



ISEL

INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA

Área departamental de Engenharia Mecânica

Estudo de várias soluções existentes e em desenvolvimento de CO₂ subcrítico e CO₂ transcrito, aplicadas a instalações frigoríficas da indústria agroalimentar

JOSÉ CARLOS DA SILVA FIDALGO

(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica
– Perfil de Energia, refrigeração e climatização

Orientador:

Engenheiro Especialista Francisco Manuel Gonçalves dos Santos

Júri:

Presidente:

Professor Doutor João Manuel Ferreira Calado

Vogais:

Professor Doutor João Nuno Pinto Miranda Garcia

Engenheiro Especialista Francisco Manuel Gonçalves dos Santos

julho de 2017

Esta página foi propositadamente deixada em branco



ISEL

INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA

Área departamental de Engenharia Mecânica

Estudo de várias soluções existentes e em desenvolvimento de CO₂ subcrítico e CO₂ transcrito, aplicadas a instalações frigoríficas da indústria agroalimentar

JOSÉ CARLOS DA SILVA FIDALGO

(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica
– Perfil de Energia, refrigeração e climatização

Orientador:

Engenheiro Especialista Francisco Manuel Gonçalves dos Santos

Júri:

Presidente:

Professor Doutor João Manuel Ferreira Calado

Vogais:

Professor Doutor João Nuno Pinto Miranda Garcia

Engenheiro Especialista Francisco Manuel Gonçalves dos Santos

julho de 2017

Esta página foi propositadamente deixada em branco

Agradecimentos

A todos aqueles que direta ou indiretamente me apoiaram, desde profissionais da minha área de trabalho, família amigos; a todos os que colocaram grandes expectativas em mim e que em alguma altura possam ter ficado dececionados; aos que acreditaram em mim, aos que me questionaram e duvidaram fazendo-me trabalhar mais e mais para provar que sou capaz o meu mais sincero obrigado e as minhas desculpas por não referenciar nome a nome pois não chegaria esta página para enumerar todos aqueles que, fazendo parte do mundo da refrigeração me proporcionaram todo o apoio e carinho durante a execução deste trabalho.

À minha mãe, à minha namorada e ao meu irmão por tudo o que abdicaram para que isto fosse possível, desde a minha ausência por dedicação a esse trabalho passando pelo constante apoio para proporcionar momentos de desconpressão.

Aos meus colegas das empresas às quais pertenci durante todo o meu percurso académico, inicialmente Hiperfrio e atualmente Consulfrio.

Ao meu orientador pelo apoio prestado durante a execução do trabalho e pelo apoio no “caminho a seguir”.

À memória do meu falecido pai e do meu falecido padrinho. Pelo orgulho que seria para cada um deles a conclusão desta fase da minha vida.

A todos os acima enumerados dedico este trabalho pois foram todos os que permitiram que isto fosse possível, e acima de tudo por terem sido todos os que fizeram com que eu fosse quem sou à data de hoje. São os responsáveis pela minha felicidade na conclusão deste percurso e por me puder orgulhar de trabalhar e fazer aquilo que mais gosto.

Esta página foi propositadamente deixada em branco

Resumo

Desde os primórdios da refrigeração foram utilizados fluidos naturais para a execução de circuitos frigoríficos. Com o avançar da tecnologia dos conhecimentos físico-químicos foram criados fluidos com propriedades termodinâmicas mais melhores e com menos riscos para a sua utilização, os CFC's.

Mais tarde descobriu-se o efeito negativo que estes fluidos provocavam no nosso planeta a longo prazo, falamos de efeitos de estufa e destruição da camada do Ozono. A expansão destes fluidos terá sido tão rápida que vivemos um período em que é urgente travar esta evolução. A criação de legislação europeia para a restrição à utilização de gases fluorados é uma maior valia para impulsionar a tecnologia a trabalhar novas soluções com fluidos amigos do ambiente.

O avanço da tecnologia permite hoje a utilização de fluidos que há cerca de 200 anos constituíam riscos para os utilizadores. Vivemos agora uma época em que se conhecem melhor as resistências dos materiais, existem materiais com melhores qualidades, desenvolveram-se equipamentos de segurança e como tal, hoje em dia volta a ser possível a utilização do CO₂ em circuitos frigoríficos.

Independentemente de existirem agora materiais que permitem elevadas pressões, do ponto de vista termodinâmico, existem condicionantes à utilização do CO₂, nomeadamente a temperatura exterior que limita a eficiência da instalação.

Assim para países quentes qual será o melhor sistema? CO₂ subcrítico (funciona como um circuito frigorífico “normal”, abaixo do ponto crítico do CO₂, e para tal necessita de uma montagem do tipo cascata, com recurso a um outro tipo de fluido como fluido primário.) ou CO₂ transcrito (Não necessita de um circuito para condensação do CO₂, no entanto trabalha a temperaturas e pressões muito mais elevadas). Dentro de cada um dos sistemas anteriormente referenciados poderão ainda subdividir-se em sistemas de expansão direta ou sistemas inundados (por bombagem ou por gravidade).

Considerando uma das cidades com o extremo climatológico mais elevado em Portugal, Santarém, efetua-se um estudo para a aplicação dos dois tipos de sistemas, tendo em conta as mesmas instalações – um típico armazém para pequenos distribuidores constituído por espaços de armazenamento de congelados, refrigerados e espaços de trabalho (cargas e descargas).

A instalação frigorífica tipificada não corresponde a uma instalação existente pelo que todo o processo de seleção, comparação e análise se baseia em fundamentos teóricos. O layout em estudo é corresponde a uma instalação existente (atualmente com uma solução de instalação frigorífica diferente).

O estudo compara duas soluções (1 subcrítico + 1 transcrito) do ponto de vista do custo de investimento inicial, custos de exploração (manutenção e consumo) análise de riscos/ segurança e por fim uma análise económico-financeira que resume os resultados das anteriormente referidas.

Em vários pontos da análise são utilizados exemplos reais de instalações existentes em Portugal, no entanto estas abordagens apresentam algumas limitações na exposição devido a compromissos de confidencialidade com os donos das instalações.

Palavras Chave

Refrigeração; Dióxido de Carbono; Aquecimento Global; Eficiência Energética.

Abstract

Natural cooling fluid for running cooling circuits are used since the early of refrigeration. With advancing of technology, physicochemical knowledge, some fluids were created with best thermodynamic properties and with less risk for end users, the CFCs.

Later it was discovered the negative impact that these fluids caused at long-term in our planet, we talk about greenhouse effect and destruction of the ozone layer. The expansion of these fluids has been so rapid that we live in a period that is urgent stop this utilization. The creation of European legislation for restricting the use of fluorinated gases is greater value to drive the technology to work new solutions with environmentally friendly fluids.

The today's advancement of technology allows the use of fluids that about 200 years ago was risk to end users. We now live in an age that know better the resistance of the materials, there are materials with better qualities, have developed safety equipment and as such, now again it's possible the use of CO₂ in refrigeration circuits.

Regardless now existing materials that allow high pressures, thermodynamically, there are constraints to the use of CO₂, particularly the outdoor temperature that limits the efficiency of the installation.

So, to warm countries what is the best system? CO₂ subcritical (functions as a "normal" cooling circuit below the critical point of the CO₂, and this requires an assembly of the cascade type installation, using another type of fluid as the primary fluid.) Or transcritical CO₂ (not need a circuit for condensing CO₂, but works at much higher temperatures and pressures). Within each of the previously referenced systems may be further subdivided into direct expansion systems or flooded systems (by pumping or by gravity).

Considering one of the cities with the highest climatological extreme in Portugal, Santarém, makes a study for the application of the two types of systems, taking into account the same facilities - a typical warehouse for small distributors consists of frozen storage spaces, chilled and work spaces (loading and unloading areas).

The typed installation does not correspond to an existing installation at the whole process of selection, comparison and analysis is based on theoretical foundations. The layout under study corresponds to an existing installation (currently with a different refrigeration installation solution).

The study compares the two solutions (1 subcritical + 1 Transcritical) inciding on the initial investment cost, operating costs (maintenance and use), risk analysis / security and finally a financial and economic analysis that summarizes the results of the above.

At various points of efficiency analysis are used real examples of existing facilities in Portugal, however these approaches have some limitations in exposure due to confidentiality agreements with the owners of the facilities.

Keywords

Refrigeration; Carbon dioxide; Global warming; Energetic Efficiency.

Índice

1. INTRODUÇÃO	1
1.1. Enquadramento histórico	1
1.2. Legislação e respetivas condicionantes à utilização de CFC's e HCFC's..	10
1.3. Os fluidos naturais como única alternativa.....	17
1.4. A opção – CO ₂	20
2. TIPIFICAÇÃO DE UMA INSTALAÇÃO FRIGORÍFICA AGROINDUSTRIAL	
2.1. Definição das características climáticas	23
2.2. Definição e quantificação da operação.....	25
2.3. Balanço térmico dos espaços	30
3. CO₂ – SUBCRÍTICO.....	45
3.1. Conceito e princípios de funcionamento	45
3.2. Principais características e variantes dos vários componentes.....	55
3.3. Seleção de equipamentos para a instalação em estudo	57
4. CO₂ TRANSCRÍTICO	63
4.1. Conceito e princípios de funcionamento	63
4.2. Principais características e variantes dos vários componentes.....	70
4.3. Seleção de equipamentos para a instalação em estudo	73
5. ANÁLISE COMPARATIVA DAS SOLUÇÕES ABORDADAS.....	79
5.1. Análise de custos de instalação.....	79
5.2. Análise de necessidades de manutenção	84
5.3. Análise de segurança.....	86
5.4. Análise económico-financeira	92

6. CONCLUSÕES	95
7. SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS.....	97
8. REFERÊNCIAS.....	99
9. ANEXOS	101

Índice de Figuras

Figura 1 – Armazenamento de gelo em abrigo subterrâneo [12].....	2
Figura 2- Projeto da máquina frigorífica de Evans [13]	4
Figura 3 – Máquina frigorífica concebida por John Gorrie [14].....	5
Figura 4 – Máquina frigorífica de Ferdinand Carré [15]	5
Figura 5 – Compressor de amoníaco de Carl Von Linde [16]	6
Figura 6 – Frigoríficos domésticos, constituídos por uma câmara isotérmica onde se colocavam blocos de gelo [17].....	7
Figura 7 – Thomas Midgley, criador dos CFC's [18].....	9
Figura 8 – Professor James Lovelock, autor da teoria de “gaia” [19].....	9
Figura 9 - Evolução do buraco do ozono entre 1984 e 2002 [20].....	10
Figura 10 – EU HFC Phase Down [21]	13
Figura 11 - Obtenção do valor TEWI [22].....	14
Figura 12 – Variáveis do LCCP [23]	16
Figura 13 - GWP de alguns fluidos frigorigéneos utilizados [25]	18
Figura 14 - Apresentação de valores de GWP e ODP de alguns fluidos frigorigéneos e indicação dos vários limites regulamentares impostos a este tipo de fluidos [24]	19
Figura 15 - Comparação relativa de toxicidade e inflamabilidade de alguns fluidos naturais [24].....	20
Figura 16 - Principais características de alguns fluidos utilizados em refrigeração [26]	21
Figura 17 - Mapa global com definição teórica dos limites de eficiência do CO ₂ transcrito [27]	21
Figura 18 - Disposição da estiva em paletes tipo Euro palete na câmara de congelados	26
Figura 19 - Disposição da estiva em paletes tipo Euro palete na câmara de refrigerados de frutas e legumes.....	27

Figura 20 - Disposição da estiva em paletes tipo Euro palete na câmara de refrigerados de lacticínios.....	28
Figura 21 - Gráfico de renovações de ar em função do volume de uma câmara frigorífica [3]	37
Figura 22 - Diagrama da Mollier do R744/ CO ₂ [24]	45
Figura 23 - Diagrama e pontos notáveis do circuito de congelados a CO ₂ subcrítico	47
Figura 24 - Ciclo frigorífico a CO ₂ subcrítico -18°C/0°C	49
Figura 25 – Ciclo frigorífico a R134a -6°C/+50°C	50
Figura 26 - Circuito frigorífico Cascata HFC em regime positivo + CO ₂ em regime negativo	52
Figura 27 - Circuito frigorífico CO ₂ Subcrítico, em cascata.....	53
Figura 28 - Formação de carbamato de amónio [24]	53
Figura 29 - Tubagem obstruída com carbamato de amónio [24].....	54
Figura 30 - Representação do trabalho do compressor no ciclo frigorífico de CO ₂ subcrítico	56
Figura 31 - Circuito básico de CO ₂ transcrítico	63
Figura 32 - Ciclo básico de CO ₂ Transcrítico [24]	64
Figura 33 - Esquema de circuito frigorífico a CO ₂ transcrítico com válvula de gas-by-pass	65
Figura 34 - Ciclo frigorífico transcrítico com gas-by-pass	66
Figura 35 Circuito de CO ₂ transcrítico bi-temperatura com congelados em instalação tipo "Booster" (inclui gas-by-pass).....	66
Figura 36 - Circuito frigorífico CO ₂ Booster com gas-by-pass e compressor paralelo	68
Figura 37 - Representação de um circuito frigorífico a CO ₂ transcrítico com válvula de gas-by-pass + compressores paralelos + recuperação de calor na descarga + circuito de óleo [27].....	69

Figura 38 - Diagrama pressão - Temperatura de projeto do CO ₂ [24]	70
Figura 39 - Quadro comparativo de tubagens de líquido e de aspiração de R134a, R717 e CO ₂ [24]	72
Figura 40 - Válvula de corte de esfera com orifício para equalização de pressão [24]	72
Figura 41 - Proporção dos elementos da instalação frigorífica no custo global ...	80
Figura 42 - Gráfico comparativo do custo de compressores	81
Figura 43 - Gráfico comparativo do custo de componentes da central	82
Figura 44 – Gráfico comparativo do custo de componentes da instalação frigorífica	82
Figura 45 - Gráfico comparativo do custo de fluido frigorígeno	83
Figura 46 - Gráfico comparativo do custo do condensador/ Gas-cooler	83
Figura 47 - Gráfico comparativo do custo total da instalação frigorífica	84
Figura 48 - Detetores de fugas para CO ₂ [24]	86
Figura 49 - Válvula de alívio de pressão Henry[31]	87
Figura 50 – Mudanças de fase durante a expansão do CO ₂ [30]	88
Figura 51 - Expansão de CO ₂ a partir do estado líquido	89
Figura 52 - Expansão do CO ₂ com a temperatura, em comparação com outros fluidos frigorígenos [24]	90
Figura 53 - Grupo compressor condensador dedicado para arrefecimento do depósito [24]	90
Figura 54 - Válvula de corte com instalação de válvula unidirecional e m bypass [24]	91
Figura 55 - Comparativo de consumos elétricos mensais das instalações tipificadas	92
Figura 56 - Comparativo das emissões de CO ₂ para a atmosfera das instalações tipificadas	93

Esta página foi propositadamente deixada em branco

Índice de Tabelas

Tabela 1 - Extremos Climatológicos nas capitais de distrito de Portugal [28]	24
Tabela 2 - Dimensões interiores por espaço	27
Tabela 3 - Capacidades de armazenamento das câmaras frigoríficas	28
Tabela 4 - Cálculo do fluxo de calor através das envolventes	34
Tabela 5 – Cálculo do fluxo de calor derivado aos produtos	36
Tabela 6 - Cálculo do fluxo de calor devido à entrada de ar nas câmaras	38
Tabela 7 - Calor gerado pelos funcionários do armazém.....	39
Tabela 8 - Calor gerado pela iluminação	39
Tabela 9 - Calor gerado pelos motores dos ventiladores	40
Tabela 10 - Calor gerado pelas resistências de descongelação	41
Tabela 11 - Calor gerado pelas máquinas de apoio à operação	42
Tabela 12 - Calor gerado no interior das câmaras.....	43
Tabela 13 - Quadro resumo do balanço térmico	44
Tabela 14 Valores de temperatura seca (DB), húmida (WB) e humidade relativa (HR) dos pontos extremos de uma evolução adiabática.....	48
Tabela 15 - Seleção de compressores CO ₂ subcrítico para o circuito de congelados da instalação em estudo	57
Tabela 16 - Seleção de compressores a R134a para o circuito de positivos da instalação em estudo.....	58
Tabela 17 - Seleção de permutador de placas evaporador R134a/Condensador CO ₂ para a instalação em estudo	59
Tabela 18 - Seleção de condensador a ar forçado, de R134a para a instalação em estudo.....	59
Tabela 19 – Evaporador R134a para a câmara de frutas e legumes da instalação em estudo.....	60

