



## **CARACTERIZAÇÃO DA TECNOLOGIA DE FRIO COMERCIAL E PROFISSIONAL**

**PEDRO FILIPE FREIRE GUERREIRO**

outubro de 2016

# **CARACTERIZAÇÃO DA TECNOLOGIA DE FRIO COMERCIAL E PROFISSIONAL**

**Pedro Filipe Freire Guerreiro**

**2016**

Instituto Superior de Engenharia do Porto

Departamento de Engenharia Mecânica





# **CARACTERIZAÇÃO DA TECNOLOGIA DE FRIO COMERCIAL E PROFISSIONAL**

Pedro Filipe Freire Guerreiro  
1130251

Dissertação apresentada ao Instituto Superior de Engenharia do Porto para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação da Professora Doutora Olga dos Remédios Sobral Castro.

**2016**

Instituto Superior de Engenharia do Porto  
Departamento de Engenharia Mecânica





## JÚRI

### **Presidente**

Doutor, Francisco José Gomes da Silva  
Professor Adjunto, ISEP

### **Orientador**

Doutor, Olga dos Remédios Sobral Castro  
Professor Adjunto, ISEP

### **Co-orientador**

Mestre, Joaquim Fernandes Monteiro  
Assistente técnico, ISEP

### **Arguente**

Doutor, Clito Félix Alves Afonso  
Professor Associado, FEUP



## AGRADECIMENTOS

A conclusão desta etapa nos meus estudos foi possível graças ao apoio dos meus pais e familiares que me permitiram vir estudar para o ISEP. Em especial à minha família materna residente no Porto que se mostrou sempre recetível e disponível para me ajudar naquilo que eu precisasse.

Um sincero obrigado aos funcionários da SKK que se mostraram sempre disponíveis no meu trabalho. Em especial ao Engenheiro João Paulo Pinto que contribuiu para o meu crescimento profissional preparando-me melhor para o mundo do trabalho, sendo também compreensível e prestável nos momentos oportunos.

Agradeço também a orientação da Professora Olga Castro e do Engenheiro Joaquim Monteiro pelo acompanhamento na SKK e disponibilidade para esclarecimentos.

Por último, agradeço também aos meus colegas com quem trabalhei diariamente na SKK pelo ambiente de entreajuda e boa disposição.

Obrigado a todos os que tornaram possível esta dissertação.



## **PALAVRAS CHAVE**

Etiquetagem energética, Refrigeração, Comercial, Profissional, Simulação.

## **RESUMO**

Hoje em dia a preocupação ambiental e a economia são fatores de sustentabilidade que são tidos em conta em países desenvolvidos, especialmente no seio da União Europeia. Reduzir os consumos de energia é portanto um ponto-chave para a redução das emissões de gases com efeito de estufa e aumentar a dependência das energias renováveis. Consequentemente surge então a necessidade de aumentar a eficiência dos equipamentos, em particular no presente caso, equipamentos de refrigeração. Para isso foi adotado pela Comissão Europeia uma rotulagem nos produtos consumidores de energia, em particular na refrigeração, os frigoríficos e congeladores domésticos permitindo informar o consumidor para os equipamentos mais eficientes. Mais recentemente, frigoríficos comerciais e profissionais também terão obrigatoriedade de incluir um rótulo energético na parte externa dos mesmos. Nesses rótulos estão incluídas várias informações técnicas do aparelho representadas de uma forma compreensível e lúdica aos olhos do consumidor mais leigo, entre as quais as classes de eficiência energética.

As classes de eficiência energética caracterizam-se pela componente tecnológica dos frigoríficos. Perceber quais os componentes e materiais em particular que promovem uma melhor eficiência, quantificar a sua influência e avaliar os seus custos de integração torna-se assim essencial para toda a cadeia envolvida na produção destes equipamentos.

Os fluidos frigorígenos e compressores aparentam ser os que mais exercem influência na eficiência de frigoríficos de baixa potência. Tubos capilares com trocador de calor são uma escolha mais eficiente comparado com o tubo capilar padrão que é utilizado nestes frigoríficos.

Por forma a obter informação adicional e relevante do ponto de vista da análise energética realizaram-se simulações para determinação do consumo elétrico anual com recurso ao software Pack Calculation Pro. Entre os fluidos frigorígenos R-134a, R-22 e R-410a, os compressores scroll apresentaram consumos mais reduzidos (no máximo de 16%) do que os compressores alternativos. No caso do amoníaco (R-717) os compressores alternativos consumiram em média 14% menos do que os compressores parafuso. O recurso a velocidade variável em compressores permite reduzir o consumo na ordem dos 25%. Válvulas de expansão eletrónicas trazem reduções no consumo de 1,5% quando comparadas com válvulas de expansão termostáticas em compressores de velocidade variável. O propano (R-290) é um gás que mostra ter um melhor desempenho do que o R-134a e R404a em vários compressores, consumindo 16% menos do que o R-404a. Em função da temperatura exterior, o R-290 também apresentou um bom desempenho consumindo em climas quentes (Belém, Brasil) 24% menos do que o R-404a.



**KEYWORDS**

*Energy label, Refrigeration, Commercial, Professional, Simulation*

**ABSTRACT**

*Nowadays environmental concerns and economy are sustainability factors to be considered in developed countries, especially within European Union. Reducing energy consumption is one of the key points to reduce emissions of greenhouse gases and increase dependency for renewable energies. An approach to do it is increasing efficiency in appliances, particularly in the present case, refrigeration appliances. Therefore, European Commission applied a labelling in energy using products, including the refrigeration ones, like domestic refrigerators and freezers to allow the consumer to choose the most efficient ones. Recently, commercial and professional refrigerators will also have energy labelling on the outside of them. Technical information is included in a well perceptive way to any person, like efficiency energy classes.*

*Energy efficiency classes are characterized by the technological components of the refrigerators. Understanding which components and materials promote a higher efficiency, quantifying their effect and evaluate their investment becomes essential to all the chain responsible for the manufacturing of this equipments.*

*Refrigerants and compressors are those that apparently affect more the efficiency of low power refrigerators. Capillary copper heat exchanger are a more efficient choice compared with the standard capillary tube used in those refrigerators.*

*Simulations in Pack Calculation Pro to determine electric annual energy consumption were made to complement additional information relevant in an energetic point of view. Considered the available refrigerants (R-134a, R-22 and R-410a), scroll compressors showed lower consumptions (16% maximum) than reciprocating compressors. With ammonia (R-717) consumptions of reciprocating compressors were on average 14% lower than screw compressors. The use of speed control in compressors allow a reduction around 25%. Electronic expansion valves bring a reduction of 1,5% compared with thermostatic expansion valves in compressors with speed control. Propane (R-290) proved to have better performance than R-134a and R-404a in several compressors, consuming around 16% less than R-404a. As to outside temperature, R-290 also showed good performance consuming in hot climates (Belem, Brazil) 24% less than R-404a.*



## LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

### Lista de Abreviaturas

AEC	Consumo anual elétrico da caixa (kWh/ano)
CFC	Clorofluorcarbonetos
DGEG	Direção Geral de Energia e Geologia
EEL	Energy Efficiency Index
GWP	Global Warming Potencial
HFC	Hidrofluorcarbonetos
IEE	Índice de Eficiência Energética
ODP	Ozone Depletion Potencial
PAG	Potencial de Aquecimento Global
SAEC	Consumo anual de energia normalizado do armário (kWh/ano)
UE	União Europeia

### Lista de Unidades

h	hora
J	Joule
K	Kelvin
kg	quilograma
L	litro
m	metro
m <sup>2</sup>	metros quadrados
m <sup>3</sup>	metros cúbicos
N	Newton
s	segundo
s <sup>2</sup>	segundo ao quadrado
W	Watt

### Lista de Símbolos

A	Área de transferência de calor (m <sup>2</sup> )
af	Fator de ajustamento, para armários de baixa potência (1,2 para refrigeração e 1,1 para congelação)
Base superfície	Superfície da prateleira com configuração máxima para embalagens de teste (m)
E24h	Consumo de energia do armário ao longo de um período de 24 horas (kWh)
g	Aceleração da gravidade (m/s <sup>2</sup> )
h <sub>1</sub>	Coefficiente de convecção natural (W/m <sup>2</sup> /K)
h <sub>2</sub>	Altura desde o topo da superfície mais abaixo até ao limite superior (m)

$I$	Entropia causada por irreversibilidades (J/kg)
$k$	Condutibilidade térmica (W/m/K)
$m_e$	Massa que entra (kg)
$m_f$	Massa no estado final (kg)
$m_i$	Massa no estado inicial (kg)
$m_{in}$	Massa que entra (kg)
$m_{out}$	Massa que sai (kg)
$m_s$	Massa que sai (kg)
$n$	Número de prateleiras usadas sem excluir a prateleira mais abaixo
$p$	Pressão (N/m <sup>2</sup> )
$Q$	Calor (J)
$\dot{q}$	Fluxo de calor (W/m <sup>2</sup> )
$S_{sistema}$	Estado entrópico do sistema (J/K)
$S_e$	Entropia de entrada (J/kg/K)
$S_s$	Entropia de saída (J/kg/K)
$T$	Temperatura (K)
$T_{evap}$	Temperatura de evaporação (K)
$T_{ext}$	Temperatura exterior (K)
$T_{int}$	Temperatura de superfície (K)
$u$	Energia interna (J/kg)
$U$	Coefficiente global de transferência de calor (W/m <sup>2</sup> /K)
$v$	Volume específico (m <sup>3</sup> /kg)
$V$	Velocidade (m/s)
$V_a$	Volume líquido em armários multitemperatura (L)
$V_n$	Volume líquido de todos os compartimentos da caixa (L)
$V_{n,ref}$	Somatório do volume líquido de todos os compartimentos de refrigeração (L)
$V_{n,cong}$	Somatório do volume líquido de todos os compartimentos de congelação (L)
$W$	Trabalho (W)
$Y$	Volume líquido de todos os compartimentos da caixa (L) para frigoríficos de bebidas, pequenas arcas de gelados e máquinas vending, ou área de exposição dos compartimentos (m <sup>2</sup> ). para expositores de gelados e expositores de supermercado.
$z$	Cota (m)
$\Delta T$	Diferença de temperaturas (K)
$\Delta x$	Espessura do fluxo de calor (m)

## ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1 - LINHA DE TEMPO DAS POLÍTICAS EUROPEIAS E NACIONAIS PARA A ROTULAGEM DE PRODUTOS.	30
FIGURA 2 - ETIQUETA DOS APARELHOS DE REFRIGERAÇÃO DE USO DOMÉSTICO DA DIRETIVA 94/2/CE.	31
FIGURA 3 - ETIQUETA DOS APARELHOS DE REFRIGERAÇÃO DE USO DOMÉSTICO DO REGULAMENTO DELEGADO (EU) Nº 1060/2010.	32
FIGURA 4 - CICLO FRIGORÍFICO DE CARNOT [5].	36
FIGURA 5 - DIAGRAMA P-H DO CICLO DE CARNOT [5].	36
FIGURA 6 - A) CIRCUITO FRIGORÍFICO [2]; B) O DIAGRAMA P-H TEÓRICO [5].	37
FIGURA 7 - COMPRESSOR ABERTO (YORK INTERNATIONAL CORPORATION) [5].	42
FIGURA 8 - A) RESFRIAMENTO DO VAPOR NO ESTÁGIO DE BAIXA; B) RESFRIAMENTO DO LÍQUIDO E VAPOR SOBREAQUECIDO DO ESTÁGIO DE BAIXA PRESSÃO [5].	43
FIGURA 9 - COMPRESSOR ROTATIVO DE PISTÃO, ADAPTADO [10].	44
FIGURA 10 - COMPRESSOR ROTATIVO DE ALHETAS, ADAPTADO [11].	44
FIGURA 11 - ESQUEMA DE UM COMPRESSOR PARAFUSO SIMPLES [5].	45
FIGURA 12 - COMPRESSORES PARAFUSO DUPLO COM ROTOR MACHO E ROTOR FÊMEA, STOECKER [5].	46
FIGURA 13 - EFICIÊNCIA DE COMPRESSÃO ADIABÁTICA DE UM COMPRESSOR PARAFUSO [5].	46
FIGURA 14 - ESQUEMA DE VÁLVULA DE DESLIZAMENTO NUM COMPRESSOR PARAFUSO [5].	47
FIGURA 15 - ESQUEMA DE UM COMPRESSOR SCROLL [9].	48
FIGURA 16 - TUBO CAPILAR [13].	50
FIGURA 17 - ESQUEMA DE UMA VÁLVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA, ADAPTADO DE [5].	51
FIGURA 18 - A) VÁLVULA DE EQUALIZAÇÃO INTERNA DE PRESSÕES ADAPTADO DE [15]; B) VÁLVULA DE EQUALIZAÇÃO EXTERNA DE PRESSÕES, ADAPTADO DE [5].	52
FIGURA 19 - VÁLVULA DE EXPANSÃO ELÉTRICA [16].	53
FIGURA 20 - SERPENTINAS DE TUBO LISO (A) PLANA EM ZIGUEZAGUE, (B) TROMBONE OVAL [4].	53
FIGURA 21 - EVAPORADORES DE PLACAS DE SERPENTINA [4].	54
FIGURA 22 - FORMAS TÍPICAS EM EVAPORADORES DE PLACAS [4].	54
FIGURA 23 - EVAPORADOR DE PLACA DE TUBULAÇÃO INSTALADA ENTRE DUAS PLACAS DE METAL SOLDADAS [4].	55
FIGURA 24 - EVAPORADOR DE EXPANSÃO SECA [4].	57
FIGURA 25 - EVAPORADOR INUNDADO [4].	57
FIGURA 26 - SISTEMAS DE EVAPORADORES MÚLTIPLOS [4].	58
FIGURA 27 - SISTEMA INDIRETO [4].	59
FIGURA 28 - CONDENSADOR A AR POR CONVECÇÃO FORÇADA, [17].	60
FIGURA 29 – (A) CONDENSADOR A ÁGUA [18]; (B) ESQUEMA COMBINADO TORRE DE ARREFECIMENTO COM CONDENSADOR [19].	60
FIGURA 30 - ESQUEMA DE UM CONDENSADOR EVAPORATIVO [4].	61
FIGURA 31 - VÁLVULA GLOBO [22].	63

FIGURA 32 - ESQUEMA DE FILTRO [22].	64
FIGURA 33 - ESQUEMA FILTRO-SECADOR [22].	64
FIGURA 34 - COMPOSIÇÃO SEPARADOR DE ÓLEO [22].	65
FIGURA 35 - ESQUEMA DE RECUPERAÇÃO DE CALOR NH3 [22].	66
FIGURA 36 - DEPÓSITO LÍQUIDO [22].	66
FIGURA 37 - SEPARADOR “CONFIGURAÇÃO DO SISTEMA”, PACK CALCULATION PRO.	88
FIGURA 38 - SEPARADOR “SUCÇÃO”, PACK CALCULATION PRO.	89
FIGURA 39 - SEPARADOR DESCARGA, PACK CALCULATION PRO.	90
FIGURA 40 - INPUTS SISTEMAS TIPO DE COMPRESSOR VS FRIGORIGÉNIOS.	92
FIGURA 41 - INPUTS SISTEMAS COMPRESSOR VS TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO.	94
FIGURA 42 - CONDIÇÃO DE USO DE VÁLVULA DE EXPANSÃO ELETRÓNICA [24].	96
FIGURA 43 - INPUTS SISTEMAS COMPRESSOR VS CONTROLO DE VELOCIDADE.	97
FIGURA 44 - INPUTS SISTEMAS COMPRESSOR VS FLUIDO FRIGORIGÉNIO.	99
FIGURA 45 - INPUTS SISTEMAS COMPRESSOR VS TIPOS DE PERMUTADORES.	101
FIGURA 46 - INPUTS SISTEMAS COMPRESSOR VS LOCAL GEOGRÁFICO.	103
FIGURA 47 - INPUTS SISTEMAS FLUIDOS FRIGORIGÉNIOS VS LOCAL GEOGRÁFICO.	105
FIGURA 48 - INPUTS SISTEMAS COMPRESSOR VS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO DOS CICLOS DE 1 ESTÁGIO.	106
FIGURA 49 - INPUTS SISTEMAS COMPRESSOR VS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO DOS CICLOS DE 2 ESTÁGIOS.	107
FIGURA 50 - GRÁFICO DE BARRAS DOS CONSUMOS ANUAIS DOS TIPOS DE COMPRESSORES PARA COMPRESSOR: ON-OFF (A) VELOCIDADE VARIÁVEL (B), VELOCIDADE VARIÁVEL E VENTILADORES (C).	109
FIGURA 51 - EVOLUÇÃO CONSUMO ANUAL VS TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO.	110
FIGURA 52 - CONSUMO ANUAL DOS COMPRESSORES EM FUNÇÃO DOS FLUIDOS FRIGORIGÉNIOS.	112
FIGURA 53 - CONSUMO ANUAL VS TIPO DE CONDENSADOR (EVAPORADOR SECO).	113
FIGURA 54 - CONSUMO ANUAL COMPRESSOR VS LOCALIDADE GEOGRÁFICA.	115
FIGURA 55 - CONSUMO ANUAL FLUIDOS FRIGORIGÉNIOS VS LOCALIDADE GEOGRÁFICA.	116
FIGURA 56 – DIAGRAMA LOG (P) – H DO R1270.	134
FIGURA 57 – PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DOS PONTOS, DIAGRAMA LOG (P) – H, R1270.	135
FIGURA 58 – DIAGRAMA LOG (P) – H DO R134A.	136
FIGURA 59 – PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DOS PONTOS, DIAGRAMA LOG (P) – H, R134A.	137
FIGURA 60 – DIAGRAMA LOG (P) – H DO R22.	138
FIGURA 61 – PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DOS PONTOS, DIAGRAMA LOG (P) – H, R22.	139
FIGURA 62 – DIAGRAMA LOG (P) – H DO R410A.	140
FIGURA 63 – PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DOS PONTOS, DIAGRAMA LOG (P) – H, R410A.	141
FIGURA 64 – DIAGRAMA LOG (P) – H DO R717.	142
FIGURA 65 – PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DOS PONTOS, DIAGRAMA LOG (P) – H, R717.	143
FIGURA 66 – DADOS TÉCNICOS DO COMPRESSOR 2HC-1.2Y, DA BITZER.	144
FIGURA 67 – DADOS TÉCNICOS DO COMPRESSOR 2HC-2.2Y, DA BITZER.	144
FIGURA 68 – DADOS TÉCNICOS DO COMPRESSOR 2HES-1Y, DA BITZER.	145
FIGURA 69 – DADOS TÉCNICOS DO COMPRESSOR 2HES-2Y, DA BITZER.	145
FIGURA 70 – DADOS TÉCNICOS DO COMPRESSOR 2JC-07.2Y, DA BITZER.	146

---

FIGURA 71 – DADOS TÉCNICOS DO COMPRESSOR 2JES-07Y, DA BITZER.	146
FIGURA 72 – DADOS TÉCNICOS DO COMPRESSOR 2KC-05.2Y, DA BITZER.	147
FIGURA 73 – DADOS TÉCNICOS DO COMPRESSOR 2KES-05Y, DA BITZER.	147
FIGURA 74 – DADOS TÉCNICOS DO COMPRESSOR CD 180 M, DA DORIN.	148
FIGURA 75 – DADOS TÉCNICOS DO COMPRESSOR CD 150 M, DA DORIN.	148
FIGURA 76 – DADOS TÉCNICOS DO COMPRESSOR CD 360 M, DA DORIN.	149
FIGURA 77 – DADOS TÉCNICOS DO COMPRESSOR HIGHSTAGE CO2, TRANS, DA SIMPLE.	149



## ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 1 - PERDA DE CARGA LIMITE PARA ALGUNS FLUIDOS FRIGORIGÉNIOS, ADAPTADO DE [6].	52
TABELA 2 - DATAS DE IMPLEMENTAÇÃO DAS MEDIDAS DE ETIQUETAGEM ENERGÉTICA E ECODESIGN NA REFRIGERAÇÃO PROFISSIONAL [23, 25].	70
TABELA 3 - DATAS DE IMPLEMENTAÇÃO DAS MEDIDAS DE ETIQUETAGEM ENERGÉTICA E ECODESIGN NA REFRIGERAÇÃO COMERCIAL [12].	71
TABELA 4 - TRADUÇÃO PARA PORTUGUÊS DOS DOCUMENTOS DE TRABALHO DA ETIQUETAGEM ENERGÉTICA E ECODESIGN NA REFRIGERAÇÃO PROFISSIONAL E COMERCIAL.	71
TABELA 5 - CLASSES DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA PARA OS ARMÁRIOS DE ARMAZENAMENTO PROFISSIONAL [23].	72
TABELA 6 - VALORES DOS COEFICIENTES M E N, TRADUZIDO [12].	73
TABELA 7 - CONDIÇÕES AMBIENTE DAS CLASSES CLIMÁTICAS, ADAPTADO DE [23].	73
TABELA 8 - CLASSES DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DOS FRIGORÍFICOS DE BEBIDAS [12].	75
TABELA 9 - CLASSES DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE PEQUENAS ARCAS DE GELADOS [12].	75
TABELA 10 - CLASSES DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE MÁQUINAS VENDING [12].	75
TABELA 11 – CLASSES DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE EXPOSITORES DE GELADOS [12].	75
TABELA 12 - CLASSES DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE EXPOSITORES DE SUPERMERCADO [12].	75
TABELA 13 - CONDIÇÕES AMBIENTE DAS CLASSES CLIMÁTICAS, ADAPTADO DE [12].	76
TABELA 14 - COEFICIENTES M E N PARA OS ARMÁRIOS DE EXPOSIÇÃO COMERCIAL, TRADUZIDO [12].	76
TABELA 15 - DATA DE PROIBIÇÃO DOS FRIGORÍFICOS E CONGELADORES COMERCIAIS [20].	78
TABELA 16 - HIDROFLUORCARBONETOS PROIBIDOS EM NOVOS EQUIPAMENTOS A PARTIR DE 2020 [20].	79
TABELA 17 - HIDROFLUORCARBONETOS PROIBIDOS EM NOVOS EQUIPAMENTOS A PARTIR DE 2022 [20].	79
TABELA 18 – OPÇÕES E RESULTADOS EM EQUIPAMENTOS EXISTENTES PARA QUANDO O FRIGORIGÉNIO NÃO ESTÁ DE ACORDO COM O REGULAMENTO.	80
TABELA 19 - CLASSES DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE ARMÁRIOS DE ARMAZENAMENTO PROFISSIONAL.	82
TABELA 20 - CLASSES DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE ILHAS DE SUPERMERCADO.	82
TABELA 21 - CLASSES DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE FRIGORÍFICOS DE BEBIDAS.	83
TABELA 22 - CLASSES DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE PEQUENAS ARCAS DE GELADOS.	83
TABELA 23 – COMPONENTES DOS MODELOS DA FRICON.	84
TABELA 24 - CONSUMOS ANUAIS (KWH) TIPO COMPRESSOR VS FRIGORIGÉNIO SEM CONTROLO DE VELOCIDADE.	92
TABELA 25 - CONSUMOS ANUAIS (KWH) TIPO COMPRESSOR VS FRIGORIGÉNIO, VELOCIDADE VARIÁVEL DE COMPRESSÃO.	93
TABELA 26 - CONSUMOS ANUAIS (KWH) TIPO COMPRESSOR VS FRIGORIGÉNIO, VELOCIDADE VARIÁVEL E COMPRESSOR E VENTILADORES.	93
TABELA 27 - CONSUMO ANUAL (KWH) COMPRESSOR VS TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO.	95
TABELA 28 - CONSUMO ANUAL (KWH) COMPRESSOR VS CONTROLO DE VELOCIDADE.	98

---

TABELA 29 - CONSUMO ANUAL (KWH) COMPRESSOR VS FLUIDO FRIGORIGÉNIO.	100
TABELA 30 - CONSUMO ANUAL (KWH) COMPRESSOR VS TIPOS DE PERMUTADORES.	102
TABELA 31 - CONSUMO ANUAL (KWH) COMPRESSOR VS LOCAL GEOGRÁFICO.	104
TABELA 32 - CONSUMO ANUAL (KWH) FLUIDOS FRIGORIGÉNIOS VS LOCAL GEOGRÁFICO	105
TABELA 33 – CONSUMOS ANUAIS (KWH) DOS SISTEMAS COMPRESSOR VS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO DOS CICLOS DE 1 ESTÁGIO.	107
TABELA 34 - CONSUMOS ANUAIS (KWH) DOS SISTEMAS COMPRESSOR VS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO DOS CICLOS DE 2 ESTÁGIOS.	108
TABELA 35 - REDUÇÃO PERCENTUAL CONSUMO ANUAL RELATIVAMENTE A CONTROLO DE VELOCIDADE FIXO.	111
TABELA 36 - REDUÇÃO PERCENTUAL DO CONSUMO ANUAL EM FUNÇÃO DO TIPO DE CONDENSADOR DO EVAPORADOR SECO PARA O INUNDADO.	114
TABELA 37 – COP DOS FLUIDOS FRIGORIGÉNIOS R-404A E R-290.	116

# ÍNDICE

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>25</b>
<b>1.1</b>	<b>Enquadramento</b>	<b>25</b>
<b>1.2</b>	<b>Objetivos</b>	<b>25</b>
<b>1.3</b>	<b>Metodologia</b>	<b>26</b>
<b>1.4</b>	<b>Estrutura</b>	<b>26</b>
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>29</b>
<b>2.1</b>	<b>A etiquetagem energética</b>	<b>29</b>
<b>2.2</b>	<b>A história da refrigeração</b>	<b>33</b>
<b>2.3</b>	<b>O conceito termodinâmico</b>	<b>33</b>
<b>2.4</b>	<b>Ciclos de refrigeração</b>	<b>35</b>
2.4.1	Ciclo de Carnot	35
2.4.2	Ciclo de compressão de vapor	37
2.4.3	Outros	38
<b>2.5</b>	<b>Componentes de refrigeração</b>	<b>41</b>
2.5.1	Compressor	41
2.5.2	Dispositivos de expansão	49
2.5.3	Evaporador	53
2.5.4	Condensador	59
2.5.5	Fluidos frigorigénios	61
2.5.6	Outros Componentes	63
<b>3</b>	<b>APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA</b>	<b>69</b>
<b>3.1</b>	<b>Regulamentação e normas da etiquetagem energética</b>	<b>69</b>
<b>3.2</b>	<b>Legislação dos fluidos frigorigénios</b>	<b>77</b>
<b>3.3</b>	<b>Barreira na análise aos componentes</b>	<b>80</b>
<b>3.4</b>	<b>Revisão das classes de eficiência energética dos frigoríficos comerciais e profissionais disponíveis no mercado</b>	<b>81</b>
<b>3.5</b>	<b>Discrepância dos consumos normalizados versus reais</b>	<b>85</b>

---

<b>3.6</b>	<b>Simulação computacional de consumos energéticos</b>	<b>86</b>
3.6.1	Software Pack Calculation Pro	86
3.6.2	Parâmetros disponíveis	87
3.6.3	Resultados das simulações	91
3.6.4	Análise de resultados	108
<b>4</b>	<b>CONCLUSÃO</b>	<b>121</b>
<b>4.1</b>	<b>Trabalhos futuros</b>	<b>122</b>
<b>5</b>	<b>BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO</b>	<b>127</b>
<b>6</b>	<b>ANEXOS</b>	<b>133</b>
<b>6.1</b>	<b>Anexo A – Diagramas P-h com recurso ao Coolpack</b>	<b>133</b>
<b>6.2</b>	<b>Anexo B – Dados técnicos dos compressores usados no Pack Calculation Pro</b>	<b>144</b>

# INTRODUÇÃO

1.1 ENQUADRAMENTO

1.2 OBJETIVOS

1.3 METODOLOGIA

1.4 ESTRUTURA



# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Enquadramento

Como em todo o tipo de tecnologias existirá sempre com o passar dos anos uma obrigação da parte de quem as desenvolve de estar constantemente à procura de melhores soluções, de modo não só a trazer algo diferente e altruísta à sociedade, mas também para fazer face à concorrência do mundo empresarial. Este constante desenvolvimento pode ainda por vezes ser “forçado” pela legislação nacional ou internacional, por motivos externos ao desenvolvimento das empresas.

No caso do frio, o qual é aqui o tema de análise, foram introduzidas leis europeias de rotulagem de eficiência energética nos aparelhos de refrigeração há alguns anos e desde então estas sofreram alterações tornando-se até aos dias de hoje cada vez mais específicas no tipo de aparelhos e âmbito de aplicação. Deste modo a atribuição de classes de eficiência energética estimula o produtor a melhorar a eficiência dos equipamentos que vende e conseqüentemente o consumidor terá isso em conta na hora da compra mesmo que a um preço mais elevado permitindo-lhe poupar mais no consumo de energia na sua habitação. Posteriormente ao domínio doméstico, surgiu recentemente legislação para frigoríficos profissionais e brevemente comerciais. Assim, após o grande foco em otimizar os frigoríficos domésticos que representam uma grande porção do consumo de frigoríficos de um país, eis que surgem regulamentos de modo a incluir etiquetagem energética nos restantes tipos de frigoríficos. Isto permite novamente reduzir uma grande porção dos consumos energéticos a nível europeu.

A razão dessa redução de consumo nos equipamentos de refrigeração será aqui abordada passando por uma análise dos seus componentes e tecnologias desenvolvidas que permitem um determinado equipamento ter uma determinada classe quando comparado com outros. Perceber como as classes são atribuídas torna-se essencial não só para que o produtor consiga ter um frigorífico mais eficiente e ter uma maior atenção da parte do consumidor, mas também para verificar o quão próximo um determinado frigorífico se encontra da classe de eficiência acima. Isto permite a procura por soluções que possibilitem essa redução e subir de classe.

## 1.2 Objetivos

O presente trabalho pretende caracterizar os frigoríficos que se encontram no mercado tendo em conta os requisitos impostos na atribuição de classes de etiquetagem energética dos mesmos. Sendo que o centro do tema é orientado para um consumo reduzido destes pretende-se desta forma:

- Saber quais as diretivas e regulamentos europeus de etiquetagem energética que definem as classes de eficiência energética;
- Identificar as marcas de frigoríficos nacionais e internacionais;
- Fazer o levantamento da informação técnica desses frigoríficos;

- Comparar os mesmos com base nessa informação e suas respectivas classes;
- Sugerir escolhas ponderadas de qualidade versus preço adequadas ao negócio da SKK.

### 1.3 Metodologia

A direção do tema deste trabalho está em linha com os produtos que a empresa SKK compra e vende, visto o trabalho ter sido feito na sede desta onde foi disponibilizada toda a ajuda necessária. Assim o foco centrar-se-á nos componentes que compõe os frigoríficos com âmbito de aplicação do interesse da SKK. Para identificar os requisitos necessários do que compõe um frigorífico que permite obter a classe mais alta de eficiência energética procedeu-se da seguinte maneira:

- Reunião das diretivas e regulamentos europeus relativos à etiquetagem energética que estão neste momento em vigor, ou que irão entrar em vigor brevemente permitindo à SKK definir estratégias e adaptar-se ao mercado futuro;
- Reunião da regulamentação dos frigoríficos que são ou serão proibidos em equipamentos de refrigeração devido ao seu impacto ambiental;
- Identificação das marcas e seus respetivos modelos existentes no mercado nacional do interesse da SKK e que abrangem ou irão estar abrangidos nos regulamentos de rotulagem energética de produtos de frio;
- Reunião da informação técnica desses frigoríficos por forma a determinar o seu papel na promoção da eficiência do ciclo;
- Com base nessa informação comparar os componentes dos mesmos para chegar a uma conclusão da diferença de classes de eficiência energética entre estes;

### 1.4 Estrutura

O presente trabalho está organizado primeiramente pelo estado de arte onde é descrito os conceitos base e temas relevantes envolvidos nesta dissertação recorrendo-se a fontes bibliográficas e documentos científicos para o efeito. O conteúdo é composto pelos dados que foram possíveis obter e pelos resultados e análise de simulação computacional. Por último será discutido os resultados obtidos onde é dado um parecer geral das possibilidades que se poderão aplicar na obtenção da classe de eficiência energética.

# REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 A ETIQUETAGEM ENERGÉTICA

2.2 A HISTÓRIA DA REFRIGERAÇÃO

2.3 O CONCEITO TERMODINÂMICO

2.4 CICLOS DE REFRIGERAÇÃO

2.4.1 CICLO DE CARNOT

2.4.2 CICLO DE COMPRESSÃO DE VAPOR

2.4.3 OUTROS

2.5 COMPONENTES DE REFRIGERAÇÃO

2.5.1 COMPRESSOR

2.5.2 DISPOSITIVOS DE EXPANSÃO

2.5.3 EVAPORADOR

2.5.4 CONDENSADOR



## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 A etiquetagem energética

A preocupação com o consumo de energia elétrica e sustentabilidade veio a ganhar grande destaque nos últimos anos. A nível europeu, a União Europeia tem vindo a tomar medidas aplicando políticas europeias que minimizem o consumo elétrico nos seus Estados-Membros. É pretendido pela mesma como meta de 2007 reduzir em 20% o consumo de energia da União até 2020, bem como redução das emissões de gases com efeito de estufa [1]. Uma das políticas europeias tomadas para incentivar e minimizar os consumos elétricos na União Europeia foi a rotulagem de produtos consumidores de energia designada por etiquetagem energética, cujos rótulos visam realçar a eficiência e os consumos de energia dos mesmos, entre outras informações. Esta política de rotulagem é aplicada por meio de diretivas e por regulamentos delegados consoante o tipo de produtos.

As diretivas são instrumentos jurídicos no qual as instituições europeias aplicam as políticas europeias [2]. Estas são constituídas de objetivos gerais a cumprir pelos estados membros, os quais diz respeito aos mesmos a forma como os cumprem.

Os regulamentos são atos legislativos vinculativos aplicáveis em todos os seus elementos por todos os países da União Europeia. No presente caso, os regulamentos delegados servem de complemento às diretivas-quadro especificando a aplicação das medidas destas.

As normas esclarecem do ponto de vista técnico o processo que permite caracterizar as classes energéticas dos equipamentos. Estas estabelecem condições de ensaio e regras de medição para a determinação de parâmetros como consumo, potência e eficiência energética de modo que, estes sejam obtidos com um padrão predefinido e equalitativo em todos os equipamentos colocados para venda. As medições dos ensaios têm de obedecer às normas adotadas pelos organismos europeus de normalização que serão mencionados mais adiante.

A aplicação das políticas referentes à etiquetagem energética ocorreram nas datas representadas pela linha de tempo na Figura 1.

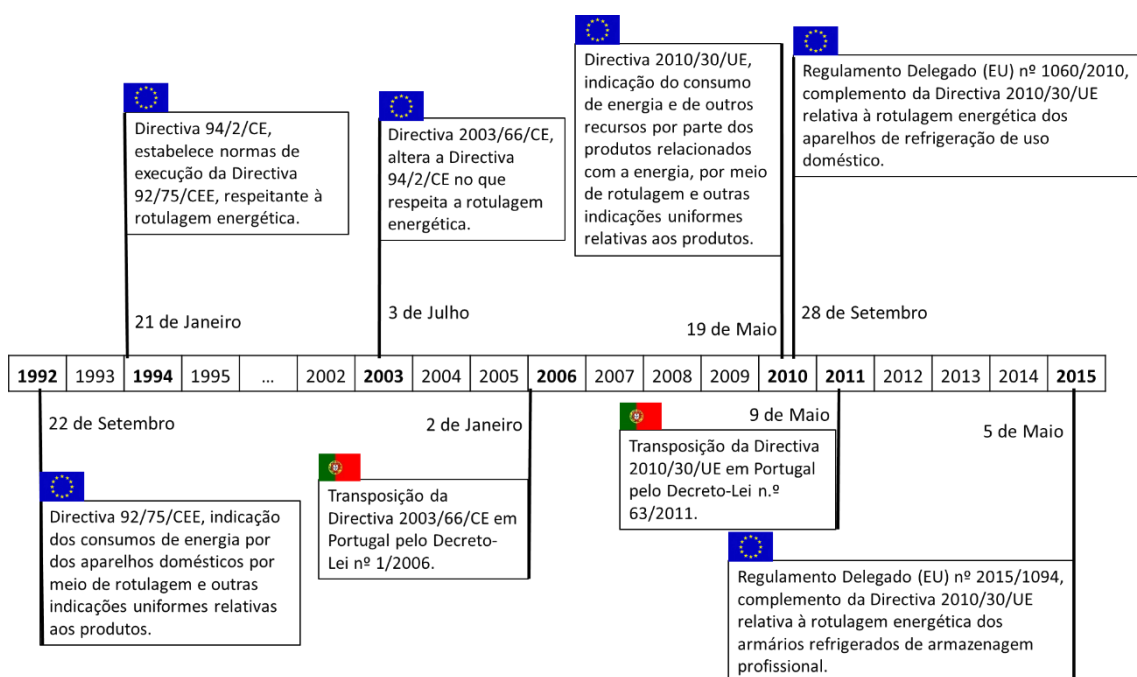


Figura 1 - Linha de tempo das políticas europeias e nacionais para a rotulagem de produtos.

