperatura (°C)</b>	<b>Entalpia (kJ/kg)</b>
<b>1</b>	-30	436,82	-15	1443,07
<b>2'</b>	10,946	462,146	122,765	1725,044
<b>2</b>	-10	435,16	40	1489,61
<b>3</b>	-10	176,86	40	386,43
<b>3'</b>	-15	165,792	35	362,58
<b>4</b>	-30	165,792	-15	362,58
<b>5</b>	-	-	-15	131,91
<b>6</b>	-	-	-15	459,7

**Tabela F.22** - Características do sistema a R744/R717 para o regime -30 °C /+40 °C.

<b>Ciclo Frigorífico com R744 (CO<sub>2</sub>) - regime: -30°C/-10°C</b>					
<b>Qfrig (kW)</b>	<b>Caudal Mássico (kg/s)</b>	<b>Compressor</b>	<b>Permutador</b>	<b>Evaporador</b>	
		<b>Wc (kW)</b>	<b>QH (kW)</b>	<b>Nº</b>	<b>Qevap (kW)</b>
31,45	0,116	2,94	34,39	2	15,73
<b>Ciclo Frigorífico com R717 (NH<sub>3</sub>) - regime: -15°C/+40°C</b>					<b>COP</b>
<b>QH (kW)</b>	<b>mNH<sub>3</sub>(1) (kg/s)</b>	<b>mNH<sub>3</sub>(2) (kg/s)</b>	<b>Compressor</b>	<b>Condensador</b>	
			<b>Wc (kW)</b>	<b>Qcond (kW)</b>	
34,39	0,105	0,032	8,97	42,60	2,64

**Tabela F.23** - Pontos termodinâmicos do sistema R744/R717 no regime -30 °C /+45°C obtido pelo *software* Cool Pack.

<b>Sistema Cascata</b>	<b>R744 (CO<sub>2</sub>) - regime: -30 °C/-10 °C</b>		<b>R717 (NH<sub>3</sub>) - regime: -15 °C/+45°C</b>	
<b>Ponto no diagrama</b>	<b>Temperatura (°C)</b>	<b>Entalpia (kJ/kg)</b>	<b>Temperatura (°C)</b>	<b>Entalpia (kJ/kg)</b>
<b>1</b>	-30	436,82	-15	1443,07
<b>2'</b>	10,946	462,146	134,767	1750,282
<b>2</b>	-10	435,16	45	1491,02
<b>3</b>	-10	176,86	45	410,49
<b>3'</b>	-15	165,792	40	386,426
<b>4</b>	-30	165,792	-15	386,426
<b>5</b>	-	-	-15	131,91
<b>6</b>	-	-	-15	459,7

**Tabela F.24** - Características do sistema a R744/R717 para o regime -30 °C /+45 °C.

<b>Ciclo Frigorífico com R744 (CO<sub>2</sub>) - regime: -30°C/-10°C</b>					
<b>Qfrig (kW)</b>	<b>Caudal Mássico (kg/s)</b>	<b>Compressor</b>	<b>Permutador</b>	<b>Evaporador</b>	
		<b>Wc (kW)</b>	<b>QH (kW)</b>	<b>Nº</b>	<b>Qevap (kW)</b>
31,45	0,116	2,94	34,39	2	15,73
<b>Ciclo Frigorífico com R717 (NH<sub>3</sub>) - regime: -15°C/+45°C</b>					<b>COP</b>
<b>QH (kW)</b>	<b>mNH<sub>3</sub>(1) (kg/s)</b>	<b>mNH<sub>3</sub>(2) (kg/s)</b>	<b>Compressor</b>	<b>Condensador</b>	
			<b>Wc (kW)</b>	<b>Qcond (kW)</b>	
34,39	0,105	0,033	10	43,60	2,43

## ANEXO G – Variação do COP em função da temperatura de subarrefecimento

**Tabela G.1** - Pontos termodinâmicos obtidos pelo *software* Cool Pack do sistema R404A no regime  $-30\text{ }^{\circ}\text{C} / +45\text{ }^{\circ}\text{C}$  com subarrefecimento de  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Subarrefecimento de $5\text{ }^{\circ}\text{C}$		
R404A (regime: $-30\text{ }^{\circ}\text{C} / +45\text{ }^{\circ}\text{C}$ )		
Ponto no diagrama	Temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ )	Entalpia (kJ/kg)
1	-30	350,26
1'	-20	358,266
2'	62,657	407,375
2	45	385,82
3	45	272,66
3'	40	263,248
4	-30	263,248

**Tabela G.0.2** - Características do sistema a R404A para o regime  $-30\text{ }^{\circ}\text{C} / +45\text{ }^{\circ}\text{C}$  com subarrefecimento de  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Subarrefecimento de $5\text{ }^{\circ}\text{C}$						
Ciclo Frigorífico com R404A ( $-30\text{ }^{\circ}\text{C} / +45\text{ }^{\circ}\text{C}$ )						
Qfrig (kW)	Caudal mássico (kg/s)	Compressor	Condensador	Evaporador		COP
		Wc (kW)	Qcond (kW)	Nº	Qevap (kW)	
31,45	0,33	16,25	47,70	2	15,73	1,93

**Tabela G.3** - Pontos termodinâmicos obtidos pelo *software* Cool Pack do sistema R404A no regime  $-30\text{ }^{\circ}\text{C} / +45\text{ }^{\circ}\text{C}$  com subarrefecimento de  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Subarrefecimento de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$		
R404A (regime: $-30 / +45\text{ }^{\circ}\text{C}$ )		
Ponto no diagrama	Temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ )	Entalpia (kJ/kg)
1	-30	350,26
1'	-20	358,266
2'	62,657	407,375
2	45	385,82
3	45	272,66
3'	35	254,29
4	-30	254,29