Tabela 20 – Evaporador R134a para a câmara de laticínios da instalação em estudo	60
Tabela 21 – Evaporador R134a para o cais de receção da instalação em estudo..	61
Tabela 22 – Evaporador R134a para o cais de expedição da instalação em estudo	61
Tabela 23 – Evaporador R134a para a sala de lixos da instalação em estudo	62
Tabela 24 – Evaporador para a câmara de congelados da instalação em estudo ..	62
Tabela 25 - Seleção de compressores CO ₂ subcrítico para o circuito de congelados da instalação em estudo	73
Tabela 26 - Seleção de compressores CO ₂ transcrito para o circuito de refrigerados da instalação em estudo	74
Tabela 27 - Seleção de gas-cooler a ar forçado, de CO ₂ para a instalação em estudo	74
Tabela 28 – Evaporador CO ₂ para a câmara de frutas e legumes da instalação em estudo.....	75
Tabela 29 – Evaporador CO ₂ para a câmara de laticínios da instalação em estudo	75
Tabela 30 – Evaporador CO ₂ para o cais de receção da instalação em estudo	76
Tabela 31 – Evaporador CO ₂ para o cais de expedição da instalação em estudo .	76
Tabela 32 – Evaporador CO ₂ para a sala de lixos da instalação em estudo.....	77
Tabela 33 – Evaporador para a câmara de congelados da instalação em estudo ..	77

Lista de Siglas

A.C. - Antes de Cristo;

E.U.A. – Estados Unidos da América;

CFC's – Clorofluocarbonetos;

HCFC's – Hidro-Clorofuocarbonetos;

HFC's - Hidrofluorocarbonetos;

HFO's – Hidrofluorolefinas;

HC's – Hidrocarbonetos;

GWP – Global Warming Potential – Potencial de aquecimento global;

ODP – Ozone depleting potential - Potencial de destruição da camada de ozono;

CEE – Comunidade económica europeia;

UNFCCC – United Nations Framework Convention on Climate Change;

GEE – Gases com efeito de estufa;

CO₂ – Dióxido de Carbono;

CH₄ – Metano;

N₂O: óxido nitroso;

PFC: perfluorcarbonetos;

SF₆: hexafluoreto de enxofre;

EU – European Union;

F-Gas – Fluorinated gases;

TEWI – Total equivalent warming impact;

LCCP – Life Cycle Climate Performance;

PAG – Potencial de aquecimento global;

IPMA – Instituto Português do Mar e da Atmosfera;

COP – Coefficient of performance

Esta página foi propositadamente deixada em branco

Lista de Programas

CoolPack;

AutoCad;

Pack Calculation Pro versão 4,20;

Simple one stage CO₂ Cycle;

Bitzer software 6.4;

Munters HDPsyChart 7.5.0

Lista de Símbolos



Dissipador de calor a ar (Condensador/ Gas-Cooler)



Absoror de calor a ar (Evaporador/ Frigodifusor)



Permutador de calor de placas



Separador de líquido



Bomba



Depósito de líquido



Compressor



Válvula de expansão



Sonda/ Bolbo de temperatura

Esta página foi propositadamente deixada em branco

1. Introdução

1.1. Enquadramento histórico

O termo refrigeração refere-se ao arrefecimento de um espaço ou substância abaixo da sua temperatura ambiente, ou seja, o processo de remover calor. A refrigeração mecânica utiliza a evaporação de um fluido frigorigéneo para absorver calor. Este fluido frigorigéneo, normalmente, após a evaporação é reaproveitado numa sequência de processos à qual chamamos ciclo de refrigeração, correspondente aos 4 seguintes processos básicos: evaporação, compressão, condensação e expansão do fluido frigorigéneo. Este ciclo de refrigeração é conhecido e utilizado há relativamente pouco tempo, apesar de já existirem registos antigos de processos de conservação de alimentos.

Desde os primórdios, das civilizações mais antigas que existe a necessidade de conservação de alimentos recorrendo a outras técnicas. Os processos de arrefecimento conhecidos eram utilizados apenas para melhoramento do sabor dos alimentos. Nesta altura ainda não eram conhecidos os efeitos do aumento de durabilidade dos alimentos que mais tarde viriam a ser proporcionados pelos processos de conservação.

Afrescos do antigo Egipto, 2.500 A.C. (Antes de Cristo), mostram escravos a abanar jarros de barro com água, para arrefecer o seu conteúdo. Estes recipientes de barro, devido à sua porosidade, permitem a passagem da água através das paredes evaporando-se. Assim uma ligeira perda de água que se evapora baixa a temperatura do sistema. O processo é de tal forma eficaz que ainda hoje se utiliza em campos de cultivo em locais mais remotos, por exemplo, ainda é possível ver-se um grupo de trabalhadores nas planícies alentejanas com um jarro de barro próximo deles, exposto ao sol, com água no seu interior. Hoje em dia, este processo, conhecido como arrefecimento evaporativo é utilizado para climatização de espaços (nomeadamente grandes naves industriais) e para pré-arrefecimento de ar em baterias de condensadores. A utilização deste método proporciona uma redução na energia consumida destes sistemas.

Por volta de 300 A.C. Alexandre, O Grande, terá servido bebidas arrefecidas com gelo aos seus soldados.

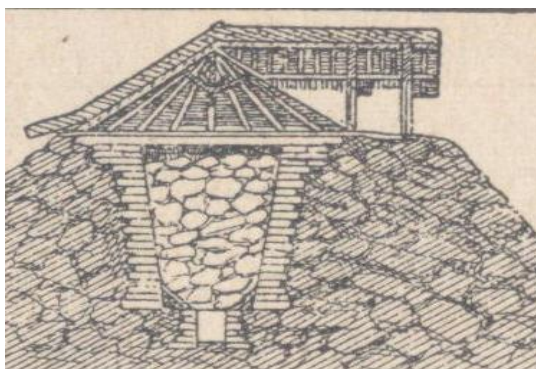


Figura 1 – Armazenamento de gelo em abrigo subterrâneo [12]

Nesta época, gelo natural era enviado de locais de clima frio ou era recolhido durante o inverno e armazenado em salas frias, cavernas e abrigos subterrâneos (Figura 1), espaços bem isolados termicamente. A menção mais antiga a esse respeito data de 1000 A.C. num antigo livro de poemas chinês (Shi Ching). Eram espaços com envolventes feitas de diversos materiais isolantes conhecidos naquela época, como a palha, a serradura e o estrume. As paredes das salas frias chegavam a ter espessuras superiores a 1 metro. No século XIV, o Homem descobriu que nitrato de sódio misturado com água baixa a temperatura da solução, assim, para além de gelo natural começou a ser utilizada misturas de sal e neve.

No final do século XVII, foi inventado o microscópio e, com este verificou-se a existência de micro-organismos vivos em vários alimentos inclusive na água. Vários cientistas, entre os quais o conhecido químico francês Louis Pasteur, estudaram estes micro-organismos e demonstraram que alguns destes micro-organismos são responsáveis pela putrefação dos alimentos e por várias doenças e epidemias muito frequentes naquela época.

Produtos como o leite e queijos eram muito difíceis de manter frescos. Normalmente eram armazenados numa cave ou janela, no entanto não conseguiam evitar a rápida deterioração. Naquela época ainda não era conhecida a pasteurização e a proliferação de bactérias era muito rápida existindo, principalmente durante os períodos de verão, muitas mortes devido à ingestão de comida estragada.

Com a evolução destes estudos comprovou-se que a reprodução das bactérias podia ser impedida ou limitada baixando a temperatura do ambiente em que se encontravam, ou seja, arrefecendo os alimentos. Estes estudos proporcionaram, no século XVII, uma

expansão da indústria do gelo, pois antes desta descoberta os alimentos eram deixados no seu estado natural deteriorando-se com muita facilidade e num curto espaço de tempo. Como já referido, existiam nesta altura outros processos de conservação de alimentos (por exemplo salgação, defumação ou até mesmo à utilização de condimentos), no entanto estes processos, na maior parte dos casos modificavam o sabor dos alimentos e diminuíam as suas qualidades.

Abria-se assim a necessidade de conservar os alimentos frescos mantendo ao máximo as suas qualidades preservadas durante um maior período de tempo, no entanto estava-se dependente da existência de gelo natural no local ou da sua aquisição.

Apesar de não ter tido impacto nos mercados desta época, foi em 1720 que Dr. William Cullen estudou a evaporação de líquidos no vácuo. Mais tarde, em 1748 demonstrou o processo de refrigeração “artificial”, na Universidade de Glasgow, deixando evaporar éter etílico em vácuo parcial. Ao baixar a pressão do éter provocou a ebulição do mesmo a uma temperatura baixa o suficiente para a formação de gelo.

Nesta época o gelo apenas estava acessível aos mais ricos e poderosos. Em 1799 foi enviado gelo, comercialmente, pela primeira vez de Nova Iorque para Charleston, Carolina do Sul. O transporte foi um fracasso uma vez que grande parte do gelo se derreteu durante o transporte tendo chegado ao destino uma quantidade de gelo muito inferior àquela que foi enviada.

Em 1806 Frederick Tudor iniciou um negócio baseado na recolha de blocos de gelo do rio Hudson (Nova Iorque). O gelo era vendido à população a um preço bastante mais acessível. Frederick Tudor enviava gelo para vários pontos do mundo. O seu primeiro carregamento foi de 130 toneladas para o porto de St. Pierre, na ilha da Martinique. O gelo era desconhecido neste local e não existiam instalações para o seu armazenamento. Para evitar que esta venda fosse um fiasco, Tudor associou-se a um proprietário local do sector dos alimentos com o qual produziu e comercializou gelados.

Tudor, conhecido como o “Ice King” estava bastante focado no transporte de gelo para os países com climas tropicais, onde este produto era mais valorizado. Para garantir que chegava a máxima quantidade de gelo ao local, Tudor, experimentou vários tipos de materiais isolantes chegando a conseguir reduzir a percentagem de gelo derretido de 66 % para 8% durante o transporte.

Foi mantido um grande fluxo de cargas para o sul dos E.U.A. (Estados Unidos da América) até ter sido suspenso aquando da guerra civil americana. O negócio do gelo não foi apenas seguido por Frederick Tudor, vários empresários entraram neste mercado trazendo gelo de outros locais.

Na década de 1840, a cerveja Alemã, Lager, chegou aos E.U.A. através dos imigrantes alemães com um sabor muito melhor do que a cerveja americana. Graças à refrigeração, as cervejeiras foram capazes de fazer um produto uniforme durante todo o ano. Em 1891 quase todas as máquinas de cerveja tinham refrigeração.

Na década de 1850 realizou-se o primeiro transporte arrefecido de carcaças de bovinos, colocadas em recipientes com gelo. O contacto da carne diretamente com o gelo provocava descoloração e afetava o sabor deste produto. Para evitar o contacto dos produtos com o gelo, William Davies, patenteou em 1868 um carro refrigerado com um sistema de gaiolas para manter as carcaças suspensas. Terá vendido essa patente a George Hammond, um magnata industrial de carnes que, em sociedade com Marcus Towle, começou a utilizar o sistema para transportar carnes para Boston. Este sistema de transporte refrigerado foi melhorado quando um engenheiro da Swift, Andrew Chase, desenhou e construiu um carro refrigerado com ventiladores a distribuir o frio.

Estávamos numa época onde já se estudavam máquinas de refrigeração para encontrar alternativa que resolvesse o efeito sazonal da disponibilidade de gelo. Olivier Evans, um inventor americano, projetou a primeira máquina de refrigeração que utilizava vapor, em vez de líquido em 1805, no entanto não passou de um projeto não tendo sido construída (Figura 2).

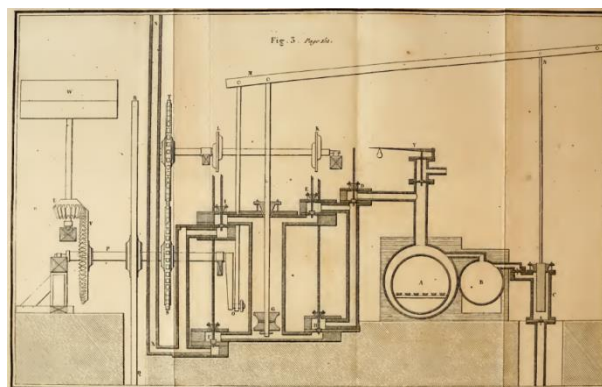


Figura 2- Projeto da máquina frigorífica de Evans [13]

Mais tarde, em 1842, um médico americano chamado John Gorrie, produziu uma máquina muito semelhante á de Evans, que era utilizada para arrefecer os pacientes com febre-amarela num hospital da Flórida (Figura 3). O princípio básico deste equipamento ainda hoje é o mais frequentemente utilizado em sistemas frigoríficos.



Figura 3 – Máquina frigorífica concebida por John Gorrie [14]

Foi concedida a Gorrie a primeira patente nos E.U.A. para refrigeração mecânica, em 1851, após desistir da sua atividade de médico para se dedicar apenas ao estudo da produção de gelo.

Em 1855 surgiu na Alemanha outro tipo de mecanismo para o fabrico de gelo artificial, baseado no princípio da absorção. (princípio descoberto em 1820 pelo físico e químico inglês Michael Faraday)

Ferdinand Carré de França desenvolveu a primeira máquina de refrigeração de amoníaco/água em 1859 (Figura 4).

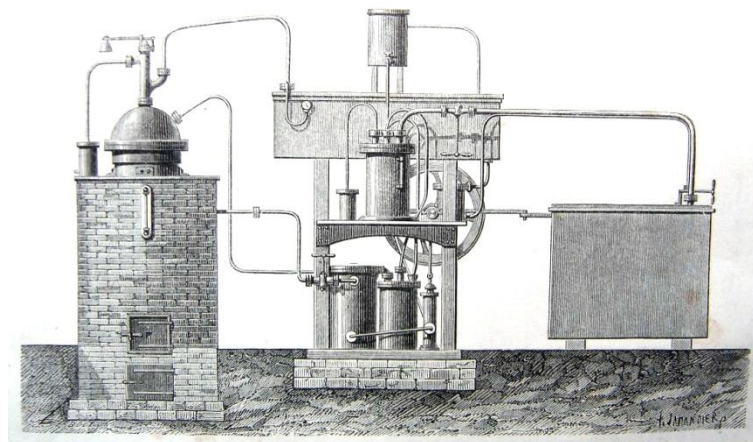


Figura 4 – Máquina frigorífica de Ferdinand Carré [15]

Carl Von Linde, em 1873 projetou o primeiro compressor de refrigeração (Figura 5) prático e portátil em Munique e em 1876 começou a usar um ciclo de amoníaco em vez de éter-metilo que tinha usado em modelos anteriores.