A primeira diretiva a ser publicada foi em 1992 e era relativa à indicação dos consumos de energia por meio de rotulagem para os eletrodomésticos, dada pela Diretiva 92/75/CEE de 22 de Setembro de 1992. Só em 1995 com a implementação da Diretiva 94/2/CE de 21 de Janeiro de 1994, a qual estabelecia normas de execução da anterior diretiva foram apresentados os primeiros rótulos/etiquetas a preto e branco, com indicação das classes de eficiência energética de G a A, consumo de energia anual, entre outras indicações. Definiu-se que os dados requeridos pela presente diretiva deveriam ser medidos segundo a norma EN 153 de Maio de 1990, ou outras cujos números de referência fossem publicados no Jornal Oficial das Comunidades Europeias. Reconhecia ainda como organismos competentes para adoção das normas harmonizadas o CEN (Comité Europeu de Normalização) e o Cenelec (Comité Europeu de Normalização Eletrotécnica). Esta diretiva era apenas referente a frigoríficos, congeladores, conservadores de congelados domésticos e suas combinações, e da Diretiva 92/75/CEE que exigia aos fornecedores a presença de rótulos nos seus produtos claramente visíveis.

Posteriormente em 2003 veio a sofrer algumas modificações pela Diretiva 2003/66/CE de 3 de Julho de 2003, salientando-se as mais relevantes como, a responsabilização das normas harmonizadas aos organismos europeus de normalização CEN, Cenelec e ETSI (Instituto de Telecomunicações Europeu de Normalização) e a adição das classes A+ e A++, devido ao rápido aumento na quota de mercado de aparelhos com classe A. O rótulo, como indicado na figura 2, apenas indicava à esquerda as classes de G a A e as classes A+ e A++ só apareciam à direita posicionados na classe A. Posteriormente sofreu uma transposição em Portugal para o Decreto-Lei nº 1/2006 de 2 de Janeiro, na qual a coordenação deste ficou ao encargo da DGEG (Direção Geral de Energia e Geologia) e a fiscalização ao cargo da IGAE (Inspeção-Geral das Atividades Económicas).

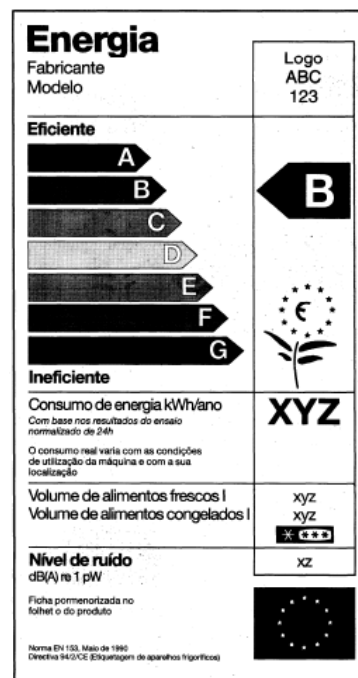


Figura 2 - Etiqueta dos aparelhos de refrigeração de uso doméstico da Diretiva 94/2/CE.

Com a Diretiva de 2010/30/UE do Parlamento Europeu e do Conselho de 19 de Maio houve um alargamento no âmbito de aplicação das medidas de rotulagem dos produtos relacionados com a energia. Este incentivo para com outros produtos além dos eletrodomésticos deve-se ao objetivo salientado pela Presidência do Conselho Europeu de reduzir 20% o consumo de energia na União até 2020, de desenvolver as energias renováveis, reduzir as emissões de gases com efeito de estufa e uma rápida e total implementação dos domínios-chave do “Plano de Ação para a Eficiência Energética: Concretizar o Potencial”. É ainda referida a sinergia da mesma para com a Diretiva 2009/125/CE do Parlamento Europeu e do Conselho de 21 de Outubro, a qual concerne requisitos de conceção ecológica dos produtos relacionados com o consumo de energia e sua importância. Considerando então o alargamento dos produtos, o Regulamento Delegado (UE) nº 1060/2010 da Comissão de 28 de Setembro foi criado como complemento à diretiva em questão para os aparelhos de refrigeração de uso doméstico. Neste foi adicionada a classe A+++ e o rótulo era a cores com indicação agora de todas as classes acima de A como a figura 3 mostra.



Figura 3 - Etiqueta dos aparelhos de refrigeração de uso doméstico do Regulamento Delegado (EU) nº 1060/2010.

A transposição da Diretiva de 2010 para Portugal foi feita pelo Decreto-Lei nº 63/2011 de 9 de Maio, o qual refere a possibilidade de inclusão de produtos nos sectores doméstico, comercial, industrial e certos produtos que apesar de não serem consumidores de energia promovem significativas poupanças de energia quando utilizados ou instalados. Cabe à DGEG coordenar e propor medidas destinadas ao cumprimento dos objetivos entre a Comissão Europeia e os seus Estados membros, e ainda disponibilizar na sua página eletrónica atos delegados atualizados que vão sendo publicados no Jornal Oficial das Comunidades. A fiscalização do disposto no Decreto é da responsabilidade da ASAE (Autoridade de Segurança Alimentar e Económica) que no caso de detetar que um produto consumidor de energia não cumpre com as disposições presentes pode proibir ou restringir a sua colocação no mercado ou em serviço, ou ainda retirá-lo. Tem ainda que enviar de dois em dois anos à DGEG uma lista das ações de fiscalização realizadas nesse período.

Tendo em conta o que foi referido e que a atuação na área da refrigeração para o qual a empresa onde é realizado o estágio curricular é ao nível de refrigeração comercial e profissional verifica-se que ainda não foi publicado nenhum regulamento que sirva de complemento à Diretiva 2010/30/UE. Graças à disponibilidade da DGEG foi prestada toda a documentação até à data que está em desenvolvimento para posterior publicação relativa à refrigeração profissional e comercial. Todo o tipo de produtos de refrigeração que o documento abrange são parte do que a SKK comercializa e como tal serão estes que em termos de regulamentação e normas o presente trabalho se incide.

Entretanto, por aviso da parte da DGEG veio a ser publicado os Regulamentos Delegados (UE) 2015/1094 e 2015/1095 relativos à rotulagem energética e ecodesign dos armários refrigerados de armazenagem profissional, respetivamente. O Regulamento Delegado (UE) 2015/1094 de 5 de Maio de 2015 complementa assim a Diretiva 2010/30/UE

referente à etiquetagem energética de produtos indo finalmente em linha com o tipo de frigoríficos pretendidos no âmbito do presente trabalho.

## 2.2 A história da refrigeração

Etimologicamente a palavra “refrigeração” provém do latim “frigus” que tem como significado “frio”. Esta é usada para manter a temperatura de um espaço a uma temperatura inferior à do meio ambiente extraíndo-se o calor do mesmo. Esta extração de calor é feita normalmente por um fluido frigorígeno com temperatura inferior à do espaço a refrigerar através da permuta entre os dois [6].

Ao longo dos séculos a civilização ganhou a noção de que a evaporação da água produzia um efeito de resfriamento como o caso de uma pessoa molhada a secar ao ar. Na era do Egipto (século 2) a evaporação era usada para arrefecer jarras de água e na antiga Índia para fazer gelo [7].

Inicialmente em 1755 foi usada a evaporação da água para arrefecer gelo. Reduzindo a pressão da água para uma pressão muito baixa dentro de um recipiente fechado a água evaporava a uma temperatura muito baixa. Após a remoção do calor proveniente da mudança de fase da água, a restante água líquida tornou-se gelo. Desde então os princípios da refrigeração mecânica foram avançando, com a construção de uma máquina de compressão de vapor em 1834 constituída de um compressor, evaporador, condensador e válvula para redução da pressão. Trinta anos depois o aumento da procura resultou num maior progresso surgindo assim novas substâncias como a amónia e o dióxido de carbono pelo Faraday, Thilorier e outros, mais apropriados do que a água e o éter, demonstrados serem substâncias liquefeitas.

As máquinas de refrigeração começaram a surgir entre 1850 e 1880 havendo máquinas de compressão a ar frio comerciais. As máquinas de refrigeração a ar frio dividiam-se consoante o ciclo fosse aberto ou fechado. No ciclo fechado, ar confinado na máquina era operado repetidamente, já no ciclo aberto o ar atmosférico era sugado para ser arrefecido e descarregado diretamente no espaço a arrefecer.

Em 1860, em França foi inventado um aparelho intermitente bruto de absorção de amónia para produção de gelo numa escala limitada. Mais tarde, em 1878 foi construída uma unidade de absorção de produção de gelo.

Com o passar dos anos o amoníaco ganhou destaque nas máquinas de refrigeração por compressão, devido às suas vantagens termodinâmicas, pressões fáceis de serem atingidas e as máquinas em que se incorporava podiam ser pequenas. Em 1866 T.S.C. Lowe desenvolveu um equipamento que funcionava com dióxido de carbono, um gás importante devido à sua segurança em instalações que assim o requeriam, porém pouco usado.

O alargamento das invenções feitas ao nível da refrigeração mecânica teve uma quota-parte significativa pelos americanos entre 1850 e 1880, com o desenvolvimento teórico fornecido pelos europeus. Desenvolvimento progressivo deu-se após 1890 relativo ao design e construção das unidades de refrigeração, assim como nos seus componentes.

## 2.3 O conceito termodinâmico

Do ponto de vista científico a refrigeração é explicada pelos princípios termodinâmicos. A partir desses princípios consegue-se definir o porquê de um equipamento frigorífico que a partir das trocas de calor com um espaço exterior consegue transmitir frio para um espaço onde é pretendido refrigerar. Realçando ainda que a potência térmica, a qual remove o calor do espaço é habitualmente superior à potência elétrica necessária para o funcionamento do equipamento e com os avanços tecnológicos nos últimos anos esta diferença tem vindo a aumentar.

Segundo a ASHRAE [2], um sistema termodinâmico é uma região espacial ou uma quantidade de matéria delimitada por uma superfície fechada. Assim, tem-se uma fronteira entre o interior e o exterior definido no sistema, a qual poderá ser alvo de análise do ponto de vista termodinâmico, sendo que essa fronteira pode ser móvel ou fixa, real ou imaginária.

A transição de energia entre dois corpos como resultado da diferença de temperatura é definida como calor dando-se sempre no sentido da temperatura mais baixa. Este pode ser convertido em outras formas de energia e vice-versa [4].

Trabalho é o resultado da transferência de energia, devido à diferença de pressões entre o interior e o exterior do sistema [2]. Dá-se sempre na direção da pressão mais baixa e é positivo quando é realizado pelo sistema.

A termodinâmica é definida como o estudo da energia, sua transformação e sua relação para com os estados da matéria. Na sua caracterização foram definidas leis que explicam as transformações que ocorrem à energia. A lei zero estabelece que se dois corpos se encontram à mesma temperatura com um terceiro, estes irão estar à mesma temperatura entre si. Pode-se dizer então que quando um corpo está à mesma temperatura de um termómetro, o corpo irá ter a temperatura lida no termómetro [8]. A primeira lei, lei da conservação da energia diz que em qualquer sistema aberto ou fechado, o fluxo de energia líquido adicionado ao sistema equaliza o fluxo de energia armazenado [2]. A equação 1 mostra o que foi referido tendo em conta as várias formas de energia num sistema (entalpia, cinética, potencial, calor e trabalho):

$$\sum m_{in} \left( u + pv + \frac{V^2}{2} + gz \right)_{in} - \sum m_{out} \left( u + pv + \frac{V^2}{2} + gz \right)_{out} + Q - W = \left[ m_f \left( u + pv + \frac{V^2}{2} + gz \right)_f - m_i \left( u + pv + \frac{V^2}{2} + gz \right)_i \right]_{sistema} \quad (1)$$

Esta é regularmente usada para escoamentos em regime permanente ou estacionários onde o 2º membro da equação torna-se nulo não ocorrendo variação desta, ou ainda para um sistema fechado estacionário, onde a diferença de calor e trabalho é igual à diferença da energia interna.

A segunda lei da termodinâmica é definida [2] como a direção que um processo toma no que toca à irreversibilidade ou reversibilidade. Uma das formas de descrever esta lei pode ser pelo conceito de entropia num sistema aberto e a irreversibilidade associada

com o processo. A irreversibilidade está relacionada com a quantidade de trabalho num sistema, perdas de pressão na linha, transferências de calor e fricção mecânica. A sua redução melhora o desempenho do ciclo, sendo que no limite da irreversibilidade o ciclo atinge a eficiência máxima. Relativamente à entropia, a segunda lei pode ser descrita pela equação 2 tendo em conta sistema aberto:

$$dS_{sistema} = \frac{\delta Q}{T} + \delta m_e s_e - \delta m_s s_s + dI \quad (2)$$

Sendo

$dS_{sistema}$  – alteração global no sistema no tempo  $dt$  durante o processo

$\delta Q/T$  – alteração de entropia devido à transferência de calor reversível entre o sistema e a fronteira à temperatura  $T$

$\delta m_e s_e$  – aumento de entropia devido à massa que entra

$\delta m_s s_s$  – diminuição de entropia devido à massa que sai

$dI$  – entropia causada por irreversibilidades (positivo)

## 2.4 Ciclos de refrigeração

Nesta secção serão caracterizados os ciclos que dão base ao funcionamento dos equipamentos de refrigeração. O processo passa por alterar sucessivamente o estado térmico de um fluido frigorígeno para uma temperatura considerada fria de forma cíclica.

### 2.4.1 Ciclo de Carnot

O ciclo de Carnot trata-se de um ciclo ideal (reversível) operando entre dois níveis de temperatura apresentando assim a mais alta eficiência dos ciclos frigoríficos [5]. Sendo um ciclo ideal este serve como referência aos ciclos reais dando uma análise simples às temperaturas de operação, mas também uma representação do limite máximo do rendimento dos mesmos.

Os processos termodinâmicos do ciclo são os seguintes:

- 1-2 Compressão adiabática e reversível (sem atrito).
- 2-3 Rejeição de calor a temperatura constante.
- 3-4 Expansão adiabática e reversível de um motor térmico.
- 4-1 Remoção isotérmica de calor de um ambiente a baixa temperatura.

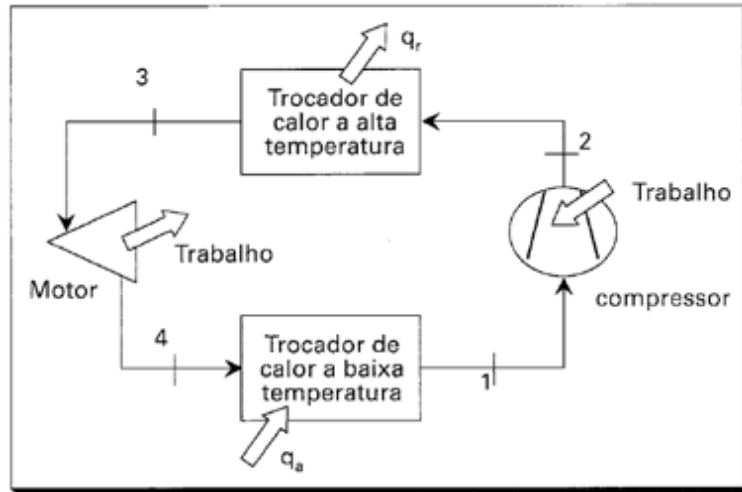


Figura 4 - Ciclo frigorífico de Carnot [5].

Assim, os processos 1-2 e 3-4 são admitidos como isentrópicos, devido à sua reversibilidade, já os processos 4-1 e 2-3 tomam-se como isotérmicos.

Entretanto, sendo o ciclo de Carnot o ciclo de maior eficiência tentar reproduzi-lo o mais fielmente numa situação real é um dos grandes desafios da termodinâmica aplicada. Os dois processos isotérmicos referidos são possíveis na realidade, devido a mudanças de fase como condensação e evaporação ocorrerem a temperatura constante. Porém, o atrito decorrente do escoamento do fluido frigorígeno na compressão e expansão estará sempre presente ao contrário do que se tenta idealizar, e a sua tentativa de reprodução real resultaria em problemas mecânicos. A representação do ciclo de Carnot num diagrama de pressão em função da entalpia (p-h) é apresentada na figura 5.

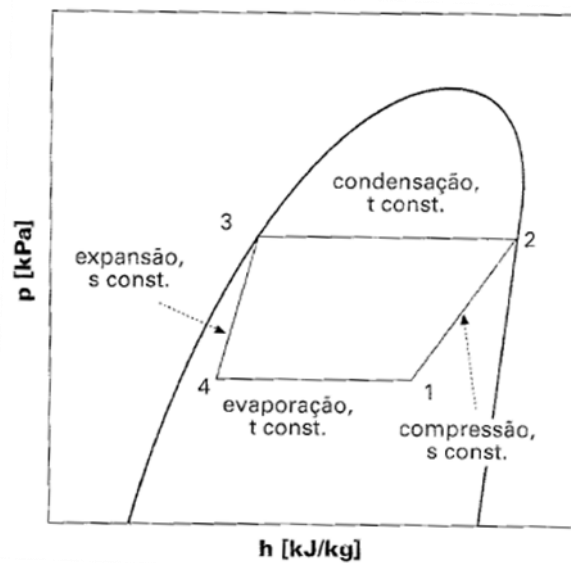


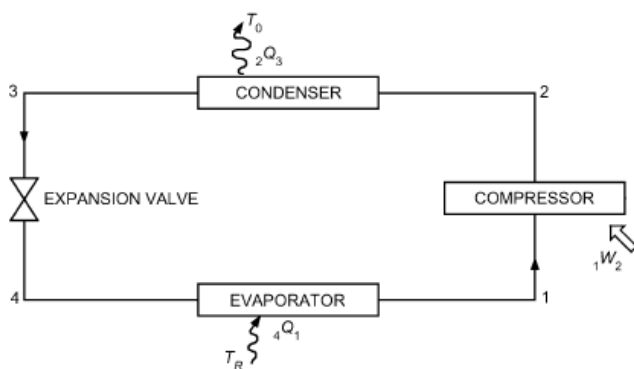
Figura 5 - Diagrama p-h do ciclo de Carnot [5].

### 2.4.2 Ciclo de compressão de vapor

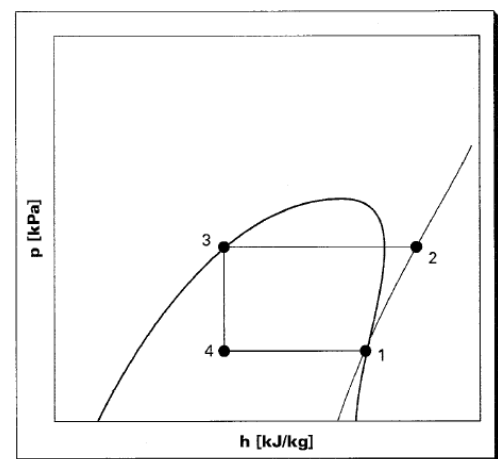
O ciclo de compressão de vapor tem seu uso bastante usual na refrigeração, o qual partiu do princípio do ciclo de Carnot. Este ciclo é então uma condição mais realista do ciclo de Carnot, por vezes denominado “Ciclo Padrão de Compressão a Vapor” [5]. O ciclo tem como componentes fundamentais um evaporador e um condensador para retirar e rejeitar calor, respetivamente, e um compressor e dispositivo de expansão para elevar e reduzir as pressões do frigorigénio, respetivamente.

Diferente do ciclo de Carnot, o ciclo de compressão de vapor realiza a compressão normalmente a seco e em vez de a expansão ser por um motor térmico esta é feita num dispositivo de expansão de forma isoentálpica. O ciclo é dado pelos seguintes processos:

- 1-2 Compressão isentrópica até à pressão de condensação no estado de vapor sobreaquecido.
- 2-3 Redução da temperatura de vapor seguida de condensação até líquido saturado.
- 3-4 Expansão isoentálpica até à pressão de evaporação no dispositivo de expansão.
- 4-1 Evaporação a pressão constante até ao estado de vapor saturado.



a)



b)

Figura 6 - a) Circuito frigorífico [2]; b) O diagrama p-h teórico [5].

Relativamente àquilo que é o real funcionamento do ciclo, este sofre certas alterações, que segundo [2], se devem a:

- quedas de pressão resultantes das perdas de carga em todo o sistema exceto no compressor;
- perdas térmicas para o ambiente;
- compressão isentrópica difícil de se atingir;
- mistura do fluido de trabalho com o óleo em vez de substância pura.

Todos estes fatores provocam irreversibilidades no sistema, que por conseguinte originam um aumento na potência de compressão.

### 2.4.3 Outros

Menos habituais, mas ainda existentes são os seguintes ciclos que podem ser incluídos num ciclo de refrigeração [7]:

#### **Ciclo de absorção**

Predecessor da refrigeração por compressão de vapor no século 19 com aplicações de sistemas de amónia-água nas áreas da refrigeração doméstica e grandes instalações industriais nas indústrias química e de processo. É um processo que opera com dois fluidos com fornecimento calorífico ao invés do elétrico. Dos dois fluidos, existe o secundário (absorvente), que circula e absorve o fluido primário (frigorigénio), o qual vaporiza no evaporador. Os mais largamente usados têm sido a água-amónia e o brometo de lítio-água. O brometo de lítio-água é usado em ar condicionado e aplicações de arrefecimento (acima de 4°C), já o de água-amónia é usado para arrefecimento e congelamento a baixas temperaturas.

Um ciclo de absorção é um ciclo ativado pelo calor e em que a energia mecânica ou trabalho são mínimos [2]. É então um ciclo térmico sem condições apreciáveis de conversão de trabalho em calor ou vice-versa. Como vantagens apresenta pouca necessidade de largos equipamentos mecânicos de rotação e é admitida qualquer absorção de calor, mesmo a baixas temperaturas. Semelhante ao ciclo de compressão de vapor este evapora o frigorigénio a baixa pressão e rejeita calor pelo condensador a alta pressão.

#### **Ciclo a ar-padrão**

Conhecido também como o ciclo de Brayton revertido, este ciclo utiliza gás não condensado (ar) como fluido frigorigénio. Este tipo de refrigeração exige uma grande quantidade na carga de circulação do fluido, pelo que para manter o equipamento pequeno a unidade terá de estar sobre pressão num ciclo fechado. Tem quatro processos semelhantes ao ciclo de compressão de vapor com exceção do elemento expensor que é substituído por um motor de expansão ao invés de uma válvula.

O interesse pelo uso de ar como fluido frigorigénio torna-se atrativo quando este tem um duplo propósito, como o caso do ar condicionado onde o ar refrigera e ventila. Este ciclo torna-se útil na liquefação de ar e outros gases e em aplicações onde o peso de refrigeração tem de ser mínimo, como o arrefecimento em aeronaves.

#### **Ciclo de injeção de vapor**

Como o ciclo de ar-padrão este também utiliza um frigorigénio seguro, sendo neste caso a água. Porém a água não permite uma temperatura de refrigeração baixa o suficiente para a maioria das aplicações de refrigeração, daí a sua exclusão para temperaturas abaixo de 5°C, porém ainda satisfazem em alguns casos nas áreas do ar condicionado e

arrefecimento. São ainda usadas em algumas indústrias químicas como a de processos como remoção de cera de parafina de óleos lubrificantes. Vantagens deste ciclo são a utilização de baixos níveis de energia e baixos trabalhos de veio.

Este tipo de sistema usa um ejetor de vapor a alta pressão para sugar o vapor de um tanque que contem água de retorno de um sistema de água arrefecida para posteriormente comprimi-lo. A mistura atravessa um difusor e diminui de velocidade gradualmente chegando ao condensador com pressão superior à que entra no difusor. A mistura irá então condensar no condensador com posterior bombeamento até a uma caldeira onde vaporiza a alta pressão.

### **Refrigeração termoelétrica**

Este tipo de sistema usa energia elétrica para transportar o calor de uma zona para outra. São muito usados em frigoríficos portáteis, refrigeradores de água, aparelhos científicos de arrefecimento em exploração espacial e aeronaves. Aplicam-se mais em situações de estabilização de temperatura, ciclos de temperatura ou arrefecimento abaixo da temperatura ambiente. Este tipo de refrigeração tem como vantagem não ter partes móveis tornando este ciclo compacto, silencioso e de pouco uso.

O seu princípio de funcionamento é através do Efeito de Peltier (oposto do Efeito de Seebeck) onde através de uma diferença de potencial é gerado um diferencial de temperatura. O típico módulo termoelétrico é constituído por dois semicondutores tendo um excesso e o outro déficit de eletrões que estão eletricamente em série, mas termicamente em paralelo. O efeito de arrefecimento acontece quando os eletrões se movem de um condutor para outro através de uma conexão elétrica indo para um estado de energia maior provocando a absorção de calor. Continuando o circuito elétrico, estes movem-se em seguida para um estado de energia baixo libertando energia sob a forma de calor.

### **Refrigeração termoacústica**

A refrigeração termoacústica é uma tecnologia relativamente recente, descoberta por Wheatley e outros em Agosto de 1983. Em meados de 1990 foram desenvolvidos dois frigoríficos termoacústicos um para arrefecer componentes eletrónicos e o outro para substituir uma unidade de frigorífico com congelador para preservação de sangue e urina.

Esta nova tecnologia também como a refrigeração termoelétrica não necessita de um frigorígeno, e é simples e eficiente. Usa o som de um altifalante num tubo oco constituído de um gás, e os sons das ondas de alta densidade, as quais transferem calor devido ao efeito termoacústico quando sujeito a compressão e expansão numa cavidade fechada liberta calor de um lado e gera frio noutra.

Existe o potencial para operar em alta eficiência sem necessidade de líquido de arrefecimento e partes mecânicas móveis. No presente a sua eficiência é de cerca de 20-30% inferior aos frigoríficos de compressão de vapor o qual se deve a

irreversibilidades intrínsecas do calor termoacústico. Porém a grande causa reside mais na inovação tecnologia que ainda não atravessou por um grande desenvolvimento, que poderão ser ultrapassadas pela melhoria dos permutadores de calor e outros subsistemas. É possível ainda controlar a capacidade de arrefecimento deste podendo levar a eficiências superiores aos chillers de compressão de vapor convencionais, os quais têm um controlo binário (on/off).

Frigoríficos termoacústicos ainda não são comercializados, pois encontram-se em fase de desenvolvimento, mas é conhecido que podem ser usados em vários casos de arrefecimento. Na fase inicial de comercialização a sua aplicação será um pouco limitada como em sistemas militares que são requeridos trabalharem em ambientes fechados e mercadorias alimentares onde a toxicidade é importante. A sua expansão será esperada a nível doméstico e em mercados emergentes.

### **Refrigeração de hidreto de metal**

Em 1996 um grupo de empresas japonesas tiveram sucesso em criar um sistema de refrigeração de hidreto de metal, sem CFC, que usavam ligas de hidrogénio absorventes para armazéns de frio a baixas temperaturas (abaixo de  $-30^{\circ}\text{C}$ ). Esta temperatura de operação foi bem sucedida mantendo-se assim a operação do sistema. Este tipo de sistema pode ser tão compacto em tamanho como um sistema de refrigeração por compressão de vapor convencional e pode ser facilmente incorporado em máquinas vending e armários de exposição de congelados. O hidrogénio absorve e armazena ligas de hidreto de metal. Amónia é outra opção livre de CFC's, porém o sistema seria um pouco grande com forte toxicidade e odor irritativo.

Este tipo de refrigeração apresenta algumas vantagens como: vasta gama de aplicações pelo não uso de CFC's ou amónia; uso de fonte de calor através de cogeração por exemplo para gerar energia de refrigeração; para movimento apenas exige bombas, sendo fácil e simples de operar; menos 20% de consumo elétrico comparado com máquinas de refrigeração por compressão convencionais; baixos níveis sonoros; vasta gama de capacidade e refrigeração, 10-10000 kW.

### **Refrigeração solar**

Proveniente das fontes alternativas de energia (energias renováveis) a refrigeração solar é direta, fácil de usar, renovável, contínua, mantém a mesma qualidade, é segura, grátis e amiga do ambiente. Sistemas de arrefecimento solar têm a capacidade de poupar energia elétrica na gama dos 25-40% comparado com uma capacidade de arrefecimento equivalente de um sistema de refrigeração de arrefecimento a água convencional. Têm como vantagens operar silenciosamente, alta segurança, duradouro, eficaz e económica fonte de energia, fácil implementação e capacidade de controlo, sem perdas em ciclos on/off e entrega da carga de arrefecimento de forma fácil e eficiente.

Para aplicações de refrigeração, a refrigeração solar pode ser usada em:

- Sistema de compressão de vapor de Rankine;

- Ciclo de absorção;
- Sistema de adsorção;
- Injeção de vapor;
- Ciclo Brayton;
- Radiação noturna.

## 2.5 Componentes de refrigeração

De modo a responder ao tema do presente trabalho será de suma importância fazer uma caracterização dos componentes que constituem um sistema de refrigeração. O foco será maior para os componentes com maior potencial de aumento da eficiência energética tentando ir de acordo com o âmbito de aplicação em questão.

### 2.5.1 Compressor

Num ciclo de refrigeração o compressor é o responsável pelo funcionamento do ciclo tendo como função transmitir o movimento ao frigorígeno e elevar a pressão do mesmo no estado de vapor, após a saída do evaporador, para comprimir e elevar a sua temperatura [7]. Os compressores dividem-se em dois tipos: volumétricos e dinâmicos [6]. Nestes consoante o tipo de acionamento pelo motor podem-se ter os compressores abertos, semi-herméticos e herméticos. Compressores volumétricos criam uma separação física entre a entrada do compressor e a sua saída sendo realizada num espaço fechado com baixa pressão na entrada e alta pressão na saída. Compressores dinâmicos comprimem o escoamento transformando a energia cinética em energia potencial. Dos compressores volumétricos podem ter-se os alternativos, rotativos, parafuso e scroll, já os dinâmicos têm-se os centrífugos e os axiais.

#### **Compressores alternativos**

Compressores alternativos encontram-se em várias aplicações. O controlo do caudal é normalmente feito desativando cilindros, o que reduz o consumo para a capacidade requerida no momento [7]. Compressores alternativos podem ser abertos, semi-herméticos ou herméticos [5]. Compressores abertos são adequados em instalações de amónia ou gases fluorados como os hidrofluorcarbonetos, HFC's. Os semi-herméticos operam só com substâncias fluoradas, já os herméticos são usados em frigoríficos domésticos e ar condicionados até potências de 30 kW, porém podem perder um pouco a sua eficiência relativamente aos primeiros devido ao aquecimento do frigorígeno provindo do enrolamento.

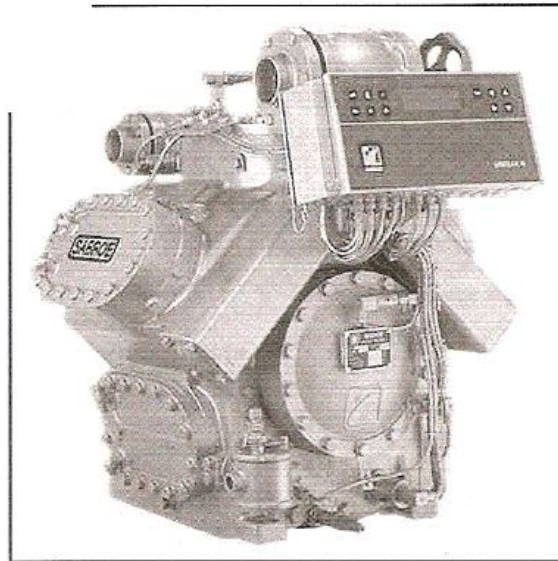


Figura 7 - Compressor aberto (York International Corporation) [5].

Uma forma de avaliar o desempenho dos compressores alternativos é pelo seu rendimento volumétrico. Este é dado pelo quociente entre o caudal que entra e o caudal deslocado pelos pistões no seu curso. O funcionamento das aspirações e descargas deste tipo de compressores é resultado da pressão dentro do cilindro, aspirando assim quando a pressão no interior é ligeiramente inferior à da linha de aspiração, e expulsando quando a pressão no interior é ligeiramente superior ao da linha de descarga. Isto ocorre devido às válvulas de aspiração e de descarga do compressor operarem com molas, bastando então que a pressão no interior do cilindro vença a força destas para que o gás entre ou saia conforme o caso.

Outros fatores que também afetam o desempenho do compressor são [5]:

- Temperaturas de evaporação muito baixas, sendo o rendimento volumétrico tanto melhor quanto mais perto a temperatura de evaporação for da temperatura de condensação;
- Capacidade de refrigeração maior com o aumento da temperatura de evaporação, para além do trabalho de compressão que é menor;
- Temperaturas de condensação maiores exigem maiores potências de compressão;
- Pressões de descarga muito superiores às pressões de aspiração resultam na diminuição do rendimento volumétrico real;
- O atrito mecânico nos componentes do compressor, perdas de carga do frigorígeno em válvulas e canais de escoamento e o aquecimento do gás na aspiração causam a redução da eficiência de compressão;
- A dissipação de calor no compressor que normalmente é feita por convecção natural, mas para o caso do amoníaco é resfriado com água ou ainda resfriado a ar em refrigeração comercial. Esta dissipação de calor é necessária de modo a permitir uma temperatura de operação menor nas válvulas prolongando a sua vida útil, assim como impedir certos limites da temperatura de descarga;

Existe ainda compressores de múltiplas funções os quais utilizam uma parte dos cilindros para o estágio de alta pressão e outra para o estágio de baixa. Em alguns compressores é feita a tentativa de resfriar o líquido de alta e o vapor de baixa pressão. Duas formas de o fazer são ou pela injeção de líquido no gás superaquecido do estágio de baixa pressão, ou ainda resfriar ao mesmo tempo o líquido de alta pressão com o vapor sobreaquecido. A primeira é feita pela válvula de expansão que faz o controlo da temperatura do vapor que vai para alta pressão injetando líquido no vapor a baixa pressão. A segunda, com o mesmo tipo de controlo de temperatura resfria tanto o líquido do condensador quanto o líquido e vapor do estágio de baixa pressão.

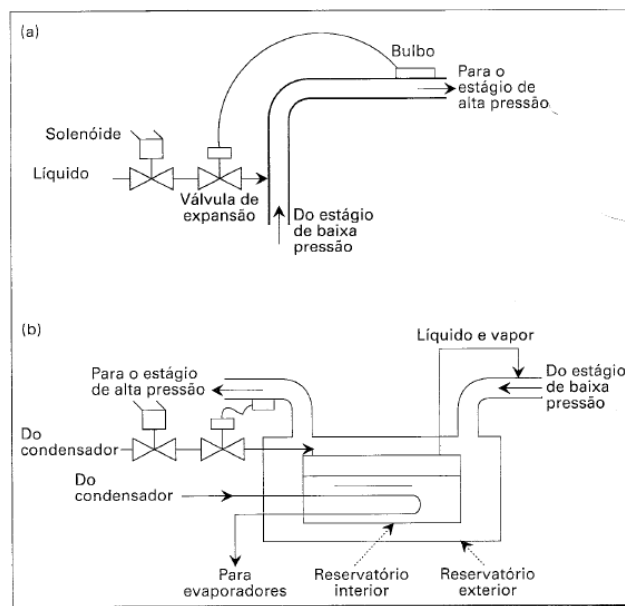


Figura 8 - a) resfriamento do vapor no estágio de baixa; b) resfriamento do líquido e vapor sobreaquecido do estágio de baixa pressão [5].

O número de cilindros usados podem ainda ser reduzidos para controlar a capacidade usando dispositivos de controlo para desativar os cilindros.

### Compressor rotativo

Os compressores rotativos têm genericamente um rotor montado excêntricamente num cilindro e podem ser do tipo pistão ou alhetas [6]. Nos compressores rotativos de pistão encontra-se no interior do corpo do cilindro um pistão que roda excêntricamente comprimindo o fluido através da redução de espaço no interior. Já os de alhetas têm uma rotação fixa mas descentrado relativamente ao cilindro exterior constituído de palhetas móveis, que devido à descentralização do rotor deslocam-se radialmente para dentro empurrando o gás. O gás é comprimido devido à redução de volume que ocorre até ao escape.

Estes compressores têm menos peças móveis que os alternativos e como tal têm menos perdas mecânicas por atrito. Não são compostos por válvulas de admissão e escape de modo que a compressão é contínua.

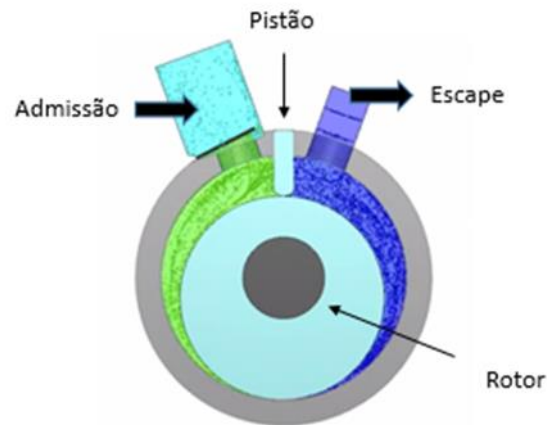


Figura 9 - Compressor rotativo de pistão, adaptado [10].