**Tabela G.4** - Características do sistema a R404A para o regime  $-30\text{ }^{\circ}\text{C} / +45\text{ }^{\circ}\text{C}$  com subarrefecimento de  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Subarrefecimento de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$						
Ciclo Frigorífico com R404A ( $-30\text{ }^{\circ}\text{C} / +45\text{ }^{\circ}\text{C}$ )						
Qfrig (kW)	Caudal mássico (kg/s)	Compressor	Condensador	Evaporador		COP
		Wc (kW)	Qcond (kW)	Nº	Qevap (kW)	
31,45	0,30	14,85	46,30	2	15,73	2,12

**Tabela G.5** - Pontos termodinâmicos obtidos pelo software Cool Pack do sistema R404A no regime  $-30\text{ }^{\circ}\text{C} / +45\text{ }^{\circ}\text{C}$  com subarrefecimento de  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Subarrefecimento de $15\text{ }^{\circ}\text{C}$		
R404A (regime: $-30\text{ }^{\circ}\text{C} / +45\text{ }^{\circ}\text{C}$ )		
Ponto no diagrama	Temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ )	Entalpia (kJ/kg)
1	-30	350,26
1'	-20	358,266
2'	62,657	407,375
2	45	385,82
3	45	272,66
3'	30	245,703
4	-30	245,703

**Tabela G.6** - Características do sistema a R404A para o regime  $-30\text{ }^{\circ}\text{C} / +45\text{ }^{\circ}\text{C}$  com subarrefecimento de  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Subarrefecimento de $15\text{ }^{\circ}\text{C}$						
Ciclo Frigorífico com R404A ( $-30\text{ }^{\circ}\text{C} / +45\text{ }^{\circ}\text{C}$ )						
Qfrig (kW)	Caudal mássico (kg/s)	Compressor	Condensador	Evaporador		COP
		Wc (kW)	Qcond (kW)	Nº	Qevap (kW)	
31,45	0,28	13,72	45,17	2	15,73	2,29

**Tabela G.7** - Pontos termodinâmicos obtidos pelo software Cool Pack do sistema R717 no regime  $-30\text{ }^{\circ}\text{C} / +35\text{ }^{\circ}\text{C}$  com subarrefecimento de  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Subarrefecimento de $5\text{ }^{\circ}\text{C}$		
R717 ( $-30\text{ }^{\circ}\text{C} / +35\text{ }^{\circ}\text{C}$ )		
Ponto no diagrama	Temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ )	Entalpia (kJ/kg)
1	-30	1422,458
2'	39,985	1565,019
2	-5	1455,156
3'	90,253	1646,732
3	35	1487,65
4	35	362,58
4'	30	339,037
5	-5	339,037
6	-5	177,211
7	-30	177,211
8	-30	362,58
9	-30	404,095

**Tabela G.8** - Características do sistema a R717 para o regime  $-30\text{ }^{\circ}\text{C} / +35\text{ }^{\circ}\text{C}$  com subarrefecimento de  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Ciclo Frigorífico com R717 ( $-30\text{ }^{\circ}\text{C} / +35\text{ }^{\circ}\text{C}$ )						Subarrefecimento de $5\text{ }^{\circ}\text{C}$			COP
Qfrig (kW)	m <sub>corrigido</sub> (kg/s)			Compressor		Condensador	Evaporador		
	mNH <sub>3</sub> (1)	mNH <sub>3</sub> (2)	mNH <sub>3</sub> (3)	Baixa Pressão	Alta Pressão		Q <sub>cond</sub> (kW)	Nº	
31,450	0,758	0,025	0,031	W <sub>c</sub> (kW)	W <sub>c</sub> (kW)	41,067	2	15,725	3,27

**Tabela G.9** - Pontos termodinâmicos obtidos pelo software Cool Pack do sistema R717 no regime  $-30\text{ }^{\circ}\text{C} / +35\text{ }^{\circ}\text{C}$  com subarrefecimento de  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Subarrefecimento de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$		
R717 ( $-30\text{ }^{\circ}\text{C} / +35\text{ }^{\circ}\text{C}$ )		
Ponto no diagrama	Temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ )	Entalpia (kJ/kg)
1	-30	1422,458
2'	39,985	1565,019
2	-5	1455,156
3'	90,253	1646,732
3	35	1487,65
4	35	362,58
4'	25	315,538
5	-5	315,538
6	-5	177,211
7	-30	177,211
8	-30	362,58
9	-30	404,095

**Tabela G.10** - Características do sistema a R717 para o regime  $-30\text{ }^{\circ}\text{C} / +35\text{ }^{\circ}\text{C}$  com subarrefecimento de  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Ciclo Frigorífico com R717 ( $-30\text{ }^{\circ}\text{C} / +35\text{ }^{\circ}\text{C}$ )						Subarrefecimento de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$			COP
Qfrig (kW)	m <sub>corrigido</sub> (kg/s)			Compressor		Condensador	Evaporador		
	m <sub>NH<sub>3</sub>(1)</sub>	m <sub>NH<sub>3</sub>(2)</sub>	m <sub>NH<sub>3</sub>(3)</sub>	Baixa Pressão	Alta Pressão		Q <sub>cond</sub> (kW)	Nº	
				W <sub>c</sub> (kW)	W <sub>c</sub> (kW)				
31,450	0,758	0,025	0,031	3,601	5,892	40,943	2	15,725	3,31

**Tabela G.11** - Pontos termodinâmicos obtidos pelo software Cool Pack do sistema R717 no regime  $-30\text{ °C} / +35\text{ °C}$  com subarrefecimento de  $15\text{ °C}$ .

Subarrefecimento de $15\text{ °C}$		
R717 ( $-30\text{ °C} / +35\text{ °C}$ )		
Ponto no diagrama	Temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ )	Entalpia (kJ/kg)
1	-30	1422,458
2'	39,985	1565,019
2	-5	1455,156
3'	90,253	1646,732
3	35	1487,65
4	35	362,58
4'	20	292,188
5	-5	292,188
6	-5	177,211
7	-30	177,211
8	-30	362,58
9	-30	404,095

**Tabela G.12** - Características do sistema a R717 para o regime  $-30\text{ °C} / +35\text{ °C}$  com subarrefecimento de  $15\text{ °C}$ .