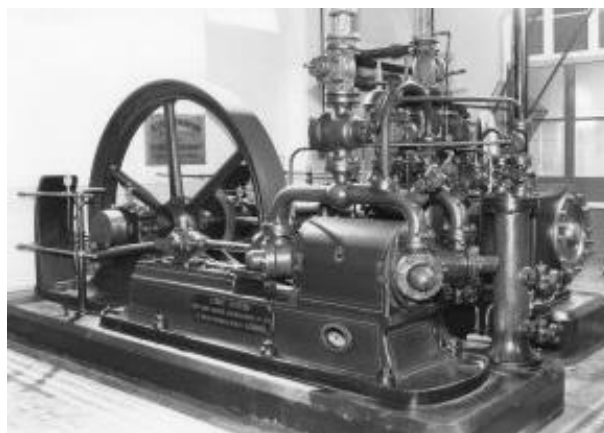


Figura 5 – Compressor de amoníaco de Carl Von Linde [16]

Linde mais tarde desenvolveu um novo método (técnica Linde) para a liquefação de grandes quantidades de ar em 1894. A técnica de Linde era baseada na utilização de fluidos em contra corrente, onde o ar é aspirado pela máquina que o irá comprimir, pré-arrefecer e expandir (ponto onde se dá o arrefecimento). Neste método o ar arrefecido é utilizado para arrefecer mais ar comprimido que, por sua vez, irá arrefecer o próximo volume de ar, e assim sucessivamente. A repetição cíclica deste processo permite descer a temperatura suficientemente até o ar se liquefazer.

Em 1890, o inverno nos Estados Unidos, um dos maiores produtores de gelo natural da época, foi muito fraco, quase não houve formação de gelo neste ano. Como não havia gelo natural, a situação obrigou a que se usasse o gelo artificial, quebrando o tabu existente relativamente ao gelo artificial, mostrando inclusive que este último era ainda melhor do que o obtido naturalmente, uma vez que era feito com água de origem conhecida, mais pura e poder ser produzido em função das necessidades de consumo.

Com o aparecimento do gelo artificial o comércio de gelo natural perdeu ênfase, tendo apenas se mantido sob o argumento de que tinha melhores qualidades do que o gelo artificial (feito pela mão do Homem), que se dizia prejudicial á saúde humana. Mais tarde, em 1930 terá terminado o negócio da venda de gelo natural.

A indústria de gelo cresceu muito rapidamente. À medida que mais empresas entraram no negócio os preços diminuíram e a refrigeração através de gelo tornou-se cada

vez mais disponível. Em 1879, existiam 35 fábricas de gelo nos E.U.A., uma década depois já eram mais de 200, e tendo chegado a 2000 fábricas em 1909. Foram consumidas cerca de 15 milhões de toneladas de gelo em 1907, quase o triplo da quantidade consumida em 1880.

Ainda no “período do gelo natural” foram criados os primeiros frigoríficos, no início do século XIX.

Estes eram constituídos por um recipiente isolado com placas de cortiça dentro dos quais se colocavam os alimentos e blocos de gelo que absorviam o calor dentro deste espaço (Figura 6).

Surgiu, desta forma, o impulso que faltava à indústria de produção mecânica de gelo. A figura típica da época era o geleiro, que, com uma carroça termicamente isolada, percorria os bairros, e entregava nas casas dos consumidores, periodicamente, as pedras de gelo que deviam ser colocadas nos seus frigoríficos.

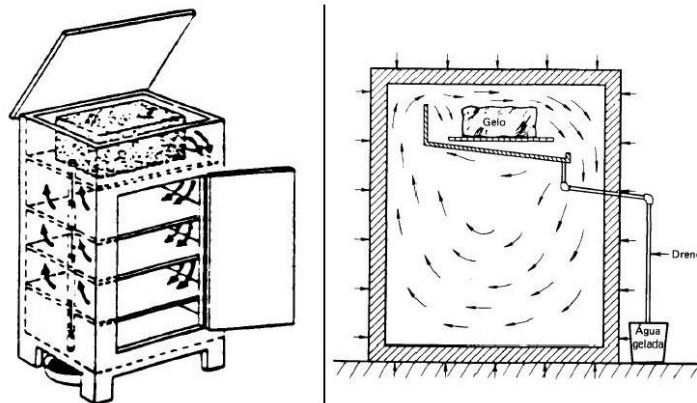


Figura 6 – Frigoríficos domésticos, constituídos por uma câmara isotérmica onde se colocavam blocos de gelo [17]

No início do século XX, com o aparecimento da eletricidade, começaram a desaparecer das habitações os candeeiros a querosene, os lampiões a gás, e começaram a surgir as primeiras lâmpadas elétricas em sua substituição. A disponibilidade de eletricidade nas habitações permitiu a movimentação de pequenas máquinas e motores, e, com esta fonte de energia, começaram-se a procurar formas de produzir frio diretamente em casa dos consumidores.

Em 1913 surge o primeiro frigorífico doméstico, no entanto com pouca aceitação uma vez que era constituído por um sistema de operação manual e que exigia atenção constante, muito esforço e um rendimento muito baixo.

Em 1914, quase todas as fábricas de embalagem de carne americanas usavam um sistema de refrigeração por compressão de amoníaco, que tinha uma capacidade de mais de 90.000 toneladas por dia. A indústria foi muito melhorada graças á refrigeração, a cura era possível durante todo o ano e uma vez que os animais poderiam ser trazidos para o mercado a qualquer momento, não apenas no inverno, a qualidade da carne melhorou consideravelmente.

Em 1918, apareceu o primeiro frigorífico automático elétrico, fabricado pela empresa Kelvinator Company, nos E.U.A.

A partir de 1920 a evolução foi tremenda com uma produção sempre crescente de frigoríficos mecânicos.

Frigoríficos que foram construídos nesta época usavam gases tóxicos como cloreto de metilo, amoníaco e dióxido de enxofre como fluidos frigorígenos. Existiram vários acidentes fatais que ocorreram na década de 1920, quando existiam fugas de de fluido frigorígeno.

Após estes incidentes, três empresas americanas começaram a pesquisar métodos menos perigosos de refrigeração tendo levado à utilização de clorofluorcarbonetos (CFC's), desenvolvidos em 1927 por Thomas Midgley (Figura 7), engenheiro mecânico e químico americano, autor de mais de uma centena de patentes que, anos mais tarde viria a ser conotado na sabedoria popular como "*O Homem que matou 1 bilião de pessoas*" ou "*O autor das invenções mais terríveis*".

Os CFC's rapidamente se tornaram os fluidos de eleição no mercado por serem mais seguros para os utilizadores e por possuírem características físico-químicas e termodinâmicas que permitiam o transporte de calor de uma forma mais eficaz nos circuitos frigoríficos.



Figura 7 – Thomas Midgley, criador dos CFC's [18]

Mais tarde, em 1973, foi descoberto pelo Professor James Lovelock (Figura 8) o efeito nocivo dos Freon's para a camada do ozono tendo sido criada a “Teoria de Gaia”.

O nome “Gaia” designa esta teoria em referência à deusa grega suprema da terra “Gaia”. Esta teoria sugere que a biosfera, atmosfera, criosfera, hidrosfera e litosfera estão perfeitamente ligados formando um sistema que interage e mantém as condições climáticas e biogeoquímicas reguladas e em equilíbrio. Com a “Teoria de Gaia” surge a preocupação com as reações do planeta às alterações provocadas e proporcionadas pela mão do Homem. Com estas preocupações ambientais deu-se início a um grande trabalho legislativo no sentido de contornar a tendência das alterações climáticas.



Figura 8 – Professor James Lovelock, autor da teoria de “gaia” [19]

Hoje em dia vive-se um processo de inversão no que respeita à utilização de fluidos, estando-se a substituir os CFC's, os HCFC's e os HFC's por fluidos naturais com valores nulos de GWP (Global warming potencial - > potencial de aquecimento global) e valor de ODP (Ozone depleting potencial - > Potencial de destruição da camada de ozono) = 1.

1.2. Legislação e respetivas condicionantes à utilização de CFC's e HCFC's

Desde 1973, com a publicação da “Teoria de Gaia”, tem sido crescente a preocupação com o sistema onde estamos inseridos (Sistema Terra). A aceitação e utilização de CFC's para a indústria da refrigeração foi de uma escala tal que rapidamente se começaram a perceber os impactos negativos.

Passados 12 anos, em 1985, foram estabelecidos, na convenção de Viena, mecanismos de cooperação internacional na investigação da camada do ozono e dos efeitos dos produtos químicos que a destroem. Foi também o ano em que foi descoberto o buraco do ozono na Antártida, e que a partir desta data passou a ser monitorizada a sua evolução (Figura 9).

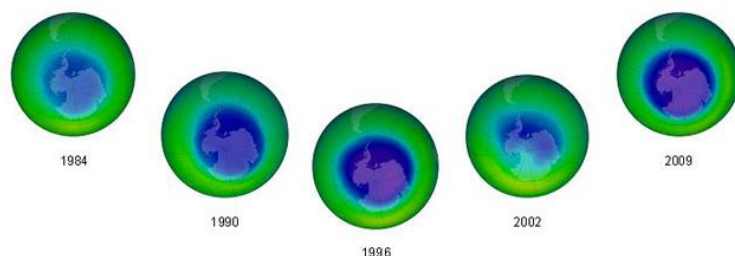


Figura 9 - Evolução do buraco do ozono entre 1984 e 2002 [20]

Com base na convenção de Viena, foi assinado o “Protocolo de Montreal em substâncias destruidoras da camada de ozono”, em setembro de 1987, por 24 países e pela CEE (Comunidade Económica Europeia).

Tendo sido ratificado por número suficiente de países, este protocolo entrou em vigor a 01 de janeiro de 1989. Foi revisto e reforçado em 1990 (Londres), em 1992 (Copenhaga), em 1995 (Viena), em 1997 (Montreal) e em 1999 (Pequim). Estas revisões consecutivas conduziram todas as restrições à utilização de CFC's, constantes no protocolo, para uma proibição total de utilização de CFC's.

Com o protocolo de Montreal, a produção de CFC's cessou a 01 de janeiro de 1996 nos países desenvolvidos e foi implementada uma redução gradual até 2010 nos países em desenvolvimento, constantes no artigo 5 do protocolo.

A 04 de junho de 1992 realizou-se a cimeira da Terra, no Rio de Janeiro, onde 154 países assinaram o quadro de convenção das Nações Unidas sobre Mudanças Climáticas, United Nations Framework Convention on Climate Change (UNFCCC).

O objetivo desta convenção era estabilizar as concentrações de gases com efeito de estufa na atmosfera abaixo de um nível que evitasse todos os distúrbios antrópicos de forma a ser preservado todo o sistema climático.

O Protocolo de Kyoto foi adotado em 10 de dezembro de 1997 durante a terceira conferência das partes realizada em Kyoto, onde ficou decidido reduzir o volume total das emissões de gases com efeito de estufa (GEE) nos países desenvolvidos em pelo menos 5% em relação aos níveis desses gases registados em 1990, durante o período 2008-2012.

O Protocolo de Kyoto entrou em vigor em 16 de fevereiro de 2005, uma vez que foi ratificado por pelo menos 55 países englobando as partes incluídas no anexo I do mesmo (países desenvolvidos) que responderam por, pelo menos, 55% das emissões de dióxido de carbono em 1990.

O documento acima descrito previa as seguintes medidas:

Limitar e efetuar reduções controladas dos seguintes 6 gases com efeito de estufa:

- CO₂: dióxido de carbono;
- CH₄: Metano;
- N₂O: óxido nitroso;
- HFC: hidrofluorcarbonetos;
- PFC: perfluorcarbonetos;
- SF₆: hexafluoreto de enxofre.

As limitações e/ ou reduções nas emissões destes gases variam conforme a percentagem de emissões de cada país no ano de referência, 1990 (no caso de HFC PFC e SF₆ os países que ratificaram o protocolo de Kyoto puderam optar por tomar como ano base 1995).

Para cálculo das emissões utilizou-se uma unidade comum, ainda hoje utilizada, equivalente de CO₂. Assim o potencial de aquecimento global, conhecido como GWP

(Global Warming Potential) durante um período de 100 anos é de 1 para o CO₂. Os outros 5 gases são considerados para as emissões como equivalentes de CO₂. Desta forma foi possível criar uma “unidade de medida” onde poderão ser adicionados os 6 gases e devidamente controlados.

Sendo os programas de redução/ limitação de emissão de gases com efeito de estufa obtidos através de cálculo por país, foi criada uma autorização especial para agrupamento de países: O artigo 4º do protocolo de Kyoto permite a uma determinada região, a ação em conjunto, de forma a redefinir objetivos diferenciados entre cada país dessa região, com o compromisso da obtenção de um objetivo geral para o agrupamento de países dessa região.

Na União Europeia foi adotada esta ação conjunta, uniram-se os vários países e foram definidos objetivos gerais a serem atingidos.

Em 2006 foi criada a primeira regulamentação F-Gas que criou controlos sobre o uso e as emissões de gases fluorados, incluindo HFC's, PFC's e SF₆.

O regulamento da UE F-Gas 2014 substituiu o regulamento de 2006, fortalecendo todos os requisitos da versão anterior e introduzindo uma série de novas medidas importantes.

Este regulamento impõe restrições a nível de utilização de fluidos com maiores valores de GWP (fluidos mais penalizados), cria um sistema de cotas para controlo de transações comerciais que envolvem este tipo de fluidos, cria limitações à utilização de HFC's em sistemas comercializados pré-carregados. Todo este sistema influencia o mercado dos fluidos frigoríficos e dos fabricantes de equipamentos frigoríficos a explorar soluções de fluidos com menores impactos ambientais, ou seja, com menor GWP.

Um aspeto crucial do regulamento 2014 é a introdução de uma redução progressiva (phase-down) na utilização de HFC's no mercado da EU, conforme demonstrado no gráfico da figura 10:

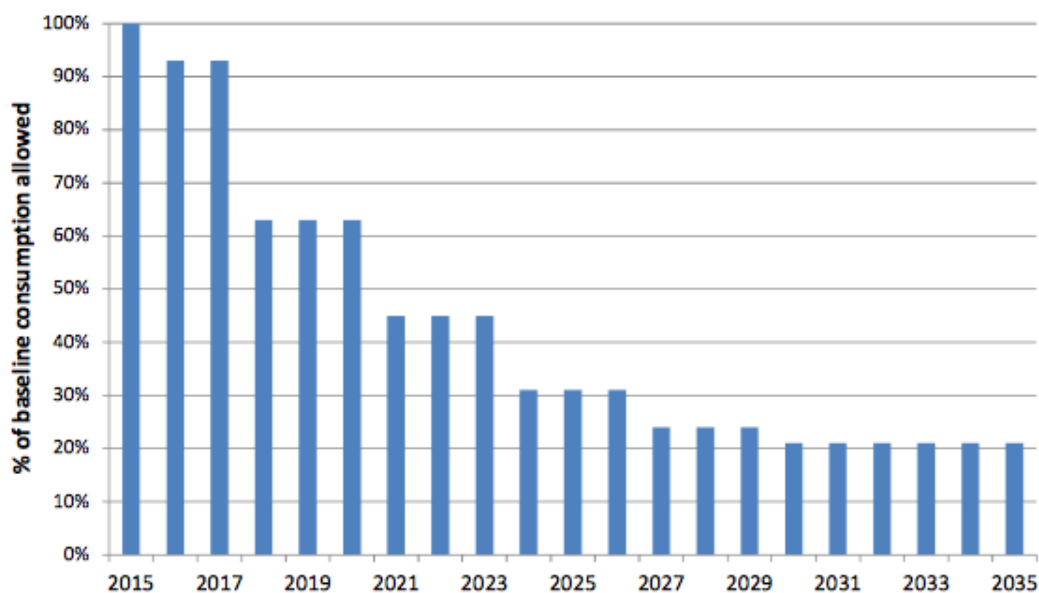


Figura 10 – EU HFC Phase Down [21]

Todos estes cálculos, limitações, reduções de emissão, são sempre efetuados com base nos valores de GWP de cada fluido. Os valores de GWP são apenas representativos de emissões diretas dos fluidos para a atmosfera, normalmente devido a fugas de fluido frigorigéneo (acidentais ou propositadas). Não são tidas em conta as pressões de funcionamento para a obtenção das temperaturas pretendidas, não são tidas em conta os rendimentos volumétricos, não são tidos em conta os mecanismos de segurança e de apoio para o correto funcionamento, no fundo apenas se avalia o potencial de aquecimento global de uma determinada quantidade de gás que vai diretamente para a atmosfera.