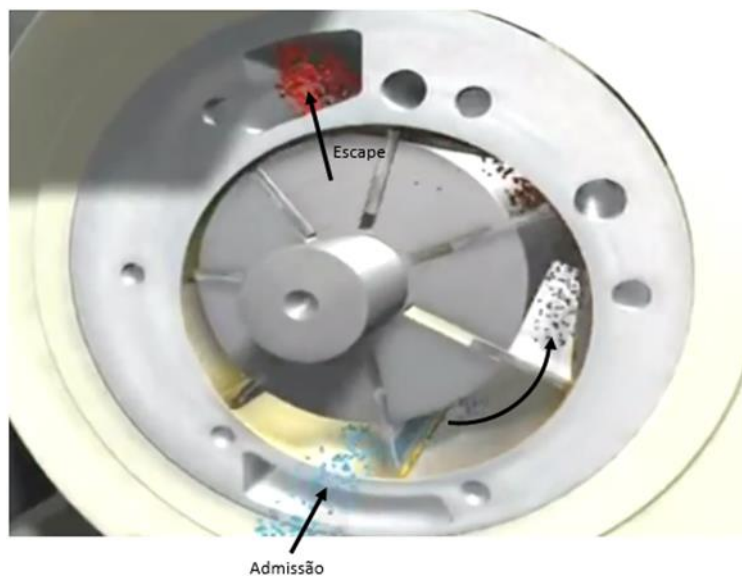


Figura 10 - Compressor rotativo de alhetas, adaptado [11].

Outros compressores que também são rotativos são os compressores parafuso e scroll [7].

### Compressor parafuso

Apesar de inventado em 1878, os compressores parafuso tiveram um desenvolvimento um pouco lento, devido à dificuldade que tinham em dar resposta a tolerâncias exigentes comparado com outros da altura [7]. Sendo também um compressor volumétrico comparado com os compressores alternativos este possui algumas vantagens como alta segurança e melhor desempenho. Para além disso, destaca-se o

melhor desempenho por potência, custos reduzidos, menos partes móveis, menos vibração e menos perdas do frigorígeno. Possui também um tamanho reduzido, apesar da menor eficiência em condições de carga parcial [5]. Este tipo de compressores dividem-se principalmente em dois tipos: simples e duplo. Este último tem sido largamente usado nas ultimas décadas na indústria de refrigeração enquanto que o primeiro tem sua aplicação bem mais recente.

### **Compressor parafuso simples**

Os compressores parafuso simples são constituídos de um fuso helicoidal, elemento cilíndrico designado pelo parafuso com duas rodas planas laterais designadas por planetárias [6]. A fonte da rotação é no parafuso, em que este é acionado por um motor elétrico e provoca a rotação das rodas planetárias. A compressão do gás dá-se no engrenamento por entre os dentes das planetárias e o parafuso tanto na parte superior como inferior.

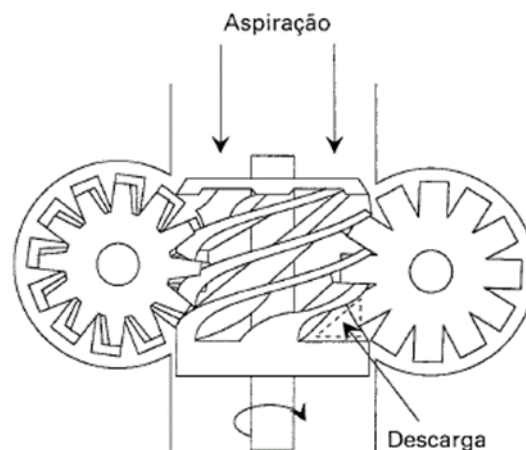


Figura 11 - Esquema de um compressor parafuso simples [5].

Quando hermeticamente fechados são usados normalmente em pequena escala em aplicações domésticas e comerciais [7]. No ramo industrial como chillers de processo estes são uma solução ideal para altas temperaturas, devido ao seu separador e reservatório de óleo serem integrados reduzindo tempo de instalação, complexidade, custo e espaço. Comparativamente com os de parafuso duplo este tem menos partes móveis [5].

### **Compressor de parafuso duplo**

Este tipo de compressor possui dois rotores engrenados entre si rodando em sentido contrário [6]. Como no compressor parafuso simples o fluido é comprimido por entre as engrenagens axialmente estando as aberturas de admissão e escape diametralmente opostas. Na passagem o gás fica contido entre os filetes e as paredes da carcaça que com a rotação é comprimido desde o ponto de engrenamento até ao escape.

Existem algumas variações relativamente às secções transversais destes compressores. Uma bastante frequente é com um rotor macho de quatro lóbulos e um rotor fêmea com seis reentrâncias. Neste o acionamento é feito no rotor macho que, por conseguinte movimenta o rotor fêmea. Semelhante ao descrito anteriormente o fluido é comprimido axialmente pelo espaço entre os lóbulos desde a admissão ao escape.

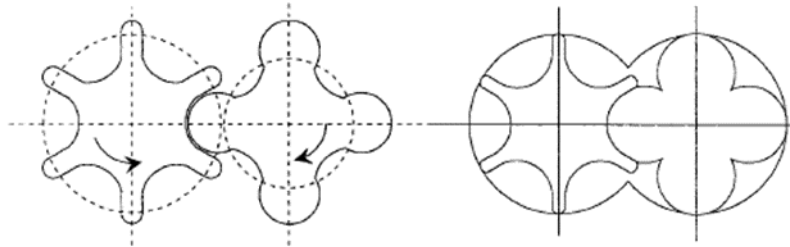


Figura 12 - Compressores parafuso duplo com rotor macho e rotor fêmea, Stoecker [5].

Diferente dos compressores alternativos onde a sua eficiência de compressão é afetada pela temperatura de evaporação, nos compressores parafuso a eficiência é dependente da relação entre pressões de operação, pressões de descarga e aspiração, e a relação de volumes do compressor [5]. Sendo a relação das pressões de operação como a razão entre a pressão de descarga e a pressão de aspiração e a relação de volumes a razão entre o volume da cavidade quando a abertura de aspiração se fecha e o volume da cavidade quando a abertura de descarga se fecha. A eficiência é máxima para um determinado valor na relação de pressões, que por conseguinte depende também da relação de volumes do compressor. A figura 13 exemplifica o referido:

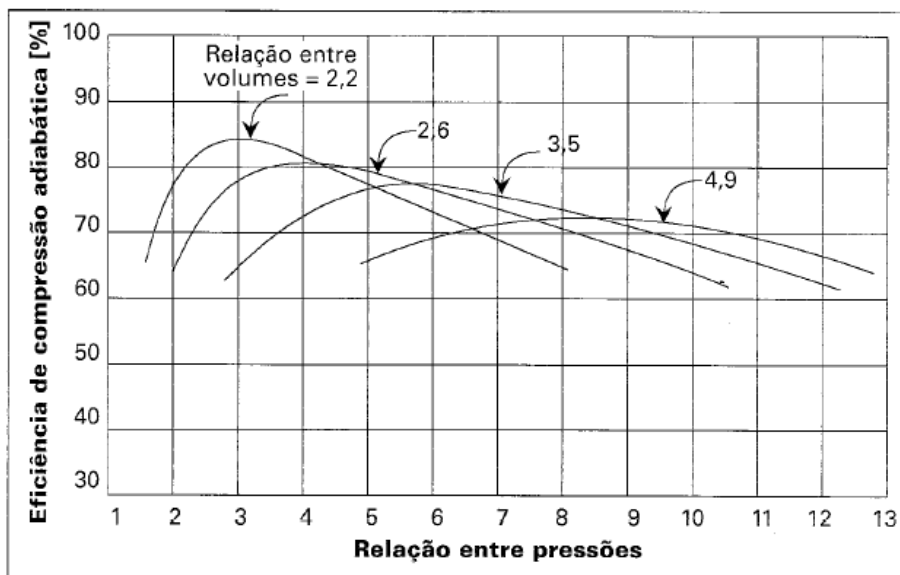


Figura 13 - Eficiência de compressão adiabática de um compressor parafuso [5].

Como referido anteriormente existem algumas diferenças no que toca ao desempenho entre compressores alternativos e de parafuso. Ao contrário dos alternativos, o

rendimento volumétrico não tem muita influência no desempenho dos compressores parafuso, pois estes não têm o efeito da expansão do gás residual no espaço nocivo. Porém, em termos de efeito entre a capacidade de refrigeração e as temperaturas de evaporação e condensação os resultados são os mesmos quando estas variam, ainda que a potência de compressão de um compressor parafuso é menos afetada pela pressão de aspiração para pequenas relações entre volumes, e sim mais na pressão de descarga.

Em situações de carga parcial pode ser variada a velocidade do motor de acionamento ou uma opção mais económica que é o uso de uma válvula de deslizamento. Esta válvula permite uma redução de 10% no volume da câmara de engrenamento quando se pretende a carga parcial.

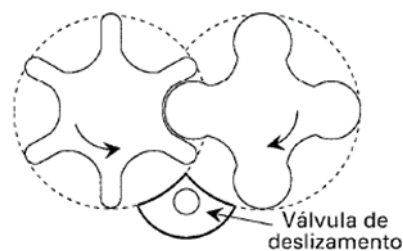


Figura 14 - Esquema de válvula de deslizamento num compressor parafuso [5].

Ao nível de circulação do gás esta válvula é bastante eficiente, porém apesar de esta válvula reduzir o volume da cavidade de engrenamento na aspiração mas também o volume da cavidade na região de descarga, a razão de volumes é alterada. Esta alteração da razão de volumes provoca assim uma redução na eficiência de compressão chegando a ter uma redução significativa quando a carga parcial é 50% da plena carga. Uma solução encontrada para amenizar essa redução é a de preparar o mecanismo de deslizamento com deslocamento de ambas as partes móveis e as partes fixas ajustando-se a relação de volumes em concordância com o controle de capacidade.

Na refrigeração industrial os compressores parafuso e os alternativos são os mais usados competindo entre si especialmente em instalações de grande capacidade. Estes têm mostrado segurança operando durante anos seguidos sem manutenção e relativamente à capacidade de bombeamento estes têm um custo inferior em grandes capacidades. Devido a elevadas quantidades de fluido frigorígeno presente no óleo de injeção para que este arrefeça, podem ocorrer golpes de líquido nestes compressores. O resultado é a erosão dos rotores ou paradas inesperadas do compressor encontrando-se excesso de líquido nas cavidades.

A recomendação para carga parcial para estes compressores é a de estarem presentes dois compressores em paralelo deixando um deles de funcionar. A operação de um dos compressores a 50% da capacidade máxima deve ser evitada.

### **Compressores helicoidais (scroll)**

Conhecidos vulgarmente como compressores scroll são compressores constituídos de dois elementos em espiral sendo um deles móvel e o outro fixo. Esses elementos denominam-se por elipse, mantendo-se uma delas fixa e a outra rodando excentricamente em torno do centro acionada pelo motor [6]. A compressão do gás é feita aspirando o gás pela cavidade entres as duas espirais a partir da periferia. A posterior rotação da elipse móvel provoca a deslocação do gás para o seu centro onde sai pela porta de descarga. Este tipo de compressores é apenas hermético, por isso quando avariam são completamente substituídos.

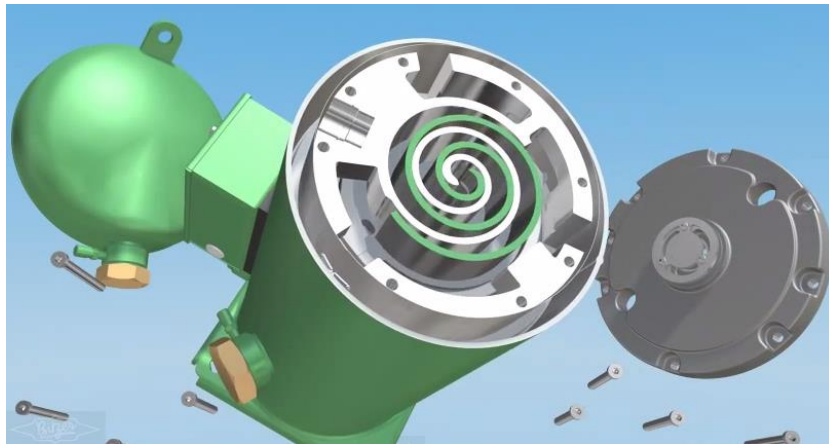


Figura 15 - Esquema de um compressor scroll [9].

Comparado com modelos convencionais estes compressores permitem reduções da ordem de 30% na fatura da energia elétrica. Outra vantagem destes compressores são o facto de para a mesma potência serem mais silenciosos comparativamente com outros. A razão para tal deve-se ao processo de compressão do gás que, pela presença de gás a montante e a jusante na rotação excêntrica de perfil espiral o movimento das elipses é suave com baixo ruído e vibração [7].

São relativamente recentes e é esperado substituírem os compressores alternativos em várias aplicações de arrefecimento atingindo melhores eficiências, desempenho e características de trabalho.

### **Compressores centrífugos**

Compressores centrífugos são constituídos pelo rotor e pelo difusor [6]. O rotor, acionado pelo motor possui pás responsáveis pela transformação de energia cinética do fluido frigorígeno em energia de pressão. Devido ao movimento da força centrífuga o gás desloca-se pela periferia do difusor até ao escape. Estes compressores são passíveis de funcionar com andares de compressão.

Estes são usados em aplicações da ordem de 300 kW-20 MW e são apropriados para vários estágios de compressão [7]. Se usado rolamentos híbridos o frigorígeno pode ser usado como lubrificante. Normalmente são semi-herméticos e não costumam trabalhar

com amónia devido à corrosividade. As temperaturas de evaporação podem chegar aos  $-100^{\circ}\text{C}$ .

### **Compressores axiais**

Como o próprio nome indica o sentido do fluido dá-se axialmente, porém como os compressores helicoidais estes são usados em aplicações muito específicas.

#### 2.5.2 Dispositivos de expansão

Os dispositivos de expansão são responsáveis pela queda de pressão e até regulação do caudal do refrigerante num sistema de refrigeração. A sua expansão do líquido permite reduzir a sua temperatura, que no caso de um ciclo frigorífico simples ocasiona a redução da pressão de condensação para a pressão de evaporação, de modo a que a mistura maioritariamente de gás com líquido no evaporador esteja a uma temperatura pretendida para refrigerar um espaço.

Estes dispositivos regulam o caudal do fluido refrigerante para que o evaporador vença a carga térmica pretendida num determinado instante sendo o caudal igual ao aspirado pelo compressor [6]. Algumas válvulas permitem ainda controlar o estado do vapor à saída do evaporador garantindo a jusante uma compressão mais eficiente.

De entre os vários dispositivos de expansão serão apenas abordados os mais relevantes para o presente trabalho como o tubo capilar e as válvulas de expansão.

### **Válvula de expansão manual**

Das válvulas mais antigas como o nome indica são válvulas que possuem qualquer tipo de controlo. Requer a presença do operador para ajustar o caudal à carga térmica necessária, para além de garantir o sobreaquecimento do gás antes de entrar no compressor. O manómetro e termómetro à saída do evaporador auxiliam no controlo. Ainda são usadas em algumas instalações como válvulas principais, porém devido à existência de outras com controlo automático são normalmente instaladas como válvulas secundárias para permitir a continuidade do funcionamento da instalação no caso da válvula de expansão principal requerer manutenção.

### **Tubo capilar**

Diferente das válvulas de expansão, o tubo capilar é um tubo com comprimento de 1 a 6 metros e diâmetro interno de 0,5 a 2 mm, que introduz uma grande perda de carga do líquido através do reduzido diâmetro interno do tubo. A sua simplicidade de conceção e baixo custo tornam-se úteis em sistemas de refrigeração de pequena dimensão (<10 kW) e combinado com compressores herméticos.



Figura 16 - Tubo capilar [13].

Os tubos capilares vêm normalmente enrolados em hélice para se ter um espaço reduzido de ocupação sendo ainda benéfico para aumentar a perda de carga no fluido. A sua escolha é feita em função do seu comprimento e diâmetro que depois permite o ajuste automático ao caudal aspirado pelo compressor.

Os tubos capilares são dimensionados dependendo de o escoamento ser adiabático ou estar completamente desenvolvido e determina-se o comprimento do tubo em função da temperatura de saída do tubo capilar e propriedades desta [6]. Outra maneira menos elaborada de dimensionar o tubo passa por instalar um tubo com grande comprimento e seccioná-lo até obter a temperatura desejada à saída deste.

As vantagens deste dispositivo de expansão são a sua simplicidade, o baixo preço, sem partes móveis e equilibra rapidamente as pressões no período de paragem. Porém não é ajustável para diferentes condições de funcionamento e necessita de um bom filtro para evitar o entupimento do tubo.

### **Válvula de expansão termostática**

Estas válvulas são as mais usadas e são essencialmente válvulas reductoras de pressão que operam em função da temperatura de sobreaquecimento do refrigerante à saída do evaporador [7]. Este tipo de válvula controla o caudal do refrigerante para evaporadores de expansão direta em aplicações de ar condicionado e em refrigeração comercial a média, baixa e muito baixa temperatura [14]. Porém, estas não são recomendáveis para baixas temperaturas ou em sistemas de amoníaco onde o caudal é baixo dificultando o controlo do sobreaquecimento [5]. Refere ainda que erroneamente estas válvulas são chamadas de termostáticas, pois a função destas não é a de manter a temperatura constante, mas sim regular o caudal do refrigerante que entra no evaporador compensando a taxa a que este evapora atingindo por fim um equilíbrio.

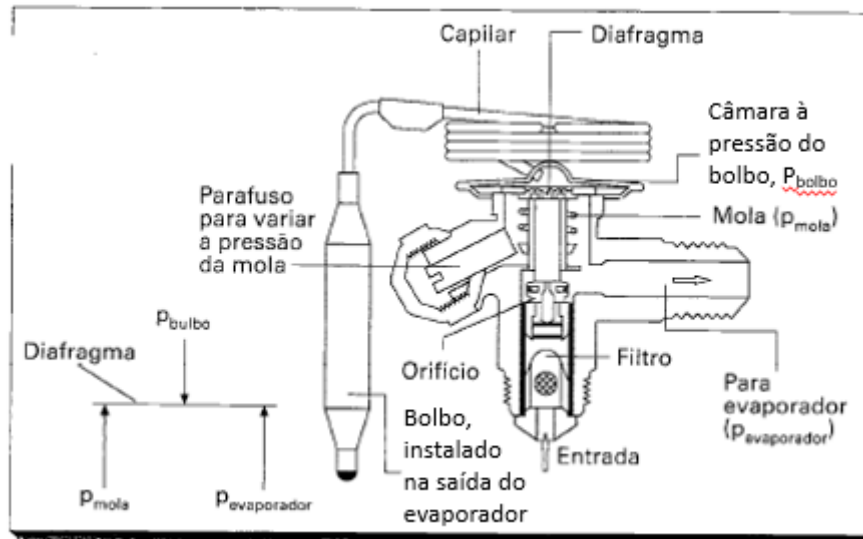


Figura 17 - Esquema de uma válvula de expansão termostática, adaptado de [5].

Estas válvulas são essencialmente constituídas pelo corpo em si da válvula e pelo bolbo [6]. O corpo é constituído por uma agulha responsável pela queda de pressão, o diafragma onde são atuadas as várias pressões e uma mola com pressão ajustável. Já o bolbo possui um fluido independente à instalação que está em contacto com a saída do evaporador.

O controlo do caudal é feito pela igualdade de pressões entre a pressão exercida pelo fluido do bolbo e as pressões da mola e da entrada do evaporador, dependendo esta última do tipo de igualização ser interna ou externa. A pressão do bolbo atua no sentido de abrir a válvula, já as forças contrárias atuam no sentido de fecho da válvula sendo que o ajuste da pressão da mola faz variar os graus de sobreaquecimento (tipicamente entre 0 e 11°C). Tendo em conta o referido a abertura da válvula está assim dependente da temperatura na saída do evaporador, que transmite termicamente ao fluido do bolbo acontecendo então que no caso da situação de equilíbrio:

- A carga frigorífica aumentar, o refrigerante aquece a montante do bolbo provocando posteriormente a subida de temperatura do bolbo. Com a subida da temperatura no bolbo a pressão neste aumenta causando a abertura da válvula de modo a aumentar o caudal de refrigerante para o evaporador diminuindo finalmente o sobreaquecimento até se atingir o equilíbrio de pressões.
- A carga frigorífica diminuir, o refrigerante arrefece a montante do bolbo e tendo em conta o referido anteriormente fará diminuir a pressão do bolbo fechando-se um pouco a abertura da válvula. Assim, com o caudal reduzido ocorre um ligeiro sobreaquecimento até se dar o equilíbrio de pressões.

A descrição feita até aqui foi para válvulas de equalização interna onde a pressão de entrada no evaporador opõe-se à pressão do bolbo. Sendo o objetivo do bolbo controlar a temperatura à saída do evaporador será adequado para não alterar o desempenho ser a pressão a pressão à saída do evaporador a que atua no diafragma [5]. Com equalização externa a pressão que contraria a pressão no bolbo é a pressão de saída do evaporador

e não a de entrada como no caso da equalização interna. O esquema de funcionamento dos dois tipos de equalização é dada pela figura 18:

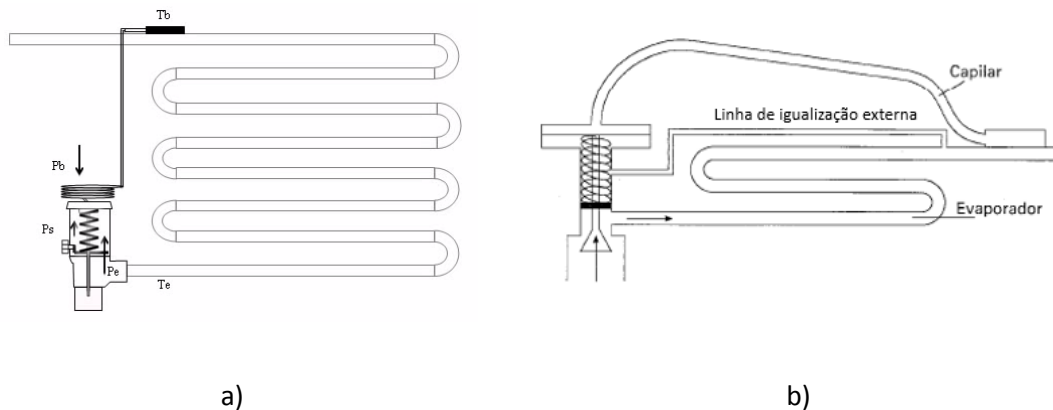


Figura 18 - a) Válvula de equalização interna de pressões adaptado de [15]; b) Válvula de equalização externa de pressões, adaptado de [5].

É Recomendado o uso de válvulas de equalização externa quando a perda de carga no evaporador for acima dos valores presentes na Tabela 1 [6]:

Tabela 1 - Perda de carga limite para alguns fluidos frigoríficos, adaptado de [6].

Fluido frigorífico	Temperatura de evaporação (°C)				
	4	-7	-18	-29	-40
Perda de carga (atm)					
502	0,21	0,18	0,12	0,087	0,07
22	0,21	0,14	0,1	0,07	0,05
12	0,14	0,1	0,07	0,05	0,035

### Válvula de expansão eletrónica

Com o mesmo fim das anteriores estas válvulas de expansão controlam também o caudal de refrigerante que entra no evaporador, porém com um controlo mais preciso. Esse controlo é feito por um transdutor de pressão e um sensor de temperatura bastante sensível inseridos no evaporador que enviam continuamente informação a um controlador eletrónico P, PI ou PID. A resposta ao sinal é feita por um motor de passo que manipula a abertura da válvula. O tempo de envio desta informação é bastante reduzido permitindo à válvula regressar à posição interior em qualquer instante.

Vantagens deste tipo de válvulas são o controlo muito preciso do caudal, compensação das condições do refrigerante à entrada da válvula, resposta rápida a alterações da carga térmica e boa flexibilidade de colocação dos componentes do conjunto de ligações elétricas.



Figura 19 - Válvula de expansão elétrica [16].

### 2.5.3 Evaporador

Evaporadores são no seu efeito trocadores de calor que removem calor de um fluido/meio, por forma a conseguir evaporar um líquido. Teoricamente este processo ocorre na mudança de fase do líquido e dá-se a temperatura constante, porém fatores como perda de carga resultam em pequenas reduções de temperatura.

A construção destes é feita com base no tipo de aplicação de refrigeração que é projetado. Assim encontram-se vários tipos de evaporadores classificados de acordo com o tipo de construção, método de alimentação dos líquidos, condição de operação, método de circulação de ar (ou líquido), tipo de controlo e aplicação [4].

#### Tipo de construção

- Tubo liso – Construídos em tubulação de aço ou de canalização de cobre sendo a primeira usada em evaporadores grandes com amónia, ao passo que as de cobre são para evaporadores mais pequenos como unidades residenciais e comerciais. As formas mais comuns são serpentinas de tubo liso planas e em ziguezague ou em trombone oval.

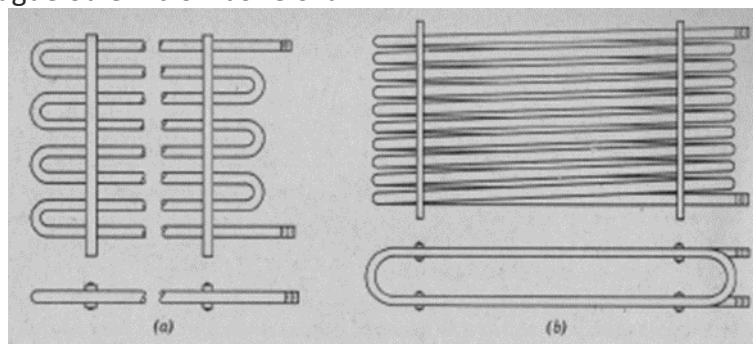


Figura 20 - Serpentinas de tubo liso (a) plana em ziguezague, (b) trombone oval [4].

- Placa – Este tipo de evaporadores podem ser de vários tipos. Um bastante usado a nível doméstico é o de chapas lisas de metal soldadas onde a circulação do fluido frigorígeno é feita entre estas. São de fácil limpeza, fabrico económico e fácil moldagem. Outro tipo são as de tubulação instalada entre duas placas de metal soldadas. Estas contêm um espaço entre as placas preenchido com uma

solução eutética ou esvaziado para fixar a superfície externa das placas ao interior da tubulação. Isto permite garantir um bom contacto térmico entre a placa soldada e o fluido de transporte. Os evaporadores de placas podem ser usados sozinhos ou em grupo e são especialmente usados em instalações de refrigeração de líquido e são raras as condições de carga máxima. São úteis para prateleiras em câmaras frigoríficas e são muito usados como divisões em frigoríficos, caixas de exposição de congelados, câmaras de gelados, etc.

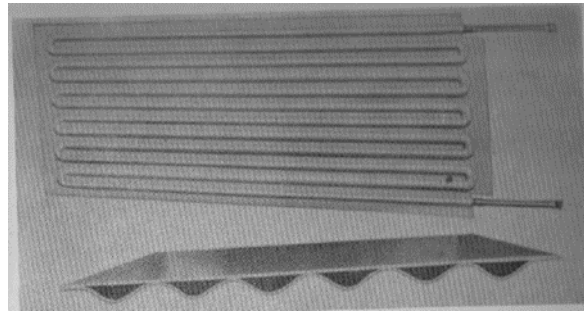


Figura 21 - Evaporadores de placas de serpentina [4].

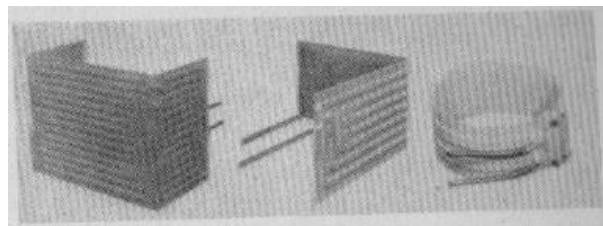


Figura 22 - Formas típicas em evaporadores de placas [4].

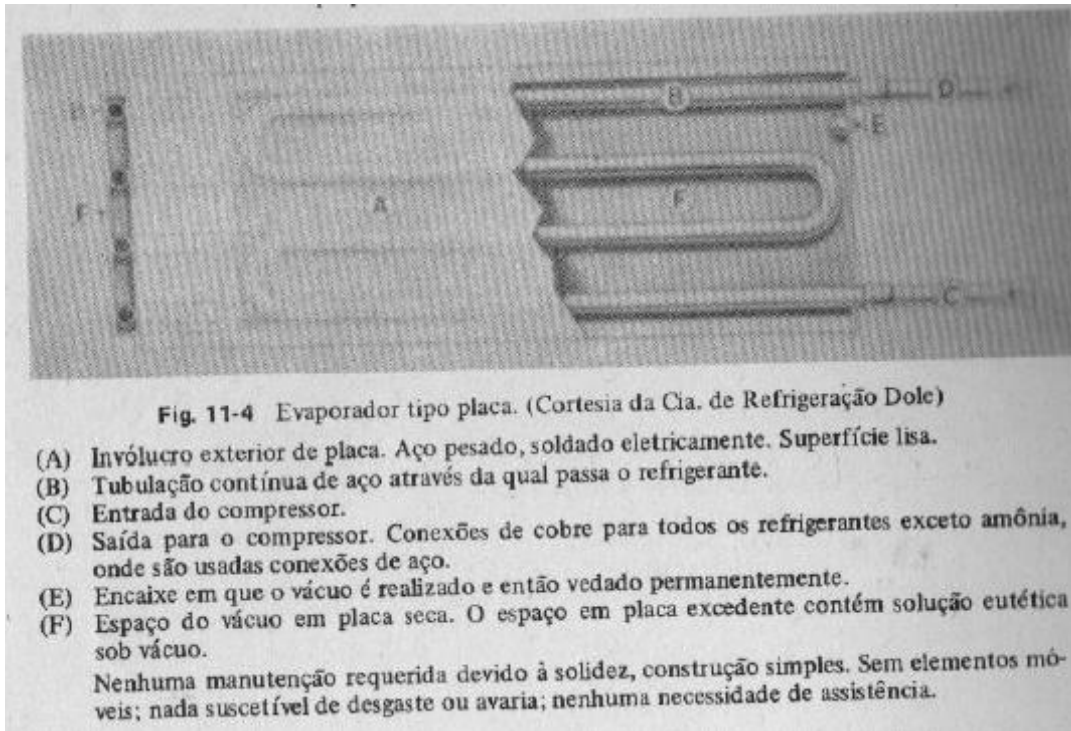


Figura 23 - Evaporador de placa de tubulação instalada entre duas placas de metal soldadas [4].

- Evaporadores com alhetas – O uso de alhetas nas tubagens de um evaporador permite aumentar as trocas de calor, devido ao aumento da área de superfície. Este tipo de evaporadores são contruídos em tubo liso instaladas com placas de metal ou alhetas. Desta forma o calor concentra-se mais na área da serpentina possibilitando a sua remoção que sem a presença das alhetas não seria possível. De maneira a garantir um bom contacto térmico entre as alhetas e a tubulação é feita uma soldadura entre estas ou através de pressão por expansão da tubulação nas alhetas, para que estas sejam penetradas no interior da tubagem. Apesar das alhetas aumentarem a eficiência do permutador convém ter em conta um ligeiro aumento no espaçamento destas (duas a três alhetas por polegada) nas operações a baixa temperatura, devido à acumulação de gelo. Já as que operam a altas temperaturas é admissível terem 14 alhetas por polegada. Para convecção natural terá de se ter um afastamento maior para que não ocorra tanta resistência ao ar na serpentina.

Convém realçar que a adição de alhetas a partir de um certo limite não provoca um aumento na capacidade do evaporador. Pode inclusive diminuir esta, já que em grande número dificulta a circulação de ar por entre estas fazendo com que se assemelhe a apenas mais uma camada de resistência térmica.

Tendo em conta o referido, as serpentinas de alhetas são mais apropriadas em refrigeração do ar acima de 1°C. Quando em baixas temperaturas devem ser providenciados degelos com intervalos regulares.

### Capacidade do evaporador

O que define a capacidade de um evaporador é a taxa de calor absorvida das paredes que envolvem o líquido interno a vaporizar proveniente do meio a refrigerar. O calor transmitido provém das correntes de convecção do espaço, que pode ser forçada pela ação de um ventilador ou simplesmente natural, irradiação do produto e das paredes do espaço e ainda por condução na superfície da serpentina. A condução é explicada pela equação de Fourier (equação 3), onde a taxa de calor é diretamente proporcional à condutibilidade térmica do material da serpentina, pelo que os evaporadores devem ser projetados para terem alta condutibilidade.

$$\dot{q} = -k \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (3)$$

Escoamentos forçados no exterior também promovem um maior coeficiente de transmissão de calor por convecção sendo útil o uso de ventiladores como anteriormente referido para esse caso. A relação entre esse coeficiente e o fluxo de calor é explicada pela lei do resfriamento de Newton apresentada na equação 4.

$$\dot{q} = h_1 \cdot (T_{ext} - T_{sup}) \quad (4)$$

No total para ter em conta o calor que é trocado com base na temperatura de evaporação  $T_{evap}$ , e a temperatura exterior a refrigerar  $T_{ext}$ , e a área de transferência de calor  $A$ , entre estas usa-se a equação 5 contabilizado no coeficiente de transferência de calor  $U$ , a condutibilidade térmica e os coeficientes de convecção interior e exterior:

$$Q = U \cdot A \cdot (T_{ext} - T_{evap}) \quad (5)$$

### **Método de alimentação dos líquidos**

Conforme o método de alimentação dos líquidos podem-se ter evaporadores de expansão seca, inundados ou de sobrealimentação líquida.

- Expansão seca – neste tipo de alimentação é necessário que a válvula de expansão ou tubo capilar regulem o caudal por forma a garantir na saída do evaporador apenas vapor do frigorígeno. Porém, o facto deste tipo de evaporadores requererem uma grande porção de frigorígeno no estado de vapor no evaporador têm um desempenho inferior comparativamente com os outros dois. Contudo, estes destacam-se pela conceção simples, baixo custo, serem compactos, pouca substituição do frigorígeno e menos problemas no retorno do óleo.

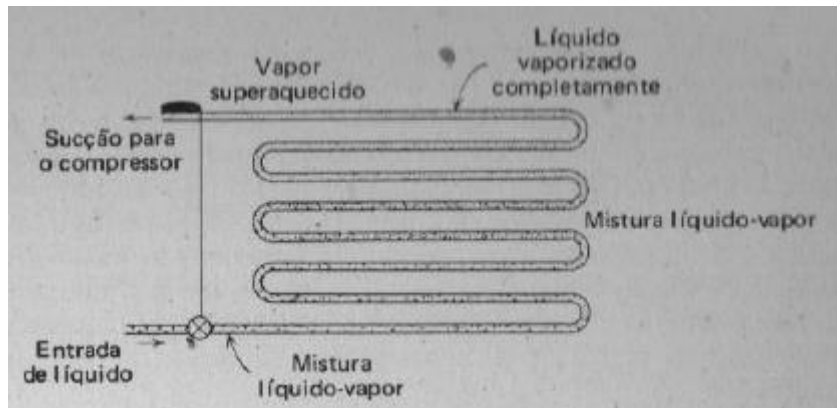


Figura 24 - Evaporador de expansão seca [4].

- Inundado – evaporador que efetua a evaporação com líquido em toda a linha. Desta forma é conseguida a maior taxa de transmissão de calor possível. Para garantir que seja aspirado apenas vapor frigorígeno para o compressor o evaporador está equipado com um acumulador que separa o líquido do gás. O líquido desloca-se por gravidade para o circuito do evaporador gerando-se vapor devido à ebulição entrando de seguida no acumulador em direção à linha de sucção. O nível de líquido no acumulador é mantida por um controlo flutuante.

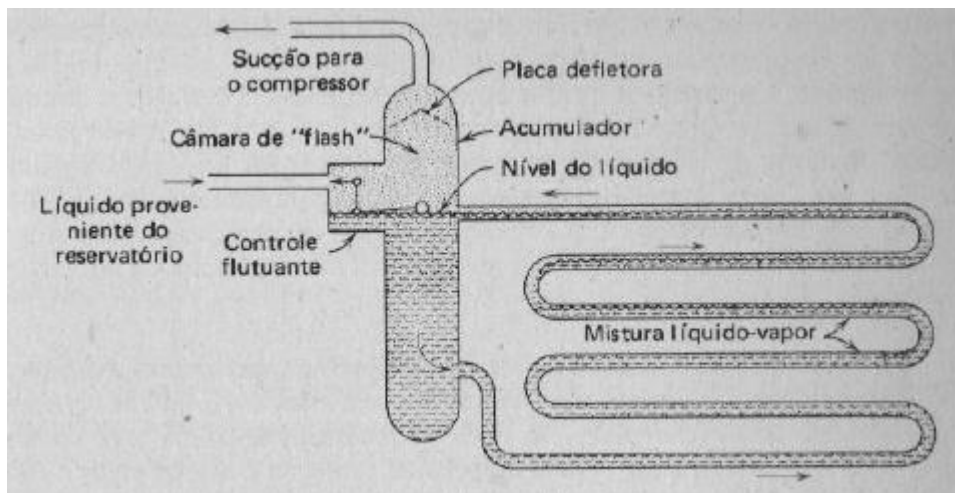


Figura 25 - Evaporador inundado [4].