Ciclo Frigorífico com R717 ( $-30\text{ °C} / +35\text{ °C}$ )						Subarrefecimento de $15\text{ °C}$			COP
Qfrig (kW)	mcorrigido (kg/s)			Compressor		Condensador	Evaporador		
	mNH <sub>3</sub> (1)	mNH <sub>3</sub> (2)	mNH <sub>3</sub> (3)	Baixa Pressão	Alta Pressão		Nº	Qevap (kW)	
	Wc (kW)	Wc (kW)	Qcond (kW)	Qevap (kW)					
31,450	0,758	0,025	0,030	3,601	5,774	40,824	2	15,725	3,35

**Tabela G.13** - Pontos termodinâmicos obtidos pelo software Cool Pack do sistema R744/R717 no regime  $-30\text{ °C} / +35\text{ °C}$  com subarrefecimento de  $5\text{ °C}$ .

Sistema Cascata			Subarrefecimento de $5\text{ °C}$	
R744 (CO <sub>2</sub> ) - regime: $-30\text{ °C} / -10\text{ °C}$			R717 (NH <sub>3</sub> ) - regime: $-15\text{ °C} / +35\text{ °C}$	
Ponto no diagrama	Temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ )	Entalpia (kJ/kg)	Temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ )	Entalpia (kJ/kg)
1	-30	436,82	-15	1443,07
2'	10,946	462,146	110,646	1699,681
2	-10	435,16	35	1487,65
3	-10	176,86	35	362,58
3'	-15	165,792	30	339,037
4	-30	165,792	-15	339,037
5	-	-	-15	131,91
6	-	-	-15	459,7

**Tabela G.14** - Características do sistema a R744/R717 para o regime  $-30\text{ °C} / +35\text{ °C}$  com subarrefecimento de  $5\text{ °C}$ .

<b>Subarrefecimento de <math>5\text{ °C}</math></b>					
<b>Ciclo Frigorífico com R744 (CO<sub>2</sub>) - regime: <math>-30\text{ °C} / -10\text{ °C}</math></b>					
Qfrig (kW)	Caudal Mássico (kg/s)	Compressor	Permutador	Evaporador	
		Wc (kW)	QH (kW)	Nº	Qevap (kW)
31,45	0,116	2,94	34,39	2	15,73
<b>Ciclo Frigorífico com R717 (NH<sub>3</sub>) - regime: <math>-15\text{ °C} / +35\text{ °C}</math></b>					
QH (kW)	mNH <sub>3</sub> (1) (kg/s)	mNH <sub>3</sub> (2) (kg/s)	Compressor	Condensador	COP
			Wc (kW)	Qcond (kW)	
34,39	0,105	0,031	7,99	41,65	2,88

**Tabela G.15** - Pontos termodinâmicos obtidos pelo software Cool Pack do sistema R744/R717 no regime  $-30\text{ °C} / +35\text{ °C}$  com subarrefecimento de  $10\text{ °C}$ .

<b>Subarrefecimento de <math>10\text{ °C}</math></b>				
<b>Sistema Cascata</b>	<b>R744 (CO<sub>2</sub>) - regime: <math>-30\text{ °C} / -10\text{ °C}</math></b>		<b>R717 (NH<sub>3</sub>) - regime: <math>-15\text{ °C} / +35\text{ °C}</math></b>	
<b>Ponto no diagrama</b>	<b>Temperatura (°C)</b>	<b>Entalpia (kJ/kg)</b>	<b>Temperatura (°C)</b>	<b>Entalpia (kJ/kg)</b>
1	-30	436,82	-15	1443,07
2'	10,946	462,146	110,646	1699,681
2	-10	435,16	35	1487,65
3	-10	176,86	35	362,58
3'	-15	165,792	25	339,037
4	-30	165,792	-15	339,037
5	-	-	-15	131,91
6	-	-	-15	459,7

**Tabela G.16** - Características do sistema a R744/R717 para o regime  $-30\text{ °C} / +35\text{ °C}$  com subarrefecimento de  $10\text{ °C}$ .

<b>Subarrefecimento de <math>10\text{ °C}</math></b>					
<b>Ciclo Frigorífico com R744 (CO<sub>2</sub>) - regime: <math>-30\text{ °C} / -10\text{ °C}</math></b>					
Qfrig (kW)	Caudal Mássico (kg/s)	Compressor	Permutador	Evaporador	
		Wc (kW)	QH (kW)	Nº	Qevap (kW)
31,45	0,116	2,94	34,39	2	15,73
<b>Ciclo Frigorífico com R717 (NH<sub>3</sub>) - regime: <math>-15\text{ °C} / +35\text{ °C}</math></b>					
QH (kW)	mNH <sub>3</sub> (1) (kg/s)	mNH <sub>3</sub> (2) (kg/s)	Compressor	Condensador	COP
			Wc (kW)	Qcond (kW)	
34,39	0,105	0,030	7,83	40,78	2,92

**Tabela G.17** - Pontos termodinâmicos obtidos pelo software Cool Pack do sistema R744/R717 no regime  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}/+35\text{ }^{\circ}\text{C}$  com subarrefecimento de  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

			Subarrefecimento de $15\text{ }^{\circ}\text{C}$	
Sistema Cascata	R744 ( $\text{CO}_2$ ) - regime: $-30\text{ }^{\circ}\text{C}/-10\text{ }^{\circ}\text{C}$		R717 ( $\text{NH}_3$ ) - regime: $-15\text{ }^{\circ}\text{C}/+35\text{ }^{\circ}\text{C}$	
Ponto no diagrama	Temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ )	Entalpia (kJ/kg)	Temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ )	Entalpia (kJ/kg)
1	-30	436,82	-15	1443,07
2'	10,946	462,146	110,646	1699,681
2	-10	435,16	35	1487,65
3	-10	176,86	35	362,58
3'	-15	165,792	20	292,188
4	-30	165,792	-15	292,188
5	-	-	-15	131,91
6	-	-	-15	459,7