Perante as limitações da utilização do GWP como ferramenta de comparação de fluidos, foi criado um novo critério de avaliação dos fluidos frigorigéneos, o TEWI (Total Equivalent Warming Impact). Esta nova unidade contempla o potencial de aquecimento global direto e indireto, sendo este segundo representativo de todos os consumos de energia associados a um determinado fluido frigorigéneo.

A vantagem da comparação de fluidos através do fator TEWI é que permite uma melhor e mais clara perspetiva do impacto real de um determinado fluido frigorigéneo no aquecimento global. Ao verificar a obtenção deste fator através do diagrama da figura 11, poderemos olhar para a parcela referente a “Energy Consumption” como energia essencialmente elétrica que foi obtida, de entre outras formas, da queima de combustíveis

fósseis e de processos nucleares que são processos que provocam um efeito negativo nas condições ambientais do nosso planeta.

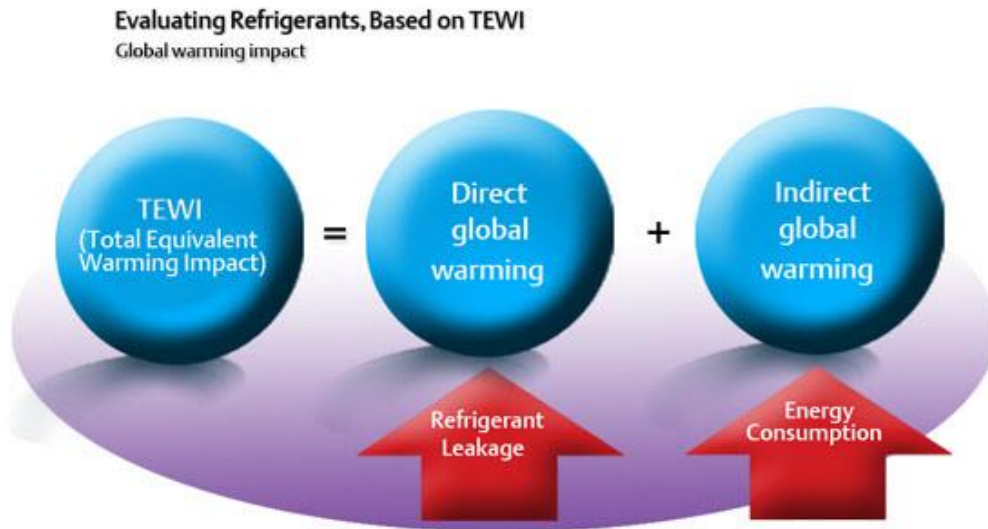


Figura 11 - Obtenção do valor TEWI [22]

Sendo o fator TEWI uma aproximação mais real ao impacto no meio ambiente da utilização de um determinado fluido frigorigéneo, existem outras formas de caracterizar e contabilizar este impacto com fatores mais completos, de entre outros o LCCP (Life Cycle Climate Performance) é atualmente dos mais completos ao contemplar também os efeitos da produção e destruição do fluido frigorigéneo e equipamentos, conforme esquematizado na figura 12.

Dispormos de um método de cálculo mais eficaz e mais rigoroso é uma enorme vantagem na obtenção do resultado, no entanto implica que se conheçam todas as variáveis/ inputs que muitas das vezes são difíceis de obter e consideram-se por aproximação perdendo-se assim rigor que este método permite.

Tome-se como exemplo uma instalação de R134a, fluido frigorigéneo utilizado em instalações de pequena/ média dimensão, para os circuitos de temperatura positiva. Este fluido possui um GWP = 1430 (Dado fornecido nas fichas técnicas de fabricantes), assim, para obter o GWP da instalação basta contabilizar a quantidade de fluido existente e utilizar a seguinte expressão:

$$GWP_{\text{Instalação}} = GWP_{R134a} \times C \quad (\text{equação 1.2.1})$$

onde:

C = Carga de fluido refrigerante (kg)

$GWP_{R134a} = 1430$.

Por outro lado, para obtenção do LCCP teríamos de recorrer a uma expressão mais complexa:

LCCP = Emissões Diretas + Emissões indiretas [23] (equação 1.2.2)

Emissões diretas = C * [(GWP + Adp. GWP) + (L * ALR + EOL)] [23]
(equação 1.2.3)

Emissões indiretas = L * AEC * EM + MM * m + RM * mr + RFM * C + L * ALR * RFM * C + C * (1-EOL) * RFD [23] (equação 1.2.4)

onde:

C = Carga de fluido refrigerante (kg);

GWP = Global Warming Potential (kg CO₂e/kg);

Adp. GWP = GWP de degradação atmosférica resultante do fluido refrigerante (kg CO₂e/kg)

L=Tempo médio de vida do equipamento (anos)

ALR = Taxa de fugas anual (% da carga total)

EOL = Fuga de final de vida (% da carga total)

AEC = Consumo de energia anual (kW.h)

EM = CO₂ produzido/kW.h (kg CO₂e/kW.h)

MM = CO₂e Produzido/kg de Material (kg CO₂e/kg)

m = Massa da unidade/ material (kg)

RM = CO₂e Produzido/kg de material reciclado (kg CO₂e/kg)

mr = Massa de material reciclado (kg)

RFM = Emissões com a produção do fluido refrigerante (kg CO₂e/kg)

RFD = CO₂e produzido/kg de fluido refrigerante destruído (kg CO₂e/kg)

Para o cálculo do LCCP será necessário ter-se acesso a todas estas variáveis acima descritas o que nem sempre é conseguido de uma forma expedita. Assim continua-se a

falar, a nível de regulamentação, em GWP como termo de comparação de fluidos frigorígenos, relativamente ao seu efeito nocivo para o ambiente ficando excluída a análise de todo o ciclo de vida de uma instalação frigorífica contendo esse mesmo fluido (desde o fabrico de equipamentos e fluidos até à reciclagem dos mesmos).

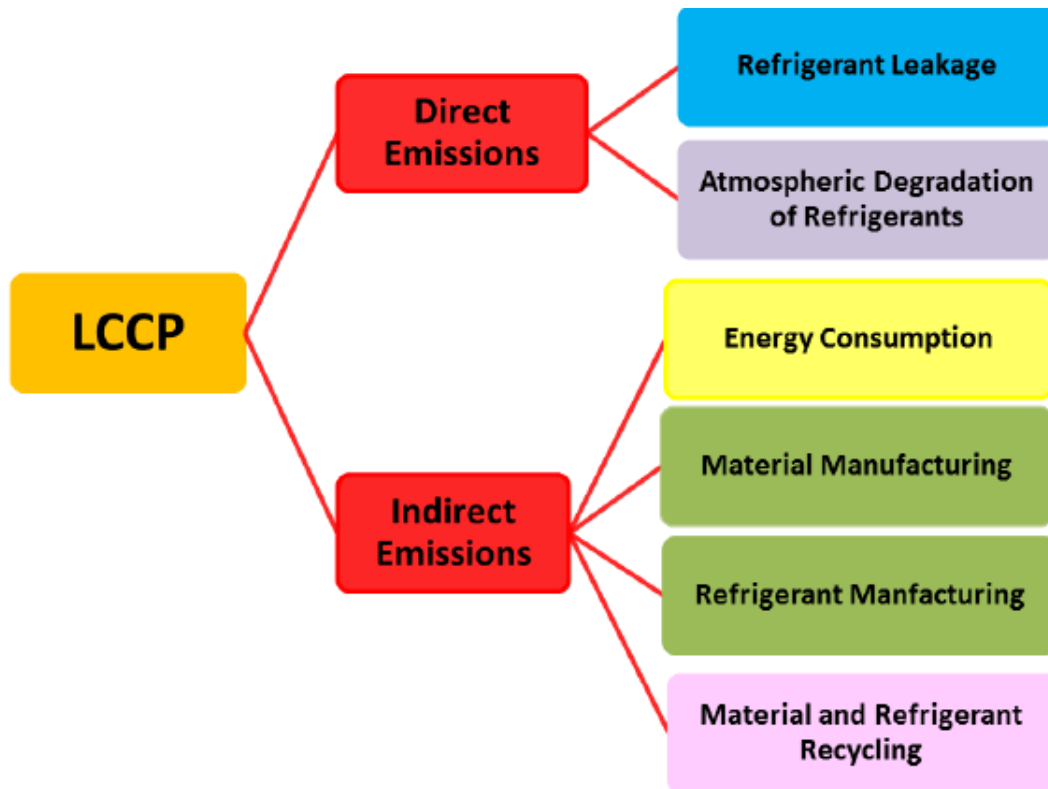


Figura 12 – Variáveis do LCCP [23]

1.3. Os fluidos naturais como única alternativa

Atualmente os fluidos frigorigéneos com potencial de destruição de camada do ozono, ODP (Ozone Depletion Potencial), foram completamente retirados do mercado não sendo permitidos para instalações novas nem para manutenções/ reparações.

Fluidos com elevado potencial de aquecimento global estão abrangidos pelo processo de “phase down” da regulamentação Europeia F-Gas. Na vizinha Espanha já se encontram implementadas as taxas sobre os fluidos frigorigéneos, taxas estas que são calculadas com base no GWP do fluido multiplicado por um determinado fator. Esta pressão que está a ser efetuada ao mercado da refrigeração conduz-nos para a implementação de fluidos que não vejam o seu tempo de vida limitado, ao abrigo da regulamentação Europeia F-Gas. Conforme indicado no anexo III da F-Gas, o ponto 9 da tabela diz que *“Sistemas múltiplos de refrigeração centralizada para uso comercial com uma capacidade nominal de 40 kW que contenham, ou cujo funcionamento dependa de, gases fluorados com efeito de estufa com PAG igual ou superior a 150, exceto no circuito refrigerador primário de sistemas em cascata nos quais podem ser utilizados gases fluorados com efeito de estufa com PAG inferior a 1 500”* terão como data de proibição 1 de janeiro de 2022 (uma instalação com estas características, tipicamente uma instalação agroindustrial, um supermercado, um pequeno armazém logístico..., não poderá ser executada com fluidos de GWP superior a 150, para sistemas de expansão direta).

Verificando os valores de GWP dos fluidos mais utilizados nestas áreas de aplicação da refrigeração verificamos que não existem fluidos HFC’s com GWP dentro dos limites definidos na regulamentação, conforme se pode observar na figura 13.

Isto leva-nos à utilização de fluidos “naturais”.

Fluidos naturais são fluidos que se podem encontrar no meio ambiente com as mesmas características químicas, no entanto é importante que se entenda que estes fluidos, apesar de não serem sintetizados em laboratório, são igualmente obtidos através de processos industriais.

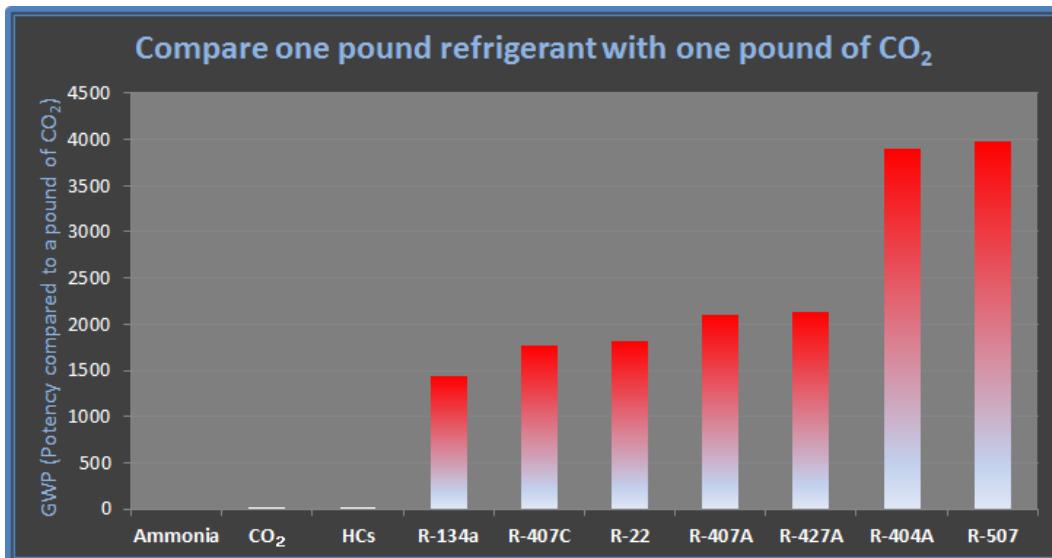


Figura 13 - GWP de alguns fluidos frigoríficos utilizados [25]

Atualmente podem-se identificar 3 subcategorias de fluidos frigoríficos naturais:

- CO₂ – existem registos antigos da utilização deste fluido como fluido frigorífico, no entanto o mesmo foi retirado no mercado por força do perigo na sua utilização, devido à inexistência de materiais preparados para trabalhar com estes fluidos na época.
- Amoníaco – este fluido sempre foi utilizado e é dos mais eficientes conhecidos até à data, no entanto a sua utilização está muito confinada a ambientes industriais, matadouros, indústrias de transformação alimentar, e outros onde os funcionários conhecem bem as regras de segurança e não existem “visitas frequentes” de pessoas sem formação para os procedimentos de emergência e cuidados que este tipo de instalações exige em caso de avaria e/ou fuga de fluido.
- Hidrocarbonetos – gases como butano, propano, entre outros, não servem apenas para aquecimento através da combustão do mesmo. Estes fluidos são neste momento bastante utilizados em circuitos frigoríficos pequenos, sendo a sua carga bastante limitada devido ao elevado perigo de explosão destes tipos de fluidos. Existem registos de instalações com este tipo de fluidos, de menores dimensões, no entanto as zonas técnicas são de acesso extremamente restrito para evitar a ocorrência de acidentes que podem ocorrer associados a fugas na presença de fontes de ignição.

- HFO's – Este 4º ponto é considerado também nesta apresentação de grupos de fluidos, no entanto este grupo não é considerado de fluidos frigorigêneos naturais. Apenas é apresentado pelas suas características que permitem que seja considerado como opção uma vez que estes fluidos têm GWP muito próximo de 1. As hidrofluorolefinas(HFO's), são misturas de HFC's com HC's. A redução do GWP é conseguida à custa das misturas com hidrocarbonetos, e como tal, a classe de flamabilidade aumenta, sendo estes fluidos considerados como A2L. Trata-se de uma classe “nova” criada para diferenciar os fluidos de classe A1 que são menos inflamáveis do que estes HFO's, no entanto a classe A2 seria demasiado “restritiva” tendo em conta as características destes fluidos.

Existem já fabricantes a adotar este tipo de fluidos nos seus equipamentos, em circuitos pequenos, normalmente utilizados em condicionamento de ar.

A figura 14 apresenta sob a forma de “janela” o enquadramento dos fluidos acima referidos, após implementação dos critérios do protocolo de Montreal, do Protocolo de Kyoto e mais recentemente da regulamentação europeia F-Gas.