- Sobrealimentação líquida – Um pouco semelhante ao inundado o evaporador de sobrealimentação líquida tem na circulação do seu circuito excesso de líquido. A separação entre o líquido e vapor é feita num acumulador de baixa pressão sendo o líquido recirculado mantido no circuito do evaporador enquanto o vapor é aspirado para o compressor. À semelhança dos evaporadores de expansão seca o controlo do caudal do frigorígeno é feito por um dispositivo de medição, normalmente uma válvula de expansão manual. São comumente e mais economicamente usados em sistemas de evaporadores múltiplos como mostra a figura 26.

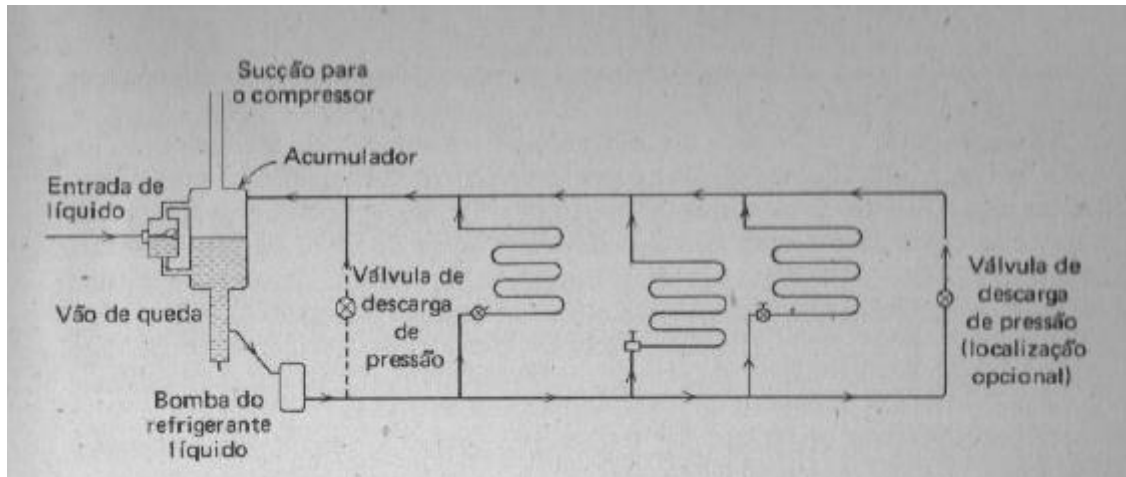


Figura 26 - Sistemas de evaporadores múltiplos [4].

### Sistemas de expansão

A classificação relativa à posição do evaporador do sistema no meio pretendido a arrefecer pode ser designada por expansão direta ou indireta.

- Direta – o evaporador encontra-se em contacto direto com o espaço ou material que será refrigerado, ou em dutos de ar que se comunicam com o espaço. Será mais neste tipo que o presente trabalho irá incidir.
- Indireta – Por razões de conveniência ou economia quando não é recomendado usar a expansão direta usa-se um fluido, como água ou salmoura, que inserido num circuito com bombeamento para sua recirculação, é refrigerado pelo circuito da expansão direta que transmite o frio. Após a sua refrigeração esse fluido é bombeado para o espaço ou produto que se pretende refrigerar absorvendo o calor e voltando novamente depois a ser refrigerado. A refrigeração indireta é particularmente útil para casos em que o condensador está distante do local a refrigerar, devido a várias desvantagens e problemas que ocorreriam se estivesse posicionado mais perto. Razões para tal são o facto das tubulações longas com fluido frigorígeno serem dispendiosas e necessitarem de muita carga de frigorígeno. Outros problemas das tubulações longas são a recirculação do óleo tornar-se mais difícil, maior perdas de eficiência do ciclo devido à elevada perda de carga e maior facilidade de vazamento no circuito com frigorígeno, ao invés do circuito que contém água ou salmoura.

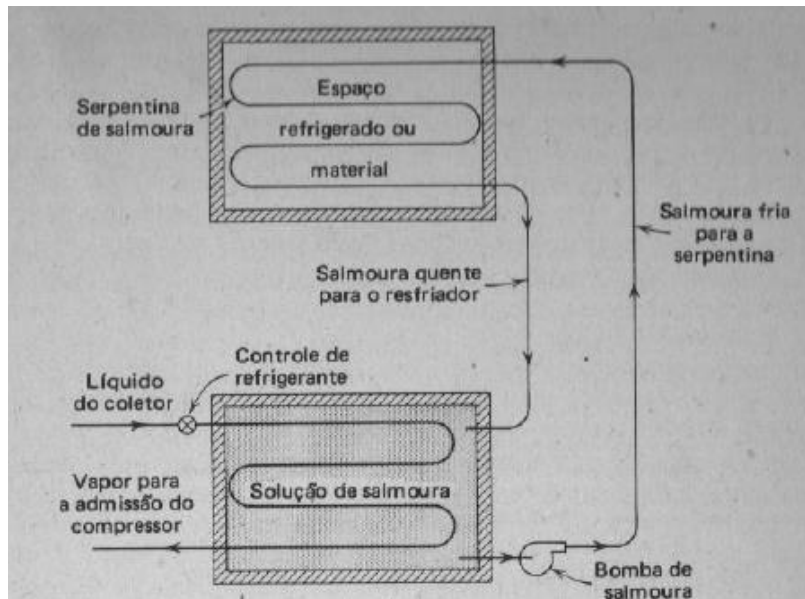


Figura 27 - Sistema indireto [4].

Para finalizar terá de ter-se em conta certos aspetos físicos dos evaporadores que interferem diretamente na eficiência do ciclo. A perda de carga por exemplo não deve ser elevada de modo que o vapor de sucção que chega ao compressor a uma pressão baixa o suficiente possa causar perda de capacidade e eficiência do compressor. Deve haver porém um mínimo para provocar o deslocamento do frigorigénio com velocidade elevada o suficiente para deslocar as bolhas de vapor o óleo de volta ao compressor, isto para além de que altas velocidades promovem melhores taxas de transmissão de calor.

#### 2.5.4 Condensador

Responsável pela rejeição do calor em instalações de refrigeração, este condensa o gás proveniente do compressor mudando a fase deste para líquido onde será posteriormente expandido num dispositivo de expansão. De acordo com Clito os condensadores são normalmente classificados de acordo com o fluido para onde rejeitam o calor. Podem-se ter condensadores a ar, a água, evaporativos e mistos.

##### Condensadores a ar

Nestes condensadores o fluido exterior de troca de calor é o ar. Como o coeficiente de transferência de calor do lado do ar é baixo são usadas alhetas para aumentar a taxa de calor. A convecção do ar pode ser natural ou forçada sendo a primeira muito usada em frigoríficos domésticos. A convecção forçada exige a presença de um ventilador para promover um maior escoamento do ar no condensador aumentando assim a transferência de calor.



Figura 28 - Condensador a ar por convecção forçada, [17].

A disposição do ventilador tem assim influência na eficiência do condensador. Devido à presença do meio ambiente é normal estes apresentarem sujidade ao fim de algum tempo. Essa sujidade atua como resistência térmica reduzindo a capacidade do condensador estimadamente na ordem dos 40 a 60%.

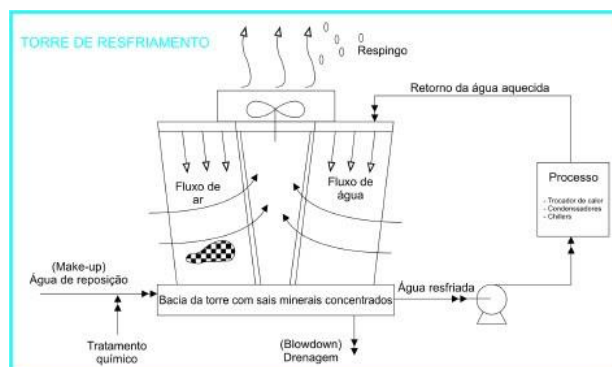
### Condensador a água

Nos condensadores a água o meio de transferência de calor é a água que poderá provir de uma torre de arrefecimento. Existem três tipos:

- Tubo duplo em contracorrente – Constituído de dois tubos concêntricos um dentro do outro é escoado o fluido frigorígeno no tubo exterior e água no interior como representado na figura 29.



(a)



(b)

Figura 29 – (a) Condensador a água [18]; (b) Esquema combinado torre de arrefecimento com condensador [19].

- Imersão – Composto de um depósito com uma serpentina no seu interior onde circula água de refrigeração usada em instalações frigoríficas com frigorígenos CFC's. Nestes condensadores não é possível fazer limpeza mecânica no interior usando-se para tal uma substância desincrustante. Não é aconselhado funcionarem com velocidades de escoamento da água superior a 2m/s.

- Carcaça e tubos – Semelhante ao anterior também é constituído por um recipiente cilíndrico com tubos onde circula no seu interior água refrigerada em tubos condensando o frigorifénio no exterior destes. Também se usam tubos de cobre para fluidos frigorifénios do tipo CFC ou aço no caso do amoníaco.

### Condensador evaporativo

Estes condensadores são uma combinação de um condensador com torres de arrefecimento e são usados tanto o ar como a água na transferência de calor [4].

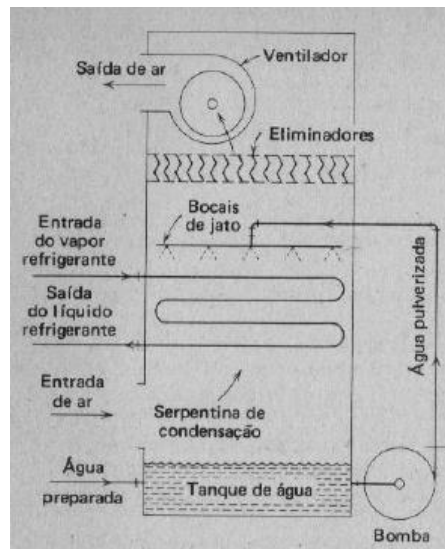


Figura 30 - Esquema de um condensador evaporativo [4].

Neste a tubagem por onde circula o frigorifénio é pulverizada por aspersores com água que humidifica o ar [6]. Ao mesmo tempo estão ativos ventiladores para promoverem a evaporação da água ajudando no processo de condensação do fluido frigorifénio. Desvantagens destes condensadores são a necessidade de tubos compridos, aumentando a possibilidade de fugas do frigorifénio.

### Condensadores mistos

Estes condensadores são constituídos de dois condensadores a ar e água em série passando o fluido frigorifénio primeiro no de ar e em seguida no de água.

#### 2.5.5 Fluidos frigorifénios

Num ciclo frigorífico o fluido frigorifénio é o fluido de trabalho responsável pela cedência e absorção de calor através dos fenómenos da condensação e evaporação, respetivamente. A eficiência de um ciclo para determinadas condições de operação está inteiramente ligada com as propriedades físicas e termodinâmicas do frigorifénio usado em determinada aplicação. Fatores como a temperatura de condensação e de

evaporação impõem na escolha do fluido com as propriedades que melhor desempenho darão à instalação. As propriedades mais importantes do refrigerante que resultam numa melhor capacidade e eficiência do ciclo são: o calor latente de vaporização, o volume específico do vapor, a taxa de compressão e o calor específico no estado gasoso e líquido [4]. Tendo em conta essas propriedades verifica-se que:

- Um calor latente alto diminui o peso circulado por unidade de capacidade, exceto para sistemas muito pequenos onde este rácio já não se torna tão significativo;
- Acompanhado do calor latente, um volume específico baixo aumenta a capacidade do compressor através da redução da capacidade requerida neste permitindo equipamentos menores e mais compactos;
- O calor específico deve ser baixo para o líquido e alto para o vapor, de forma a aumentar o subresfriamento e a diminuir o superaquecimento, respetivamente;
- Baixas taxas de compressão resultam num baixo consumo de potência e numa alta eficiência volumétrica, sendo o último importante na utilização de pequenos compressores.

Outros aspetos também a considerar seriam a temperatura adiabática de descarga ser baixa para redução da possibilidade de superaquecimento do compressor contribuindo para uma maior durabilidade deste. Pressões de condensação são também desejáveis serem baixas, pois permitem a seleção de materiais mais leves para o equipamento reduzindo assim o tamanho, peso e custo do equipamento. De salientar ainda que a pressão e temperatura críticas do refrigerante devem ser superiores à pressão e temperatura máximas no sistema e a temperatura de congelação ser inferior à temperatura mínima do ciclo.

Apesar das escolhas termofísicas do refrigerante serem bastante importantes num ciclo frigorífico para garantir o melhor desempenho existem ainda outros aspetos que a vários níveis como segurança, adequado funcionamento e custo aceitável são importantes serem tidos em conta. Para além disso, um refrigerante deve [5]:

- Ter boa estabilidade química devido as pressões e temperaturas que este sofre;
- Não ser tóxico, mesmo tratando-se de sistemas com mínimas taxas de fuga;
- Não ser inflamável por questões de segurança;
- Ter boa compatibilidade com o óleo de lubrificação a fim de garantir-se o retorno do óleo ao compressor;
- Boa compatibilidade com os materiais do circuito, pois alguns são solventes e requerem uma análise prévia;
- Fácil deteção para prevenção de grandes quantidades de fugas;
- Baixo impacto ambiental devido à crescente preocupação com o meio ambiente. Desenvolvimento de instalações mais estanques, ou refrigerantes com ODP e PAG baixos são alguns exemplos de ações que se tomam na sua redução;
- Custo razoável de mercado. Refrigerantes com baixa disponibilidade no mercado tendem a sofrer aumento no seu preço compensando depois pouco quando

comparado com outros que a um menor custo entregam benefícios muito próximos.

### 2.5.6 Outros Componentes

Para além dos componentes primários de um ciclo de refrigeração existem ainda outros auxiliares os quais regulam e controlam o funcionamento de toda a instalação, bem como a sua vida útil. Exemplos destes são [22]:

#### **Válvulas manuais**

Consoante os vários tipos existentes no mercado são de regulação de abertura/fecho manual como por exemplo a válvula globo.

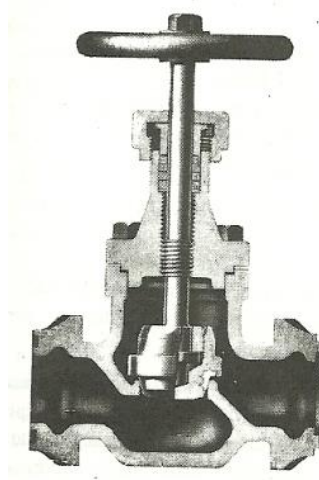


Figura 31 - Válvula globo [22].

Num frigorífico estas são usadas como válvulas de manobra imediatamente a montante e a jusante dos compressores, evaporadores, condensadores e dispositivos de expansão. São ainda usados para drenagem/purga do óleo do condensador, evaporador ou depósito de líquido, válvula de carga entre o depósito de líquido e o evaporador, e também como válvula de descarga na saída do depósito de líquido.

#### **Válvulas de segurança**

Protege os aparelhos de sobrepensões derivado de altas temperaturas colocando-se por isso nas zonas de maior pressão do circuito como condensador ou depósito de líquido.

#### **Indicadores de líquido**

Estes dispositivos possuem um visor para verificar se o nível de carga da instalação está completo e são normalmente colocados à saída do depósito de líquido ou à entrada do evaporador.

### **Filtros e secadores**

Existem os filtros que se destinam a filtrar impurezas do circuito frigorífico e os filtros-secadores, os quais removem a humidade do mesmo. Os filtros são constituídos por um involucro metálico no qual se encontra no seu interior o elemento filtrante e podem-se encontrar na zona de aspiração ou de líquido, isolados ou ligados a uma válvula solenoide ou válvula de expansão.



Figura 32 - Esquema de filtro [22].

Os filtro-secadores também são constituídos por um elemento filtrante, porém com um material altamente higroscópico (sílica gel) permitindo uma absorção eficaz de água. Estes devem estar localizados na linha de líquido.



Figura 33 - Esquema filtro-secador [22].

### **Permutadores de calor**

Usados no caso de vários estágios de compressão na linha de pressão intermédia para resfriar o fluido frigorígeno de alta pressão através das trocas de calor com o fluido de baixa.

## Separador de óleo

Os separadores de óleo encontram-se entre o compressor e o condensador evitando que a mistura do óleo e fluido frigorígeno se penetre no evaporador sendo de particular importância quando a velocidade do frigorígeno é baixa como no caso dos evaporadores inundados. A separação é feita a velocidades reduzidas (abaixo de 1 m/s) através de um filtro. Exceto em certos casos em que o frigorígeno é um solvente do óleo tornando-se difícil a sua separação sendo preferível dimensionar as tubagens de tal forma que o óleo seja continuamente arrastado sem se depositar.

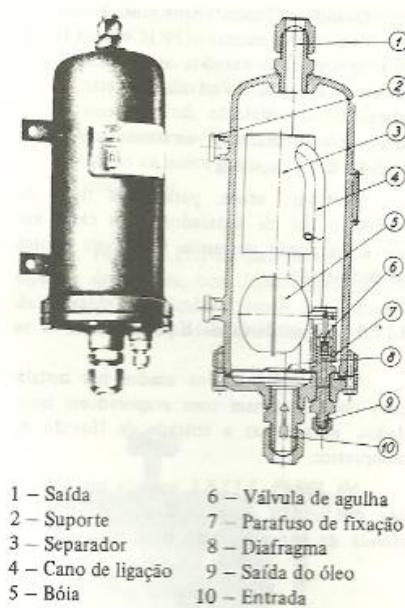


Figura 34 - Composição separador de óleo [22].

O óleo retido no separador de óleo é reaproveitado para o cárter do compressor pela tubulação auxiliar que é aberta periodicamente por uma válvula manual ou válvula automática tipo boia.

## Separadores de líquido

Fazem a separação da restante quantidade de líquido frigorígeno que não foi evaporada no evaporador. Desta forma protegem o compressor evitando a entrada de líquido neste sendo particularmente usados em instalações onde haja evaporadores inundados.

## Purgadores de incondensáveis

Num circuito frigorífico pode haver ainda a presença de certos gases incondensáveis como o azoto e o ar que prejudicam o correto funcionamento térmico do condensador. A presença destas reduz a área de superfície útil do condensador fazendo com que este trabalhe a pressões mais elevadas do que o suposto. Assim surge os purgadores que

eliminam esses gases ligando uma tubagem de purga na parte de cima do condensador libertando-os para a atmosfera. Existe ainda o recurso a dispositivos de recuperação de calor de NH<sub>3</sub>, no qual se condensa o vapor do fluido frigorígeno que é arrastado junto com o ar separando assim esses gases para posterior descarga para a atmosfera.

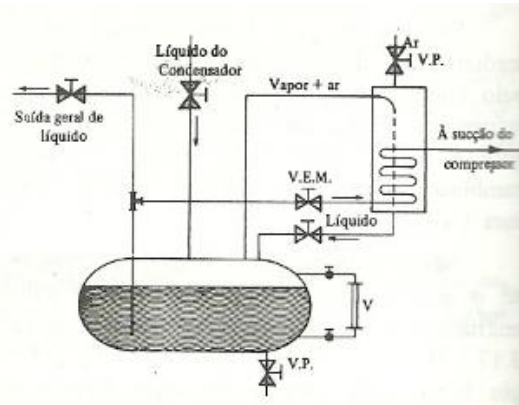


Figura 35 - Esquema de recuperação de calor NH<sub>3</sub> [22].

### Depósito de líquido

Têm uma forma cilíndrica e podem estar dispostos vertical ou horizontalmente. Destinam-se à recolha do fluido líquido do condensador permitindo assim garantir apenas a passagem de líquido pela válvula de expansão. Além disso permite ainda manter o condensador seco e armazenar o fluido frigorígeno no caso de manutenção ou reparo da instalação.

O seu dimensionamento está dependente de fatores como variações da carga térmica e necessidade de recolha do frigorígeno. O seu uso pode porém ser dispensado na presença de condensadores do tipo shell and tube ou de condensadores a ar com carga térmica maioritariamente constante.

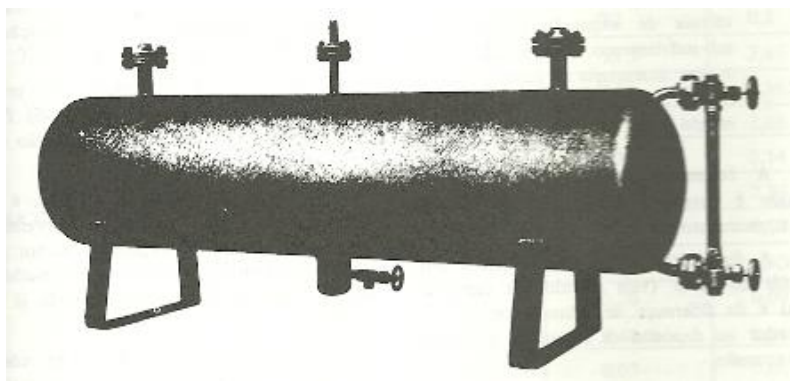


Figura 36 - Depósito líquido [22].

# Apresentação do problema

3.1 REGULAMENTAÇÃO E NORMAS DA ETIQUETAGEM ENERGÉTICA

3.2 LEGISLAÇÃO DOS FLUIDOS FRIGORIGÉNIOS

3.3 BARREIRA NA ANÁLISE AOS COMPONENTES

3.4 REVISÃO DAS CLASSES DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DOS FRIGORÍFICOS COMERCIAIS E PROFISSIONAIS DISPONÍVEIS NO MERCADO

3.5 DISCREPÂNCIA DOS CONSUMOS NORMALIZADOS VERSUS REAIS

3.6 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE CONSUMOS ENERGÉTICOS

3.6.1 SOFTWARE PACK CALCULATION PRO

3.6.2 PARÂMETROS DISPONÍVEIS

3.6.3 RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES



## 3 Apresentação do problema

### 3.1 Regulamentação e normas da etiquetagem energética

A crescente aplicação das políticas europeias relativas à indicação da eficiência energética de vários equipamentos, de entre os quais os frigoríficos, obriga a que todas as entidades envolvidas na produção destes prezem pela sua qualidade de modo a fazer face à competitividade do mercado. Urge então aos fabricantes a procura por melhorias nos componentes de frio que ajudem a reduzir os consumos energéticos.

As classes de eficiência energética num equipamento são definidas a partir das políticas europeias para a etiquetagem energética. Assim até à data a regulamentação existente na refrigeração é ao nível da refrigeração doméstica pelo Regulamento Delegado nº 1060/2010, e pelo Regulamento Delegado (UE) 2015/1094 referente aos frigoríficos profissionais de 5 de maio de 2015, os quais complementam a Diretiva de 2010/30/UE. Porém, relativamente a outras aplicações a nível industrial e comercial estão já a ser desenvolvidos documentos de trabalho que ainda irão entrar em vigor, cujas datas são suscetíveis de alteração. Sendo o presente trabalho desenvolvido em ambiente de estágio curricular na empresa SKK, o foco foi mais direcionado para esses documentos de trabalho e o regulamento dos frigoríficos profissionais que teve sua publicação recente.

Os documentos de trabalho foram disponibilizados pela DGEG em Março de 2015 com alterações realizadas posteriormente no início de Maio. Nestes são aplicadas medidas de etiquetagem energética e ecodesign definido para dois grupos de refrigeração, o comercial e o profissional (publicado entretanto). Dos dois grupos perfazem um total de dez categorias de produtos de refrigeração com exclusão de um deles, as câmaras frigoríficas, que não serão alvo de medidas para já, devido a duas razões. Uma delas prende-se com a questão de as câmaras não serem bem definidas se são um produto ou edifício e a outra é a de não estar também definido quem tem a responsabilidade de fabricante devido aos vários intervenientes na sua conceção.

As datas de aplicação destas medidas foram apresentadas na empresa onde decorreu o estágio curricular, SKK. Sugerido pela direção da empresa a apresentação foi posteriormente feita na empresa Mercatus no início de Junho, de modo a que pudesse haver uma cooperação da parte dessa empresa de contribuir com informação útil para o âmbito deste trabalho. No espaço de tempo dessas apresentações ocorreu uma alteração das datas resultando na implementação das medidas previstas para as datas da tabela 2. Já para as datas de implementação das medidas de etiquetagem energética na refrigeração comercial estas apresentam-se na tabela 3.

Tabela 2 - Datas de implementação das medidas de etiquetagem energética e ecodesign na refrigeração profissional [23, 25].

Categoria \ Datas	1 Julho 2016	1 Jan. 2018	1 Julho 2018	1 Julho 2019
Armários profissionais	<ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Rotulagem G→A ou G→A+++</b></li> <li>• EEI &lt; 115, exceto refrigerador-congelador</li> <li>• Informação do produto (manual de instruções e website).</li> <li>• Doc. técnica</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• EEI &lt; 100, exceto heavy-duty e refrigerador-congelador</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Rotulagem G→A+++</b></li> <li>• EEI &lt; 85, exceto heavy-duty e refrigerador-congelador</li> </ul>
Abatedores	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Informação do produto: <ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Capac. Armaz.</li> <li>➤ T<sub>stand</sub></li> <li>➤ Consumo</li> <li>➤ Info. f. frig.</li> </ul> </li> <li>• Doc. técnica</li> </ul>			
Unidades de condensação	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Requisitos mínimos de COP e SEPR.</li> <li>• Informação de produto.</li> <li>• Doc. técnica</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>• Requisitos mínimos do COP e SEPR (≈ +15%)</li> </ul>	
Chillers de processo	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Requisitos mínimos do SEPR.</li> <li>• Informação do produto.</li> <li>• Doc. técnica</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>• Requisitos mínimos do SEPR (≈ +15%)</li> </ul>	

Referente aos armários profissionais o Regulamento Delegado (UE) 2015/1094 só foi consultado pelo autor do presente trabalho em Setembro de 2015 já após a apresentação feita na empresa Mercatus, onde as datas ainda eram baseadas em documentos de trabalho. Assim, o que constará da legislação deste tipo de armários que será explicada mais adiante será referente a esse regulamento.

Tabela 3 - Datas de implementação das medidas de etiquetagem energética e ecodesign na refrigeração comercial [12].

Categoria	1 Jan. 2017	1 Jan. 2019	1 Jan. 2021
Expositores comerciais	<ul style="list-style-type: none"> <li>• EEI &lt; 150</li> <li>• <b>Rotulagem G→A</b></li> <li>• Informação do produto</li> <li>• Doc. Técnica</li> <li>• Designação química agentes de expansão e flamabilidade</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• EEI &lt; 130</li> <li>• Boa Visibilidade, fácil acesso e extração de Equipamentos Eletrónicos</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• EEI &lt; 110</li> </ul>

Do grupo da refrigeração profissional estão incluídos os armários de armazenamento profissional, abatedores, unidades de condensação, chillers de processo e as câmaras que como referido não serão alvo de medidas. Da refrigeração comercial incluem-se máquinas vending, frigoríficos de bebidas, armários de exposição de gelados, pequena arca de gelados e expositores de supermercados. Os documentos apresentam-se apenas em inglês, pelo que será importante referir as traduções feitas para português, que se encontram na tabela 4.

Tabela 4 - Tradução para português dos documentos de trabalho da etiquetagem energética e ecodesign na refrigeração profissional e comercial.

PT	EN
Armários refrigerados de armazenamento profissional	<b>Professional storage cabinets</b>
Abatedores	<b>Blast cabinets</b>
Unidades de condensação	<b>Condensing units</b>
Chillers de processo	<b>Process chillers</b>
Câmaras frigoríficas	<b>Walk-in cold rooms</b>
Frigoríficos de bebidas	<b>Beverage coolers</b>
Pequenas arcas de gelados	<b>Small ice-cream freezer</b>
Máquinas vending	<b>Vending machines</b>
Expositores de gelados	<b>Soft scoop ice-cream cabinet</b>
Expositores de supermercado	<b>Supermarket segment display cabinet</b>

### **Armários refrigerados de armazenamento profissional**

As medidas de etiquetagem energética apresentadas pelo Regulamento Delegado (UE) 2015/1094 de 5 de Maio de 2015 impõem restrições para os armários de armazenamento profissional. Dessas restrições verifica-se que para este tipo de frigoríficos é requerido que:

- a fonte de energia provenha principalmente da eletricidade;
- usem um ciclo de compressão de vapor;
- funcionem com unidades de condensação que não sejam remotas;
- sejam fechados como principal funcionalidade;
- apenas refrigerem ou congelem.

Até à data, os fornecedores terão como responsabilidade a 1 de Julho de 2016 incluir um rótulo impresso, rotulo eletrónico, entre outras obrigações para cada armário. Este rótulo poderá incluir ou não as classes acima da A como a A+, A++ e A+++ sendo a mais inferior a classe G, como indicado no ponto 2 do artigo 3º do Regulamento [23].

Estas classes de eficiência energética são atribuídas com base na gama de valores para o Índice de Eficiência Energética, IEE (do inglês EEI) como mostra a tabela 5.

Tabela 5 - Classes de eficiência energética para os armários de armazenamento profissional [23].

<b>Classe de eficiência energética</b>	<b>IEE</b>
A+++	$IEE < 5$
A++	$5 \leq IEE < 10$
A+	$10 \leq IEE < 15$
A	$15 \leq IEE < 25$
B	$25 \leq IEE < 35$
C	$35 \leq IEE < 50$
D	$50 \leq IEE < 75$
E	$75 \leq IEE < 85$
F	$85 \leq IEE < 95$
G	$95 \leq IEE < 115$

Este índice é calculado pelo quociente do consumo anual de energia e do consumo anual de energia de referência:

$$IEE = \frac{AEC}{SAEC} \times 100 \quad (6)$$

Com:

$$AEC = E24h \times af \times 365 \quad (7)$$

$$SAEC = M \times Vn + N \quad (8)$$

M e N são determinados de acordo com a tabela 6.

Tabela 6 - Valores dos coeficientes M e N, traduzido [12].

Categoria	Valor de M	Valor de N
Refrigerador vertical	1.643	609
Congelador vertical	4.928	1472
Balcão refrigerado	2.555	1790
Balcão congelado	5.840	2380

Da tabela 4 a tradução feita de balcão foi do inglês, counter que são armários com altura inferior a 1050 mm.

Assim, tendo em conta o SAEC que é primordialmente dependente do volume líquido do armário o IEE indica consoante a temperatura de frio ou o tipo de armário, o consumo anual de energia por volume líquido do frigorífico. O E24h é medido sob as condições de teste definidas pelo Regulamento 2015/1094 e pode ir de acordo com as normas propostas pelo Jornal Oficial da União Europeia ou outras com metodologia equivalente [23]. Para este tipo de frigoríficos a norma principal a ter em conta será a EN 16825, mas outras normas como a CECED Itália, EN ISO 23953-2:2005 e EN 441 também são opções [31]. De acordo com o Regulamento [23] as classes climáticas podem ser as mostradas na tabela 7.

Tabela 7 - Condições ambiente das classes climáticas, adaptado de [23].

Classe climática da sala de ensaios	Temperatura do bolbo seco, °C	Humidade relativa, %	Ponto de orvalho, °C	Massa de vapor de água por unidade de massa de ar seco, em g/kg
3	25	60	16,7	12,0
4	30	55	20,0	14,8
5	40	40	23,9	18,8

As condições ambiente normais de teste são a classe 4, porém para baixas potências deverá ser usada a classe 3 e de alta potência a classe 5. O regulamento define baixa potência e alta potência como os armários que têm capacidade para manterem de

forma continua a temperatura de funcionamento em refrigeração ou congelação nas condições ambiente das classes 3 e 5, respetivamente.

### **Armários de exposição comercial**

Para os armários de exposição comercial as restrições relativas às medidas de etiquetagem energética são um pouco similares à dos armários de armazenamento profissional. Nestes é requerido, entre outras, que:

- a fonte de energia provenha principalmente da eletricidade;
- usem um ciclo de compressão de vapor;
- parte do sistema de refrigeração não seja fora do armário, como as unidades de condensação;
- armários cuja intenção primária seja a de exposição para venda de artigos;

Estes armários de exposição comercial são de cinco tipos:

- Expositor de supermercado – armário usado para venda e exposição de artigos em aplicações de retalho, incluindo supermercados. Exclui armários em catering e outras aplicações que não sejam a retalho.
- Frigorífico de bebidas – armário que refrigera a uma velocidade definida bebidas não perecíveis providas a temperatura ambiente. As bebidas podem ser acessíveis lateralmente ou por portas. Em alturas de baixa procura a temperatura pode aumentar por questões de poupança energética.
- Pequenas arcas de gelados – armário horizontal com um volume líquido abaixo de 500 litros para venda e exposição de gelados pré-embalados. São armários que funcionam sem circulação forçada do ar interior e podem ser usados para armazenamento de gelados no fundo.
- Máquinas vending – armário de exposição destinado a fazer pagamentos automáticos de consumidores em troca de artigos frios ou gelados.
- Expositores de gelados – armário onde os gelados são armazenados, expostos e retirados diretamente.

O prazo previsto para aplicação do rótulo das classes de eficiência energética nestes armários está para 1 de Janeiro de 2017. A gama de classes será de G a A contando que não irá ocorrer nenhum incremento destas nos próximos anos.

Os valores requeridos para as várias classes de eficiência energética nos cinco tipos de armários são apresentados nas tabelas 8 a 12.

Tabela 8 - Classes de eficiência energética dos frigoríficos de bebidas [12].

Energy efficiency class	IEE
A	$IEE < 30$
B	$30 \leq IEE < 50$
C	$50 \leq IEE < 80$
D	$80 \leq IEE < 110$
E	$110 \leq IEE < 130$
F	$130 \leq IEE < 140$
G	$140 \leq IEE$

Tabela 9 - Classes de eficiência energética de pequenas arcas de gelados [12].

Energy efficiency class	IEE
A	$IEE < 40$
B	$40 \leq IEE < 70$
C	$70 \leq IEE < 90$
D	$90 \leq IEE < 110$
E	$110 \leq IEE < 130$
F	$130 \leq IEE < 140$
G	$140 \leq IEE$

Tabela 10 - Classes de eficiência energética de máquinas vending [12].

Energy efficiency class	IEE
A	$IEE < 55$
B	$55 \leq IEE < 75$
C	$75 \leq IEE < 95$
D	$95 \leq IEE < 115$
E	$115 \leq IEE < 135$
F	$135 \leq IEE < 145$
G	$145 \leq IEE$

Tabela 11 – Classes de eficiência energética de expositores de gelados [12].

Energy efficiency class	IEE
A	$IEE < 40$
B	$40 \leq IEE < 60$
C	$60 \leq IEE < 80$
D	$80 \leq IEE < 100$
E	$100 \leq IEE < 120$
F	$120 \leq IEE < 140$
G	$140 \leq IEE$

Tabela 12 - Classes de eficiência energética de expositores de supermercado [12].

Energy efficiency class	IEE
A	$IEE < 30$
B	$30 \leq IEE < 50$
C	$50 \leq IEE < 80$
D	$80 \leq IEE < 110$
E	$110 \leq IEE < 120$
F	$120 \leq IEE < 130$
G	$130 \leq IEE$

O IEE é determinado igualmente pela equação 6, com:

$$AEC = E_{24h} \times 365 \quad (9)$$

$$SAEC = (M + N \times Y) \times 365 \quad (10)$$

O E24h é medido sob as condições de teste definidas para já pelos documentos de trabalho e pode ir de acordo com as normas propostas pelo Jornal Oficial da União Europeia ou outras com metodologia equivalente [12]. Dependendo do tipo de armário várias são as normas que poderão ser usadas, que segundo o topten.eu neste tipo de frigoríficos a comumente usada é a EN ISO 23953-2:2005 [32, 33, 34]. O documento de trabalho define condições ambiente neste tipo de armários segundo a tabela 13.

Tabela 13 - Condições ambiente das classes climáticas, adaptado de [12].

Classe climática da sala de ensaios	Temperatura do bolbo seco, °C	Humidade relativa, %	Ponto de orvalho, °C	Massa de vapor de água por unidade de massa de ar seco, em g/kg
3	25	60	16,7	12,0
4	30	55	20,0	14,8

A classe climática 3 será a classe padrão usada salvo o caso dos armários de gelados que serão testados segundo as condições ambiente da classe climática 4.

Os coeficientes M e N são obtidos através da tabela 14.

Tabela 14 - Coeficientes M e N para os armários de exposição comercial, traduzido [12].

Categoria	Valor de M	Valor de N
Frigorífico de bebidas	1.0	0.013
Pequenas arcas de gelados	1.0	0.009
Máquinas vending	4.1	0.004
Expositores de gelados	10.4	30.4
Armários de congelados de supermercados verticais, semi-verticais e combinados	1.6	19.1
Armários de congelados de supermercados horizontais	4.2	9.8
Armários refrigeradores de supermercados verticais, semi-verticais e combinados	9.1	9.1
Armários refrigeradores de supermercados horizontais	3.7	3.5

Para estes armários é referido que o volume líquido é calculado pela equação 11.

$$V_n = \text{base superficie} (h_2 - (n \times 10)) \quad (11)$$

Para armários multi-temperatura o volume líquido é calculado pela equação 12.

---

$$V_a = V_{n,ref} + V_{n,cong} \times 1.92 \quad (12)$$

---

- $V_{n,ref}$  – somatório do volume líquido de todos os compartimentos de refrigeração, em litros.
- $V_{n,cong}$  – somatório do volume líquido de todos os compartimentos de congelação, em litros.