**Tabela G.18** - Características do sistema a R744/R717 para o regime  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}/+35\text{ }^{\circ}\text{C}$  com subarrefecimento de  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

						Subarrefecimento de $15\text{ }^{\circ}\text{C}$
Ciclo Frigorífico com R744 ( $\text{CO}_2$ ) - regime: $-30\text{ }^{\circ}\text{C}/-10\text{ }^{\circ}\text{C}$						
Qfrig (kW)	Caudal Mássico (kg/s)	Compressor	Permutador	Evaporador		COP
		Wc (kW)	QH (kW)	Nº	Qevap (kW)	
31,45	0,116	2,94	34,39	2	15,73	
Ciclo Frigorífico com R717 ( $\text{NH}_3$ ) - regime: $-15\text{ }^{\circ}\text{C}/+35\text{ }^{\circ}\text{C}$						
QH (kW)	mNH3(1) (kg/s)	mNH3(2) (kg/s)	Compressor	Condensador	COP	
			Wc (kW)	Qcond (kW)		
34,39	0,105	0,030	7,67	39,95	2,97	



## ANEXO H - Variação do COP em função da temperatura de sobreaquecimento

**Tabela H.1** - Pontos termodinâmicos obtidos pelo software Cool Pack do sistema R404A no regime  $-30\text{ °C} / +45\text{ °C}$  com sobreaquecimento de  $5\text{ °C}$ .

Sobreaquecimento de $5\text{ °C}$		
R404A (regime: $-30/+45\text{ °C}$ )		
Ponto	Temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ )	Entalpia (kJ/kg)
1	-30	350,26
1'	-20	354,263
2'	58,137	402,049
2	45	385,82
3	45	272,66
3'	40	263,248
4	-30	263,248

**Tabela H.2** - Características do sistema a R404A para o regime  $-30\text{ °C} / +45\text{ °C}$  com sobreaquecimento de  $5\text{ °C}$ .

Sobreaquecimento de $5\text{ °C}$						
Ciclo Frigorífico com R404A ( $-30/+45$ )						
Qfrig (kW)	Caudal mássico (kg/s)	Compressor	Condensador	Evaporador		COP
		Wc (kW)	Qcond (kW)	Nº	Qevap (kW)	
31,45	0,35	16,51	44,71	2	15,73	1,90

**Tabela H.3** - Pontos termodinâmicos obtidos pelo software Cool Pack do sistema R404A no regime  $-30\text{ °C} / +45\text{ °C}$  com sobreaquecimento de  $10\text{ °C}$ .

Sobreaquecimento de $10\text{ °C}$		
R404A (regime: $-30/+45\text{ °C}$ )		
Ponto	Temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ )	Entalpia (kJ/kg)
1	-30	350,26
1'	-20	358,266
2'	62,657	407,375
2	45	385,82
3	45	272,66
3'	40	263,248
4	-30	263,248

**Tabela H.4** - Características do sistema a R404A para o regime  $-30\text{ }^{\circ}\text{C} / +45\text{ }^{\circ}\text{C}$  com sobreaquecimento de  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

<b>Sobreaquecimento de <math>10\text{ }^{\circ}\text{C}</math></b>						
<b>Ciclo Frigorífico com R404A (-30/+45)</b>						
Qfrig (kW)	Caudal mássico (kg/s)	Compressor	Condensador	Evaporador		COP
		Wc (kW)	Qcond (kW)	Nº	Qevap (kW)	
31,45	0,33	16,25	44,59	2	15,73	1,93

**Tabela H.5** - Pontos termodinâmicos obtidos pelo software Cool Pack do sistema R404A no regime  $-30\text{ }^{\circ}\text{C} / +45\text{ }^{\circ}\text{C}$  com sobreaquecimento de  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

<b>Sobreaquecimento de <math>15\text{ }^{\circ}\text{C}</math></b>		
<b>R404A (regime: -30/+45°C)</b>		
Ponto	Temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ )	Entalpia (kJ/kg)
1	-30	350,26
1'	-15	362,313
2'	67,263	412,726
2	45	385,82
3	45	272,66
3'	40	263,248
4	-30	263,248

**Tabela H.6** - Características do sistema a R404A para o regime  $-30\text{ }^{\circ}\text{C} / +45\text{ }^{\circ}\text{C}$  com sobreaquecimento de  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

<b>Sobreaquecimento de <math>15\text{ graus}</math></b>						
<b>Ciclo Frigorífico com R404A (-30/+45)</b>						
Qfrig (kW)	Caudal mássico (kg/s)	Compressor	Condensador	Evaporador		COP
		Wc (kW)	Qcond (kW)	Nº	Qevap (kW)	
31,45	0,32	16,00	44,47	2	15,73	1,97

## ANEXO I – Cálculo dos diâmetros das tubagens

Tabela I.1 – Velocidades recomendadas para as diversas linhas [37, 66].

Linha	Velocidade do Refrigerante (m/s)
Linhas de Aspiração Seca	4,5-20
Linha de Aspiração Húmida	8
Linhas de Descarga	10-18
Linhas de Líquido	< 1,5
Linhas de Dreno	< 1,5

Tabela I.2 – Características e diâmetros das diversas linhas do sistema a R404A.