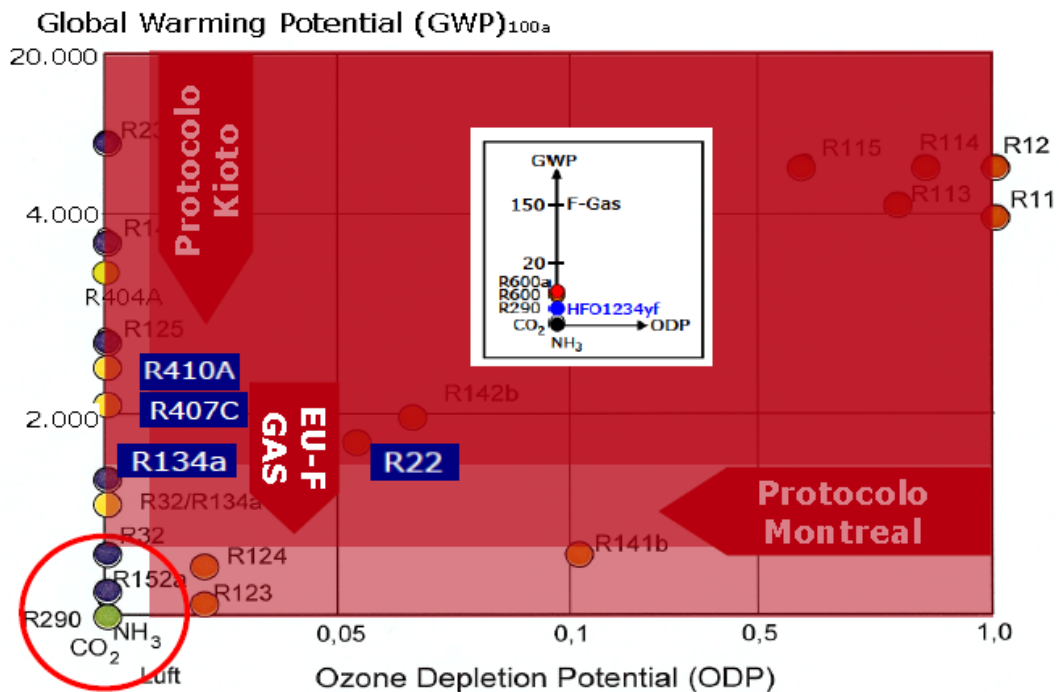


Figura 14 - Apresentação de valores de GWP e ODP de alguns fluidos frigorigêneos e indicação dos vários limites regulamentares impostos a este tipo de fluidos [24]

1.4. A opção – CO₂

Conforme verificado no capítulo anterior, as limitações de GWP para o futuro próximo leva-nos para fluidos naturais, no entanto, para o caso específico de instalações frigoríficas da indústria agroalimentar, na sua generalidade e devido à sua dimensão, não poderão ser considerados Hidrocarbonetos devido às elevadas cargas que seriam necessárias e o perigo de inflamabilidade associado. Na figura 15 apresenta-se uma localização relativa de vários fluidos onde se regista um aumento do nível de toxicidade ao evoluir da esquerda para a direita, e um aumento do nível de inflamabilidade ao subir na figura. A localização relativa do R744/ CO₂ indica este fluido como sendo, de entre os fluidos naturais, aquele que melhores características possui e como tal o mais seguro em caso de possíveis incidentes.

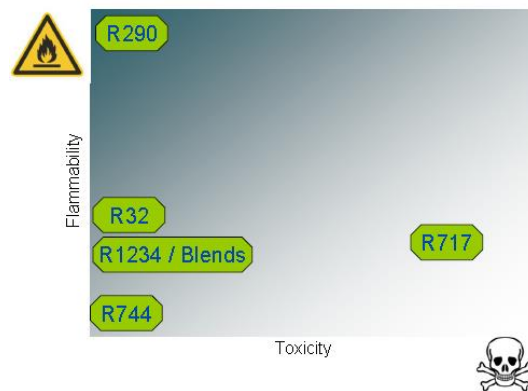


Figura 15 - Comparação relativa de toxicidade e inflamabilidade de alguns fluidos naturais [24]

Perante as soluções naturais que nos restam poderemos utilizar soluções 100% amoníaco, o que implica nestes casos uma grande exigência de investimento inicial em sistemas de neutralização de amoníaco em caso de fuga bem como todos os elementos de segurança associados a estas instalações. Não menos interessantes são as soluções de HFO's, no entanto, à data, o mercado dos componentes de refrigeração não oferece componentes a 100% para execução de uma instalação deste tipo.

A opção CO₂ é aquela que apresenta as melhores características do ponto de vista da segurança, no entanto possui o problema do baixo ponto crítico, que se revela fácil de atingir em climas amenos e/ ou quentes. A figura 16 apresenta algumas das principais características do fluido frigorigéneo CO₂, comparado com outros fluidos frigorigéneos habitualmente utilizados no mercado.

Refrigerant		HFC	HFC	HFC	HFC	HCFC	HFO
	R744	R404A	R134a	R407A	R407F	R22	R1234yf
Temperature at atmospheric pressure (see information above)	-78.5°C (Temp. of the dry ice)	-46°C (Saturation temp.)	-26°C (Saturation temp.)	-41°C (Mid point saturation temp.)	-43°C (Mid point saturation temp.)	-41°C Saturation (temp.)	-30°C Saturation (temp.)
Critical temperature	31°C	72°C	101°C	82°C	83°C	96°C	95°C
Critical pressure	73.8 bar g	35.7 bar g	41.7 bar g	45.2 bar g	47.5 bar g	49.8 bar g	33.8 bar g
Triple-point pressure	5.2 bar	0.03 bar	0.005 bar	0.013 bar	TBC	< 0.005 bar	tbc
Pressure at a saturated temperature of 20°C	57.2 bar g	10.9 bar g	5.7 bar g	10.2 bar g	10.6 bar g	9.1 bar g	5.9 bar g
Global warming potential	1 ¹	3922 ¹	1430 ¹	1990 ²	1824 ³	1700	4

Figura 16 - Principais características de alguns fluidos utilizados em refrigeração [26]

Assim, estando um determinado clima afeto a um país/ local, cabe ao projetista a decisão da melhor solução de CO₂ a utilizar. Publicações sobre o tema criam uma clara divisão de zonas, a nível global apresentando sistemas subcríticos como única solução para climas próximos do equador. Na figura 17 podemos observar a definição teórica destes limites das instalações com CO₂ a funcionar em regime transcrito vs subcrítico. Portugal é atravessado por esta linha de limite na zona de Águeda.

O presente trabalho, após definição das necessidades de arrefecimento de uma instalação tipo, irá efetuar uma análise comparativa da implementação das duas soluções de instalações de CO₂, de acordo com as condições climáticas da zona de Santarém, Portugal.

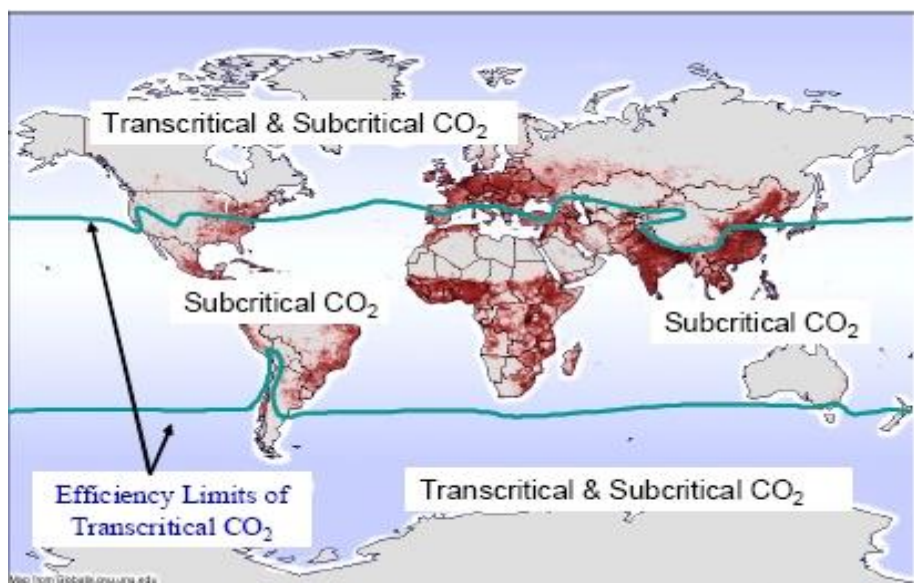


Figura 17 - Mapa global com definição teórica dos limites de eficiência do CO₂ transcrito [27]

Esta página foi propositadamente deixada em branco

2. Tipificação de uma instalação frigorífica agroindustrial

2.1. Definição das características climáticas

A problemática dos sistemas que utilizam CO₂ e respetiva aplicabilidade das soluções em estudo está sempre associada a países com temperaturas ambiente mais elevadas. Desta forma, para as devidas simulações e estudos, neste capítulo procede-se ao projeto de uma instalação para armazenamento de produtos diversos para distribuição aos pequenos consumidores, localizada em Santarém, uma das zonas de Portugal com os extremos climáticos mais acentuados.

Para a obtenção das temperaturas exteriores utilizam-se como referência os dados de extremos climatológicos disponibilizados on-line pelo IPMA, representados abaixo na tabela 1, e onde é feita referência ao máximo valor registado de 45,2°C.

O valor do máximo absoluto registado foi em 1944, ou seja, há 72 anos atrás pelo que a definição de temperatura de projeto deverá ser acautelada tendo em conta as respostas às seguintes questões:

- Qual a probabilidade deste extremo se repetir?
- Ao existir uma temperatura igual ou superior à acima indicada, será por quanto tempo?
- O que implicaria na instalação frigorífica deixaria de funcionar? Causaria danos?
- O que acontece à instalação, projetada para a temperatura acima indicada, se no Inverno existirem temperaturas exteriores de -4°C?
- As necessidades frigoríficas para a hora dos extremos climatológicos são máximas?
- Existe possibilidade de deslastre de cargas sem compromisso à operação?

Tabela 1 - Extremos Climatológicos nas capitais de distrito de Portugal [28]

Estação meteorológica (data início dados)	CAPITAIS DE DISTRITO			
	T. min. Absol.	T. max. Absol.	N.º dias <= 0.0°C (1971-2000)	N.º dias >= 30.0°C (1971-2000)
Aveiro (1960)	-3,0	39,3	2,3	9,8
Beja* (1941)	-5,5	45,4	2,1	77,1
Braga/ M. (1997)	-6,3	39,4	-	-
Braga/ P.A.* (1941-2007)	-6,3	41,3	11,9	29,3
Bragança* (1941)	-12	39,5	53,0	33,9
C. Branco (1985)	-4,8	41,6	4,4	65,5
C. Branco E.A.* (1941-1988)	-4,7	41,6	-	-
Coimbra C. (1996)	-2,5	40,9	-	-
Coimbra B.* (1941)	-7,8	42,5	10,5	32,2
Évora C.C.(1995)	-4,7	44,5	-	-
Évora Cid.* (1941)	-5	43	1,0	50,8
Faro (1965)	-1,4	44,3	0,6	29,1
Guarda / EMA(1999)	-10,2	38,3	-	-
Guarda* (1941-2003)	-12,3	36,1	39,9	7,4
Leiria (2008)	-4,3	38,9	-	-
Leiria Bar.(1998-2006)	-6,1	41,4	-	-
Lisboa/I.G.* (1941)	-1,2	41,8	0,0	24,8
Lisboa/Gago Coutinho (1982)	-1,0	42,0	0,2	30,3
Portalegre* (1941)	-8	43,3	2,3	45,0
Porto/P.R (1967)	-3,8	38,3	4,2	10,1
Porto/S.Pilar*(1941)	-4,1	39,9	4,2	13,9
Santarém/F.B (1955)	-4	45,2	-	-
Santarém Esc. Ag.* (1941-2001)	-4,5	45,3	6,1	51
Setúbal (1952)	-5,3	43,5	7,9	42,4
V. Castelo Charfé (2006)	-2,7	37,5	-	-

A problemática da escolha da temperatura de projeto será um dos principais pontos de responsabilidade do projetista e é o elemento de cálculo mais imprevisível hoje em dia, com as conseqüentes alterações climáticas devido ao aumento do efeito de estufa e à destruição da camada do ozono.

Para este caso será considerada a temperatura exterior máxima de referência de 42°C, 2,2°C abaixo do extremo climático registado em 1944. Considera-se, portanto, que caso se repitam extremos climáticos acima de 42°C, os mesmos serão atenuados pela inércia dos produtos armazenados e das infraestruturas de isotermia do edifício. Por outro lado, mais à frente verificar-se-á que a existência de temperaturas superiores à de projeto não comprometem a instalação, apenas impõe uma redução na eficiência da instalação por um curto espaço de tempo.

2.2. Definição e quantificação da operação

Podem ser considerados dois grupos distintos de donos/ proprietários de instalações frigoríficas. Na fase de concessão é onde as suas perspetivas são mais distintas:

- O grande comerciante, proprietário de cadeias de supermercados, Cash&Carry's, é um proprietário que ao construir um novo empreendimento, pela experiência em instalações anteriores e pelo conhecimento consolidado do mercado, sabe com bastante precisão qual será o fluxo rotatividade de produto espectável, consegue prever toda a operação, quantificar as entradas e saídas diárias de produto, bem como as horas de pico de laboração.
- Para instalações individuais é comum existir um espaço/ local e o proprietário pretender efetuar o investimento num armazém frigorífico, no entanto, na maior parte dos casos, sem conhecer bem como será o mercado e a evolução do negócio nomeadamente a nível de rotatividades de produto e de necessidades de armazenamento.

É sobre este segundo caso que será definida e quantificada a operação da instalação em estudo, tendo por base um layout de um edifício existente, onde se irão projetar câmaras frigoríficas de armazenamento e os respetivos espaços para receção e expedição de mercadorias.

Serão comercializadas diversas tipologias de produto para distribuição a pequenos consumidores, assim é espectável o armazenamento seja em paletes, dentro de embalagens diversas.

O edifício possui zonas sociais e um espaço de armazém comum, conforme layout do anexo I.

O layout foi traçado para permitir um volume de armazenamento de congelados, a uma temperatura de conservação de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, aproximado de 550 m^3 , um volume de armazenamento de frutas e legumes, a 4°C de aproximadamente 350 m^3 e um volume de armazenamento de derivados de leite (lacticínios), a 2°C de aproximadamente 350 m^3 .

Após implantação das câmaras, os restantes espaços do edifício permitem a criação de duas zonas de cais distintas uma de $109,25\text{ m}^2$ e outra de $23,66\text{ m}^2$ que serão utilizadas respetivamente para picking e expedição e para receção de mercadoria permitindo desta

forma que a cadeia do frio seja assegurada (desde a descarga do camião frigorífico até ao seu armazenamento e vice-versa).

Todo o espaço sobrannte, no seguimento do cais de receção será utilizado para sala de resíduos orgânicos (lixos).

Considera-se a estiva em paletes normalizadas, nomeadamente, euro paletes cujas dimensões são 1,20m x 0,80m e efetuou-se uma ocupação do espaço de forma a permitir a circulação de empilhadores para acesso a cada paleta.

Em termos de altura possuímos um pé direito interior de 5 metros nas câmaras o que permite armazenar 2 níveis de paletes com 2,00 m de altura cada ficando 1,00 m livre junto ao teto para livre circulação de ar e uniformização de temperaturas.

A implementação em layout das localizações das paletes encontra-se no anexo II e as dimensões dos respetivos espaços apresentam-se resumidas na tabela 2.

Foi efetuada a estimativa da quantidade de paletes em estiva para a câmara de congelados tendo em conta a possibilidade de circulação de empilhadores de uma forma eficiente e o armazenamento da máxima quantidade de produto possível.

Na figura 18 encontram-se implantadas as paletes na câmara de congelados.

O mesmo procedimento foi adotado para a estimativa da quantidade de paletes em estiva para as câmaras de refrigerados de frutas e legumes (figura 19) e câmara de refrigerados de lacticínios (figura 20).