### 3.2 Legislação dos fluidos frigorigénios

A escolha de um fluido frigorigénio é imprescindível no desempenho do sistema de refrigeração, tendo em conta as condições de onde e como o sistema terá que operar. Porém, à parte o efeito frigorífico que o frigorigénio traz ao ciclo existe um conjunto de leis ambientalistas que impõem certas proibições ao seu acesso.

Uma delas diz respeito ao potencial de destruição da camada de ozono, do inglês ODP, provindo do Protocolo de Montreal, que já se encontra em vigor em Portugal pelo Decreto-Lei nº 152/2005. O Decreto-Lei refere que ao nível da refrigeração a partir de 2001, todos os clorofluorcarbonetos CFC recuperados têm de ser destruídos a partir de tecnologias ambientalistas. Já os HCFC a partir do presente ano 2015 serão proibidos sendo que até então havia a opção de destruição ou reutilização.

Mais recentemente, outro grupo de fluidos frigorigénios que sofreu restrições no seu uso na refrigeração foram os gases fluorados com efeito de estufa. O regulamento que entrou em vigor a partir de 1 de Janeiro de 2015 foi o Regulamento (EU) nº 517/2014 do Parlamento Europeu e do Conselho de 16 de Abril de 2014, que revogou o anterior Regulamento (CE) nº 842/2006. Este regulamento veio acrescentar as seguintes medidas:

- Novos objetivos na redução das emissões dos gases com efeito de estufa.
- Limitar quantitativamente os gases mais vendidos na UE, de modo a reduzir-se para 21% as vendas de 2014 a 2030.
- Banir o uso de gases fluorados em novos tipos de equipamentos diminuindo os seus efeitos nocivos como frigoríficos domésticos ou supermercados, ar condicionados, espumas e aerossóis.
- Prevenção das emissões dos gases fluorados aplicando-se em equipamento existente controlo, serviço próprio e reaproveitamento dos gases no fim de uso do equipamento.

#### Novos equipamentos

De entre as medidas aplicadas foram introduzidas datas de proibição de certos gases fluorados para novos equipamentos colocados no mercado para a refrigeração doméstica e comercial. Já em vigor, ao nível doméstico estão proibidos de serem colocados no mercado novos frigoríficos e congeladores que contenham HFC com um

potencial de aquecimento global (PAG do inglês GWP) igual ou superior a 150 desde 1 de Janeiro de 2015.

Na refrigeração comercial, relevante no propósito deste trabalho, foram proibidos gases fluorados para dois tipos de equipamentos: os frigoríficos e congeladores (hermeticamente fechados) e em sistemas múltiplos de refrigeração centralizada com uma capacidade nominal de 40 kW. Os últimos não se inserem no regulamento de etiquetagem energética pelo que não serão importantes serem tidos em conta. Já os frigoríficos e congeladores poderão abranger as cinco categorias de produtos da refrigeração comercial incluídos nos documentos de trabalho discutidos anteriormente [12]. Porém a proibição tem de ter em conta que estes se encontram hermeticamente fechados sendo da definição do presente Regulamento, hermeticamente fechados os equipamentos “que todas as partes que contenham gases fluorados são tornadas estanques por meio de soldadura, braçadeiras ou de uma ligação permanente semelhante, que pode incluir válvulas cobertas ou orifícios de saída cobertos que permitam uma correta reparação ou eliminação, e que tenham uma taxa de fuga comprovada inferior a três gramas por ano sob uma pressão mínima equivalente a um quarto da pressão máxima permitida” [20]. A tabela 15 apresenta então a proibição de HFC com PAG superior ou igual a 2500 a partir do início de 2020 e posteriormente em 2022 o PAG é reduzido para 150.

Tabela 15 - Data de proibição dos frigoríficos e congeladores comerciais [20].

Produtos e equipamentos Quando for o caso, e como previsto no artigo 2.º, ponto 6, calcula-se PAG das misturas que contêm gases fluorados com efeito de estufa conforme descrito no Anexo IV		Data de proibição
11. Frigoríficos e congeladores para uso comercial (hermeticamente fechados)	que contenham HFC com PAG igual ou superior a 2 500	1 de janeiro de 2020
	que contenham HFC com PAG igual ou superior a 150	1 de janeiro de 2022

No Regulamento é ainda mostrado no anexo I, o PAG dos gases fluorados para substâncias puras. As tabelas 16 e 17 mostram os HFC que não serão permitidos para as datas referidas constantes nesse anexo com a adição de alguns que são bastante usais no ramo comercial.

Tabela 16 - Hidrofluorcarbonetos proibidos em novos equipamentos a partir de 2020 [20].

Gases fluorados	PAG
<i>HFC-23</i>	14800
<i>HFC-125</i>	3500
<i>HFC-143a</i>	4470
<i>HFC-227ea</i>	3220
<i>HFC-236fa</i>	9810
HFC-404a	3922
HFC-507a	3985

Tabela 17 - Hidrofluorcarbonetos proibidos em novos equipamentos a partir de 2022 [20].

Gases fluorados	PAG
<i>HFC-32</i>	675
<i>HFC-134</i>	1100
<i>HFC-134a</i>	1430
<i>HFC-143</i>	353
<i>HFC-236cb</i>	1340
<i>HFC-236ea</i>	1370
<i>HFC-245ca</i>	693
<i>HFC-245fa</i>	1030
<i>HFC-365 mfc</i>	794
<i>HFC-43-10 mee</i>	1640
HFC-407a	2107
HFC-407c	1774
HFC-407f	1825
HFC-426a	1508
HFC-427a	2138
HFC-442a	1888

Como observável hidrofluorcarbonetos muito usados como o R-404a e o R-134a deixaram de poder ser utilizados na refrigeração comercial, bem como outros que têm vindo a ser apresentados como seus substitutos como o caso do R-407A e R-407F [21].

### Equipamentos existentes

Relativamente aos equipamentos existentes no mercado, o presente Regulamento proíbe do nº 3 do artigo 13º a utilização de gases fluorados para injeção no sistema ou reparação de fugas aqueles que tenham um PAG igual ou superior a 2500 e uma carga de 40 toneladas ou mais de equivalente de CO<sub>2</sub>. Para o caso do R-404a que tem um PAG superior a 2500 e da definição de toneladas equivalentes de CO<sub>2</sub> presente no Regulamento ser o produto carga do frigorifénio pelo seu PAG [20], a proibição só se aplica aos equipamentos que com este HFC tenham uma carga superior ou igual a 10,2 kg. Existe contudo duas exceções que anulam a proibição referida válidas até 1 de Janeiro de 2030:

- Gases fluorados com efeito de estufa retransformados da recuperação feita na manutenção de equipamentos com PAG  $\geq$  2500 para uso em manutenção/assistência técnica em equipamentos de refrigeração existentes rotulados;
- Gases fluorados com efeito de estufa reciclados recuperados de equipamentos existentes, com PAG  $\geq$  2500 para uso na manutenção/assistência técnica em equipamentos de refrigeração existentes.

Tendo em conta as exceções referidas ter-se-ão três opções para quando for necessário realizar alguma alteração nalgum equipamento de refrigeração existente. Essas três opções são mostradas na tabela 18.

Tabela 18 – Opções e resultados em equipamentos existentes para quando o frigorigénio não está de acordo com o regulamento.

Opções	Resultado
A. Continuar com o mesmo gás e equipamento	Reciclar ou valorizar um gás recuperado de um equipamento até 2030.
B. Substituição do gás no equipamento	Apenas gases com PAG < 2500.
C. Substituição do equipamento	Optar por um equipamento com maior eficiência, por forma a ser compensatório e de preferência com frigorigénio de PAG muito baixo.

Assim, verifica-se que a partir de 2020 equipamentos que contenham gás fluorado com PAG  $\geq$  2500 em equipamentos com toneladas equivalentes de CO<sub>2</sub>  $\geq$  40 a opção que se tem até 2030 para manter o gás e o equipamento é a de poder reciclá-lo ou valorizá-lo. Outra opção seria a de substituir por outro equipamento com PAG muito baixo e com maior eficiência para tornar-se uma alteração compensatória. Equipamentos em que o gás tenha um PAG <2500 ou que a carga seja inferior a 40 toneladas equivalente de CO<sub>2</sub> são permissíveis de terem o seu gás substituído.

### 3.3 Barreira na análise aos componentes

O estudo comparativo dos vários frigoríficos não residenciais que era objeto do presente trabalho requeria o acesso à informação aos componentes integrados nos frigoríficos de várias marcas. Desta forma diferenciando o tipo de componentes usados numa ampla gama de modelos e comparando com a sua eficiência seria possível criar uma análise comparativa nos componentes que justificavam determinados modelos terem uma determinada classe de eficiência energética. Posteriormente poderia ainda ter-se em conta uma análise económica visto ser importante no contexto da empresa onde foi feito o estágio, por forma a dar uma melhor perceção dos componentes que serão mais prioritários ter em conta na alteração da letra de um frigorífico.

Inicialmente foi apresentado a todos os elementos da SKK o conteúdo da regulamentação relativamente a:

- Categoria de produtos e sua aplicação;
- Datas de aplicação dos rótulos nos equipamentos e outras informações;
- Lógica de cálculo do IEE.

Além da lógica de cálculo do IEE foram também apresentados os dados já disponíveis em algumas marcas onde foram indicadas as classes de eficiência energética de modelos de frigoríficos. Assim, foi possível verificar o desempenho dos frigoríficos comerciais e profissionais atuais em Portugal e adicionalmente ainda compará-los com outras marcas europeias.

Posto isto foi sugerido uma apresentação similar à empresa Mercatus, a qual é fabricante de frigoríficos profissionais possuindo na sua sede um departamento de I&D que se dedica a desenvolver soluções para a redução do consumo dos seus modelos. Seria do interesse de ambos partilharem informações para ajudar no desenvolvimento de soluções de melhoria na eficiência dos frigoríficos profissionais. Porém não só esta empresa como também muitas outras se recusaram a fornecer informações no uso dos seus componentes de refrigeração.

Desta forma, a amostra tabelada com discriminação dos componentes dos vários frigoríficos do mercado não seria possível. Posto isto, e de modo a poder complementar com informação adicional o presente trabalho foi necessário recorrer a um meio de estudo alternativo. O software Pack Calculation Pro que permite a realização de simulações computacionais de consumos energéticos em função de várias variáveis permissíveis de serem estudadas mostrou-se assim como uma alternativa viável a ser explorada.

### 3.4 Revisão das classes de eficiência energética dos frigoríficos comerciais e profissionais disponíveis no mercado

Como referido em 3.1. a lógica de cálculo do IEE exige a determinação de:

- Consumo elétrico em 24 horas;
- Volume líquido do armário ou área de exposição consoante o tipo de frigorífico;
- Tipo de armário frigorífico;
- Se refrigera ou congela.

O consumo de 24 horas poderá ser segundo a norma ISO 23953 no âmbito dos armários comerciais e pela norma EN 16825 para os armários profissionais. O consumo de referência anual tem em conta ou a área de exposição do armário, caso dos expositores de gelado e ilhas frigoríficas de supermercado, ou o volume líquido deste nos restantes casos. É ainda tido em conta coeficientes que tomam um valor dependendo do tipo de armário.

Na reunião de dados para determinar as classes de eficiência energética dos frigoríficos comerciais e profissionais de modelos de várias marcas, ainda foi possível obter alguma informação que permitisse calcular o IEE. As tabelas 19 a 22 mostram os dados de volume/área do armário e o consumo anual ou de 24 horas retirados da informação

disponível nos websites dos fabricantes, o IEE calculado com base nesses dados e a classe de eficiência energética.

Tabela 19 - Classes de eficiência energética de armários de armazenamento profissional.

Categoria do frigorífico	Marca	Modelo	Vol. Liq. (L)	AEC (kWh/ano)	IEE	Classe
Armários de armazenamento profissional	Mercatus	M1 (750)	458	1708,2	125,5	<G
		M1 (1500)	1046	3109,8	133,6	<G
		M3 (750)	278	1708,2	160,3	<G
		M3 (1500)	557	3109,8	204,0	<G
		Q1	204	902,28	95,6	G
	Mercatus (HEG)	M1 (750)	458	919,8	67,6	D
		M1 (1500)	1046	1287,72	55,3	D
		M3 (750)	278	919,8	86,3	F
		M3 (1500)	557	1287,72	84,5	E
		Q1	204	551,88	58,5	D
	Gram	SUPERIOR PLUS K 72 CCG C1 4S	458	310	22,77	A
		SUPERIOR EURO K 62 CCG C1 4S	319	311	27,45	A
		SUPERIOR PLUS K 72 CAG C1 4S	458	310	22,77	A
		SUPERIOR EURO M 62 CCG C1 4S	319	264	23,30	A
		SUPERIOR EURO M 62 CCG C1 4S	104	182,5	8,88	A+++

Tabela 20 - Classes de eficiência energética de ilhas de supermercado.

Categoria do frigorífico	Marca	Modelo	Área exp. (m <sup>2</sup> )	E24h (kWh/24h)	IEE	Classe
Ilhas de supermercado	Fricon	SMR LSL 1700 AD R290	1,12	7,22	47,48	B
		SMR LSL 1700 AD R404	1,12	8,35	54,91	C
		SMR LSL 1700 R290 VCC	1,11	4,35	28,90	A
		SMR LSL 1940 AD R290	1,18	7,03	44,65	B
		SMR LSL 2500 R290 VCC	1,70	6,57	31,51	B
	Arcaboa	Super TOPO	1,49	8,87	47,18	B
		Panorâmica TOPO DPN (R134a)	1,41	8,87	49,23	B
		Panorâmica TOPO DPN (R290)	1,41	7,01	38,91	B
	AHT	213 (-) AD VS IQ LED	1,36	5,3	30,24	B
		MACAO 145 (-) AD IQ LED	0,76	5,1	43,78	B
		MANHATTAN 175 (-) AD VS ECO LED	1,44	6,2	33,86	B
		MIAMI 145 (-) AD VS ECO LED	0,82	4,5	36,78	B

Tabela 21 - Classes de eficiência energética de frigoríficos de bebidas.

Categoria do frigorífico	Marca	Modelo	Vol. Liq. (L)	E24h (kWh/24h)	IEE	Classe
Frigorífico de bebidas	Fricon	VCV 2B R600	250	3,32	78,12	C
		VCV 2C	343	5,2	95,26	D
		VCV 5B R134	65	2,5	135,50	F
		VCV 8 R600	114	1,7	68,49	C
	Rhino	Milan 600H	138	1,24	44,38	B
		Monaco 900H	208	1,35	36,45	B
		Oslo 1350H	330	1,8	34,03	B
	Liebherr	FKDv 3713 Premium	292	2,10	43,74	B
BCDv 1003		77	1,33	66,27	C	
		FKUv 1660 Premium	130	0,70	12,01	A

Tabela 22 - Classes de eficiência energética de pequenas arcas de gelados.

Categoria do frigorífico	Marca	Modelo	Vol. Liq. (L)	E24h (kWh/24h)	IEE	Classe
Pequena arca de gelados	Fricon	HCE 6	263	1,65	49,01	B
		HCE 7	351	1,92	46,16	B
		HCE 8	428	2,3	47,40	B
		THG 4SG	114	1,6	78,97	C
	AHT	SÃO PAULO H 125G	327	2,2	55,80	B
	Liebherr	GTE 3000	269	1,498	43,79	B
GTE 5000		450	2,02	40	B	

Nos dados obtidos há que ter em conta que:

- O volume líquido foi fornecido diretamente sem informação das dimensões da base e altura interiores do armário e da espessura das prateleiras por forma a fazer o cálculo conforme a equação 11;
- Na tabela 20 as células a amarelo representadas pelos modelos da marca Fricon são uma área aproximada da área de exposição do armário visto esta não estar discriminada. Nesta área usada foi simplesmente tido em conta as dimensões interiores de comprimento e largura do armário;
- Em alguns modelos como o caso da Fricon não estava especificado a classe climática usada na atribuição do consumo de 24 horas. Para além disto em certos tipos de armários a classe climática usada por algumas marcas como a Mercatus, Fricon, Arcboa, Liebherr foi diferente da classe requerida o que poderá comprometer a comparação dos consumos energéticos entre os modelos apresentados.

Relativamente ao princípio tecnológico que explica o porquê de certos modelos que, apesar de serem semelhantes com outros, mas têm uma diferença significativa do seu IEE não foi possível esclarecer na sua maioria. De todos os modelos aqui tabelados, apenas os modelos das ilhas frigoríficas da Fricon tinham disponibilizado no seu site [26], alguma informação dos seus componentes.

Consultando a ficha técnica desses modelos em conjunto com informação dos compressores do site da Embraco pode-se tirar algumas conclusões. Na tabela 23 é mostrada a informação disponibilizada na ficha técnica desses modelos relativamente aos seus componentes, que apenas são o compressor e dispositivo de expansão:

Tabela 23 – Componentes dos modelos da Fricon.

Modelo	Compressor	Dispositivo de Expansão	IEE	Classe
SMR LSL 1700 AD R290	Embraco - NT2150U	Tubo capilar	47,47	<b>B</b>
SMR LSL 1700 AD R404	Embraco - NT2168GK	Tubo capilar	54,90	<b>C</b>
SMR LSL 1940 AD R290	Embraco - NEK2150U	Tubo capilar	44,64	<b>B</b>
SMR LSL 1700 R290 VCC	Embraco - VNEK213U	Trocador de calor capilar	28,89	<b>A</b>
SMR LSL 2500 R290 VCC	Embraco - VNEK213U	Trocador de calor capilar	31,50	<b>B</b>

Primariamente antes de analisar os componentes que compõem os cinco modelos pode-se observar que todos, à exceção do 1700 AD R404, usam como refrigerante o R290. Apesar da diferença nos compressores e dispositivos de expansão pode-se verificar uma diferença significativa no seu IEE mesmo quando comparado com o primeiro modelo da tabela cujo armário tem dimensões similares. Isto deve-se ao facto do R290 proporcionar melhores poupanças de consumo, pois este em funcionamento trabalha com pressões mais baixas do que o R404a [25]. Esta diferença demonstra-se assim suficiente para em vez de se ter um frigorífico de classe B tem-se ao invés um de classe C.

Dos compressores apresentados todos são de tecnologia ON-OFF exceto os modelos VNEK que são de velocidade variável e com 25% mais de eficiência energética comparativamente com os modelos NEK, sua versão apenas de ON-OFF [28, 29]. Pode-se também observar que os dois últimos modelos dispõem de um dispositivo de expansão capilar com permutador de calor. Este permutador que para além de resfriar o líquido que entra no tubo capilar a partir do vapor da linha de saída do evaporador, ainda permite algumas poupanças no consumo energético. A presença dos compressores de velocidade variável reforça a redução dos consumos destes modelos permitindo ter um IEE ainda mais baixo. Tendo em vista estes dois componentes verifica-se que quando comparando os dois modelos SMR LSL 1700, que são os que se apresentam com maior similaridade nas suas dimensões, a implementação destes permite uma redução de 64,3% no valor do IEE. Por esta razão, dos dois últimos modelos encontra-se um com classe A e o outro, 2500 R290 VCC, com uma classe B bastante próxima da A com um IEE bastante próximo de 30.

Apesar dos modelos VCC terem os seus componentes bastante semelhantes existe uma ligeira diferença no seu IEE. Isto deve-se ao facto de estes terem diferentes dimensões o que resulta num diferente resultado na sua área de exposição usada no cálculo do IEE.

### 3.5 Discrepância dos consumos normalizados versus reais

As normas europeias ou ensaios similares a estas exigem a permanência dos frigoríficos sob condições do ar constantes durante 24 horas para medição do consumo nesse período. Desta forma é possível estabelecer um consumo passível de comparação com todos os outros modelos europeus e demonstrar aos fabricantes e consumidores de forma fidedigna os frigoríficos mais eficientes. Esta abordagem porém poderá não ser necessariamente a mais correta para uma aplicação real tendo em conta a diferença de temperaturas e suas amplitudes consoante os locais geográficos. Testes em condições ambientais semelhantes fará mais sentido a nível nacional desde que a diferença de temperaturas diárias dos vários pontos do país não seja grande. Já a nível internacional, como por exemplo entre Portugal e Noruega a diferença será considerável e seria justificável o teste do consumo ser feito a temperaturas mais características do clima nesses países.

A conceção de um frigorífico que consiga dar melhor resposta sob determinadas condições climáticas ao invés de uma em particular definida por uma norma faria mais sentido de modo a poder criar-se um equipamento mais adequado, e por conseguinte com melhor desempenho na sua eficiência. Estudos em frigoríficos no âmbito de aplicação comercial e profissional ainda não se encontram disponíveis, exceto nos domésticos cuja etiquetagem foi inserida há alguns anos. Porém, as fontes encontradas sobre esta questão foram escassas, apesar de que ainda se consiga tirar algumas conclusões.

Confirmando o referido, Jasmin G. e Rainer S. [37] mediram os consumos diários de quatro diferentes frigoríficos domésticos para três variáveis, entre elas a temperatura ambiente. Este estudo teve como objetivo confirmar as críticas feitas por peritos e associações de defesa de consumidores relativamente ao método de medição do consumo energético da norma internacional IEC 62552 não representar o seu consumo real. As condições de medição para a norma europeia foi maioritariamente de acordo com a norma EN ISO 15502:2005. Os resultados mostraram que a temperatura ambiente demonstra ter um grande impacto no consumo elétrico com uma média de variação no consumo de 6 a 7% por grau célsio. A comparação dos consumos entre a norma e casos reais demonstrou que, em situações moderadas os consumos reais aproximam-se dos medidos segundo a norma. Porém em casos extremos, onde o uso do frigorífico aumenta imprevisivelmente, desvios até 200% são possíveis. No fim, o autor recomenda o uso da etiquetagem energética para a finalidade de benchmarking e não para a representação daquilo que será o suposto consumo do frigorífico.

Esta conclusão mostra-nos que dos frigoríficos que foram atribuídos com uma classe de eficiência energética sabe-se quais os mais eficientes para a temperatura definida pela norma. Só que porém, esta classificação de eficiências poderá já não ser a mesma para outras temperaturas ambiente ainda que tendencialmente o seja.

Na refrigeração em supermercados, um exemplo disso são os sistemas transcíticos CO<sub>2</sub> que têm um desempenho melhor ou igual do que os sistemas R-404a de expansão direta multiplex nas regiões centrais da Ásia (Japão e China). Porém, nas regiões mais a sul (Índia, Bangladesh e Burma) o sistema do R-404a apresenta-se como melhor opção [38].

### 3.6 Simulação computacional de consumos energéticos

#### 3.6.1 Software Pack Calculation Pro

Pack Calculation Pro é um programa de simulação de consumos anuais de energia em ciclos de refrigeração e bombas de calor. Possui vários tipos de sistemas de refrigeração entre os quais, sistemas de CO<sub>2</sub> transcíticos. Permite ainda definir vários tipos de condensadores e possui uma base de dados extensa de compressores disponíveis no mercado contando com a hipótese de se poder criar um compressor fictício para definir por exemplo, uma potência desejada ou um fluido frigorígeno. O programa apresenta várias funcionalidades [24] de entre as mais importantes:

- Avaliação do desempenho dos sistemas definidos a cada hora do ano (8760 pontos de operação)
- Informação climática de mais de 700 cidades do mundo
- Escolha de 11 tipos de ciclos de refrigeração mais usados
- Escolha de cerca de 7000 compressores comerciais
- Cálculo de custos de ciclo de vida
- Consumo energético e emissão de carbono
- Tempo de retorno do investimento
- Unidades europeias e americanas
- Relatórios em Word

Verifica-se assim pelo primeiro ponto que este software tem em conta variações do desempenho ao longo do ano. Este aspeto é importante ser tido em conta na análise do consumo de um sistema de refrigeração já que tipicamente, o dimensionamento destes sistemas é baseado apenas para a altura do ano em que a carga térmica é máxima. Esse tipo de abordagem não é muito fidedigna em condições reais de funcionamento [24], já que para essa carga máxima:

- O seu desempenho não é conclusivo para se poder descrever como será em cargas parciais;
- O seu desempenho nessas condições corresponde apenas a uma fração das condições que o sistema funcionará;
- É difícil contabilizar com fiabilidade o tempo de retorno do investimento.

É importante ter-se em conta certos aspetos relativos ao modo de funcionamento do ciclo frigorífico, que não é definido quer pelo manual ou por opções de preferência presentes no programa. Tais aspetos envolvendo por exemplo as perdas térmicas em todos os elementos que não os evaporadores e condensadores é um fator importante no desempenho do ciclo frigorífico. Verifica-se assim que possivelmente existe uma simplificação da contabilização desses fatores sendo desta forma desprezados no cálculo do desempenho do ciclo.

### 3.6.2 Parâmetros disponíveis

De forma a perceber a utilidade do software naquilo que é o sentido deste trabalho é necessário compreender as opções e variáveis disponíveis, de modo a poder obter-se resultados uteis, com conclusões fiáveis. O programa permite a criação de vários sistemas que diferindo entre si naquilo que é pretendido analisar irá calcular o desempenho energético dos mesmos possibilitando perceber qual o melhor e porquê. Inicialmente é pedido ao utilizador para criar um novo sistema, que sendo o primeiro é chamado de sistema de referência. Este sistema será o sistema base onde se definirá a capacidade de arrefecimento que será comum a este e aos restantes sistemas. Os restantes parâmetros servirão para poder comparar o desempenho energético dos sistemas relativamente ao sistema de referência. Em cada sistema é apresentado quatro separadores: configuração do sistema, sucção, descarga e arrefecimento subterrâneo.

#### **Configuração do Sistema**

Na configuração do sistema é possível selecionar o tipo de sistema de refrigeração, ter opção de evaporadores inundados, selecionar modelos de compressores de marcas disponíveis e criar ainda um compressor fictício se necessário.

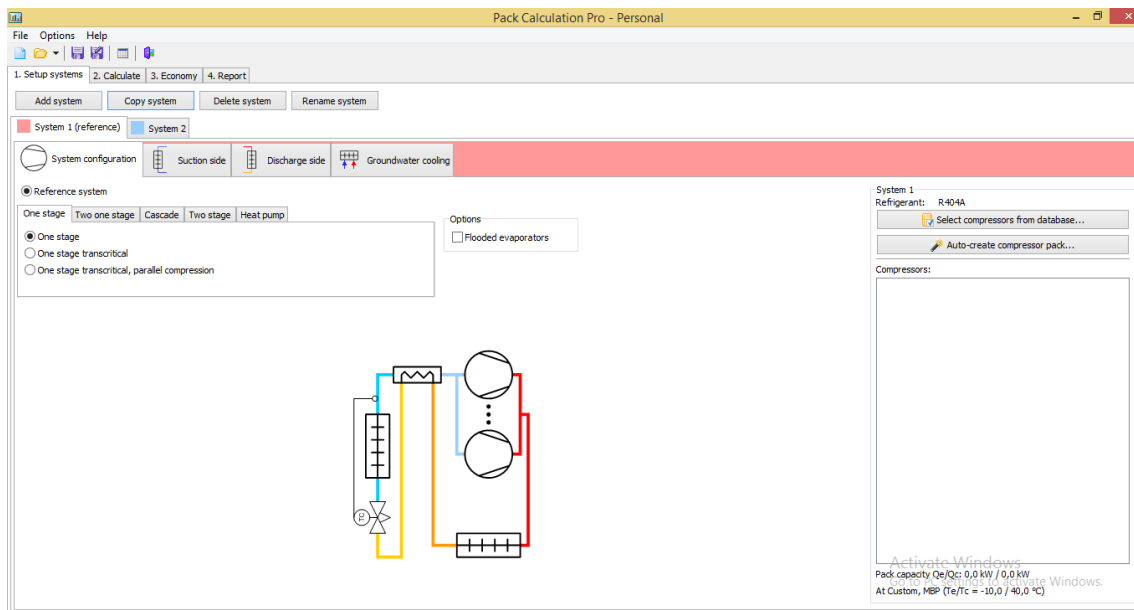


Figura 37 - Separador “Configuração do Sistema”, Pack Calculation Pro.

Excluindo a opção para bombas de calor tem-se cerca de 13 opções para sistemas de refrigeração.

- ❖ Um estágio
  - Um estágio
  - Um estágio transcritical
  - Um estágio transcritical, compressores em paralelo (apenas disponível na versão comercial do programa)
- ❖ Dois ciclos de um estágio
  - Dois de um estágio
  - Dois de um estágio, com condensador comum
- ❖ Cascata
  - Cascata
  - Cascata, transcritical
  - Cascata, CO<sub>2</sub>
- ❖ Dois estágios
  - Dois estágios transcritical
  - Dois estágios intercooler aberto
  - Dois estágios injeção de líquido
  - Dois estágios transcritical, compressor em paralelo (apenas disponível na versão comercial do programa)
  - Dois estágios intercooler fechado

Na seleção do compressor ou compressores a sua seleção é feita primordialmente com base no fluido frigorigénio e temperaturas de condensação e evaporação pretendidos. Desta forma é mostrado depois quais os que estão dentro das condições pretendidas, sendo ainda possível selecionar a potência desejada e a possibilidade de variador de velocidade, entre outras opções. No caso da seleção de compressores fictícios existe a

possibilidade de optar pelo tipo de compressor que poderá ser alternativo, parafuso ou helicoidal (scroll). Porém, as opções de escolha de frigorigênicos são inferiores.

### Linha de Sucção

No separador sucção como é apresentado na figura 38 pode-se definir os parâmetros para a capacidade de arrefecimento que está apenas disponível no sistema de referência, o sobreaquecimento do evaporador, um circuito secundário se desejado, temperatura de evaporação e outros parâmetros adicionais como eficiência de um permutador interno.

The screenshot shows the 'System 1' configuration window with the following sections and values:

- System configuration:** Suction side, Discharge side, Groundwater cooling.
- Cooling capacity:** Profile: Constant; Dimensioning capacity: 0,0 kW; Tamb at dimensioning capacity: 32,0 °C; Profile change with ambient temp.: 1,00 %/K; Profile doesn't change if ambient temperature gets below: 20,0 °C.
- Dry expansion evaporators:** Total superheat: 20,0 K; Non-useful superheat: 10,0 K; Secondary circuit: (dropdown menu).
- Evaporation temperature:** Known evaporation temperature: (selected); Profile: Constant; Temperature for constant profile: -10,0 °C; Known evaporator size: (unselected); Supply temperature: 5,0 °C; Use non-standard evaporator: (dropdown menu).
- Additional:** Internal heat exchanger efficiency: 0,00 [0-1].

Figura 38 - Separador "Sucção", Pack Calculation Pro.

Assim, na capacidade de arrefecimento é possível selecionar de entre 6 um perfil de carga térmica baseado na capacidade dimensionada, ou carga térmica máxima que é inserida na célula abaixo. Os restantes três parâmetros dizem respeito à temperatura ambiente correspondente à carga térmica máxima, ao percentual de variação de acordo com cada variação de 1 Kelvin de temperatura e a temperatura mínima na qual não ocorre essa variação percentual.

No superaquecimento dos evaporadores pode ser definido o superaquecimento total que é correspondente ao superaquecimento no evaporador e ao aquecimento não útil. Esse último é também definido pelo utilizador e corresponde ao superaquecimento na linha de sucção, ou como denominado no programa superaquecimento não-útil.

Na temperatura de evaporação tem-se como opções o programa calcular a partir de uma temperatura de evaporação definida pelo utilizador ou pela dimensão do evaporador. Se for escolhido pela temperatura de evaporação pode-se optar por um perfil constante onde é necessário indicar a temperatura ou se for outro perfil são atribuídas certas temperaturas de evaporação para certas horas. Caso se opte pela dimensão do evaporador o utilizador indica a temperatura que é necessária manter e ainda pode definir, se não quiser ir pelos valores padrão, a diferença de temperatura do evaporador (no manual não é especificado exatamente o seu significado) e potência de evaporação.

Nalguns tipos de sistemas de refrigeração surgem parâmetros adicionais como em:

- Ciclos transcíticos em que tem de se definir uma pressão intermédia;
- Ciclos cascata onde se define uma diferença de temperatura de cascata, que é a diferença de temperatura no permutador;
- Ciclos CO<sub>2</sub> onde é definida a potência da bomba de CO<sub>2</sub> e se esta é de potência constante ou não;
- Ciclos de dois estágios com intercooler fechado definindo-se a eficiência do permutador do intercooler.

### Linha de Descarga

Por último, neste separador é onde será selecionada as características da linha de condensação. Como apresentado na figura 39 pode-se selecionar vários tipos de condensadores, definir o controlo da capacidade e optar pela opção de free cooling ou recuperação de calor as quais não estão incluídas neste trabalho.

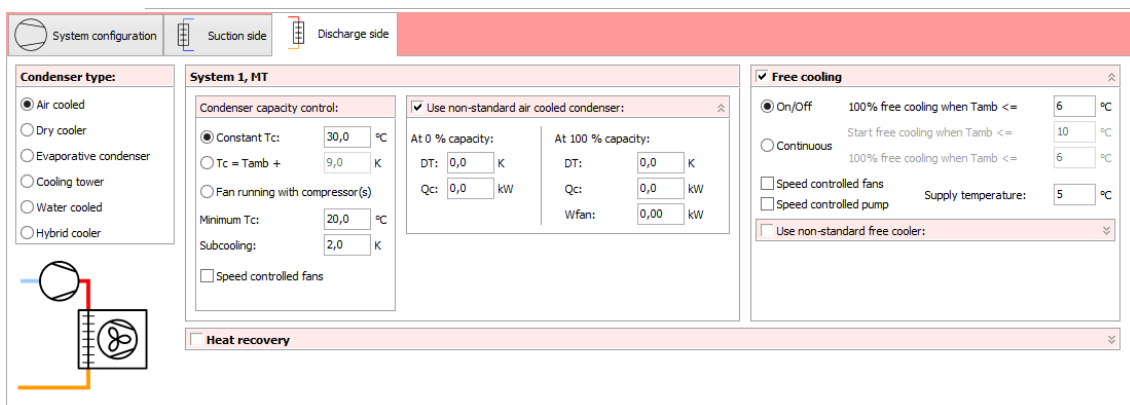


Figura 39 - Separador Descarga, Pack Calculation Pro.

No controlo da capacidade do condensador tem-se três opções sobre como irá ser o seu controlo de capacidade que poderão ser: temperatura de condensação constante, diferença de temperatura constante entre a temperatura de condensação e a temperatura ambiente ou funcionamento síncrono dos ventiladores com os compressores. Tendo em conta isto ainda se define a temperatura de condensação mínima no seu funcionamento, o subresfriamento e se os ventiladores têm ou não controlo de velocidade, o que será benéfico para poupanças de consumo. Ao lado tem-se a opção de especificar os parâmetros do tipo de condensador caso não se opte pelo padrão utilizado pelo programa.

Assim como na sucção, aqui também existem algumas alterações dos parâmetros consoante o tipo de sistema de refrigeração. Porém aqui só se aplica aos ciclos transcíticos onde apenas tem disponível no controlo a opção da diferença de temperatura constante entre a temperatura de condensação e a temperatura ambiente. Tem-se adicionalmente de definir o intervalo de temperaturas na qual o sistema irá

funcionar em modo transcrito e dois fatores TC responsáveis pelo funcionamento do controlador no modo de transição.

### 3.6.3 Resultados das simulações

A fim de aproveitar as funcionalidades do programa complementando assim com informação útil relativamente aos objetivos requeridos neste trabalho procedeu-se à análise de vários parâmetros quantificando o consumo anual. Desta forma foram analisados e comparados os seguintes parâmetros:

- Tipos de compressores
- Temperatura de evaporação
- Controlo de velocidade
- Frigorígeno
- Permutadores
- Compressores vs local geográfico
- Fluidos frigorígenos vs local geográfico
- Tipos de sistemas de refrigeração

Tendo em vista o desempenho dos compressores a análise destes parâmetros (com exceção do caso do tipo de compressores) foi feita em função de compressores comerciais de baixa potência que o software disponibiliza. Exceto no caso do local geográfico que também se realizou para os fluidos frigorígenos disponíveis.

#### **Tipos de compressores**

De modo a poder comparar o desempenho dos três tipos de compressores que o programa oferece usou-se a opção da criação de compressores fictícios. Isto permite uma comparação mais rigorosa dos três visto que a tentativa de encontrar compressores entre as marcas que tenham a mesma potência e o mesmo fluido frigorígeno para temperaturas de operação pretendidas é praticamente impossível. Assim, quando se cria um compressor fictício pode-se selecionar a potência frigorífica e o fluido frigorígeno para as temperaturas de evaporação e condensação pretendidas. Existe porém uma desvantagem desta opção relativamente aos fluidos frigorígenos, pois os disponíveis são poucos e não incluem alguns já bastante utilizados como o R404a e o R290, os quais seriam importantes serem tidos em conta.