Fluído	Linha	Caudal mássico (kg/s)	Volume específico (m <sup>3</sup> /kg)	Diâmetro (mm)	Diâmetro nominal (DIN)	Diâmetro interno (mm)	Velocidade corrigida (m/s)	Material	Óleo
R404A	Linha de Líquido	0,33	0,00118	24,895	1 <sup>1/8</sup> "	26,04	0,73	Cobre	Poliéster
	Linha Asp.:		0,1	59,173	3 <sup>1/8</sup> "	74,8	7,51	Cobre	Poliéster
	Linha Desc.:		0,0119	22,361	1 <sup>1/8</sup> "	26,04	7,37	Cobre	Poliéster
	Linha de Dreno 1		0,00116	24,683	1 <sup>1/8</sup> "	26,04	0,72	Cobre	Poliéster

Tabela I.3 - Características e diâmetros das diversas linhas do sistema a R717.

Fluído	Nome da Linha	Caudal mássico (kg/s)	Caudal Volúmico (m <sup>3</sup> /s)	Diâmetro (mm)	Diâmetro nominal (DIN)	Diâmetro interno (mm)	Velocidade corrigida (m/s)	Material	Óleo
R717	Linha Asp. B.P.:	0,027	$2,6402 \times 10^{-2}$	52,928	2 <sup>5/8</sup> ''	62,61	8,58	Aço	Mineral de base nafténica
	Linha Desc. B.P.:		$1,1241 \times 10^{-2}$	37,831	1 <sup>5/8</sup> ''	38,23	9,79	Aço	Mineral de base nafténica
	Linha de líquido 3		$4,25 \times 10^{-5}$	8,223	1/2''	10,92	0,45	Aço	Mineral de base nafténica
	Linha Asp. A.P.:	0,034	$1,1183 \times 10^{-2}$	35,423	1 <sup>5/8</sup> ''	38,23	10,30	Aço	Mineral de base nafténica
	Linha Desc. A.P.:		$3,7499 \times 10^{-3}$	21,851	1 <sup>1/8</sup> ''	26,04	7,04	Aço	Mineral de base nafténica
	Linha de Drenagem		$5,803 \times 10^{-5}$	9,610	1/2''	10,92	0,62	Aço	Mineral de base nafténica
	Linha de líquido 2		$5,803 \times 10^{-5}$	9,610	1/2''	10,92	0,62	Aço	Mineral de base nafténica
	Linha de Asp. Húmida	0,101	$2,434 \times 10^{-3}$	19,682	7/8''	19,94	7,79	Aço	Mineral de base nafténica
	linha de líquido 1		$1,4885 \times 10^{-3}$	15,392	3/4''	16,92	0,66	Aço	Mineral de base nafténica

**Tabela I.4 - Características e diâmetros das diversas linhas do sistema a R744/R717.**

Fluído	Nome da Linha	Caudal mássico (kg/s)	Caudal Volúmico (m <sup>3</sup> /s)	Diâmetro (mm)	Diâmetro nominal (DIN)	Diâmetro interno (mm)	Velocidade corrigida (m/s)	Material	Óleo
R744	Linha de Líquido 1	0,118	$1,201 \times 10^{-4}$	13,825	5/8"	13,84	0,80	Aço	Poliéster
	Linha Asp. B.P.:		$3,182 \times 10^{-3}$	18,374	1 1/8 "	26,04	5,97	Aço	Poliéster
	Linha Desc. B.P.:		$6,275 \times 10^{-4}$	8,939	1/2"	10,92	6,70	Aço	Poliéster
	Linha de Dreno 1		$1,201 \times 10^{-4}$	13,825	5/8"	13,84	0,80	Aço	Poliéster
R717	Linha Asp. A.P.:	0,032	$1,613 \times 10^{-2}$	41,381	1 1/2"	41,8	11,76	Aço	Mineral de base nafténica
	Linha Desc. A.P.:		$4,161 \times 10^{-3}$	23,020	3/4"	21,6	11,36	Aço	Mineral de base nafténica
	Linha de Líquido 3		$5,337 \times 10^{-5}$	9,217	1/4"	8,8	0,88	Aço	Mineral de base nafténica
	Linha de Dreno 2		$5,408 \times 10^{-5}$	9,278	3/8"	12,5	0,44	Aço	Mineral de base nafténica
	Linha de Asp. Húmida	0,107	$1,364 \times 10^{-2}$	46,609	2"	53,9	5,98	Aço	Mineral de base nafténica
	Linha de Líquido 2		$1,617 \times 10^{-4}$	16,046	3/4"	21,6	0,44	Aço	Mineral de base nafténica

## ANEXO J – Potências e consumos eléctricos

Preço da energia ativa	Período trimestral	Período horário	EUR/kWh
Longas utilizações	I e IV	Horas de ponta	0,1287
		Horas de cheias	0,1004
		Horas de vazio normal	0,0708
		Horas de super vazio	0,0604
	II e III	Horas de ponta	0,1316
		Horas de cheias	0,1030
		Horas de vazio normal	0,0735
		Horas de super vazio	0,0677

**Figura J.1** – Tarifas e horários de Média Tensão para clientes da EDP [67].

Tabela J.1 – Consumos e custos dos principais componentes do sistema a R404A.