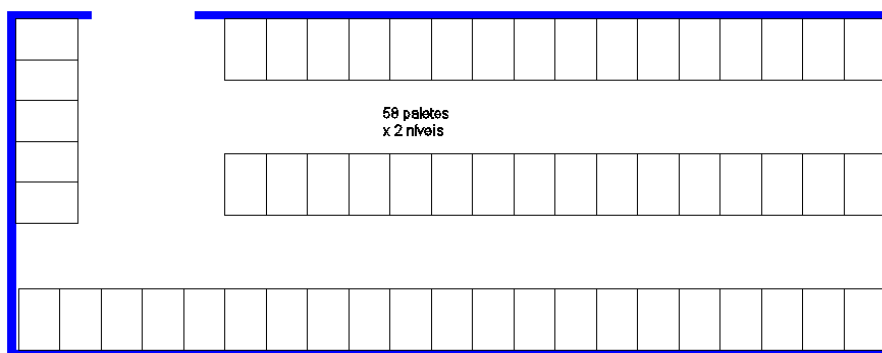


Figura 18 - Disposição da estiva em paletes tipo Euro paleta na câmara de congelados

Tabela 2 - Dimensões interiores por espaço

Espaço	Perímetro (m)	Altura (m)	Área (m ²)	Volume (m ³)
Câmara de Congelados	46,70	5,00	109,52	547,60
Câmara de Refrigerados de frutas e legumes	37,90	5,00	73,45	367,25
Câmara de Refrigerados de laticínios	34,74	5,00	70,91	354,55
Cais de Receção	20,26	3,5	23,66	82,81
Cais de Expedição	61,43	3,50	109,25	382,38
Sala de lixos	13,80	3,5	11,84	41,44

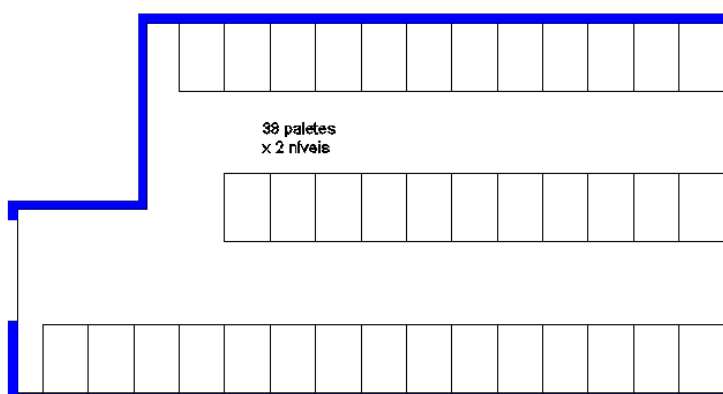


Figura 19 - Disposição da estiva em paletes tipo Euro pallet na câmara de refrigerados de frutas e legumes

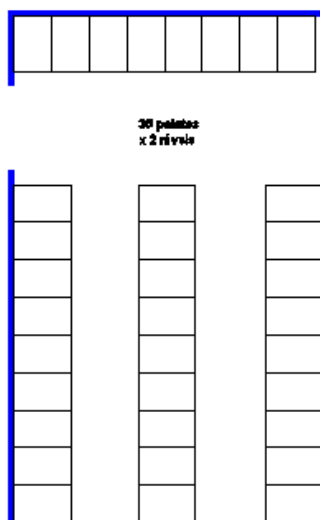


Figura 20 - Disposição da estiva em paletes tipo Euro pallet na câmara de refrigerados de laticínios

Na tabela 3 são apresentados os resumos das quantidades máximas a armazenar em cada câmara, conforme estudo apresentado nas figuras 18,19 e 20.

Tabela 3 - Capacidades de armazenamento das câmaras frigoríficas

Espaço	Quantidade de paletes por nível	Nº Níveis	Quantidade de paletes Total	Peso médio estimado por pallet (kg)	Peso total por espaço (kg)	Temperatura de entrada do produto (°C)	Temperatura de conservação do produto (°C)
Câmara de Congelados	58	2	116	1.400	162.400	-14°C	-20°C
Câmara de Refrigerados Frutas e Legumes	38	2	76	1.200	91.200	15°C	4°C
Câmara de Refrigerados Laticínios	35	2	70	1.250	87.500	15°C	2°C

Outro dado importante afeto à operação é a quantificação da rotatividade das câmaras.

Para esta tipologia de pequeno armazém considera-se que, para cada tipo de produto (de cada uma das 3 câmaras), poderá existir uma rotatividade máxima diária equivalente a um camião frigorífico.

Desta forma conhecendo as dimensões de um camião frigorífico, 13,60 x 2,50 x 2,60 [m] e com uma carga máxima de 23 Toneladas (Fonte: Transportadora central pombalense) podemos rececionar até 33 paletes desde que o peso total não exceda o limite de carga. Devido ao peso considerado para as paletes (tabela 3) verifica-se que efetuar uma carga de 33 paletes excederia a capacidade máxima de carga pelo que será assumido, para cada câmara uma rotatividade diária de 23.000 kg (capacidade máxima de carga de um camião).

Expressando a rotatividade do produto em função da carga máxima da câmara obtêm-se os seguintes valores de rotatividade por câmara:

- Câmara de congelados: $23.000 / 162.400 = 0,141 \rightarrow 14\%$
- Câmara de refrigerados de frutas e legumes: $23.000 / 91.200 = 0,252 \rightarrow 25\%$
- Câmara de refrigerados de lacticínios: $23.000 / 87.500 = 0,263 \rightarrow 26\%$

2.3. Balanço térmico dos espaços

Para suporte a todas as simulações e cálculos das instalações de CO₂ em estudo é necessário levantamento das necessidades de arrefecimento, ou seja, o balanço térmico dos vários espaços.

De entre as várias metodologias existentes adotou-se o critério de cálculo apresentado no livro de Anunciada dos Santos, “O Frio no setor alimentar”.

O método indicado na referencia supracitada efetua a divisão de um balanço térmico em 4 etapas à frente identificadas como Q1, Q2, Q3 e Q4. As equações a seguir apresentadas foram executadas num ficheiro de formato Excel, de forma a facilitar as devidas correções e ajustes dos dados inseridos.

Grande parte das empresas fabricantes de equipamentos de frio disponibiliza de uma forma gratuita softwares de cálculo testados e validados pelas centenas de usuários, no entanto a opção pela utilização de um método mais ligado á formulação matemática deve-se à necessidade de inserção de todo o método e de todas as variáveis numa folha de cálculo. Considera-se que o trabalho de criação de uma folha de cálculo para balanços térmicos é uma necessidade para que se entenda perfeitamente o que representa cada variável e o seu peso no cálculo térmico.

Note-se que o teor deste documento não é balanço térmico de instalações frigoríficas, mas sim o estudo de soluções termodinâmicas para implementação, no entanto não pode ser desconsiderado o cálculo em torno do qual se cria uma instalação frigorífica.

Assim para efetuar o balanço térmico de cada espaço utiliza-se a seguinte expressão:

$$Q_f = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 \quad [3] \quad (\text{equação 2.3.1})$$

onde:

Q_f – Calor total a remover;

Q₁ – Calor admitido através da envolvente;

Q₂ – Calor dos produtos que entram (rotatividade);

Q3 – Calor admitido através das renovações de ar;

Q4 – Calor gerado no interior das câmaras.

Q1 – Calor admitido através da envolvente

Para cálculo do calor admitido através da envolvente são utilizados os seguintes dados:

Temperatura exterior das câmaras: +25°C (valor comumente utilizado para câmaras instaladas em espaços interiores).

Temperatura do solo: +20°C, devido a ser uma envolvente que oferece normalmente mais inércia espera-se que esta temperatura seja a máxima atingida.

Perante os materiais habitualmente utilizados para construção de câmaras frigoríficas será aqui considerada a utilização de painéis sandwich com injeção de poliuretano entre chapas metálicas de faces termo lacadas, dadas as vantagens apresentadas:

- São elementos autoportantes não necessitando de envolventes adicionais, desta forma economiza-se na execução das câmaras frigoríficas;
- Possuem acabamento superficial higiosanitário perfeitamente compatível com o contacto direto com produtos perecíveis;
- São elementos modulares que permitem fácil e rápida instalação.

Uma vez definido os materiais selecionam-se as espessuras. Para esta instalação selecionam-se espessuras existentes no mercado para este tipo de isolamentos e a sua espessura terá em conta que, quando maior o diferencial de temperatura, menor será o coeficiente de transmissão térmica do painel. Sendo estas câmaras com rotação ligeira admitem-se perdas pela envolvente na ordem dos 30% das necessidades frigoríficas totais, o que nesta instalação irá representar um consumo elétrico residual.

Espessuras de painéis isotérmicos de paredes e tetos:

- Câmara frigorífica de congelados: painel sandwich de 150 mm com injeção de poliuretano de densidade aproximada de 40 kg/m³ entre chapas de aço de 0,5 mm de espessura com acabamento termo lacado;

- Câmaras frigoríficas de refrigerados: painel sandwich de 100 mm com injeção de poliuretano de densidade aproximada de 40 kg/m³ entre chapas de aço de 0,5 mm de espessura com acabamento termo lacado;
- Cais e salas climatizadas: painel sandwich de 60 mm com injeção de poliuretano de densidade aproximada de 40 kg/m³ entre chapas de aço de 0,5 mm de espessura com acabamento termo lacado.

Espessura de isolamentos de solo:

- Câmara frigorífica de congelados: Placas de poliuretano com densidade aproximada de 40 kg/m³, com uma espessura total de 150 mm;
- Câmaras frigoríficas de refrigerados: Placas de poliuretano com densidade aproximada de 40 kg/m³, com uma espessura total de 100 mm;
- Cais e salas climatizadas: Placas de poliuretano com densidade aproximada de 40 kg/m³, com uma espessura total de 60 mm;

Em todas as envolventes se utilizam painéis com poliuretano, inclusive no solo, apesar de estes não serem sandwich, mas sim placas que devem encastrar no solo. Para poliuretano o valor a considerar de coeficiente de transmissão de calor é 0.022 W/m.°C .

Para os coeficientes superficiais interior e exterior das envolventes, considera-se a velocidade 0 km/h, o que corresponde aproximadamente ao valor de k = 9.37 W/m°C.

Assim o coeficiente global de transmissão de calor é calculado com recurso à seguinte expressão:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{9.37} + \frac{x_{PU}}{K_{PU}} + \frac{1}{9.37}} \quad [3] [W/m^2 \cdot ^\circ C] \quad (\text{equação 2.3.2})$$

Onde:

X_{PU} corresponde à espessura da camada de poliuretano [mm/1000];

K_{PU} corresponde ao coeficiente de transmissão térmica do poliuretano [0,022 W/m.°C]

Na expressão acima despreza-se a chapa dos painéis sandwich. Considera-se que este material não oferece qualquer resistência térmica, o que é uma aproximação proporcionalmente aceitável tendo em conta a elevada resistência térmica do poliuretano.

A expressão utilizada para o cálculo do fluxo de calor diário através das envolventes é a seguinte:

$$Q_1 = A \times U \times (T_{ext} - T_{int}) \times 24 / 1000 \quad [3] \quad [kW \cdot h / dia] \quad (\text{equação 2.3.3})$$

Onde:

A corresponde à área total das superfícies das envolventes [m²];

U corresponde ao coeficiente global de transmissão de calor através das envolventes [W/m².°C];

T_{ext} corresponde à temperatura média na face exterior das envolventes [°C];

T_{int} corresponde à temperatura média na face interior das envolventes [°C].

Todos os valores dos cálculos intermédios e resultados finais estão apresentados na tabela 4.

Tabela 4 - Cálculo do fluxo de calor através das envolventes

Q1 - Calor admitido através das envolventes										
Espaço	Perímetro (m)	Altura (m)	Área (m ²)	Area paredes + tecto (m ²)	Espessura Paredes + tecto (mm)	K Paredes + tecto (W/°C.m)	U paredes + tecto (W/°C.m ²)	Temperatura exterior (°C)	Qparedes + tectos (kW.h/dia)	
Câmara de Congelados	46,70	5,0	109,52	343,02	150	0,022	0,142	25	52,69	
Câmara de Refrigerados de frutas e legumes	37,90	5,0	73,45	262,95	100	0,022	0,210	25	27,85	
Câmara de Refrigerados de lacticínios	34,74	5,0	70,91	244,61	100	0,022	0,210	25	28,37	
Cais de Receção	20,26	3,5	23,66	94,57	60	0,022	0,340	25	11,58	
Cais de Expedição	61,43	3,5	109,25	324,26	60	0,022	0,340	25	39,69	
Sala de lixos	13,80	3,5	11,84	60,14	60	0,022	0,340	25	6,38	
Espaço				Area Solo(m ²)	Espessura Solo (mm)	K Solo (W/°C.m)	U Solo (W/°C.m ²)	Temperatura solo (°C)	Qsolo (kW.h/dia)	Q1 (kW.h/dia)
Câmara de Congelados				109,52	150	0,022	0,142	20	14,95	67,64
Câmara de Refrigerados de frutas e legumes				73,45	100	0,022	0,210	20	5,93	33,77
Câmara de Refrigerados de lacticínios				70,91	100	0,022	0,210	20	6,44	34,81
Cais de Receção				23,66	60	0,022	0,340	20	1,93	13,51
Cais de Expedição				109,25	60	0,022	0,340	20	8,92	48,61
Sala de lixos				11,84	60	0,022	0,340	20	0,77	7,15

Q2 – Calor dos produtos que entram (rotatividade):

Tendo em conta os pressupostos do subcapítulo anterior (2.2 *Definição e quantificação da operação*), o valor considerado para a entrada diária de produto é de 23.000 kg para cada uma das câmaras devido às limitações do peso máximo para transporte.

Assim para este caso específico, possuímos apenas as seguintes variáveis:

- Calor específico dos produtos armazenados;
- Temperatura máxima e entrada dos produtos;
- Temperatura de final de ciclo dos produtos armazenados;
- Calor libertado por respiração no caso da câmara de frutas e legumes.

Para o cálculo do da quantidade de calor a remover aos produtos utiliza-se a seguinte expressão:

$$Q2 = m \times C \times (T_{in} - T_{câmara}) \quad [3] \quad [kW.h/dia] \quad (\text{equação 2.3.4})$$

Onde:

m corresponde à massa de produto que entra diariamente na câmara [Kg];

C corresponde ao calor específico do produto armazenado [kJ/Kg.°C];

T_{in} corresponde à temperatura de entrada do produto na câmara [°C];

T_{câmara} corresponde à temperatura do interior da câmara [°C].

Para câmaras de armazenamento de fruta, é também necessário contemplar-se o calor que a mesma liberta por efeito de respiração, assim, ao valor de Q2 adiciona-se o valor de Q2r, obtido da seguinte forma:

$$Q2r = m \times CR \times \frac{24}{1000} \quad [3] \quad [kW.h/dia] \quad (\text{equação 2.3.5})$$

Onde:

m corresponde à massa de produto armazenada na câmara [Kg];

CR corresponde ao calor gerado por respiração [W/Kg];

Assim o valor de Q2 final é a soma de Q2 com Q2r (quando aplicável).

Note-se que esta parcela apenas é considerada para câmaras de armazenamento, uma vez que as salas de trabalho e corredores não serão considerados para efeito de armazenamento de produtos.

Todos os valores dos cálculos intermédios e resultados finais estão apresentados na tabela 5.

Tabela 5 – Cálculo do fluxo de calor derivado aos produtos

Q2 - Calor dos produtos que entram (rotatividade)								
Espaço	Temperatura câmara (°C)	Peso total por espaço (kg)	Rotatividade (Kg)	Rotatividade (% capacidade)	Tin (°C)	Tipo de produto	C (kJ/Kg.°C)	Q2 (kW.h/dia)
Câmara de Congelados	-20	162400	23000	14%	-14	Congelados - Diversos	2,01	77,05
Câmara de Refrigerados de frutas e legumes	4	91200	23000	25%	15	Refrigerados FLV	0,91	63,95
Câmara de Refrigerados de lacticínios	2	87500	23000	26%	15	Refrigerados Lacticínios	2,93	243,35
Q2r - Calor de respiração dos produtos armazenados								
Espaço	Temperatura câmara (°C)	Peso total por espaço (kg)	Calor de Respiração (W/kg)	Q2r (kW.h/dia)	Q2 final (kW.h/dia)			
Câmara de Congelados	-20	162400	0	0,00	77,05			
Câmara de Refrigerados de frutas e legumes	4	91200	0,05	109,44	173,39			
Câmara de Refrigerados de lacticínios	2	87500	0	0,00	243,35			

Q3 – Calor admitido através das renovações de ar

Existem 3 formas de entrada de ar nas câmaras frigoríficas: através das portas, através de infiltrações e através ventilação mecânica sempre que o produto armazenado assim o exija para garantir um valor mínimo de renovações horárias.