A figura 40 mostra os parâmetros introduzidos para comparação dos vários sistemas:

<h2>Inputs</h2>	
<b>Sistema de refrigeração</b>	
Ciclo	1 estágio
<b>Compressor</b>	
Potência frigorífica	1 kW
Temperatura evaporação	0 °C
Temperatura condensação	40 °C
<b>Evaporador</b>	
Perfil	Superm. dia e noite
Capacidade dimensionada	0,7 kW
Temperatura ambiente (Cap. dimensionada)	30 °C
Mudança perfil com temperatura	1 %/K
Perfil não muda abaixo de	20 °C
Sobreaquecimento	10 °C
Temperatura a refrigerar	5 °C
<b>Condensador</b>	
Tipo	Ar
Temperatura de condensação constante	40 °C
Temperatura de condensação mínima	20 °C
Subarrefecimento	2 K

Figura 40 - Inputs sistemas tipo de compressor vs frigorígenos.

De entre os parâmetros disponíveis fez-se uma comparação entre os fluidos frigorígenos e o tipo de compressor, visto estes irem mais de acordo com a análise do presente trabalho, mas também por ser menos óbvio de determinação dos consumos se se tivesse comparado com a potência frigorífica ou temperaturas de funcionamento. Assim determinou-se os consumos de compressores alternativos, scroll e parafuso com os fluidos frigorígenos R1270, R134a, R22, R410a e R717. Os fluidos R1270 e R717 não são usados em compressores scroll e o compressor parafuso é apenas usado com o R717. Realizou-se também uma comparação para o caso do compressor ter controlo de velocidade e ainda adicionalmente com controlo de velocidade nos ventiladores esperando-se assim ter consumos mais baixos.

Tabela 24 - Consumos anuais (kWh) Tipo compressor vs Frigorígeno sem controlo de velocidade.

Frigorígeno \ Compressor	Alternativo	Scroll	Parafuso
	R-1270	1268	
R-134a	1347	1198	
R-22	1195	1192	
R-410a	1360	1360	
R-717	1132		1360

Tabela 25 - Consumos anuais (kWh) Tipo compressor vs Frigorigénio, velocidade variável de compressão.

Compressor Frigorigénio	Alternativo	Scroll	Parafuso
R-1270	1180		
R-134a	1268	1097	
R-22	1131	1110	
R-410a	1269	1247	
R-717	1056		1151

Tabela 26 - Consumos anuais (kWh) Tipo compressor vs Frigorigénio, velocidade variável e compressor e ventiladores.

Compressor Frigorigénio	Alternativo	Scroll	Parafuso
R-1270	1119		
R-134a	1205	1036	
R-22	1050	1050	
R-410a	1206	1185	
R-717	976		1091

No Anexo A são apresentados o diagrama P-h e respectiva tabela de pontos para os cinco fluidos frigorifigénios relativo à situação onde não ocorre nenhum controlo de velocidade. Estes diagramas foram definidos com recurso ao software Coolpack.

A localização usada neste parâmetro assim como nos outros foi Porto, com exceção do parâmetro localização que requer várias localidades.

### **Temperatura de evaporação**

Selecionando oito compressores para sete temperaturas entre 0°C e 30°C determinou-se o consumo energético anual. Foram selecionados da marca Bitzer e com velocidade constante do compressor. Os parâmetros introduzidos e resultados apresentam-se na figura 41 e tabela 27, respetivamente.

## Inputs

<b>Sistema de refrigeração</b>	
Ciclo	1 estágio
<b>Compressor</b>	
Temperatura condensação	40 °C
Fluido Frigorígeno	R-134a
<b>Evaporador</b>	
Perfil	Superm. dia e noite
Capacidade dimensionada	0,7 kW
Temperatura ambiente (Cap. dimensionada)	30 °C
Mudança perfil com temperatura	1 %/K
Perfil não muda abaixo de	0 °C
Sobreaquecimento	10 °C
Temperatura a refrigerar	5 °C
<b>Condensador</b>	
Tipo	Ar
Ventilador ligado em conjunto com compressor	Sim
Temperatura de condensação mínima	20 °C
Subarrefecimento	2 K

Figura 41 - Inputs sistemas compressor vs temperatura de evaporação.

Tabela 27 - Consumo anual (kWh) compressor vs temperatura de evaporação.

Compressor	2HC-1.2Y (Sistema 1)	2HC-2.2Y (Sistema 2)	2HES-1Y (Sistema 3)	2HES-2Y (Sistema 4)	2JC-07.2Y (Sistema 5)	2JES-07Y (Sistema 6)	2KC-05.2Y (Sistema 7)	2KES-05Y (Sistema 8)
$T_{evap}$								
0	1039	1058	1036	1059	1142	1143	1118	1106
-5	1113	1131	1110	1132	1211	1211	1199	1200
-10	1204	1221	1200	1222	1333	1333	1321	1321
-15	1331	1348	1327	1349	1499	1499	1477	1478
-20	1519	1498	1514	1498	1758	1758	1719	1720
-25	1783	1737	1776	1737	2087	2087	2013	2015
-30	2135	2166	2126	2167	2737	2737	2944	2946

No Anexo B é apresentado as características técnicas dos compressores usados nesta simulação e nas restantes. Esses dados foram retirados do próprio software Pack Calculation Pro.

### Controlo de velocidade

Aqui foi possível comparar a redução de consumo de um compressor sem variador de velocidade para um com variador de velocidade. Foi ainda possível incluir com base no que é referido no manual para o caso de presença de variador de velocidade, se o consumo é com válvula de expansão eletrónica ou termostática. A regra aplicada conforme o manual é com base nas condições da figura 42

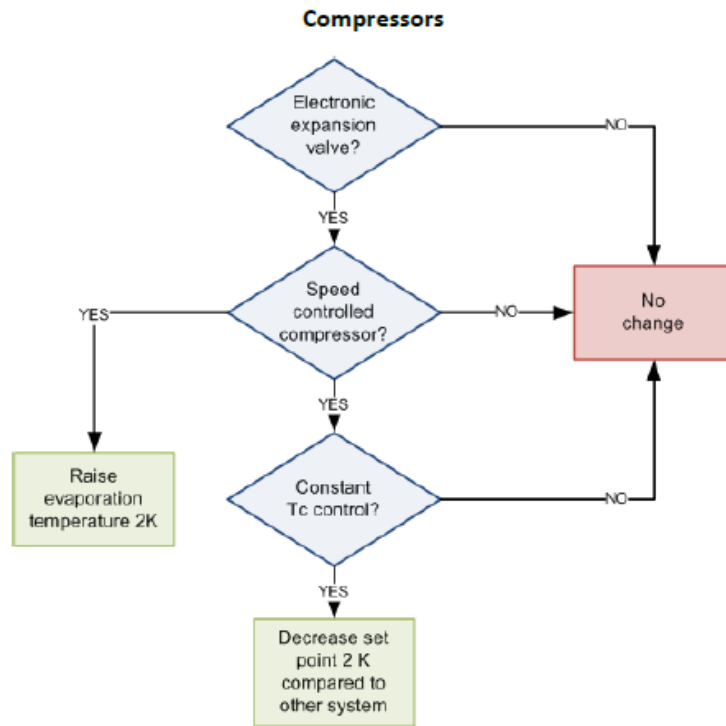


Figura 42 - Condição de uso de válvula de expansão eletrónica [24].

Os inputs usados e resultados dos consumos anuais apresentam-se na figura 43 e tabela 28, respetivamente.

Inputs	
<b>Sistema de refrigeração</b>	
Ciclo	1 estágio
<b>Compressor</b>	
Temperatura evaporação	-10 °C
Temperatura condensação	40 °C
Fluido Frigorígeno	R-134a
<b>Evaporador</b>	
Perfil	Superm. dia e noite
Capacidade dimensionada	0,7 kW
Temperatura ambiente (Cap. dimensionada)	30 °C
Mudança perfil com temperatura	1 %/K
Perfil não muda abaixo de	0 °C
Sobreaquecimento	10 °C
Temperatura a refrigerar	5 °C
<b>Condensador</b>	
Tipo	Ar
Ventilador ligado em conjunto com compressor	Sim
Temperatura de condensação mínima	20 °C
Subarrefecimento	2 K

Figura 43 - Inputs sistemas compressor vs controlo de velocidade.

Tabela 28 - Consumo anual (kWh) compressor vs controlo de velocidade.

Compressor \ Controlo veloc.	2HC-1.2Y (Sistema 1)	2HC-2.2Y (Sistema 2)	2HES-1Y (Sistema 3)	2HES-2Y (Sistema 4)	2JC-07.2Y (Sistema 5)	2JES-07Y (Sistema 6)	2KC-05.2Y (Sistema 7)	2KES-05Y (Sistema 8)
Fixa	1204	1221	1200	1222	1333	1333	1321	1321
Variável	Valv. Termo.	908	928	907	928	1001	995	984
	Valv. Elect.	892	912	890	912	981	982	941

### Fluido Frigorígeno

Mantendo os mesmos modelos de compressores foi possível apenas alterando o fluido frigorígeno determinar o seu consumo anual. Porém, tal não foi possível para outros fluidos frigorígenos como o R600a ou o R410a o qual não disponibilizava os mesmos modelos.

## Inputs

<b>Sistema de refrigeração</b>		
Ciclo	1 estágio	
<b>Compressor</b>		
Temperatura evaporação	-10	°C
Temperatura condensação	40	°C
<b>Evaporador</b>		
Perfil	Superm. dia e noite	
Capacidade dimensionada	0,7	kW
Temperatura ambiente (Cap. dimensionada)	30	°C
Mudança perfil com temperatura	1	%/K
Perfil não muda abaixo de	0	°C
Sobreaquecimento	10	°C
Temperatura a refrigerar	5	°C
<b>Condensador</b>		
Tipo	Ar	
Ventilador ligado em conjunto com compressor	Sim	
Temperatura de condensação mínima	20	°C
Subarrefecimento	2	K

Figura 44 - Inputs sistemas compressor vs Fluido Frigorígeno.

Tabela 29 - Consumo anual (kWh) compressor vs fluido frigorígeno.

Compressor \ Frigorígeno	2HC-1.2Y (Sistema 1)	2HC-2.2Y (Sistema 2)	2HES-1Y (Sistema 3)	2HES-2Y (Sistema 4)	2JC-07.2Y (Sistema 5)	2JES-07Y (Sistema 6)	2KC-05.2Y (Sistema 7)	2KES-05Y (Sistema 8)
R134a	1204	1221	1200	1222	1333	1333	1321	1321
R290	1072	1066	1073	1068	1058	1077	1075	1076
R404a	1298	1239	1297	1238	1217	1216	1222	1221
R407a	1222	1207	1142	1121	1185	1160	1184	1165
R407c	1186	1188	1120	1110	1353	1149	1334	1155

### **Permutadores**

Os tipos de permutadores disponibilizados são de dois tipos para o caso dos evaporadores e de seis para o caso dos condensadores. Os inputs e resultados obtidos apresentam-se na figura 45 e tabela 30.

## Inputs

<b>Sistema de refrigeração</b>	
Ciclo	1 estágio
<b>Compressor</b>	
Temperatura evaporação	-10 °C
Temperatura condensação	40 °C
Fluido Frigorígeno	R-134a
<b>Evaporador</b>	
Perfil	Superm. dia e noite
Capacidade dimensionada	0,7 kW
Temperatura ambiente (Cap. dimensionada)	30 °C
Mudança perfil com temperatura	1 %/K
Perfil não muda abaixo de	0 °C
Sobreaquecimento	10 °C
Temperatura a refrigerar	5 °C
<b>Condensador</b>	
Ventilador ligado em conjunto com compressor	Sim
Temperatura de condensação mínima	20 °C
Subarrefecimento	2 K

Figura 45 - Inputs sistemas compressor vs tipos de permutadores.

Tabela 30 - Consumo anual (kWh) compressor vs tipos de permutadores.

Tipo	Compressor	Compressor		2HC-1.2Y	2HC-2.2Y	2HES-1Y	2HES-2Y	2JC-07.2Y	2JES-07Y	2KC-05.2Y	2KES-05Y
		Evaporador		(Sistema 1)	(Sistema 2)	(Sistema 3)	(Sistema 4)	(Sistema 5)	(Sistema 6)	(Sistema 7)	(Sistema 8)
Arrefecimento a ar	Seco		1204	1221	1200	1222	1333	1333	1321	1321	
	Inundado		1176	1194	1173	1194	1302	1303	1290	1291	
Arrefecimento seco	Seco		1399	1410	1396	1411	1552	1552	1553	1553	
	Inundado		1365	1376	1362	1377	1513	1514	1513	1513	
Condensador evaporativo	Seco		1070	1090	1067	1091	1185	1186	1172	1173	
	Inundado		1046	1066	1043	1066	1158	1159	1145	1146	
Torre de arrefecimento	Seco		844	869	843	869	925	927	889	891	
	Inundado		828	852	826	852	907	908	871	874	
Arrefecimento a água	Seco		1066	1088	1063	1088	1175	1176	1150	1152	
	Inundado		1044	1065	1041	1066	1150	1151	1126	1127	
Arrefecimento híbrido	Seco		1347	1360	1343	1360	1494	1494	1493	1493	
	Inundado		1314	1327	1310	1327	1457	1457	1455	1455	

No condensador com arrefecimento a água foi usado uma temperatura constante da água de 20°C. Esta temperatura foi atribuída como constante ao longo do ano, por isso os resultados só se aplicam para o caso de a água ter um controlo de temperatura.

### **Compressor vs local geográfico**

Com base nas localidades disponíveis ao longo do globo comparou-se de norte a sul do planisfério a variação dos consumos anuais mantendo ainda os mesmos compressores. Os inputs e consumos obtidos encontram-se na figura 46 e tabela 31, respetivamente.

## Inputs

<b>Sistema de refrigeração</b>	
Ciclo	1 estágio
<b>Compressor</b>	
Temperatura evaporação	-10 °C
Temperatura condensação	40 °C
Fluido Frigorígeno	R-134a
<b>Evaporador</b>	
Perfil	Superm. dia e noite
Capacidade dimensionada	0,7 kW
Temperatura ambiente (Cap. dimensionada)	30 °C
Mudança perfil com temperatura	1 %/K
Perfil não muda abaixo de	0 °C
Sobreaquecimento	10 °C
Temperatura a refrigerar	5 °C
<b>Condensador</b>	
Tipo	Ar
Ventilador ligado em conjunto com compressor	Sim
Temperatura de condensação mínima	20 °C
Subarrefecimento	2 K

Figura 46 - Inputs sistemas compressor vs local geográfico.

Tabela 31 - Consumo anual (kWh) compressor vs local geográfico.

Compressor	2HC-1.2Y	2HC-2.2Y	2HES-1Y	2HES-2Y	2JC-07.2Y	2JES-07Y	2KC-05.2Y	2KES-05Y
Cidade	(Sistema 1)	(Sistema 2)	(Sistema 3)	(Sistema 4)	(Sistema 5)	(Sistema 6)	(Sistema 7)	(Sistema 8)
Kiruna (Suécia)	851	872	849	872	935	936	919	921
Estocolmo (Suécia)	974	994	972	994	1074	1075	1060	1062
Copenhaga (Dinamarca)	996	1016	994	1017	1100	1101	1087	1089
Berlim (Alemanha)	1062	1081	1060	1082	1174	1174	1162	1163
Lyon (França)	1140	1158	1137	1158	1260	1261	1249	1250
Roma (Itália)	1281	1297	1278	1298	1418	1418	1407	1408
Porto (Portugal)	1204	1221	1200	1222	1333	1333	1321	1321
Faro (Portugal)	1350	1365	1346	1365	1494	1494	1483	1483
Casablanca (Marrocos)	1344	1359	1340	1359	1487	1487	1477	1477
Cidade do México (México)	1324	1340	1321	1340	1465	1466	1455	1455
Caracas (Venezuela)	1749	1755	1746	1755	1931	1931	1929	1927
Belém (Brasil)	1759	1765	1756	1765	1943	1942	1940	1939
Brasília (Brasil)	1529	1541	1526	1541	1691	1691	1683	1683
Montevideo (Uruguai)	1271	1287	1268	1288	1407	1407	1396	1396
Punta Arenas (Chile)	920	941	917	942	1016	1017	1005	1007

### **Fluido frigorígeno vs local geográfico**

De forma a poder estudar também o comportamento do ciclo com determinados fluidos frigorígenos em função da temperatura variou-se para um compressor os fluidos frigorígenos no qual poderia operar e como no parâmetro anterior variou-se para vários locais geográficos. O compressor usado foi o modelo 2HC-1.2Y da Bitzer para os fluidos disponíveis que neste caso foram cinco.

Os inputs e consumos obtidos estão presentes na figura 47 e tabela 32.

<h2>Inputs</h2>	
<b>Sistema de refrigeração</b>	
Ciclo	1 estágio
<b>Compressor</b>	
Temperatura evaporação	-10 °C
Temperatura condensação	40 °C
Compressor	2HC-1.2Y
<b>Evaporador</b>	
Perfil	Superm. dia e noite
Capacidade dimensionada	0,7 kW
Temperatura ambiente (Cap. dimensionada)	30 °C
Mudança perfil com temperatura	1 %/K
Perfil não muda abaixo de	0 °C
Sobreaquecimento	10 °C
Temperatura a refrigerar	5 °C
<b>Condensador</b>	
Tipo	Ar
Ventilador ligado em conjunto com compressor	Sim
Temperatura de condensação mínima	20 °C
Subarrefecimento	2 K

Figura 47 - Inputs sistemas fluidos frigorígenos vs local geográfico.

Tabela 32 - Consumo anual (kWh) fluidos frigorígenos vs local geográfico

Fluido Frig.	R-134a	R-404a	R-407a	R-407c	R-290
Cidade	(Sistema 1)	(Sistema 2)	(Sistema 3)	(Sistema 4)	(Sistema 5)
Kiruna (Suécia)	851	869	803	782	749
Estocolmo (Suécia)	974	1019	949	923	861
Copenhaga (Dinamarca)	996	1047	976	948	881
Berlim (Alemanha)	1062	1128	1052	1025	942
Lyon (França)	1140	1223	1142	1114	1014
Roma (Itália)	1281	1395	1305	1277	1146
Faro (Portugal)	1350	1477	1384	1355	1210
Casablanca (Marrocos)	1344	1471	1377	1349	1205
Caracas (Venezuela)	1749	1978	1820	1825	1591
Belém (Brasil)	1759	1992	1831	1837	1601
Brasília (Brasil)	1529	1700	1582	1565	1380
Montevideo (Uruguai)	1271	1381	1296	1264	1136
Punta Arenas (Chile)	920	955	889	861	808

## Sistemas de refrigeração

Por último comparou-se os onze tipos diferentes de sistemas de refrigeração disponíveis. Separou-se os ciclos de um estágio dos ciclos de dois.

De modo a poder comparar-se com os ciclos transcíticos selecionou-se compressores da marca Dorin com o CO<sub>2</sub> como fluido frigorígeno para permitir manter quer o fluido frigorígeno quer, o compressor à medida que se alterava o tipo de sistema, incluindo os sistemas transcíticos. Porém os compressores não conseguiram fazer face à carga térmica exigida ficando muitos dos sistemas de refrigeração com uma resposta à demanda de cerca de 94,6%, exceto os transcíticos que responderam bem. Isto acontece, pois o CO<sub>2</sub> está desadequado para sistemas que não sejam transcíticos provocando estes resultados.

Os Inputs apresentam-se nas figuras 48 e 49 e consumos obtidos para os ciclos de um e de dois estágios nas tabelas 33 e 34.

<b>Inputs 1 estágio</b>	
<b>Compressor</b>	
Temperatura evaporação MT	-10 °C
Temperatura condensação	40 °C
Fluido Frigorígeno	R-744 (CO <sub>2</sub> )
<b>Evaporador</b>	
Perfil	Superm. dia e noite
Capacidade dimensionada	0,7 kW
Temperatura ambiente (Cap. dimensionada)	30 °C
Mudança perfil com temperatura	1 %/K
Perfil não muda abaixo de	0 °C
Sobreaquecimento	10 °C
Perfil da temperatura de evaporação	Superm. dia e noite méd.
Temp. pressão intermédia (ciclo transcítico)	-4 °C
<b>Condensador</b>	
Tipo	Ar
$b = T_c - T_{amb}$	9 °C
Temperatura de condensação mínima	20 °C
Subarrefecimento	2 K

Figura 48 - Inputs sistemas compressor vs sistemas de refrigeração dos ciclos de 1 estágio.

## Inputs 2 estágios

<b>Compressor</b>	
Temperatura evaporação MT	-10 °C
Temperatura evaporação LT	-30 °C
Temperatura condensação	40 °C
Fluido Frigorígeno	R-744 (CO <sub>2</sub> )
<b>Evaporador</b>	
Perfil média temperatura	Superm. Média Temp.
Perfil baixa temperatura	Superm. Baixa Temp.
Capacidade dimensionada	0,7 kW
Temperatura ambiente (Cap. dimensionada)	30 °C
Mudança perfil com temperatura	1 %/K
Perfil não muda abaixo de	0 °C
Sobreaquecimento	10 °C
Perfil da temperatura de evaporação MT	Superm. dia e noite méd.
Perfil da temperatura de evaporação LT	Superm. dia e noite baixa
Diferença de temperatura de cascata (ciclos cascata)	5 °C
Temp. pressão intermédia (ciclos transcíticos)	-4 °C
Potência bomba CO <sub>2</sub>	100 W
Controlo potência bomba CO <sub>2</sub>	Potência proporcional à capac.
Eficiência do permutador intercooler	0,8
<b>Condensador</b>	
Tipo	Ar
b = Tc - Tamb	9 °C
Temperatura de condensação mínima	20 °C
Subarrefecimento	2 K

Figura 49 - Inputs sistemas compressor vs sistemas de refrigeração dos ciclos de 2 estágios.

Tabela 33 – Consumos anuais (kWh) dos sistemas compressor vs sistemas de refrigeração dos ciclos de 1 estágio.

Sistema \ Sistema	Compressor	Dorin CD 180 M (Sistema 1)	Dorin CD 150 M (Sistema 2)	Simple HighStage CO <sub>2</sub> (Sistema 3)
Um estágio		1414	1392	1477
<b>Um estágio transcítico</b>		<b>1759</b>	<b>1688</b>	<b>1716</b>

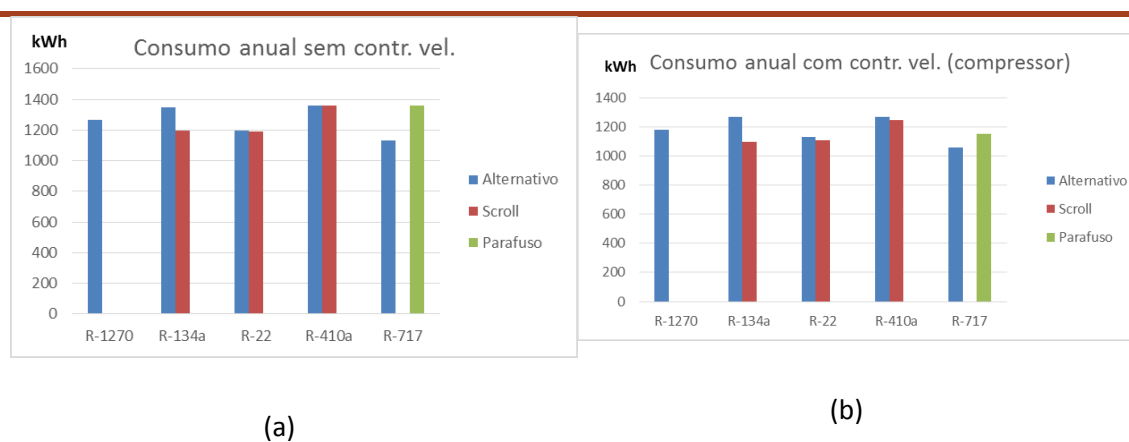
Tabela 34 - Consumos anuais (kWh) dos sistemas compressor vs sistemas de refrigeração dos ciclos de 2 estágios.

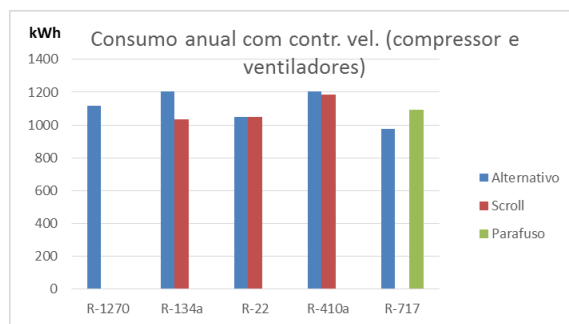
Sistema \ Compressor	Dorin CD 180 M (Sistema 1)	Dorin CD 150 M (Sistema 2)	Simple HighStage CO2 (Sistema 3)	Dorin CD 360 M (Sistema 4)
Dois estágios individuais	3900	3811	3503	4002
Dois estágios individuais, condensador comum	3722	3650	3321	3819
Cascata	3568	3508	3827	3689
<b>Cascata transcrito</b>	<b>4078</b>	<b>3967</b>	<b>4209</b>	<b>4378</b>
Cascata CO2	4045	3986	4303	4166
<b>Dois estágios transcrito</b>	<b>3899</b>	<b>3791</b>	<b>4094</b>	<b>4191</b>
Dois estágios intercooler aberto	3236	3183	3540	3345
Dois estágios intercooler fechado	3249	3196	3558	3359
Dois estágios injeção de líquido	3749	3686	4140	3878

### 3.6.4 Análise de resultados

#### Tipos de compressores

A partir das tabelas 24, 25 e 26 pode-se retirar para alguns frigoriférios as reduções ou aumentos de consumos consoante o tipo de compressor. Como se teve ainda em conta a influência da velocidade variável do compressor e ventiladores do condensador pode-se analisar o percentual de redução do estado base do sistema para esses dois casos. Inserindo os valores dos consumos anuais dos três tipos de compressores num gráfico de barras pode-se observar assim as diferenças de consumos dos compressores conforme o frigorifério. Os gráficos da figura 50 mostram essa variação para os casos de sem controlo de velocidade, velocidade variável do compressor e velocidade variável do compressor com velocidade variável dos ventiladores.





(c)

Figura 50 - Gráfico de barras dos consumos anuais dos tipos de compressores para compressor: On-Off (a) velocidade variável (b), velocidade variável e ventiladores (c).

Dos poucos frigorigénios disponíveis para comparar entre os três tipos de compressores verifica-se tendencialmente uma maior poupança no consumo do compressor scroll para o compressor alternativo (entre 0 e 16%). O R134a, um frigorigénio com significativo uso na refrigeração atual, apresenta uma redução do consumo anual entre 12 e 16% entre as três situações de controlo de velocidade. Já o amoníaco, R717 que já é mais usado na refrigeração industrial tem um consumo menor num compressor alternativo do que o compressor parafuso consumindo:

- 20% menos sem controlo de velocidade;
- 9% menos com controlo de velocidade no compressor;
- 11,8% menos com controlo de velocidade no compressor e ventiladores.

O R22 apesar de também mostrar alguma tendência em consumir menos num compressor scroll não tem reduções significativas, ou até mesmo nulas no caso de compressor e ventiladores serem de controlo variável. O uso deste frigorigénio já não é considerado em instalações frigoríficas, devido ao seu nível de ODP ter algum impacto ambiental.

### **Temperatura de evaporação**

Dos oito compressores selecionados com o frigorigénio R-134a variou-se a cada 5°C a temperatura de evaporação dos 0 aos -30°C. A forma gráfica da tabela 27 mostra as evoluções presentes na figura 51.

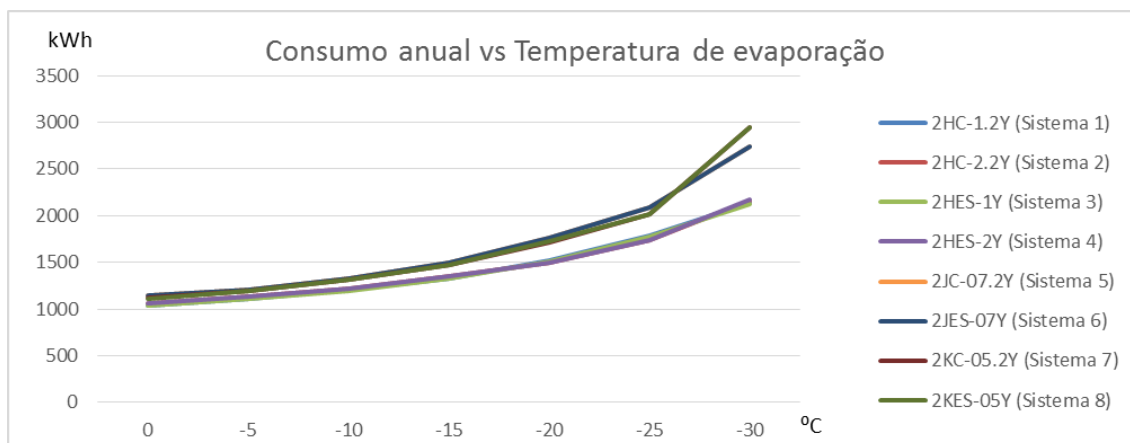


Figura 51 - Evolução consumo anual vs temperatura de evaporação.

Como esperado verifica-se que à medida que se diminui a temperatura de evaporação o consumo vai aumentando. Pode-se observar no gráfico que dos 0 aos -30°C existem evoluções diferentes nos oito compressores de cerca de 105% para os compressores dos sistemas de 1 a 4 e 140% para os compressores dos restantes sistemas. Tal deve-se ao facto da potência frigorífica destes não ser igual para todos. Os compressores dos 4 primeiros sistemas tinham potências superiores aos restantes, daí a melhor capacidade para consumirem menos em temperaturas de evaporação mais baixas. A diferença resulta que a -30°C os compressores dos sistemas 5 a 8 consomem cerca de 35% a mais com metade da potência frigorífica.

Os compressores dos sistemas 7 e 8 são os que têm a potência mais baixa. Estes compressores foram os únicos que não conseguiram fazer face à carga térmica requerida por não conseguirem contribuir com uma potência frigorífica mínima. Do ano todo foi apenas satisfeita 98% da carga necessária.

O aumento percentual do consumo entre os compressores dos primeiros quatro sistemas e restantes da temperatura dos 0°C aos -30°C é em média de aproximadamente 99% e 162% maior, respetivamente.

### **Controlo de velocidade**

Dos oito compressores da tabela 28 verifica-se como esperado uma redução dos consumos com uso de variador de velocidade no compressor e ainda uma redução entre o uso de válvula termostática e válvula eletrónica. A tabela 35 visa demonstrar a redução percentual relativa ao controlo de velocidade fixo que é indicado como 100% e as restantes reduções percentuais que são relativas a esse controlo fixo.

Tabela 35 - Redução percentual consumo anual relativamente a controlo de velocidade fixo.

Compressor		2HC-1.2Y (Sistema 1)	2HC-2.2Y (Sistema 2)	2HES-1Y (Sistema 3)	2HES-2Y (Sistema 4)	2HL-1.2Y (Sistema 5)	2JC-07.2Y (Sistema 6)	2JES-07Y (Sistema 7)	2KC-05.2Y (Sistema 8)
Velocidade comp.	Fixa	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%
	Variável								
	Valv. Termo.	-24,6%	-24,0%	-24,4%	-24,1%	-24,9%	-25,4%	-25,5%	-26,2%
	Valv. Elet.	-25,9%	-25,3%	-25,8%	-25,4%	-26,4%	-26,3%	-28,8%	-28,6%

Constata-se assim uma redução média de em torno de 25% quando o compressor tem variador de velocidade. No caso dos dois tipos de válvulas nota-se uma redução mínima para o uso de uma válvula de expansão eletrónica em torno de cerca de 1 a 2% comparando com a válvula termostática.

De salientar a redução significativa dos consumos quando usado um variador de velocidade no compressor, porém relativamente aos dois dispositivos de expansão o uso de válvula eletrónica apresenta uma redução pouco expressiva. Tal pode explicar-se pelo facto das simulações terem sido feitas com baixas potências frigoríficas traduzindo-se em resultados pouco expressivos, como se verifica em frigoríficos domésticos [35]. Um estudo feito numa grande superfície de supermercado visando o efeito da válvula de expansão eletrónica na redução dos consumos de energia mostrou que, para instalações de potências consideravelmente mais altas a diferença no consumo é maior obtendo-se poupanças bastante significativas e compensando assim o investimento [36].

### **Fluido Frigorígeno**

Para maior perceção dos frigorígenos que mostram dar um maior ou menor consumo fez-se um gráfico de linhas a partir dos valores obtidos da tabela 29. O gráfico apresenta-se na figura 52.

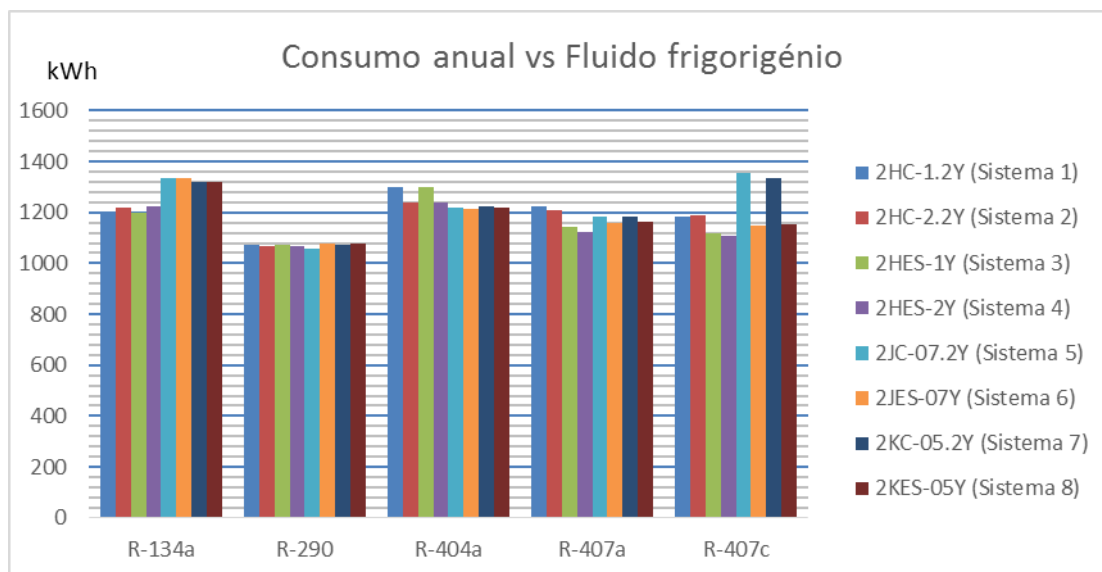


Figura 52 - Consumo anual dos compressores em função dos fluidos frigorígenos.

Da amostra dos oito compressores verifica-se uma tendência de maior consumo dos frigorígenos R-134a e R-404a.

O R-407a e R-407c apresentam a seguir melhores resultados nos consumos, salvo os compressores dos sistemas 5 e 7 com o R-407c que consumiram acima dos restantes. Isto pode dever-se ao facto de estes terem as potências mais baixas dos oito compressores, ainda que o compressor do sistema 8 apesar de também ter uma potência baixa revelou ter um consumo próximo dos restantes.

O R-290 foi dos cinco o que apresentou menores consumos energéticos em todos os compressores. Quando comparado com o R-404a este apresenta melhores resultados como já previsto [27], com consumos médios 16% mais baixos entre os oito compressores. Estes resultados são bons visto a necessidade do Regulamento (EU) nº 517/2014 de requerer que fluido frigorígenos em novos equipamentos frigoríficos tenham um PAG baixo, o R290 mostra-se como uma alternativa viável devido ao seu desempenho.

### **Permutadores**

A partir dos consumos tabelados na tabela 30 fez-se o gráfico da figura 53 do consumo em função dos tipos de condensadores para evaporador seco e uma tabela onde é mostrado a redução de consumo dos vários condensadores com uso de evaporador inundado ao invés de seco.

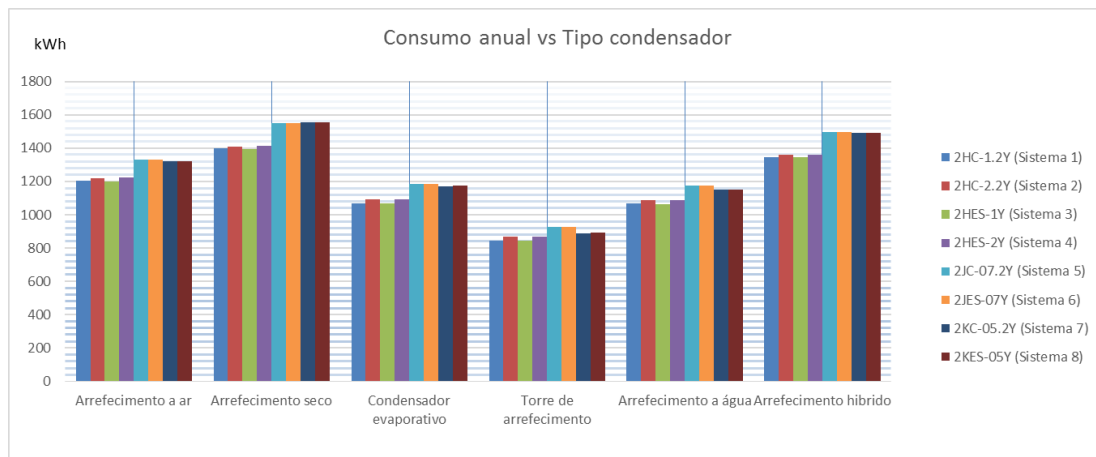


Figura 53 - Consumo anual vs Tipo de condensador (evaporador seco).