Horas		Tarifa	R404A (-30/+45 °C)						
			Compressor		Evaporador		Condensador		
			P. Absorvida (kW)	Custo	P. Absorvida (kW)	Custo	P. Absorvida (kW)	Custo	
Vazio	00:00	00:30	0,0735	36,4	2,68 €	2	0,15 €	0,88	0,06 €
	00:30	01:00		36,4	2,68 €	2	0,15 €	0,88	0,06 €
	01:00	01:30		36,4	2,68 €	2	0,15 €	0,88	0,06 €
	01:30	02:00		36,4	2,68 €	2	0,15 €	0,88	0,06 €
Super Vazio	02:00	02:30	0,0677	36,4	2,46 €	2	0,14 €	0,88	0,06 €
	02:30	03:00		36,4	2,46 €	2	0,14 €	0,88	0,06 €
	03:00	03:30		36,4	2,46 €	2	0,14 €	0,88	0,06 €
	03:30	04:00		36,4	2,46 €	2	0,14 €	0,88	0,06 €
	04:00	04:30		36,4	2,46 €	2	0,14 €	0,88	0,06 €
	04:30	05:00		36,4	2,46 €	2	0,14 €	0,88	0,06 €
	05:00	05:30		36,4	2,46 €	2	0,14 €	0,88	0,06 €
	05:30	06:00		36,4	2,46 €	2	0,14 €	0,88	0,06 €
Cheias	06:00	06:30	0,103	36,4	2,46 €	2	0,14 €	0,88	0,06 €
	06:30	07:00		36,4	2,46 €	2	0,14 €	0,88	0,06 €
	07:00	07:30		36,4	3,75 €	2	0,21 €	0,88	0,09 €
	07:30	08:00		36,4	3,75 €	2	0,21 €	0,88	0,09 €
	08:00	08:30		36,4	3,75 €	2	0,21 €	0,88	0,09 €
	08:30	09:00		36,4	3,75 €	2	0,21 €	0,88	0,09 €
Ponta	09:00	09:30	0,1316	36,4	3,75 €	2	0,21 €	0,88	0,09 €
	09:30	10:00		36,4	3,75 €	2	0,21 €	0,88	0,09 €
	10:00	10:30		0	0 €	0	0 €	0	0 €
	10:30	11:00		0	0 €	0	0 €	0	0 €
	11:00	11:30		0	0 €	0	0 €	0	0 €
	11:30	12:00		0	0 €	0	0 €	0	0 €
Cheias	12:00	12:30	0,103	0	0 €	0	0 €	0	0 €
	12:30	13:00		0	0 €	0	0 €	0	0 €
	13:00	13:30		36,4	3,75 €	2	0,21 €	0,88	0,09 €
	13:30	14:00		36,4	3,75 €	2	0,21 €	0,88	0,09 €
	14:00	14:30		36,4	3,75 €	2	0,21 €	0,88	0,09 €
	14:30	15:00		36,4	3,75 €	2	0,21 €	0,88	0,09 €
	15:00	15:30		36,4	3,75 €	2	0,21 €	0,88	0,09 €
	15:30	16:00		36,4	3,75 €	2	0,21 €	0,88	0,09 €
	16:00	16:30		36,4	3,75 €	2	0,21 €	0,88	0,09 €
	16:30	17:00		36,4	3,75 €	2	0,21 €	0,88	0,09 €
Ponta	17:00	17:30	0,1316	36,4	3,75 €	2	0,21 €	0,88	0,09 €
	17:30	18:00		36,4	3,75 €	2	0,21 €	0,88	0,09 €
	18:00	18:30		0	0 €	0	0 €	0	0 €
	18:30	19:00		0	0 €	0	0 €	0	0 €
	19:00	19:30		0	0 €	0	0 €	0	0 €
	19:30	20:00		0	0 €	0	0 €	0	0 €
	20:00	20:30		0	0 €	0	0 €	0	0 €
	20:30	21:00		0	0 €	0	0 €	0	0 €
Vazio	21:00	21:30	0,0735	0	0 €	0	0 €	0	0 €
	21:30	22:00		0	0 €	0	0 €	0	0 €
	22:00	22:30		36,4	2,68 €	2	0,15 €	0,88	0,06 €
	22:30	23:00		36,4	2,68 €	2	0,15 €	0,88	0,06 €
Vazio	23:00	23:30	0,0735	36,4	2,68 €	2	0,15 €	0,88	0,06 €
	23:30	00:00		36,4	2,68 €	2	0,15 €	0,88	0,06 €
Total				1237,60	106,03 €	68,00	5,83 €	29,92	2,56 €

**Tabela J.2** - Custos mensais do sistema em cascata R404A com os custos adicionais do serviço.

<b>R404A (-30/+45 °C)</b>			
<b>Custo de Electricidade Diário Consumido</b>		<b>114,42 €</b>	
<b>Custo de Electricidade Mensal Consumido</b>		<b>3 547,10 €</b>	
<b>Custos Adicionais do Serviço</b>			<b>Custo Adicional Mensal</b>
<b>Termo Tarifário Fixo</b>		45,19	45,19 €
<b>Encargos de Potência</b>	<b>Horas de Ponta (€/kW.dia)</b>	0,3155	0
	<b>Contratada (€/kW.dia)</b>	0,0483	64,51 €
<b>TOTAL MENSAL</b>			<b>3 656,80 €</b>

Tabela J.3 - Consumos e custos dos principais componentes do sistema a R717.