Existem relações empíricas que relacionam o volume interno da câmara com o numero de renovações de ar que a mesma terá.

Por consulta ao gráfico da figura 21, foram considerados os valores de renovações por hora, conforme indicado na tabela 6, coluna Nd.

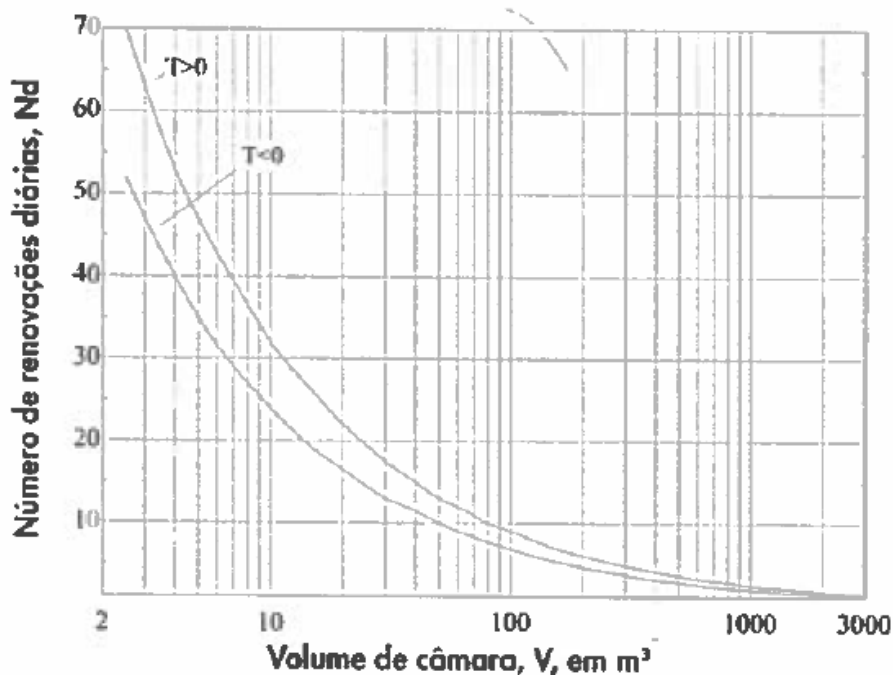


Figura 21 - Gráfico de renovações de ar em função do volume de uma câmara frigorífica [3]

Para todos os espaços foram consideradas as diferenças de entalpia do ar entre as condições interiores das câmaras e as condições exteriores do espaço confinante à mesma.

O cálculo de Q3 efetua-se com recurso à seguinte expressão

$$Q3 = \frac{Nd \times V \times \Delta h}{v} \times \frac{1}{3600} \quad [3] \quad [kW \cdot h/dia] \quad (\text{equação 2.3.6})$$

Onde:

Nd corresponde ao número de renovações de ar diárias [adimensional];

V corresponde ao Volume interno da câmara [m³];

Δh corresponde à variação de entalpia do ar ao entrar no espaço a calcular [kJ/Kg]

v corresponde ao volume específico do ar à temperatura do espaço a calcular [m³/Kg]

Todos os valores dos cálculos intermédios e resultados finais estão apresentados na tabela 6.

Tabela 6 - Cálculo do fluxo de calor devido à entrada de ar nas câmaras

Q3 - Calor admitido através das renovações de ar										
Espaço	Perímetro (m)	Altura (m)	Área (m ²)	Volume (m ³)	Temperatura câmara (°C)	Temperatura espaço exterior (°C)	Δh (kJ/kg)	v (m ³ /kg) @ Tcâmara	Nd	Q3 (kW.h/dia)
Câmara de Congelados	46,7	5	109,52	547,6	-20	10	44,30	0,72	3	28,08
Câmara de Refrigerados de frutas e legumes	37,9	5	73,45	367,25	4	10	10,67	0,79	4	5,51
Câmara de Refrigerados de lacticínios	34,74	5	70,91	354,55	2	10	14,68	0,78	4	7,41
Cais de Receção	20,26	3,5	23,66	82,81	10	42	84,80	0,81	10	24,08
Cais de Expedição	61,43	3,5	109,25	382,375	10	42	84,80	0,81	4	44,48
Sala de lixos	13,8	3,5	11,84	41,44	12	10	-5,36	0,82	15	-1,13

Q4 – Calor gerado no interior das câmaras

Para a cálculo do calor total gerado no interior das câmaras divide-se esta parcela em 5 grupos: Pessoas, iluminação, motores dos ventiladores, resistências de descongelação e máquinas para apoio à operação (empilhadores, embaladoras, balanças...).

Para o cálculo do calor gerado pelas pessoas considera-se que uma pessoa adulta do sexo masculino, no contexto de laboração de um armazém tem uma potência térmica de 390 W (para o mesmo contexto, uma pessoa adulta do sexo feminino gera 270 W, no entanto como se desconhece o género dos futuros colaboradores apenas são considerados homens devido a ser a situação mais penalizante do ponto de vista térmico).

Assim o calor gerado pelos funcionários do armazém obtém-se com a seguinte expressão:

$$Q_{pessoas} = Np \times Hp \times 0,390 [3] [kW.h/dia] \quad (\text{equação 2.3.7})$$

Onde:

Np corresponde ao número de pessoas a trabalhar dentro dos espaços [adimensional];

Hp corresponde ao tempo de permanência das pessoas nos espaços [h];

Todos os valores dos cálculos intermédios e resultados finais estão apresentados na tabela 7.

Tabela 7 - Calor gerado pelos funcionários do armazém

Q pessoas - Calor gerado pelos funcionarios do armazém			
Espaço	Nº Pessoas	Tempo/ pessoa (h)	Qpessoas (kW.h/dia)
Câmara de Congelados	4	2	3,12
Câmara de Refrigerados de frutas e legumes	4	2	3,12
Câmara de Refrigerados de lacticínios	4	2	3,12
Cais de Receção	2	4	3,12
Cais de Expedição	10	12	46,80
Sala de lixos	2	2	1,56

O calor gerado pela iluminação calcula-se da seguinte forma:

$$Q_{iluminação} = A_{câmara} \times D_{iluminação} \times H_p [3] [kW.h/dia] \quad (\text{equação 2.3.8})$$

Onde:

$D_{iluminação}$ corresponde ao valor de potência térmica gerada pela iluminação [W/m^2];

H_p corresponde ao tempo de permanência das pessoas nos espaços [h];

$A_{câmara}$ corresponde à área interior do espaço [m^2]

Todos os valores dos cálculos intermédios e resultados finais estão apresentados na tabela 8.

Tabela 8 - Calor gerado pela iluminação

Q iluminação - Calor devido à iluminação			
Espaço	Tempo/ pessoa (h)	Densidade iluminação (W/m2)	Q ilum (kW.h/dia)
Câmara de Congelados	2	11	2,41
Câmara de Refrigerados de frutas e legumes	2	11	1,62
Câmara de Refrigerados de lacticínios	2	11	1,56
Cais de Receção	4	11	1,04
Cais de Expedição	12	11	14,42
Sala de lixos	2	11	0,26

O calor gerado pelos motores dos ventiladores calcula-se da seguinte forma:

$$Q_{motores} = n \times H_m \times P_m \times \frac{f}{1000} [3] [kW.h/dia] \quad (\text{equação 2.3.9})$$

Onde:

n corresponde à quantidades de motores de ventiladores [adimensional] – Nesta primeira fase, uma vez que ainda não foram selecionados os evaporadores estima-se que sejam necessários 2 evaporadores com 2 ventiladores cada para cada câmara, um evaporador de duplo fluxo com 2 ventiladores para o cais de receção, dois ventiladores de duplo fluxo com 3 ventiladores cada para o cais de expedição e um evaporador de duplo fluxo com 1 ventilador para a sala de lixo;

Hm corresponde ao tempo funcionamento dos motores [h] – todos os espaços com descongelação natural possuirão os ventiladores a funcionar 24h, os espaços com descongelação elétrica (considera-se que efetuam 4 descongelações diárias com períodos de descongelação aproximados de 30 min) possuem os ventiladores a funcionar 22 h;

Pm corresponde à potência dos motores dos ventiladores [W] – Estimam-se potências de 500W para os ventiladores das câmaras e ventiladores de 300W para os evaporadores dos cais e sala do lixo;

F corresponde ao fator de potência dos ventiladores [adimensional] consideram-se ventiladores de comutação eletrónica por motivos de eficiência energética, cujo fator de potência é 1 (característico deste tipo de ventiladores).

Todos os valores dos cálculos intermédios e resultados finais estão apresentados na tabela 9.

Tabela 9 - Calor gerado pelos motores dos ventiladores

Q motores - Calor gerado pelos motores dos ventiladores							
Espaço	Perímetro (m)	Altura (m)	n motores	Tempo/motor (h)	P. motor (W)	factor potência	Q.motores (kW.h/dia)
Câmara de Congelados	46,7	5	4	22	500	1	44,00
Câmara de Refrigerados de frutas e legumes	37,9	5	4	24	500	1	48,00
Câmara de Refrigerados de lacticínios	34,74	5	4	24	500	1	48,00
Cais de Receção	20,26	3,5	2	24	300	1	14,40
Cais de Expedição	61,43	3,5	6	24	300	1	43,20
Sala de lixos	13,8	3,5	1	24	300	1	7,20

Na câmara de congelados, devido á temperatura interior de -20°C, a descongelação natural seria bastante difícil, ou até mesmo impossível sem comprometer a qualidade do produto armazenado. Para este caso é necessário um apoio “extra” para fundir o gelo que se cria nas alhetas, devido à condensação da água por saturação do ar. Esta descongelação

pode ser efetuada com recurso a várias técnicas, desde a utilização de água quente, gás quente, resistências elétricas...

Independentemente da metodologia de descongelação o calor fornecido ao evaporador para fundir o gelo será o mesmo. Este calor é considerado nesta fase inicial como uma aproximação, devendo ser ajustado após definição das características do evaporador (superfície de permuta, espaçamento de alhetas...).

Assim, recorre-se à seguinte expressão para cálculo deste calor:

$$Q_{resistências} = n \times Hr \times \frac{Pr}{1000} [3] [kW.h/dia] \quad (\text{equação 2.3.10})$$

Onde:

n corresponde à quantidade de resistências [adimensional] – 1 resistência por evaporador;

Hr corresponde ao tempo funcionamento das resistências [h] – 4 x 30 min = 2 h;

Pr corresponde à potência das resistências [W] – Estimam-se potências de 5.000W;

Todos os valores dos cálculos intermédios e resultados finais estão apresentados na tabela 10.

Tabela 10 - Calor gerado pelas resistências de descongelação

Q resistências - Calor gerado pelas resistências de descongelação						
Espaço	Perímetro (m)	Altura (m)	P. resistencias (W)	n resistências	Tempo/resistência (h)	Q.resistencias (kW.h/dia)
Câmara de Congelados	46,7	5	5000	2	2	20,00
Câmara de Refrigerados de frutas e legumes	37,9	5	0	0	0	0,00
Câmara de Refrigerados de lacticínios	34,74	5	0	0	0	0,00
Cais de Receção	20,26	3,5	0	0	1	0,00
Cais de Expedição	61,43	3,5	0	0	2	0,00
Sala de lixos	13,8	3,5	0	0	3	0,00

Cada vez mais se recorre a recursos mecânicos para movimentação, embalagem etiquetagem, ...

Estes recursos geram calor que em zonas de trabalho representam uma grande “fatia” do balanço térmico total. O calor libertado por estes equipamentos obtém-se da seguinte forma:

$$Q_{máquinas} = Hm \times \frac{Pm}{1000} [3] [kW.h/dia] \quad (\text{equação 2.3.11})$$

Onde:

Hm corresponde ao tempo funcionamento das máquinas [h] – normalmente associado ao tempo de laboração;

Pm corresponde à potência térmica total libertada pelas máquinas utilizadas [W].

Considera-se para esta instalação que os meios mecânicos utilizados serão apenas empilhadores, e que o mesmo possui uma potência térmica de 5.000W.

Todos os valores dos cálculos intermédios e resultados finais estão apresentados na tabela 11.

Tabela 11 - Calor gerado pelas máquinas de apoio à operação

Q maquinas - Calor gerado pelas máquinas e apoio à operação					
Espaço	Perímetro (m)	Altura (m)	P. maquinas (W)	Tempo funcion. (h)	Q.maq (kW.h/dia)
Câmara de Congelados	46,7	5	5000	1	5,00
Câmara de Refrigerados de frutas e legumes	37,9	5	5000	1	5,00
Câmara de Refrigerados de lacticínios	34,74	5	5000	1	5,00
Cais de Receção	20,26	3,5	5000	3	15,00
Cais de Expedição	61,43	3,5	5000	10	50,00
Sala de lixos	13,8	3,5	0	0	0,00

Uma vez calculadas as 5 parcelas para a obtenção do calor gerado no interior das câmaras, é apresentado o resumo dos valores obtidos e o seu somatório na tabela 12.

Tabela 12 - Calor gerado no interior das câmaras

Q4 – Calor gerado no interior das câmaras						
Espaço	Qpessoas (kW.h/dia)	Q ilum (kW.h/dia)	Q.motores (kW.h/dia)	Q.resistencias (kW.h/dia)	Q.maq (kW.h/dia)	Q4 (kW.h/dia)
Câmara de Congelados	3,12	2,41	44,00	20,00	5,00	74,53
Câmara de Refrigerados de frutas e legumes	3,12	1,62	48,00	0,00	5,00	57,74
Câmara de Refrigerados de lacticínios	3,12	1,56	48,00	0,00	5,00	57,68
Cais de Receção	3,12	1,04	14,40	0,00	15,00	33,56
Cais de Expedição	46,80	14,42	43,20	0,00	50,00	154,42
Sala de lixos	1,56	0,26	7,20	0,00	0,00	9,02

Na tabela 13 apresenta-se o resumo do balanço térmico calculado nos passos anteriores.

O valor da potência frigorífica é calculado, neste caso, para 16 horas de funcionamento dos compressores e com uma margem de segurança de 10 %. A expressão utilizada é:

$$Qf = \frac{\sum_{i=1}^4 Qi \times (1 + \frac{fs}{100})}{Tc} \quad [3] \quad [kW] \quad (\text{equação 2.3.12})$$

Onde:

Tc corresponde ao tempo de funcionamento do compressor [h];

Fs corresponde ao fator de segurança considerado [%]

Para além da potência frigorífica de cada espaço, são também apresentados os valores dos ratios W/m² e W/m³, valores importantes para uma comparação grosseira e rápida com projetos semelhantes.

A temperatura de evaporação (temperatura de saturação correspondente à pressão necessária na aspiração dos compressores para garantir as temperaturas ambiente pretendidas) é obtida a partir da temperatura da câmara, com a subtração de 8°C.

Foram considerados 3 grupos de aspiração separados por temperatura de evaporação:

- Congelados – T. Evap = -28°C – Potência da câmara de congelados;
- Refrigerados – T. Evap = -6°C – Soma das potências das câmaras de refrigerados;
- Climas – T. Evap = 2°C – Soma das potências dos cais e sala do lixo.