O arrefecimento seco mostra-se assim ser o menos indicado para poupanças energéticas. Por outro lado a torre de arrefecimento com cerca de 65% menos de consumo médio é dos seis o que permite reduzir mais no consumo de energia ficando não muito longe dos condensadores evaporativos e de arrefecimento a água.

O arrefecimento a ar tem aqui uma eficiência mediana sendo que é este o tipo de condensador usado em equipamentos frigoríficos de pequenas dimensões. A diferença ainda se demonstra ser significativa, porém para o tipo de equipamentos que o presente trabalho se pretende focar incluir esses três tipos de condensadores num equipamento de pequenas dimensões torna-se praticamente impossível. A regulamentação para a etiquetagem energética dos frigoríficos profissionais requer que os condensadores estejam diretamente incluídos no armário do frigorífico. Porém, já nos frigoríficos comerciais apesar não ser um requisito, principalmente para as ilhas frigoríficas, a maior parte dos frigoríficos tratados requer o condensador localizado no armário.

O uso de evaporador inundado ainda proporciona uma ligeira redução dos consumos.

Tabela 36 - Redução percentual do consumo anual em função do tipo de condensador do evaporador seco para o inundado.

Compressor \ Condensador	2HC-1.2Y (Sistema 1)	2HC-2.2Y (Sistema 2)	2HES-1Y (Sistema 3)	2HES-2Y (Sistema 4)	2HL-1.2Y (Sistema 5)	2JC-07.2Y (Sistema 6)	2JES-07Y (Sistema 7)	2KC-05.2Y (Sistema 8)
Arrefecimento a ar	-2,3%	-2,2%	-2,3%	-2,3%	-2,3%	-2,3%	-2,3%	-2,3%
Arrefecimento seco	-2,4%	-2,4%	-2,4%	-2,4%	-2,5%	-2,4%	-2,6%	-2,6%
Condensador evaporativo	-2,2%	-2,2%	-2,2%	-2,3%	-2,3%	-2,3%	-2,3%	-2,3%
Torre de arrefecimento	-1,9%	-2,0%	-2,0%	-2,0%	-1,9%	-2,0%	-2,0%	-1,9%
Arrefecimento a água	-2,1%	-2,1%	-2,1%	-2,0%	-2,1%	-2,1%	-2,1%	-2,2%
Arrefecimento híbrido	-2,4%	-2,4%	-2,5%	-2,4%	-2,5%	-2,5%	-2,5%	-2,5%

A tabela 36 mostra uma redução, que em termos medianos é na ordem dos 2,3%. Esta redução não compensa o seu uso já que estes não são de pequenas dimensões sendo assim usados em instalações maiores.

### Compressor vs local geográfico

O gráfico da figura 54 mostra os resultados obtidos a partir da tabela 31.

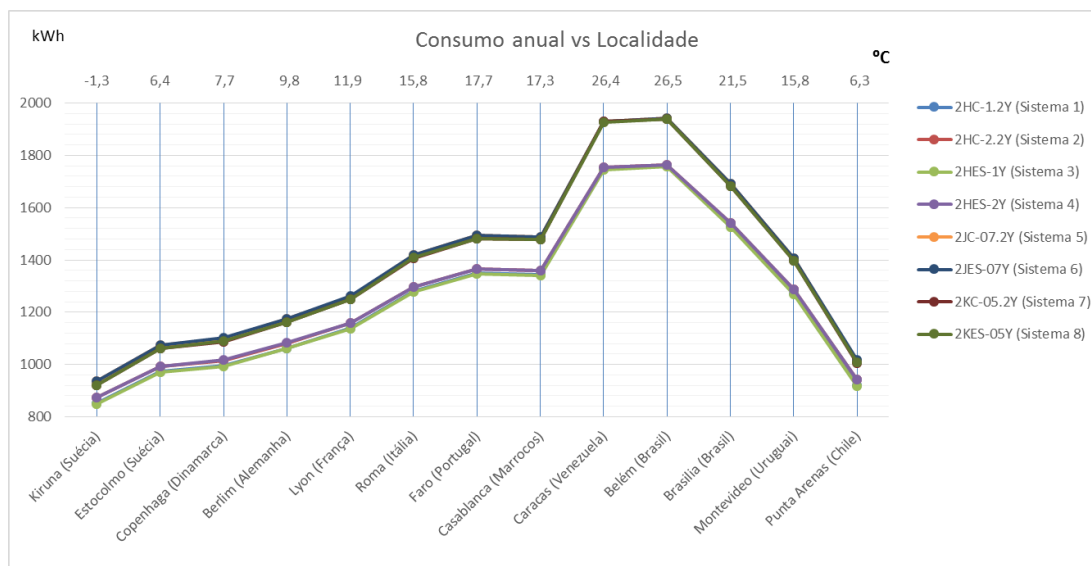


Figura 54 - Consumo anual compressor vs localidade geográfica.

No gráfico as localizações encontram-se da esquerda para direita de norte para sul ao longo do planisfério mostrando-se consumos maiores nas regiões centrais e menores nos polos onde as temperaturas locais são mais frias. No eixo horizontal superior é mostrada a temperatura média anual da respetiva localização. Como esperado o consumo aumenta em função do aumento de temperatura.

Ainda se pode verificar no gráfico que existem dois grupos de compressores que se assemelham nos seus consumos, mas com alguma discrepância nos climas mais quentes. Das duas linhas perceptíveis no gráfico a linha de baixo inclui os compressores dos sistemas 1 ao 4 e a linha de cima os restantes que têm potências ligeiramente mais baixas. Nos extremos onde a temperatura ambiental é mais baixa a diferença dos consumos dos compressores nesses dois grupos é pequena, porém para climas mais quentes como Belém e Brasília os compressores de mais baixa potência tomam consumos um pouco mais superiores do que os restantes com maior potência.

De salientar que o intervalo de temperaturas dos locais escolhidos é maior para as localidades mais frias e bastante baixo nas mais quentes. Dando como exemplo a cidade Kiruna na Suécia cujas temperaturas ao longo do ano variam entre  $-14^{\circ}\text{C}$  e  $12^{\circ}\text{C}$  e a cidade Belém no Brasil com temperaturas que oscilam entre  $25,6^{\circ}\text{C}$  e  $27^{\circ}\text{C}$ .

### Fluido frigorígeno vs local geográfico

O gráfico da figura 55 é uma amostra gráfica dos resultados dos consumos da tabela 32.

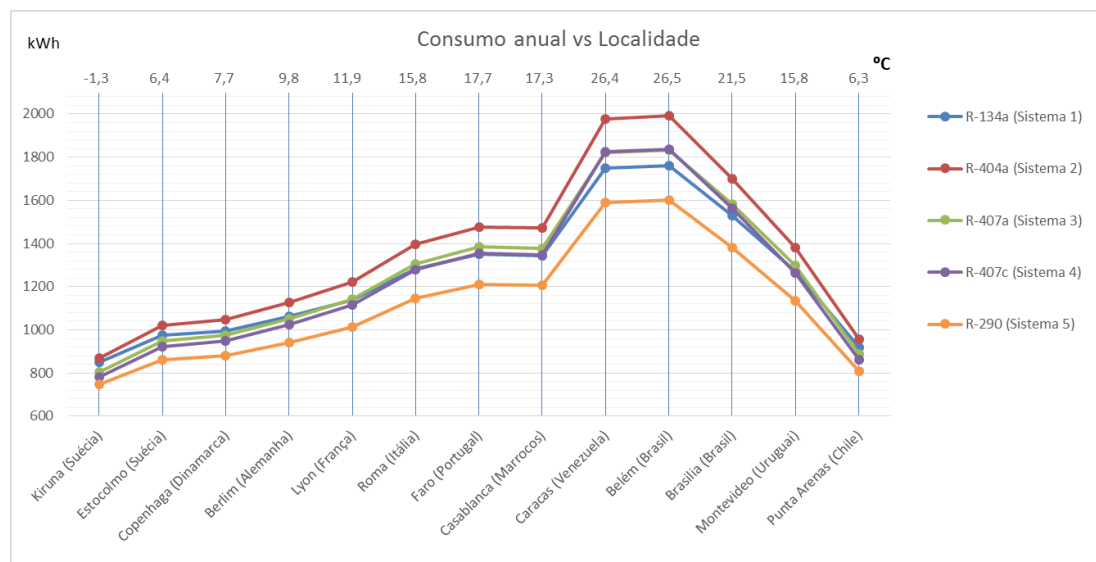


Figura 55 - Consumo anual fluidos frigorígenos vs localidade geográfica.

Como feito anteriormente, as localidades estão da esquerda para a direita, de norte a sul ao longo do planisfério, respetivamente com indicação da temperatura média anual de cada localização. Consumos aumentam para locais onde a temperatura média ao longo do ano é maior e vice-versa.

Do gráfico pode-se verificar que dos cinco fluidos o R-290 apresentou-se sempre como o mais eficiente e o R-404a como o menos eficiente. Na cidade mais quente (Belém) o R-404a teve um consumo 24% superior ao do R-290. Dos restantes três, os consumos foram bastante similares com diferença mais significativa nas cidades mais quentes (Caracas e Belém) onde o R-134a apresentou menor consumo. Estas conclusões vão um pouco em linha com os resultados dos compressores em função dos fluidos frigorígenos onde o R-290 foi o que consumiu menos em todos os compressores e o R-404a dos que consumia mais.

De observar ainda que à medida que a temperatura ambiente aumenta, aumenta também a diferença de consumo entre os fluidos R-404a e R-290, cuja diferença da cidade de Caracas para a cidade de Kiruna é em torno de 3,3 vezes maior. Isto diz-nos que na sua eficiência, o ciclo teve uma melhor resposta à mudança de temperaturas para um clima mais quente com o propano do que com o R-404a. De facto, recorrendo aos valores do COP que o software fornece constata-se na tabela 37 essa inferência, cujo rácio do COP entre os fluidos R-290 e R-404a aumenta 7% de Kiruna para Caracas.

Tabela 37 – COP dos fluidos frigorígenos R-404a e R-290.

Local	F. frigorígeno	
	R-404a	R-290
Kiruna (Suécia)	4,04	4,69
Caracas (Venezuela)	2,26	2,81

O R-134a também apresentou um bom desempenho, onde nas regiões mais frias consome um pouco mais do que o R-407a e o R-407c, porém nas regiões mais quentes apresentou consumos reduzidos. Sua eficiência é inferior nas regiões mais frias, mas superior nas regiões mais quentes. Para Belém, o R-134a apresentou a seguir ao R-290 um consumo reduzido sendo 10% superior ao R-290.

### **Sistemas de refrigeração**

Das tabelas 33 e 34 os sistemas realçados a negrito serão então os únicos sistemas passíveis de análise. Os restantes apesar de terem alguma semelhança no percentual de carga térmica que foi possível remover ao longo do ano todo, não poderão ser deste modo objeto de comparação entre si.

Desta forma poderá apenas verificar-se no caso dos ciclos de dois estágios da tabela 34 que, o consumo de um ciclo de dois estágios transcrito é mais económico face a um ciclo cascata transcrito. Verifica-se uma redução média de cerca de 4% para os quatro compressores incluídos.



# CONCLUSÃO



## 4 Conclusão

A temática da poupança energética e impacto ambiental ganhou cada vez mais preocupação ao longo dos anos. A União Europeia como continente exemplo do seu desenvolvimento sustentável é quem mais reforça para a preocupação ambiental e redução da pegada ecológica. Daí ser importante a aplicação de medidas que ajudem a minimizar estes efeitos, como por exemplo, a redução do consumo energético.

O frio sendo uma área com forte impacto nos consumos energéticos não pode ficar de parte tendo em conta certas necessidades, como o funcionamento contínuo sob 24 horas durante praticamente o ano todo. Essa é a razão do frigorífico ser o aparelho que em condições normais é dos aparelhos que mais consome se não o que mais consome numa habitação. A etiquetagem energética em equipamentos de refrigeração visa então promover as reduções de consumo elétrico e são necessárias serem aplicadas não só no âmbito doméstico, atualmente existente há alguns anos, mas também no âmbito comercial, industrial e profissional onde também representam consumos bastante significativos.

Depois da pesquisa por informação técnica dos frigoríficos comerciais e profissionais produzidos em Portugal e na Europa, pouca é a informação disponibilizada sobre as tecnologias e componentes em particular que são usados nestes. Existe já porém uma forte sensibilização e desenvolvimento para a entrada em vigor de etiquetagem energética não residencial. A nível nacional as condições de ensaio dos frigoríficos não são por vezes bem especificadas de forma a saber-se se estão em linha com o modelo pedido pelos documentos de trabalho ainda em desenvolvimento, mas dados sobre consumos em 24 horas e volumes líquidos vão sendo incluídos. Fora de Portugal também verificam-se algumas falhas, porém no geral são mais claros.

Os regulamentos e documentos de trabalho para a etiquetagem energética em equipamentos de refrigeração até ao momento centram-se mais nos armários de pequena dimensão e portanto de baixa potência. Do pouco que foi possível retirar dispositivos de expansão como tubo capilar e compressores com variador de velocidade é o que perfaz no geral a diferença significativa nos consumos dos frigoríficos com melhor classe. O uso de trocador de calor no tubo capilar promove uma maior eficiência do equipamento e o compressor de velocidade variável contribui significativamente para o equipamento ter uma classe superior. Outras tecnologias como qualidade do isolamento das portas, luz LED, ou degelo automático quando combinados também fazem a sua diferença na eficiência frigorífica, apesar destes não terem sido aqui tratados.

Relativamente à simulação no software Pack Calculation Pro que foram feitas para sistemas de baixa potência, pode-se retirar algumas conclusões como:

- Dos frigorígenos disponíveis (R-134a, R-22 e R-410a), o compressor scroll revelou menores consumos do que o compressor alternativo (entre 0 e 16%).

Com recurso apenas ao amoníaco o compressor alternativo revelou ter menores consumos comparativamente com o compressor parafuso na ordem dos 20 a 8% nas três situações de controlo de velocidade;

- Para o R-134a, quando bem dimensionado um compressor pode consumir aproximadamente o dobro dos 0 aos -30°C. Se incorretamente dimensionado ocorre um incremento adicional de cerca de 50%;
- O uso de compressor com velocidade variável permite uma redução do consumo na ordem dos 25%. Porém a presença de uma válvula de expansão eletrónica ao invés de uma válvula de expansão termostática mostra reduções no consumo em torno de 1,5%. Em grandes instalações onde as potências de compressão são maiores o uso da válvula eletrónica já será compensatório;
- O propano (R-290) apresenta um bom desempenho no ciclo quando comparado com o R-404a e o R-134a, com consumos na ordem dos 16% mais reduzidos do que o R-404a;
- Com uso do R-134a, condensador com arrefecimento a ar apresenta as suas desvantagens quando comparado com outros tipos de condensadores, apesar desses não serem uma opção aplicável face à generalidade do tipo de frigoríficos incluídos pelos regulamentos. Evaporador inundado não se apresenta como uma opção consideravelmente vantajosa;
- Em função da temperatura atmosférica o propano R-290, apresenta no geral um bom desempenho, especialmente em climas mais quentes consumindo menos 24% comparativamente com o R-404a. O R-134a também se mostra como uma boa opção em climas quentes além do R-290, consumindo 10% mais do que este;
- Ciclos de dois estágios transcíticos consomem em média menos 4% de energia do que ciclos cascata transcíticos.

Como visto nas simulações do Pack Calculation Pro existem algumas melhorias que sendo mínimas como a válvula de expansão eletrónica se usadas em conjunto poderão potenciar num frigorífico a mudança para a classe acima. Existe porém outras tecnologias que também contribuem para a redução do consumo de um frigorífico como o caso do HEG da Mercatus [30]. O conjunto dessas descobertas e desenvolvimentos contribuem assim para uma melhoria das transferências e resistências térmicas nos frigoríficos possibilitando obter maiores poupanças energéticas.

#### 4.1 Trabalhos futuros

A amostra que foi possível aqui apresentar das classes de eficiência energética dos frigoríficos comerciais e profissionais e os problemas que surgiram no decorrer da investigação das suas informações técnicas servirá como referência e suporte para futuras investigações sobre este tema. Para além dos compressores e dispositivos de expansão seria útil analisar os restantes componentes como evaporadores e

condensadores. Inovações tecnológicas como o degelo automático também seriam bastante interessantes na melhoria da eficiência energética. No caso de fluidos frigorígenos seria necessário ter-se em conta os fluidos frigorígenos de baixo PAG.

No caso de simulações computacionais seria importante uma melhor análise dos dispositivos de expansão com outro software que não o Pack Calculation Pro, pois este não se revelou ser uma ferramenta muito fidedigna e completa para tirar conclusões sobre estes dispositivos.

Testes laboratoriais de consumos em diferentes tipos de compressores e dispositivos de expansão também são uma opção útil. De notar o facto de o teste ser realizado para um funcionamento real do frigorífico para permitir obter dados mais realistas, não excluindo porém a metodologia dos testes das normas europeias para permitir fazer comparação.

A investigação do que separa um modelo frigorífico de ter atribuída uma determinada letra na sua classe energética seria mais propícia no seio de uma empresa, ou de um grupo de empresas que cooperem entre si e que se dediquem à produção de frigoríficos. O entrave das empresas em disponibilizar a sua informação técnica é compreensível tendo em conta a competitividade do mercado. Daí que a investigação exigida neste trabalho deverá ser feita de um ponto de vista menos abrangente do que existe no mercado e mais centrado numa só marca. Desta forma seria ainda propício para uma possível análise económica (nice-to-have) esclarecendo a importância ou não de certos investimentos em alterações.



**BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES  
DE INFORMAÇÃO**



## 5 BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

1. Directiva 2010/30/UE do Parlamento Europeu e do Conselho, de 19 de Maio de 2010
2. Regulamentos, diretivas e outros atos legislativos (consultado Abril 2016). Disponível em: [http://europa.eu/eu-law/decision-making/legal-acts/index\\_pt.htm](http://europa.eu/eu-law/decision-making/legal-acts/index_pt.htm)
3. ASHRAE Handbook — Fundamentals, Edição SI, 2009.
4. Dossat, R.J. — *Principles of Refrigeration*. New York and London, 1961.
5. Stoecker, W.F. e Jabardo, J.M. — *Refrigeração Industrial*. 2ª edição. São Paulo: Edgard Blücher LTDA., 2002.
6. Afonso, C., *Refrigeração (2013)*. FEUP, 2013.
7. Dinçer, İ. — *Refrigeration Systems and Applications*. 2003
8. Sonntag, R. E. e Borgnakke, C. — *Introdução à Termodinâmica para Engenharia (2001)*. LTC, 2001.
9. BITZER Scroll Compressors (Consultado Maio 2015). Disponível em: <https://www.youtube.com/watch?v=VHKmopyE40Q>.
10. Compressor rotativo de pistão (Consultado Junho 2015). Disponível em: <https://www.youtube.com/watch?v=jKClYoQBObo>.
11. Compressor rotativo de alhetas (consultado Junho 2015). Disponível em: <https://www.youtube.com/watch?v=YT5HCpGlxZA>.
12. Commission European — *Draft Energy Label refrigerated commercial display cabinets*. (Consultado Maio 2015).
13. Tubo Capilar (Consultado Junho 2015). Disponível em: <http://www.shineyear.com.tw/products/p6/900m.png>
14. ASHRAE Handbook—Fundamentals, Edição SI, 2006.
15. Funcionamento da Válvula de Expansão de equalização interna (Consultado Junho 2015). Disponível em: <https://www.youtube.com/watch?v=LkatmQQITR8>
16. Válvula de expansão eletrónica (Consultado Junho 2015). Disponível em: <https://www.sanhuaeurope.com/uploads/images/products/electronic-expansion-valve-series-dpf-t-s-3-514c5ec721c747.52332459.jpg>
17. Condensador do tipo ar (Consultado Junho 2015). Disponível em: [http://www.solucoesindustriais.com.br/images/produtos/imagens\\_349/p\\_condensador-tcr\\_0.jpg](http://www.solucoesindustriais.com.br/images/produtos/imagens_349/p_condensador-tcr_0.jpg)
18. Condensador do tipo água (Consultado Setembro 2016). Disponível em: <http://www.capitalrefrig.com.br/condensador-agua-ca-7-50-tr-apema>
19. Esquema do circuito combinado torre de arrefecimento e condensador (Consultado Setembro 2016). Disponível em: <http://ecoblogssa.blogspot.pt/2013/07/impactos-ambientais-decorrentes-de.html>
20. *Regulamento (EU) nº 517/2014*, do Parlamento Europeu e do Conselho de 16 de Abril de 2014.

21. Motta, S. F. et al. – *Low Global Warming Refrigerants For Commercial Refrigeration Systems*, 2012.
22. Da Costa, Ê. C. – *Refrigeração*. 3ª edição. Blucher, 1982: p. 148-153.
23. *Regulamento Delegado (UE) 2015/1094*, da Comissão de 5 de Maio de 2015.
24. Manual Pack Calculation Pro, versão 4.00.
25. Commission European – Draft Energy Label professional storage cabinets, blast cabinets, condensing units and process chillers. (Consultado Março 2015).
26. Fricon, modelos frigoríficos (Consultado Junho 2015). Disponível em: [http://www.fricon.pt/?product\\_cat=supermercados](http://www.fricon.pt/?product_cat=supermercados)
27. Martins, T. – *Estudo da substituição do fluido frigorígeno R404a pelo R290*, 2014.
28. Embraco, descrição compressores NT (Consultado Junho 2015). Disponível em: <http://www.embraco.com/default.aspx?tabid=108&idcat=2&idfam=7>
29. Embraco, descrição compressores VNEK (Consultado Junho 2015). Disponível em: <http://www.embraco.com/default.aspx?tabid=108&idcat=2&idfam=10>
30. Mercatus, apresentação da tecnologia HEG (Consultado Junho 2015). Disponível em: <https://www.youtube.com/watch?v=pVrN0IO7x6g>
31. TopTen, critérios de seleção dos armários refrigerados profissionais (Consultado Maio 2016). Disponível em: <http://www.topten.eu/english/criteria/professional-storage-refrigerators.html&fromid=#h20>
32. TopTen, critérios de seleção dos armários refrigerados de exposição (Consultado Maio 2016). Disponível em: <http://www.topten.eu/english/criteria/professional-display-refrigerators-crit.html&fromid=>
33. TopTen, critérios de seleção dos frigoríficos de bebidas (Consultado Maio 2016). Disponível em: <http://www.topten.eu/english/criteria/beverage-coolers-2.html&fromid=>
34. TopTen, critérios de seleção dos frigoríficos de gelados (Consultado Maio 2016). Disponível em: <http://www.topten.eu/english/criteria/ice-cream-freezers-2.html&fromid=>
35. Marcinichen, J.B. e Melo, C. - *Comparative Analysis Between a Capillary Tube and an Electronic Expansion Valve in a Household Refrigerator*, 2006.
36. Lazzarin, R. et al. - *Energy savings and economic benefits of using electronic expansion valves in supermarket display cabinets*, 2008.
37. Jasmin, G. e Rainer, S. - *Analysis of effecting factors on domestic refrigerators' energy consumption in use*, 2013.
38. R744.com, Latest research on CO2 refrigeration technologies for warm climates (Consultado 14 Julho 2016). Disponível em: [http://www.r744.com/articles/5659/latest\\_research\\_on\\_co\\_sub\\_2\\_sub\\_refrig\\_eration\\_technologies\\_for\\_warm\\_climates](http://www.r744.com/articles/5659/latest_research_on_co_sub_2_sub_refrig_eration_technologies_for_warm_climates)





# ANEXOS

6.1 ANEXO A

6.2 ANEXO B



## 6 ANEXOS

### 6.1 Anexo A – Diagramas P-h com recurso ao Coolpack

A definição do ciclo no programa Coolpack não segue a mesma linha do cálculo para o desempenho do sistema de refrigeração realizada no programa Pack Calculation Pro. Desta forma, na execução dos diagramas de pressão vs entalpia no Coolpack teve de ter-se em conta o seguinte:

- Rendimento isentrópico – No Coolpack foi definido no ciclo um rendimento isentrópico. No Pack Calculation Pro o rendimento isentrópico é variável ao longo do ano, pelo que foi estimado para este um valor médio a partir do gráfico que mostra o rendimento isentrópico do sistema ao longo do ano (separador “Plots”, em “2. Calculate”). Esse valor médio foi então o utilizado no Coolpack.
- Rendimento volumétrico – No Coolpack foi definido no ciclo um rendimento volumétrico. No Pack Calculation Pro o rendimento volumétrico é variável ao longo do ano, pelo que foi estimado para este um valor médio a partir do gráfico que mostra o rendimento volumétrico do sistema ao longo do ano (separador “Plots”, em “2. Calculate”). Esse valor médio foi então o utilizado no Coolpack.
- Sobreaquecimento – No Coolpack é pedido apenas o sobreaquecimento no evaporador, ao passo que no programa Pack Calculation Pro foi tendo em conta a montante do compressor esse mesmo superaquecimento e um superaquecimento na linha de sucção. O sobreaquecimento usado no Coolpack foram esses dois superaquecimentos, pois estes têm influência no desempenho do ciclo.

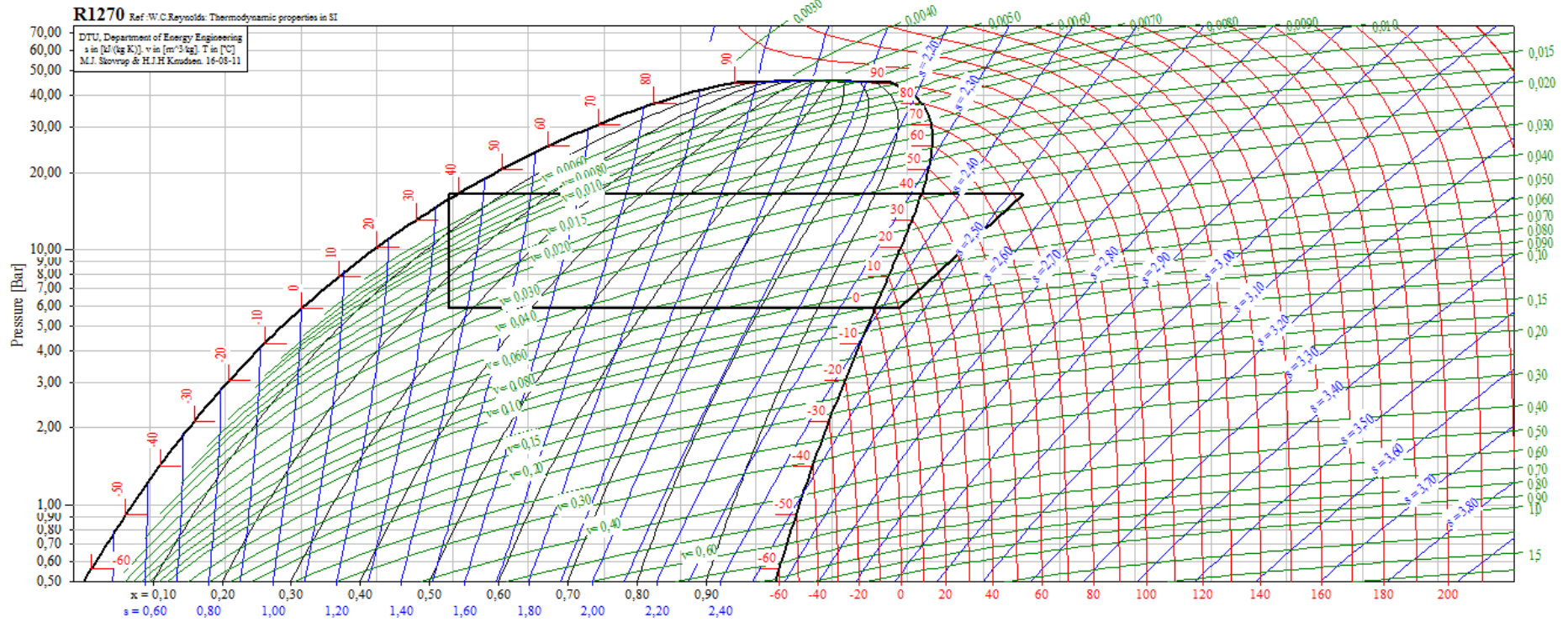


Figura 56 – Diagrama Log (P) – h do R1270.

Values at points 1-6,15 for the selected one stage cycle

Point	T	P	v	h	s
	[°C]	[bar]	[m <sup>3</sup> /kg]	[kJ/kg]	[kJ/(kg K)]
1	9,999	5,849	0,085615	594,329	2,4426
2	73,387	16,488	0,034708	676,305	2,5260
3	73,387	16,488	0,034708	676,305	2,5260
4	38,000	16,488	N/A	298,007	N/A
5	0,000	5,849	N/A	298,007	N/A
6	10,000	5,849	0,085609	594,329	2,4426

Figura 57 – Propriedades termodinâmicas dos pontos, diagrama Log (P) – h, R1270.

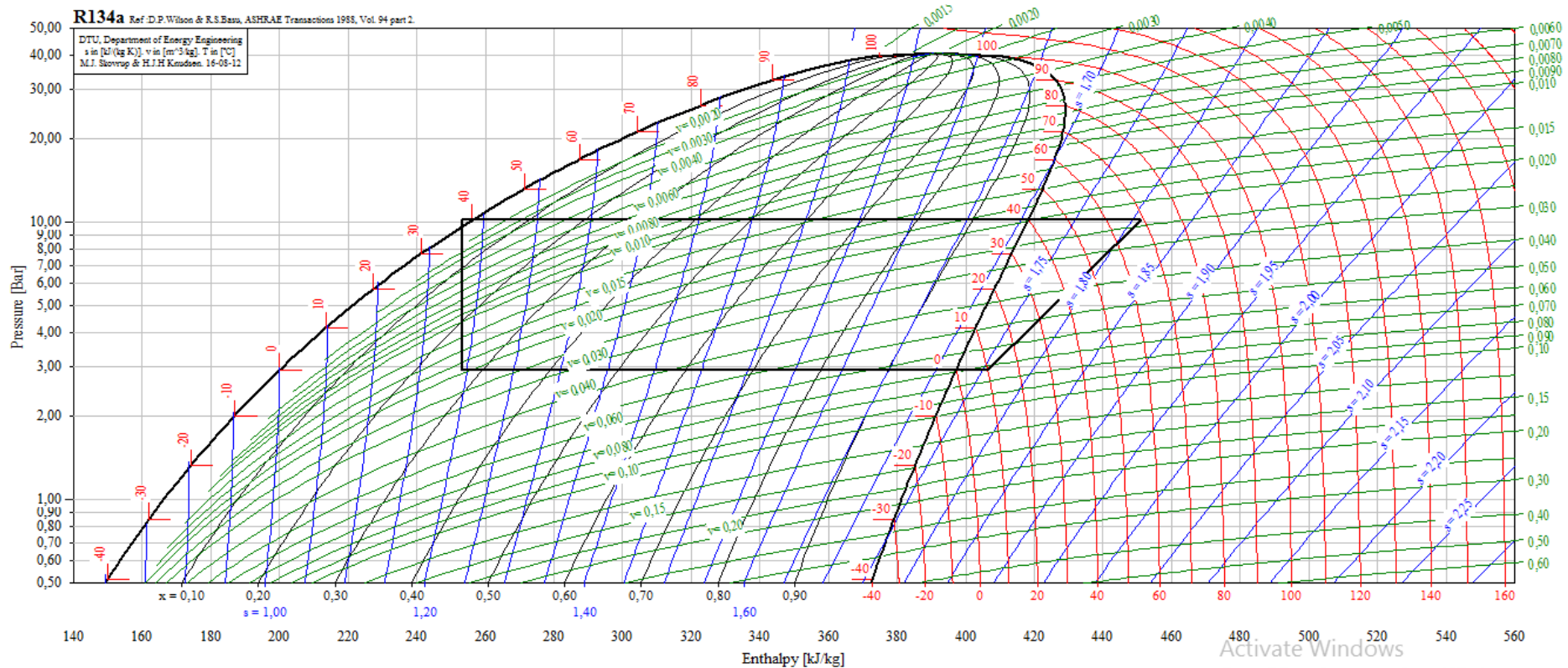


Figura 58 – Diagrama Log (P) – h do R134a.

Values at points 1-6,15 for the selected one stage cycle

Point	T	P	v	h	s
	[°C]	[bar]	[m <sup>3</sup> /kg]	[kJ/kg]	[kJ/(kg K)]
1	10,000	2,928	0,072500	406,378	1,7550
2	69,332	10,164	0,023692	451,306	1,8082
3	69,332	10,164	0,023692	451,306	1,8082
4	38,000	10,164	N/A	253,179	N/A
5	N/A	2,928	N/A	253,179	N/A
6	10,000	2,928	0,072497	406,378	1,7550

Figura 59 – Propriedades termodinâmicas dos pontos, diagrama Log (P) – h, R134a.

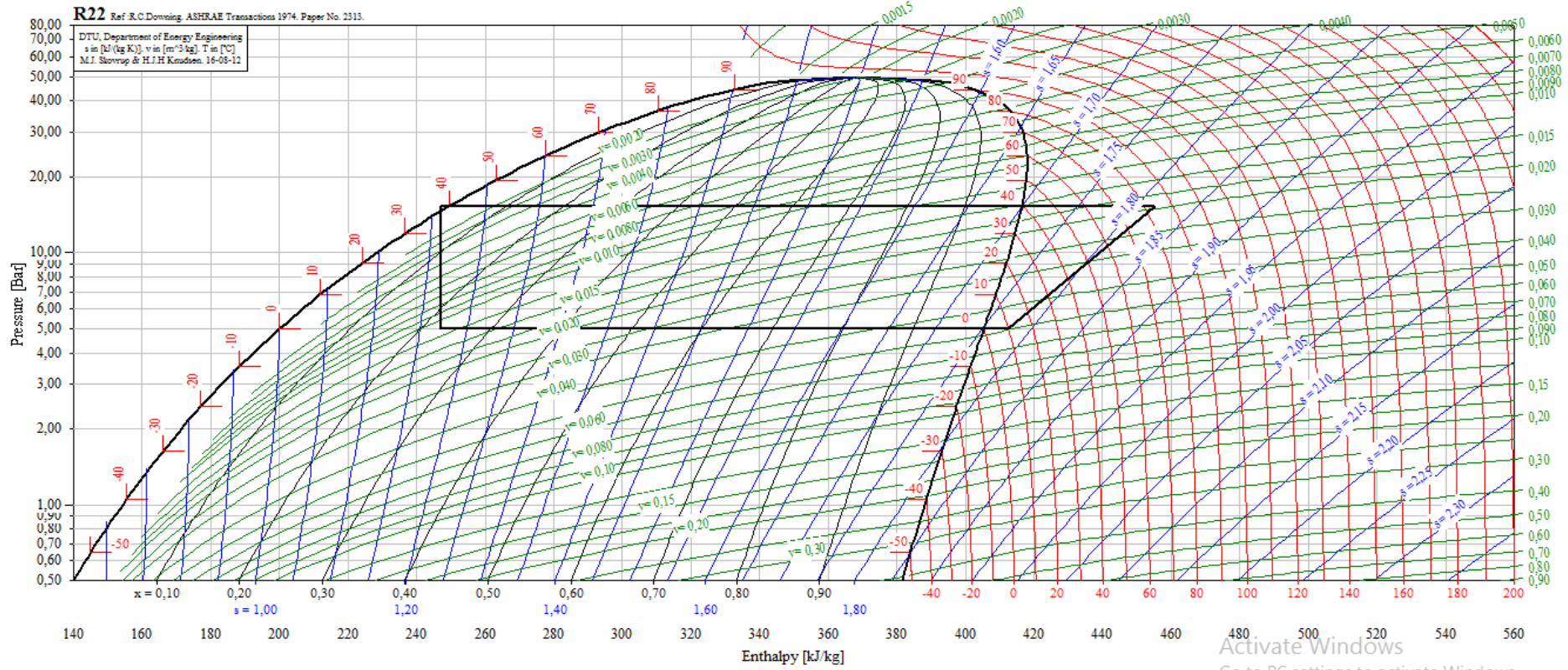


Figura 60 – Diagrama Log (P) – h do R22.

Values at points 1-6,15 for the selected one stage cycle

Point	T	P	v	h	s
	[°C]	[bar]	[m <sup>3</sup> /kg]	[kJ/kg]	[kJ/(kg K)]
1	9,999	4,976	0,049629	412,576	1,7778
2	83,885	15,335	0,019448	455,312	1,8155
3	83,885	15,335	0,019448	455,312	1,8155
4	38,000	15,335	N/A	247,029	N/A
5	N/A	4,976	N/A	247,029	N/A
6	10,000	4,976	0,049627	412,576	1,7778

Figura 61 – Propriedades termodinâmicas dos pontos, diagrama Log (P) – h, R22.