Horas		Tarifa	R717 (-30/+35°C)									
			Compressor				Evaporador		Condensador			
			P. Absorvida PB (kW)	Custo (€)	P. Absorvida AP (kW)	Custo (€)	P. Absorvida (kW)	Custo (€)	P. Absorvida (kW)	Custo (€)		
Vazio	00:00	00:30	0,0735	12,3	0,90 €	18,3	1,35 €	0,55	0,04 €	0,58	0,04 €	
	00:30	01:00		12,3	0,90 €	18,3	1,35 €	0,55	0,04 €	0,58	0,04 €	
	01:00	01:30		12,3	0,90 €	18,3	1,35 €	0,55	0,04 €	0,58	0,04 €	
	01:30	02:00		12,3	0,90 €	18,3	1,35 €	0,55	0,04 €	0,58	0,04 €	
Super Vazio	02:00	02:30	0,0677	12,3	0,83 €	18,3	1,24 €	0,55	0,04 €	0,58	0,04 €	
	02:30	03:00		12,3	0,83 €	18,3	1,24 €	0,55	0,04 €	0,58	0,04 €	
	03:00	03:30		12,3	0,83 €	18,3	1,24 €	0,55	0,04 €	0,58	0,04 €	
	03:30	04:00		12,3	0,83 €	18,3	1,24 €	0,55	0,04 €	0,58	0,04 €	
	04:00	04:30		12,3	0,83 €	18,3	1,24 €	0,55	0,04 €	0,58	0,04 €	
	04:30	05:00		12,3	0,83 €	18,3	1,24 €	0,55	0,04 €	0,58	0,04 €	
	05:00	05:30		12,3	0,83 €	18,3	1,24 €	0,55	0,04 €	0,58	0,04 €	
	05:30	06:00		12,3	0,83 €	18,3	1,24 €	0,55	0,04 €	0,58	0,04 €	
Cheias	06:00	06:30	0,103	12,3	0,83 €	18,3	1,24 €	0,55	0,04 €	0,58	0,04 €	
	06:30	07:00		12,3	0,83 €	18,3	1,24 €	0,55	0,04 €	0,58	0,04 €	
	07:00	07:30		12,3	1,27 €	18,3	1,88 €	0,55	0,06 €	0,58	0,06 €	
	07:30	08:00		12,3	1,27 €	18,3	1,88 €	0,55	0,06 €	0,58	0,06 €	
	08:00	08:30		12,3	1,27 €	18,3	1,88 €	0,55	0,06 €	0,58	0,06 €	
	08:30	09:00		12,3	1,27 €	18,3	1,88 €	0,55	0,06 €	0,58	0,06 €	
Ponta	09:00	09:30	0,1316	12,3	1,27 €	18,3	1,88 €	0,55	0,06 €	0,58	0,06 €	
	09:30	10:00		12,3	1,27 €	18,3	1,88 €	0,55	0,06 €	0,58	0,06 €	
	10:00	10:30		0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	0,00	0,00 €	
	10:30	11:00		0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	0,00	0,00 €	
	11:00	11:30		0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	0,00	0,00 €	
	11:30	12:00		0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	0,00	0,00 €	
Cheias	12:00	12:30	0,103	0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	0,00	0,00 €	
	12:30	13:00		0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	0,00	0,00 €	
	13:00	13:30		12,3	1,27 €	18,3	1,88 €	0,55	0,06 €	0,58	0,06 €	
	13:30	14:00		12,3	1,27 €	18,3	1,88 €	0,55	0,06 €	0,58	0,06 €	
	14:00	14:30		12,3	1,27 €	18,3	1,88 €	0,55	0,06 €	0,58	0,06 €	
	14:30	15:00		12,3	1,27 €	18,3	1,88 €	0,55	0,06 €	0,58	0,06 €	
	15:00	15:30		12,3	1,27 €	18,3	1,88 €	0,55	0,06 €	0,58	0,06 €	
	15:30	16:00		12,3	1,27 €	18,3	1,88 €	0,55	0,06 €	0,58	0,06 €	
	16:00	16:30		12,3	1,27 €	18,3	1,88 €	0,55	0,06 €	0,58	0,06 €	
	16:30	17:00		12,3	1,27 €	18,3	1,88 €	0,55	0,06 €	0,58	0,06 €	
Ponta	17:00	17:30	0,1316	12,3	1,27 €	18,3	1,88 €	0,55	0,06 €	0,58	0,06 €	
	17:30	18:00		12,3	1,27 €	18,3	1,88 €	0,55	0,06 €	0,58	0,06 €	
	18:00	18:30		0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	0,00	0,00 €	
	18:30	19:00		0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	0,00	0,00 €	
	19:00	19:30		0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	0,00	0,00 €	
	19:30	20:00		0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	0,00	0,00 €	
	20:00	20:30		0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	0,00	0,00 €	
	20:30	21:00		0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	0,00	0,00 €	
Vazio	21:00	21:30	0,0735	0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	0,00	0,00 €	
	21:30	22:00		0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	0,00	0,00 €	
	22:00	22:30		12,3	0,90 €	18,3	1,35 €	0,55	0,04 €	0,58	0,04 €	
	22:30	23:00		12,3	0,90 €	18,3	1,35 €	0,55	0,04 €	0,58	0,04 €	
Vazio	23:00	23:30	0,0735	12,3	0,90 €	18,3	1,35 €	0,55	0,04 €	0,58	0,04 €	
	23:30	00:00		12,3	0,90 €	18,3	1,35 €	0,55	0,04 €	0,58	0,04 €	
				<b>Total</b>	<b>418,20</b>	<b>35,83 €</b>	<b>622,20</b>	<b>53,31 €</b>	<b>18,70</b>	<b>1,60 €</b>	<b>19,72</b>	<b>1,69 €</b>

**Tabela J.4** - Custos mensais do sistema em cascata R717 com os custos adicionais do serviço.

<b>R717 (-30/+35°C)</b>			
<b>Custo de Electricidade Diário Consumido</b>		<b>92,43 €</b>	
<b>Custo de Electricidade Mensal Consumido</b>		<b>2 865,31 €</b>	
<b>Custos Adicionais do Serviço</b>			<b>Custo Adicional Mensal</b>
<b>Termo Tarifário Fixo</b>		45,19	45,19 €
<b>Encargos de Potência</b>	<b>Horas de Ponta (€/kW.dia)</b>	0,3155	0
	<b>Contratada (€/kW.dia)</b>	0,0483	52,11 €
<b>TOTAL MENSAL</b>			<b>2 962,61 €</b>

Tabela J.5 - Consumos e custos dos principais componentes do sistema em cascata a R744/R717.