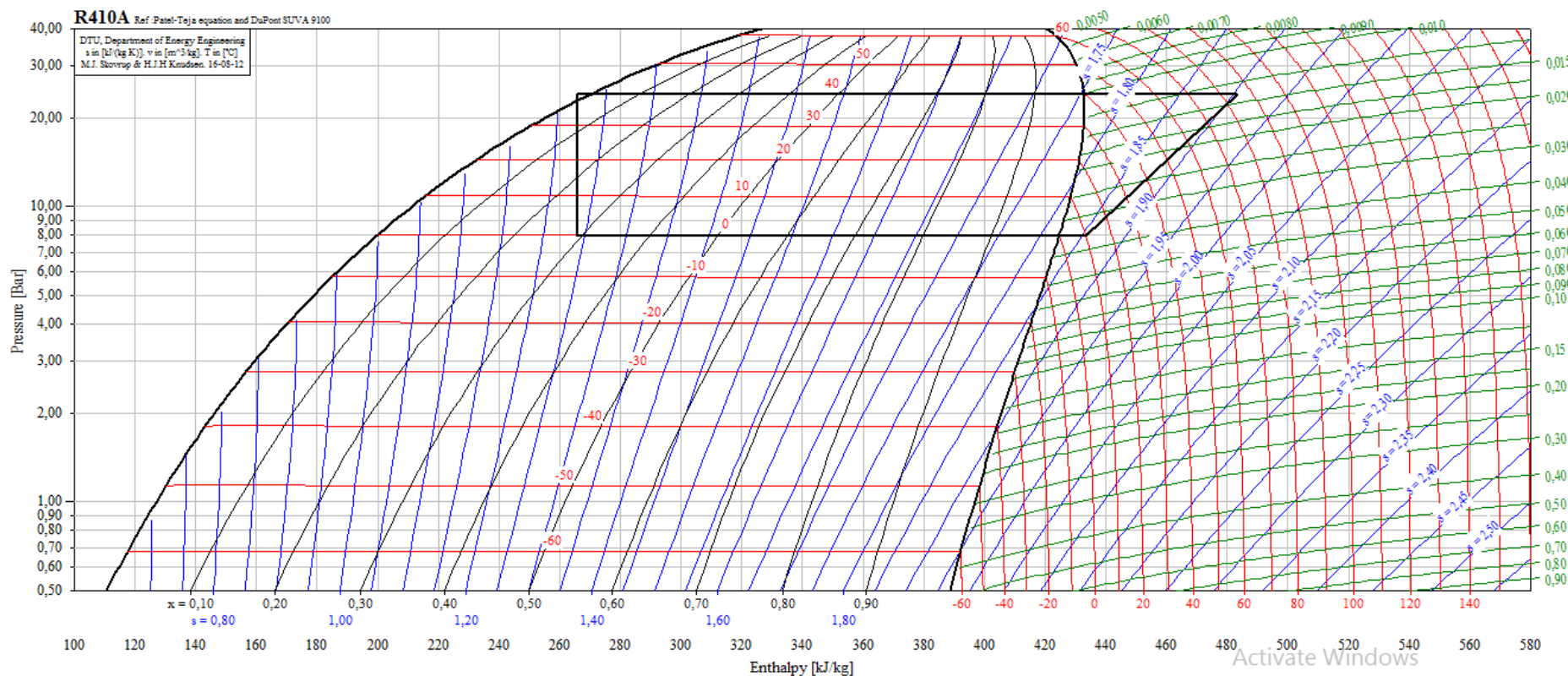


Figura 62 – Diagrama Log (P) – h do R410a.

Values at points 1-6,15 for the selected one stage cycle

Point	T	P	v	h	s
	[°C]	[bar]	[m <sup>3</sup> /kg]	[kJ/kg]	[kJ/(kg K)]
1	10,010	7,986	0,035446	433,333	1,8539
2	85,354	23,981	0,013877	483,548	1,9050
3	85,354	23,981	0,013877	483,548	1,9050
4	37,825	23,981	N/A	265,922	N/A
5	N/A	7,986	N/A	265,922	N/A
6	10,010	7,986	0,035446	433,333	1,8539

Figura 63 – Propriedades termodinâmicas dos pontos, diagrama Log (P) – h, R410a.

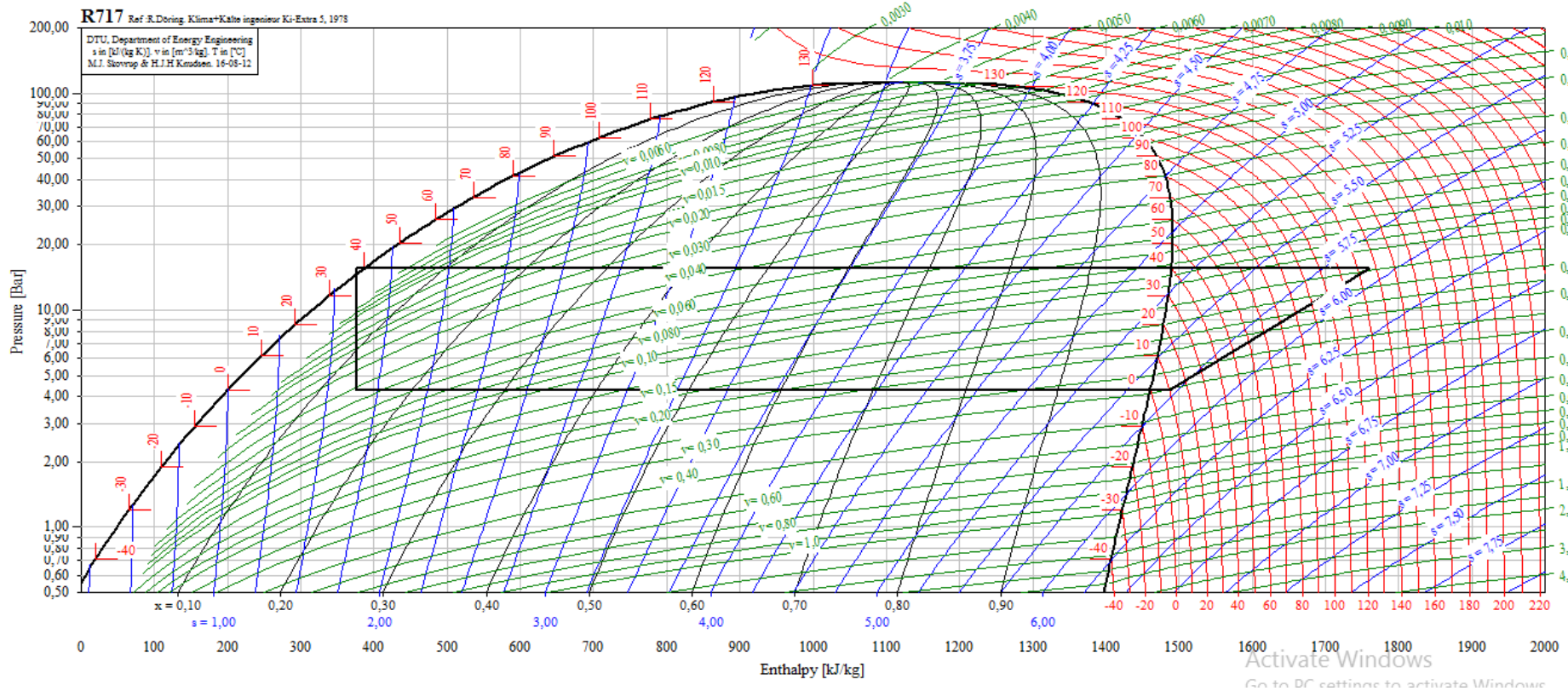


Figura 64 – Diagrama Log (P) – h do R717.

Values at points 1-6,15 for the selected one stage cycle

Point	T	P	v	h	s
	[°C]	[bar]	[m <sup>3</sup> /kg]	[kJ/kg]	[kJ/(kg K)]
1	10,000	4,294	0,302949	1486,802	5,7093
2	136,244	15,549	0,122271	1759,690	5,9099
3	136,244	15,549	0,122271	1759,690	5,9099
4	38,000	15,549	N/A	376,862	N/A
5	0,000	4,294	N/A	376,862	N/A
6	10,000	4,294	0,302943	1486,802	5,7093

Figura 65 – Propriedades termodinâmicas dos pontos, diagrama Log (P) – h, R717.

## 6.2 Anexo B – Dados técnicos dos compressores usados no Pack Calculation Pro

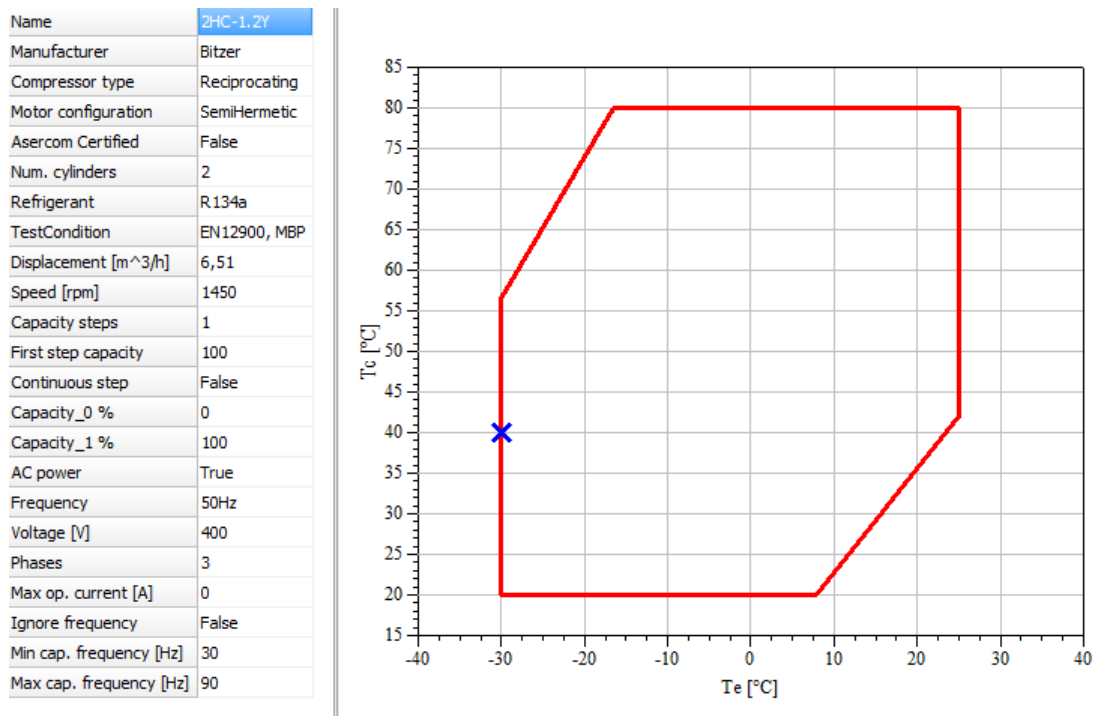


Figura 66 – Dados técnicos do compressor 2HC-1.2Y, da Bitzer.

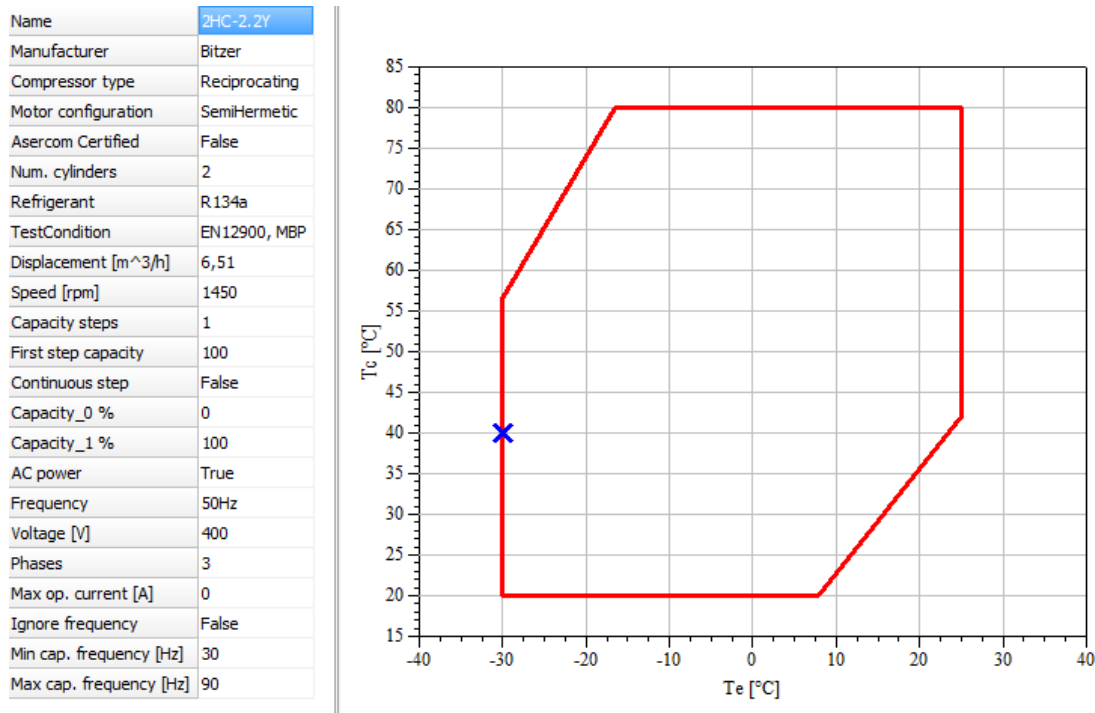


Figura 67 – Dados técnicos do compressor 2HC-2.2Y, da Bitzer.

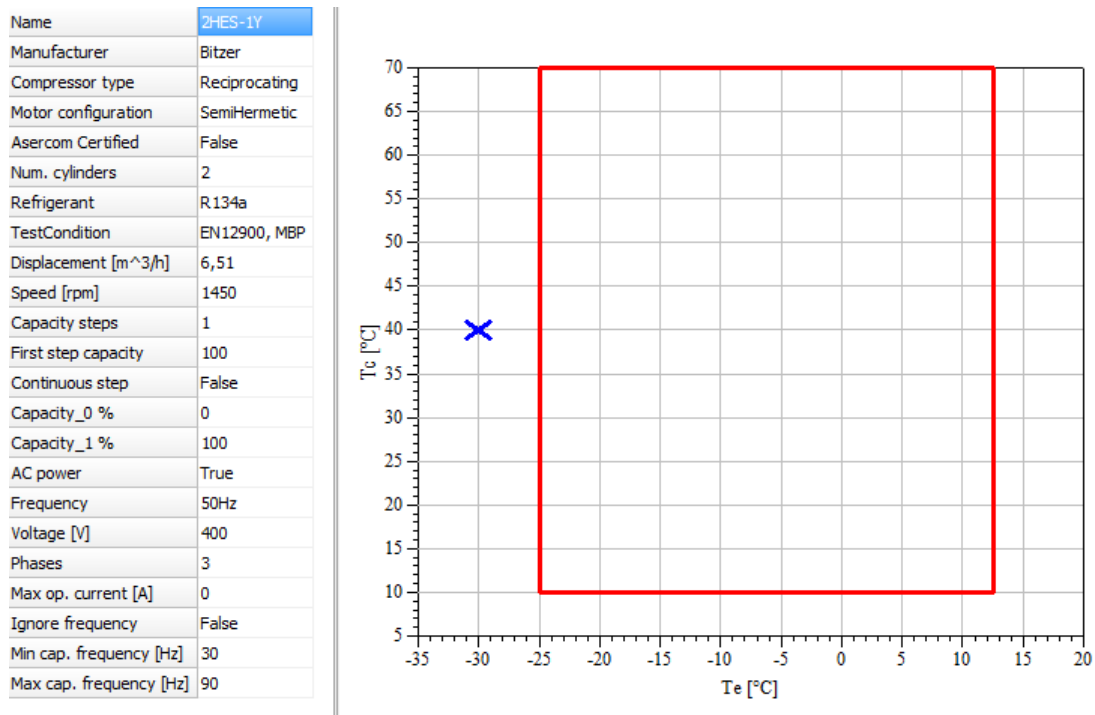


Figura 68 – Dados técnicos do compressor 2HES-1Y, da Bitzer.

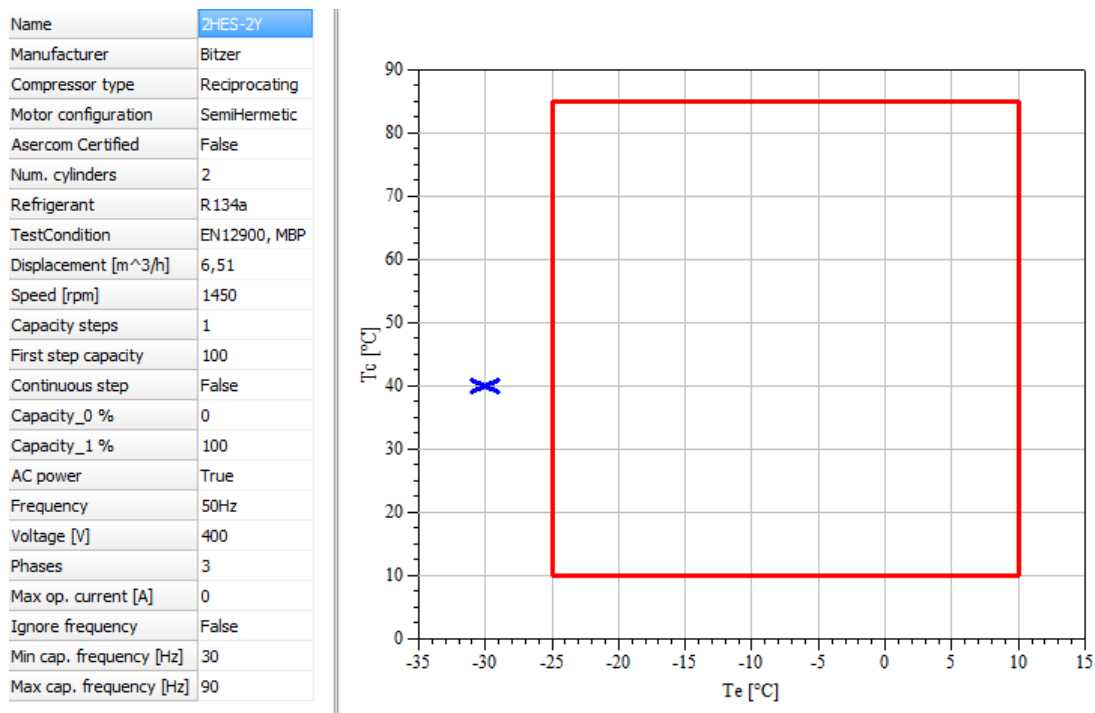


Figura 69 – Dados técnicos do compressor 2HES-2Y, da Bitzer.

Name	2JC-07.2Y
Manufacturer	Bitzer
Compressor type	Reciprocating
Motor configuration	SemiHermetic
Asercom Certified	False
Num. cylinders	2
Refrigerant	R134a
TestCondition	EN12900, MBP
Displacement [m <sup>3</sup> /h]	5,21
Speed [rpm]	1450
Capacity steps	1
First step capacity	100
Continuous step	False
Capacity_0 %	0
Capacity_1 %	100
AC power	True
Frequency	50Hz
Voltage [V]	400
Phases	3
Max op. current [A]	0
Ignore frequency	False
Min cap. frequency [Hz]	30
Max cap. frequency [Hz]	90

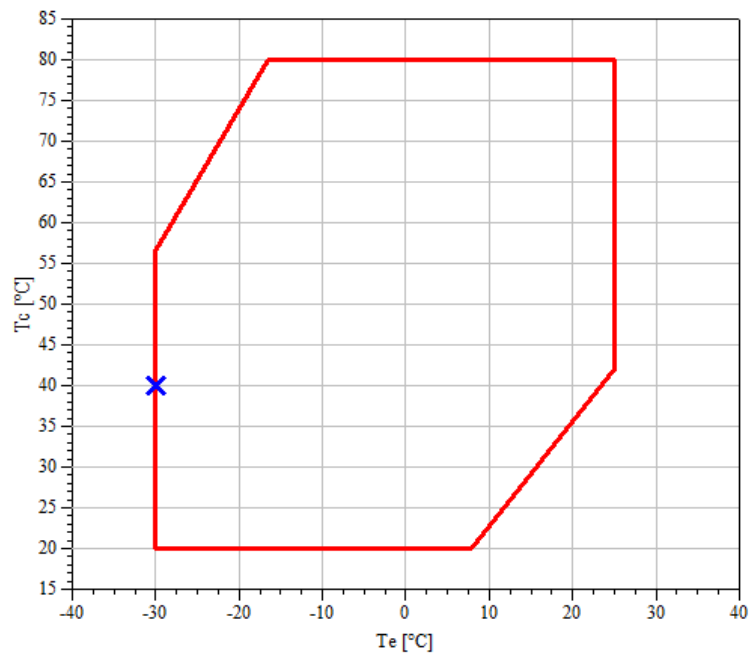


Figura 70 – Dados técnicos do compressor 2JC-07.2Y, da Bitzer.

Name	2JES-07Y
Manufacturer	Bitzer
Compressor type	Reciprocating
Motor configuration	SemiHermetic
Asercom Certified	False
Num. cylinders	2
Refrigerant	R134a
TestCondition	EN12900, MBP
Displacement [m <sup>3</sup> /h]	5,21
Speed [rpm]	1450
Capacity steps	1
First step capacity	100
Continuous step	False
Capacity_0 %	0
Capacity_1 %	100
AC power	True
Frequency	50Hz
Voltage [V]	400
Phases	3
Max op. current [A]	0
Ignore frequency	False
Min cap. frequency [Hz]	30
Max cap. frequency [Hz]	90

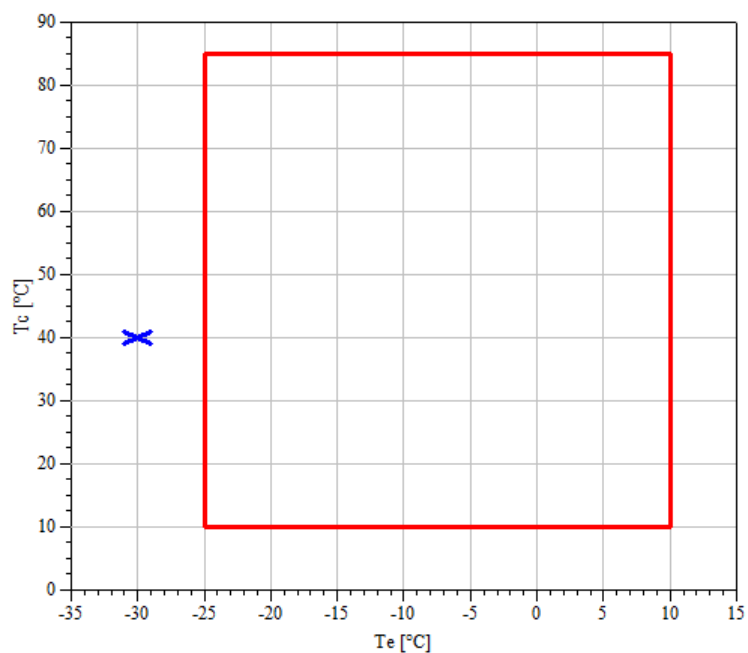


Figura 71 – Dados técnicos do compressor 2JES-07Y, da Bitzer.

Name	2KC-05.2Y
Manufacturer	Bitzer
Compressor type	Reciprocating
Motor configuration	SemiHermetic
Asercom Certified	False
Num. cylinders	2
Refrigerant	R134a
TestCondition	EN12900, MBP
Displacement [m <sup>3</sup> /h]	4,06
Speed [rpm]	1450
Capacity steps	1
First step capacity	100
Continuous step	False
Capacity_0 %	0
Capacity_1 %	100
AC power	True
Frequency	50Hz
Voltage [V]	400
Phases	3
Max op. current [A]	0
Ignore frequency	False
Min cap. frequency [Hz]	30
Max cap. frequency [Hz]	90

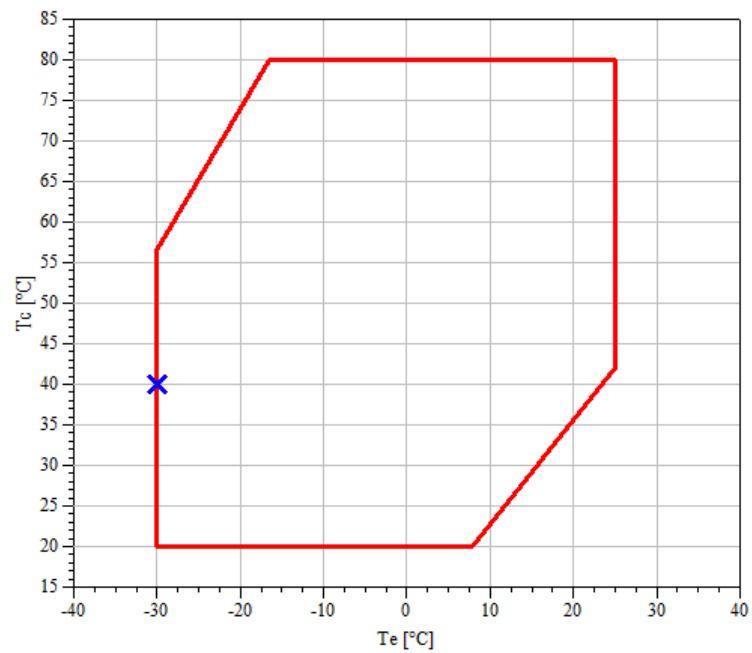


Figura 72 – Dados técnicos do compressor 2KC-05.2Y, da Bitzer.

Name	2KES-05Y
Manufacturer	Bitzer
Compressor type	Reciprocating
Motor configuration	SemiHermetic
Asercom Certified	False
Num. cylinders	2
Refrigerant	R134a
TestCondition	EN12900, MBP
Displacement [m <sup>3</sup> /h]	4,06
Speed [rpm]	1450
Capacity steps	1
First step capacity	100
Continuous step	False
Capacity_0 %	0
Capacity_1 %	100
AC power	True
Frequency	50Hz
Voltage [V]	400
Phases	3
Max op. current [A]	0
Ignore frequency	False
Min cap. frequency [Hz]	30
Max cap. frequency [Hz]	90

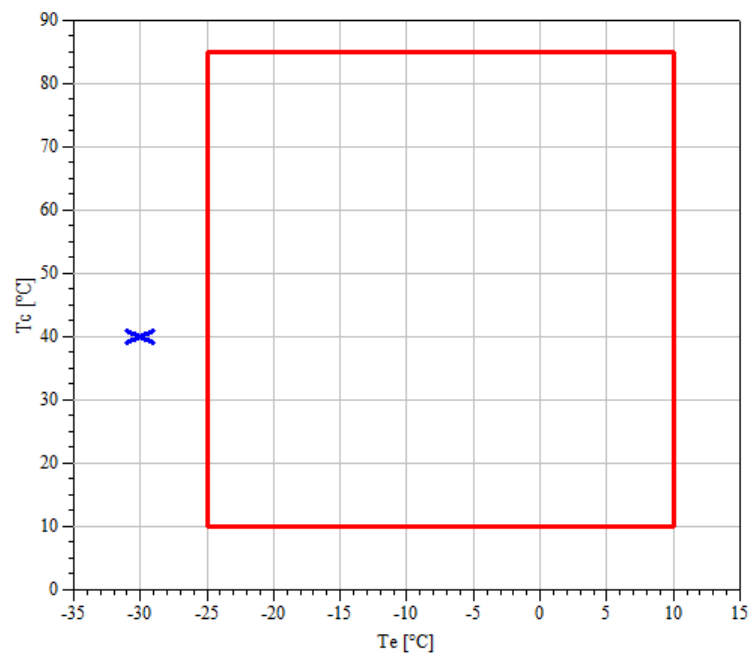


Figura 73 – Dados técnicos do compressor 2KES-05Y, da Bitzer.

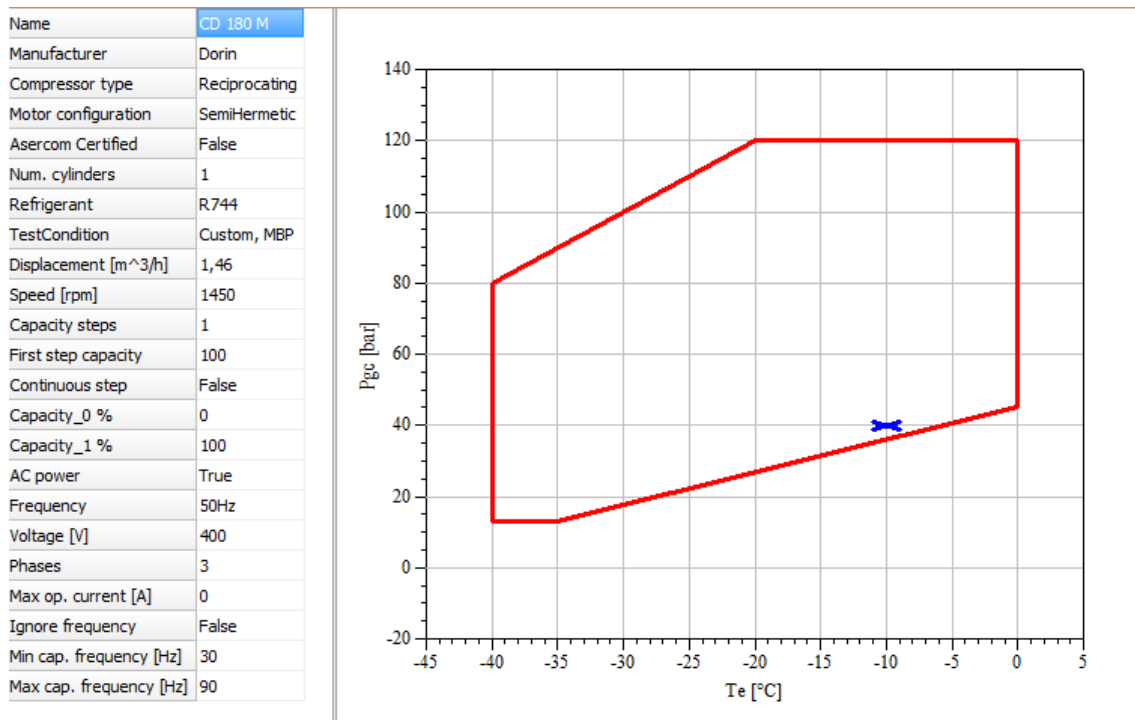


Figura 74 – Dados técnicos do compressor CD 180 M, da Dorin.

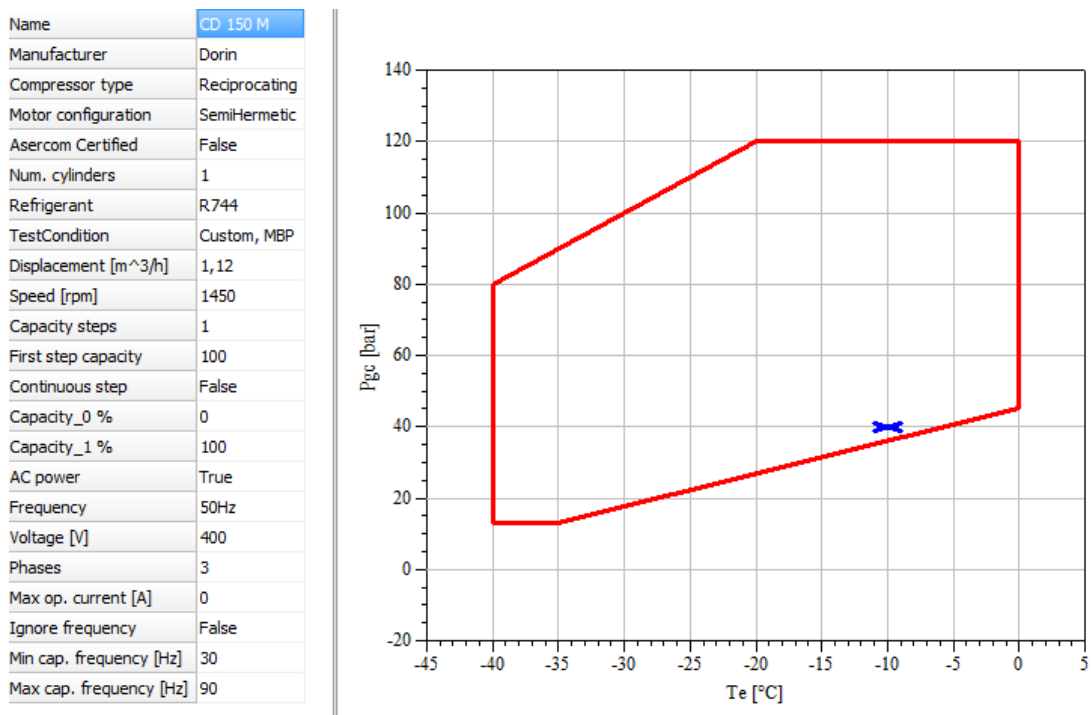


Figura 75 – Dados técnicos do compressor CD 150 M, da Dorin.

Name	CD 360 M
Manufacturer	Dorin
Compressor type	Reciprocating
Motor configuration	SemiHermetic
Asercom Certified	False
Num. cylinders	1
Refrigerant	R744
TestCondition	Custom, MBP
Displacement [m <sup>3</sup> /h]	3
Speed [rpm]	1450
Capacity steps	1
First step capacity	100
Continuous step	False
Capacity_0 %	0
Capacity_1 %	100
AC power	True
Frequency	50Hz
Voltage [V]	400
Phases	3
Max op. current [A]	0
Ignore frequency	False
Min cap. frequency [Hz]	30
Max cap. frequency [Hz]	90

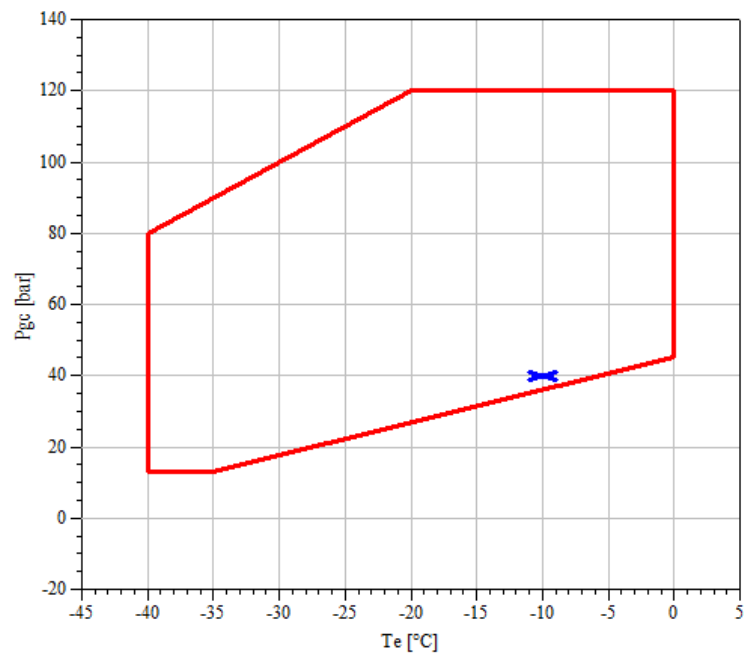


Figura 76 – Dados técnicos do compressor CD 360 M, da Dorin.

Name	HighStage CO2, Trans
Manufacturer	Simple
Compressor type	Reciprocating
Motor configuration	SemiHermetic
Asercom Certified	False
Num. cylinders	1
Refrigerant	R744
TestCondition	Custom, LBP
Displacement [m <sup>3</sup> /h]	0,6
Speed [rpm]	2900
Capacity steps	1
First step capacity	100
Continuous step	False
Capacity_0 %	0
Capacity_1 %	100
AC power	True
Frequency	50Hz
Voltage [V]	240
Phases	1
Max op. current [A]	0
Ignore frequency	False
Min cap. frequency [Hz]	30
Max cap. frequency [Hz]	90

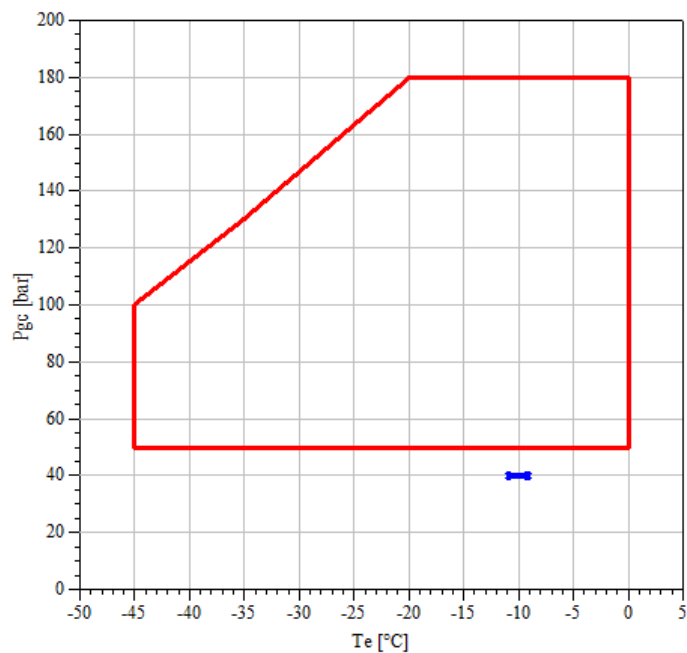


Figura 77 – Dados técnicos do compressor HighStage CO2, Trans, da Simple.