	Horas		Tarifa	R744 (CO2) - regime: -30 °C/-10 °C				R717 (NH3) - regime: -15 °C/+35 °C				
				Compressor		Evaporador		Compressor		Condensador		
				P. Absorvida (kW)	Custo (€)	P. Absorvida (kW)	Custo (€)	P. Absorvida (kW)	Custo (€)	P. Absorvida (kW)	Custo (€)	
Vazio	00:00	00:30	0,0735	5,62	0,41 €	0,37	0,03 €	13,54	1,00 €	0,580	0,04 €	
	00:30	01:00		5,62	0,41 €	0,37	0,03 €	13,54	1,00 €	0,580	0,04 €	
	01:00	01:30		5,62	0,41 €	0,37	0,03 €	13,54	1,00 €	0,580	0,04 €	
	01:30	02:00		5,62	0,41 €	0,37	0,03 €	13,54	1,00 €	0,580	0,04 €	
Super Vazio	02:00	02:30	0,0677	5,62	0,38 €	0,37	0,03 €	13,54	0,92 €	0,580	0,04 €	
	02:30	03:00		5,62	0,38 €	0,37	0,03 €	13,54	0,92 €	0,580	0,04 €	
	03:00	03:30		5,62	0,38 €	0,37	0,03 €	13,54	0,92 €	0,580	0,04 €	
	03:30	04:00		5,62	0,38 €	0,37	0,03 €	13,54	0,92 €	0,580	0,04 €	
	04:00	04:30		5,62	0,38 €	0,37	0,03 €	13,54	0,92 €	0,580	0,04 €	
	04:30	05:00		5,62	0,38 €	0,37	0,03 €	13,54	0,92 €	0,580	0,04 €	
	05:00	05:30		5,62	0,38 €	0,37	0,03 €	13,54	0,92 €	0,580	0,04 €	
	05:30	06:00		5,62	0,38 €	0,37	0,03 €	13,54	0,92 €	0,580	0,04 €	
Cheias	06:00	06:30	0,103	5,62	0,38 €	0,37	0,03 €	13,54	0,92 €	0,580	0,04 €	
	06:30	07:00		5,62	0,38 €	0,37	0,03 €	13,54	0,92 €	0,580	0,04 €	
	07:00	07:30		5,62	0,58 €	0,37	0,04 €	13,54	1,39 €	0,580	0,06 €	
	07:30	08:00		5,62	0,58 €	0,37	0,04 €	13,54	1,39 €	0,580	0,06 €	
	08:00	08:30		5,62	0,58 €	0,37	0,04 €	13,54	1,39 €	0,580	0,06 €	
	08:30	09:00		5,62	0,58 €	0,37	0,04 €	13,54	1,39 €	0,580	0,06 €	
Ponta	09:00	09:30	0,1316	5,62	0,58 €	0,37	0,04 €	13,54	1,39 €	0,580	0,06 €	
	09:30	10:00		5,62	0,58 €	0,37	0,04 €	13,54	1,39 €	0,580	0,06 €	
	10:00	10:30		0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	
	10:30	11:00		0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	
	11:00	11:30		0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	
	11:30	12:00		0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	
Cheias	12:00	12:30	0,103	0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	
	12:30	13:00		0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	
	13:00	13:30		5,62	0,58 €	0,37	0,04 €	13,54	1,39 €	0,580	0,06 €	
	13:30	14:00		5,62	0,58 €	0,37	0,04 €	13,54	1,39 €	0,580	0,06 €	
	14:00	14:30		5,62	0,58 €	0,37	0,04 €	13,54	1,39 €	0,580	0,06 €	
	14:30	15:00		5,62	0,58 €	0,37	0,04 €	13,54	1,39 €	0,580	0,06 €	
	15:00	15:30		5,62	0,58 €	0,37	0,04 €	13,54	1,39 €	0,580	0,06 €	
	15:30	16:00		5,62	0,58 €	0,37	0,04 €	13,54	1,39 €	0,580	0,06 €	
	16:00	16:30		5,62	0,58 €	0,37	0,04 €	13,54	1,39 €	0,580	0,06 €	
	16:30	17:00		5,62	0,58 €	0,37	0,04 €	13,54	1,39 €	0,580	0,06 €	
Ponta	17:00	17:30	0,1316	5,62	0,58 €	0,37	0,04 €	13,54	1,39 €	0,580	0,06 €	
	17:30	18:00		5,62	0,58 €	0,37	0,04 €	13,54	1,39 €	0,580	0,06 €	
	18:00	18:30		0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	
	18:30	19:00		0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	
	19:00	19:30		0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	
	19:30	20:00		0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	
	20:00	20:30		0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	
	20:30	21:00		0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	
Vazio	21:00	21:30	0,0735	0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	
	21:30	22:00		0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	0	0,00 €	
	22:00	22:30		5,62	0,41 €	0,37	0,03 €	13,54	1,00 €	0,580	0,04 €	
	22:30	23:00		5,62	0,41 €	0,37	0,03 €	13,54	1,00 €	0,580	0,04 €	
Vazio	23:00	23:30	0,0735	5,62	0,41 €	0,37	0,03 €	13,54	1,00 €	0,580	0,04 €	
	23:30	00:00		5,62	0,41 €	0,37	0,03 €	13,54	1,00 €	0,580	0,04 €	
				<b>Total</b>	<b>191,08</b>	<b>16,37 €</b>	<b>12,58</b>	<b>1,08 €</b>	<b>460,36</b>	<b>39,44 €</b>	<b>19,72</b>	<b>1,69 €</b>

**Tabela J.6** – Custos mensais do sistema em cascata R744/R717 com os custos adicionais do serviço.

<b>SISTEMA EM CASCATA</b>			<b>R744 (CO2)</b>	<b>R717 (NH3)</b>
<b>Custo de Electricidade Diário Consumido</b>			<b>17,45 €</b>	<b>41,13 €</b>
<b>Custo de Electricidade Mensal Consumido</b>			<b>540,91 €</b>	<b>1 275,08 €</b>
<b>Custos Adicionais do Serviço</b>			<b>Custo Adicional Mensal</b>	
<b>Termo Tarifário Fixo</b>		45,19	45,19 €	
<b>Encargos de Potência</b>	<b>Horas de Ponta (€/kW.dia)</b>	0,3155	0	
	<b>Contratada (€/kW.dia)</b>	0,0483	33,02 €	
<b>TOTAL MENSAL</b>			<b>619,13 €</b>	<b>1 275,08 €</b>
			<b>1 894,21 €</b>	