Tabela 13 - Quadro resumo do balanço térmico

Qf - Necessidade frigorífica dos espaços										
Espaço	Perímetro (m)	Altura (m)	Área (m ²)	Volume (m ³)	Temperatura câmara (°C)	Q1 (kW.h/dia)	Q2 (kW.h/dia)	Q3 (kW.h/dia)	Q4 (kW.h/dia)	Qf (kW)
Câmara de Congelados	46,70	5,0	109,52	547,60	-20	67,64	77,05	28,08	74,53	17,00
Câmara de Refrigerados de frutas e legumes	37,90	5,0	73,45	367,25	4	33,77	173,39	5,51	57,74	18,59
Câmara de Refrigerados de lacticínios	34,74	5,0	70,91	354,55	2	34,81	243,35	7,41	57,68	23,60
Cais de Receção	20,26	3,5	23,66	82,81	10	13,51	0,00	24,08	33,56	4,89
Cais de Expedição	61,43	3,5	109,25	382,38	10	48,61	0,00	44,48	154,42	17,02
Sala de lixos	13,80	3,5	11,84	41,44	12	7,15	0,00	-1,13	9,02	1,03

Ratio			T.Eva p (°C)	Tempo Funcionamento do compressor		
Espaço	W/m ²	W/m ³				
Câmara de Congelados	155,24	31,05	-28	16		
Câmara de Refrigerados de frutas e legumes	253,11	50,62	-4	Coeficiente de segurança		
Câmara de Refrigerados de lacticínios	332,80	66,56	-6	10%		
Cais de Receção	206,75	59,07	2	Resumo de Potências		
Cais de Expedição	155,76	44,50	2	Qf (kW)	T.Evap (°C)	
Sala de lixos	87,36	24,96	4	Potencia frigorífica necessária Congelados	17,00	-28
				Potencia frigorífica necessária Refrigerados	42,19	-6
				Potencia frigorífica necessária Climas	22,94	2

3. CO₂ – Subcrítico

3.1. Conceito e princípios de funcionamento

Como qualquer outro fluido, o CO₂ e os seus estados/ evoluções poderão ser representados num diagrama pressão entalpia ou diagrama de Mollier. O conceito de subcrítico é já conhecido e utilizado em fluidos frigorígenos existentes no mercado, sejam eles CFC's, HCFC's, HFC's,...

As características químicas do CO₂ não permitem que este fluido exista em condições normais atmosféricas, sob o estado líquido, para tal, deveria estar a elevada pressão (o CO₂ a uma temperatura de 25°C assume o estado líquido a uma pressão de 65bar). Assim o conhecido ciclo frigorífico composto pelas 4 evoluções base: Compressão, Condensação, Expansão e Evaporação, não é possível a temperaturas normais ambiente (apenas com recurso a novas tecnologias e sistemas de apoio como os que serão apresentados nos capítulos 3 e 4).

É na temperatura de condensação que aparece a primeira limitação deste fluido. O ponto crítico do CO₂ é a uma temperatura de +31°C, e 73.6 bar de pressão, conforme se pode verificar no diagrama da figura 22. Em todo o capítulo 3 (que trata apenas das evoluções em subcrítico) serão calculadas, simuladas e estudadas soluções com condensação do CO₂ abaixo de 73,6 bar.

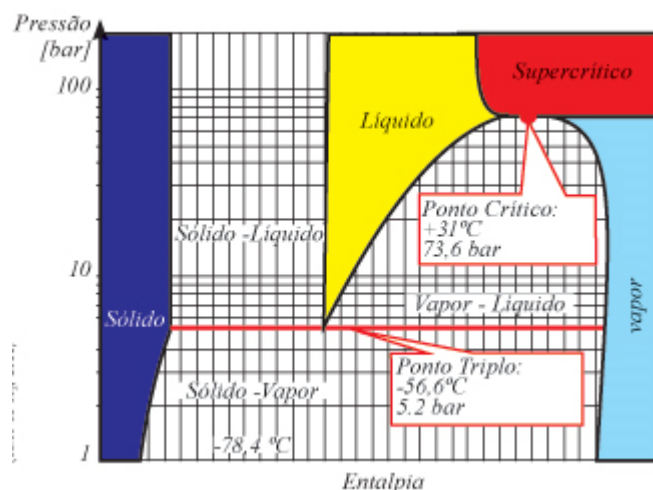


Figura 22 - Diagrama da Mollier do R744/ CO₂ [24]

Fonte: Componentes en Instalaciones de Refrigeración de CO₂, Danfoss

Assim, representa-se, na figura 23, um circuito frigorífico simples para aplicação no circuito de congelados que, como calculado acima, deverá possuir uma temperatura de aspiração de -28°C .

Analisando os pontos 2 e 3 (alta pressão) sabem-se 2 elementos chave:

1. Não podemos ultrapassar esta pressão, pois acima da mesma deixamos de estar num regime subcrítico e passamos a trabalhar em transcrito (em transcrito deixamos de possuir os estados físicos conhecidos e apenas temos um fluido que desconhecemos o seu comportamento real);
2. Recordando as condições de projeto definidas no subcapítulo 2.1, o local da instalação será Santarém cuja temperatura de projeto considerada foi 42°C .
3. Ora se por um lado se pretende trabalhar com uma pressão acima do ponto crítico, por outro será impossível obter estas condições através de condensadores a ar ambiente, pois o mesmo teria de ser sempre inferior a 19°C (considerando um condensador com capacidade de condensar 10°C acima da temperatura ambiente).
4. São necessárias alternativas/ melhorias a esta solução, caso contrário não irá funcionar, tal como se pretende.
5. Sendo que o problema está apenas na alta pressão será apenas aqui que será necessário incidir.
6. Uma das alternativas ao condensador a ar serão condensadores a água. Esta solução resolveria o problema, não fosse a localização Santarém, longe de cursos de água com fluxo permanente. A opção de criar um sistema de captação dedicado não será considerada por não ser uma solução viável quer economicamente quer do ponto de vista ambiental.

Ponto	Local	T [°C]	P [bar]	v [m ³ /kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg-K]
1	Aspiração do compressor	-18,00	15,29	0,0270	447,9	2,03
2	Descarga do compressor	117,66	73,77	0,0085	546,0	2,09
3	Saída do condensador	29,00	73,77	0,0015	287,1	1,28
4	Entrada do elemento de expansão	29,00	73,77	0,0015	287,1	1,28
5	Entrada do evaporador	-28,00	15,29	0,0130	287,1	1,38
6	Saída do evaporador	-18,00	15,29	0,0270	447,9	2,03

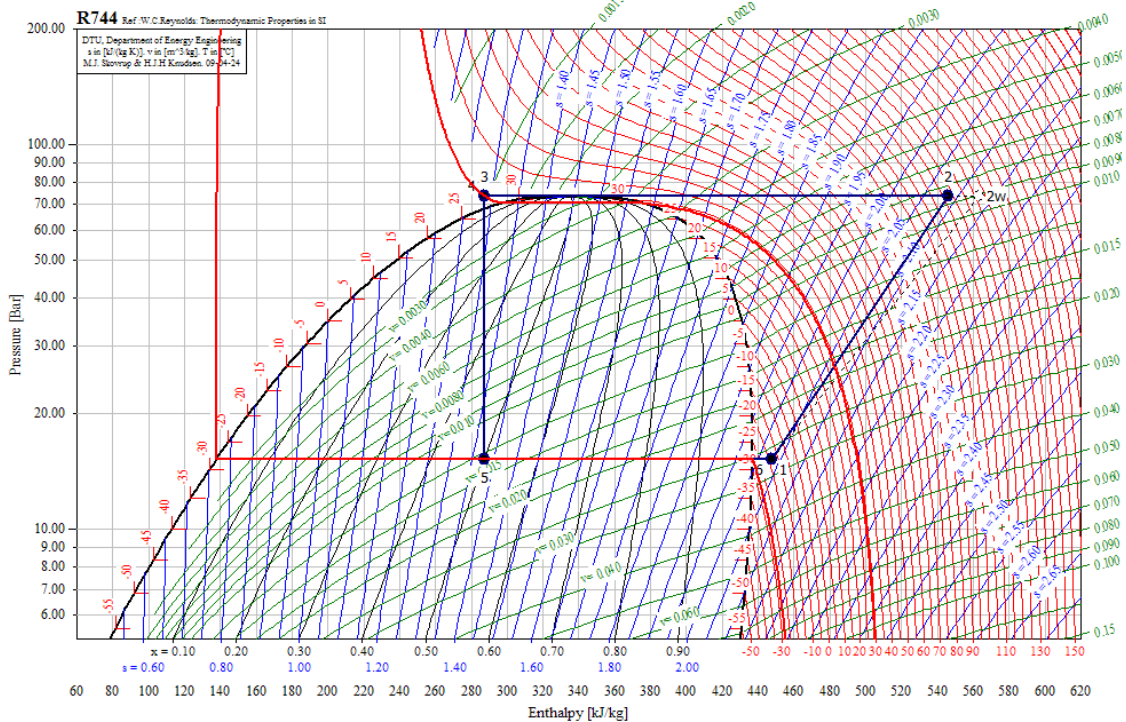
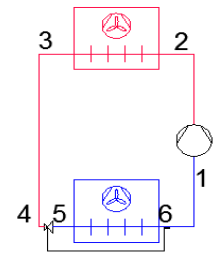


Figura 23 - Diagrama e pontos notáveis do circuito de congelados a CO₂ subcrítico

Valores obtidos no software: Simple one stage CO₂ Cycle

Existe ainda uma opção intermédia para o condensador: pré-arrefecer o ar de entrada no condensador através de um sistema de saturação adiabática. Será a solução?

Na tabela 14 estão indicadas as características do ar neste local para as condições de projeto. Para o mesmo ambiente calcula-se o ponto de saturação do ar (considerando uma eficiência de 100%). Verifica-se que, mesmo considerando a eficiência máxima (impossível de atingir), num sistema adiabático a temperatura mais baixa que se atinge é de + 31,8 °C, permanecendo, portanto, o ar acima da temperatura pretendida. Para as condições teóricas calculadas de ar saturado a temperatura de condensação seria +41,8°C (considerando um condensador com capacidade de condensar 10°C acima da temperatura ambiente), o que implicaria um regime transcrito.

Tabela 14 Valores de temperatura seca (DB), húmida (WB) e humidade relativa (HR) dos pontos extremos de uma evolução adiabática

Valores obtidos no software: Munters HDPsyChart 7.5.0

Ponto	T. Bolbo Seco [°C]	T. Bolbo Húmido [°C]	Humidade Relativa [%]	Entalpia [kJ/(Kg.K)]
Ar ambiente	42	32	50	110,18
Ar saturado	31,8	31,8	100	110

Após constatadas as dificuldades em condensar o CO₂ num local com temperatura exterior de projeto de +42°C e analisadas algumas das hipóteses, conclui-se que tal não é possível, a não ser que se utilize um sistema em cascata. Com sistemas em cascata poderemos inclusive baixar a temperatura de condensação do circuito de CO₂ aumentando o C.O.P. do mesmo.

Para a primeira situação apresentada anteriormente, na figura 23, a eficiência do ciclo era de:

$$\varepsilon_{ciclo} = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_1} = \frac{447,9 - 287,1}{546 - 447,9} = 1,64 \quad (\text{equação 3.1.1})$$

Efetuada uma segunda simulação, agora para uma temperatura de condensação do CO₂ de 0°C, os dados obtidos são os apresentados na figura 24.

Para esta situação, a eficiência do ciclo é de:

$$\varepsilon_{ciclo} = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_1} = \frac{447,9 - 199,9}{497,5 - 447,9} = 2,44 \quad (\text{equação 3.1.2})$$

Para esta situação a eficiência do compressor aumenta substancialmente de 1,64 (figura 23) para 2,44 (figura 24), o que seria um resultado fantástico caso não fosse conseguido à custa da adição de um novo circuito frigorífico cujo consumo deve igualmente ser considerado.

Para esta solução é necessário associar este sistema em cascata com um sistema de expansão direta, por exemplo a R134a.

O circuito a R134a para arrefecimento deste sistema funciona entre -6°C e +50°C. Por ser necessária uma temperatura obrigatoriamente inferior à temperatura de condensação do CO₂, utiliza-se por conveniência a temperatura de -6°C (temperatura de evaporação do circuito de refrigerados).

Ponto	Local	T [°C]	P [bar]	v [m³/kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg-K]
1	Aspiração do compressor	-18,00	15,29	0,0270	447,9	2,03
2	Descarga do compressor	51,75	36,24	0,0144	497,5	2,06
3	Saída do condensador	0,00	36,24	0,0011	199,9	1,00
4	Entrada do elemento de expansão	0,00	36,24	0,0011	199,9	1,00
5	Entrada do evaporador	-28,00	15,29	0,0059	199,9	1,02
6	Saída do evaporador	-18,00	15,29	0,0270	447,9	2,03

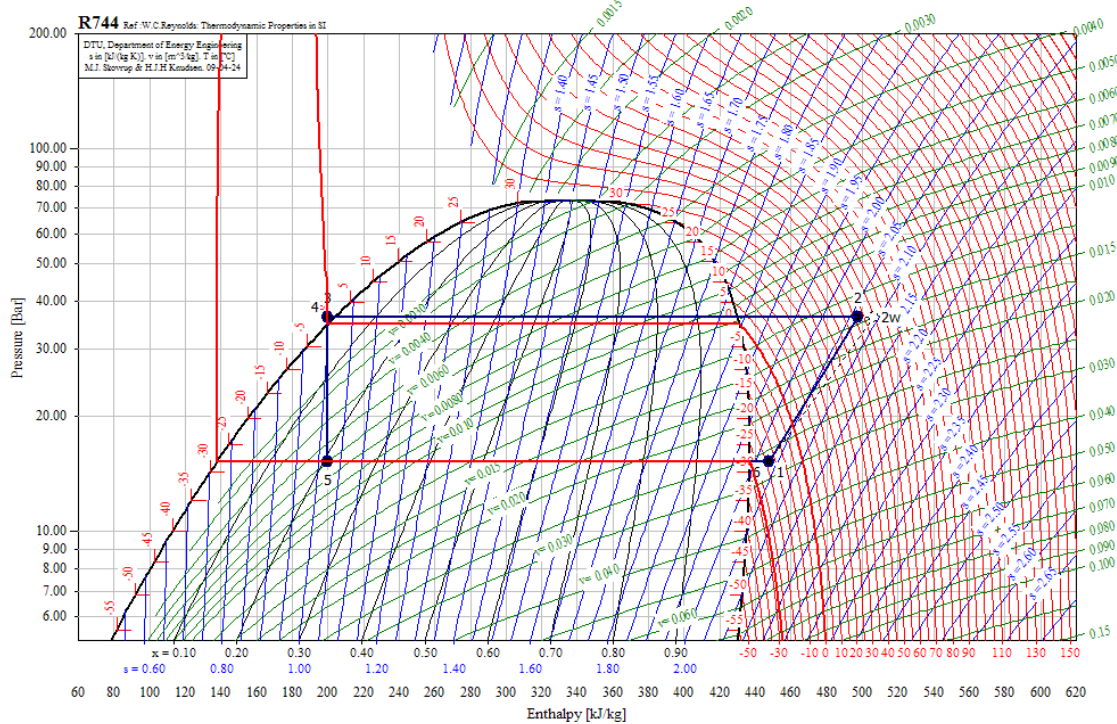
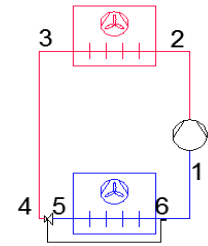


Figura 24 - Ciclo frigorífico a CO₂ subcrítico -18°C/0°C

Valores obtidos no software: Simple one stage CO₂ Cycle;

De acordo com os dados da figura 25, a eficiência do ciclo para o circuito de R134a é de:

$$\varepsilon_{ciclo} = \frac{h_7 - h_6}{h_2 - h_1} = 2,58 \quad (\text{equação 3.1.3})$$

Para análise do C.O.P. global da instalação é necessário associar caudais máximos e analisar em potência pois os caudais serão diferentes nos dois circuitos, assim, para o circuito de congelados necessitamos de 17kW de capacidade no evaporador, o que em caudal mássico corresponde a:

$$\dot{m} = \frac{17.000}{h_6 - h_5} = 68,55 \text{ Kg/s} \quad (\text{equação 3.1.4})$$

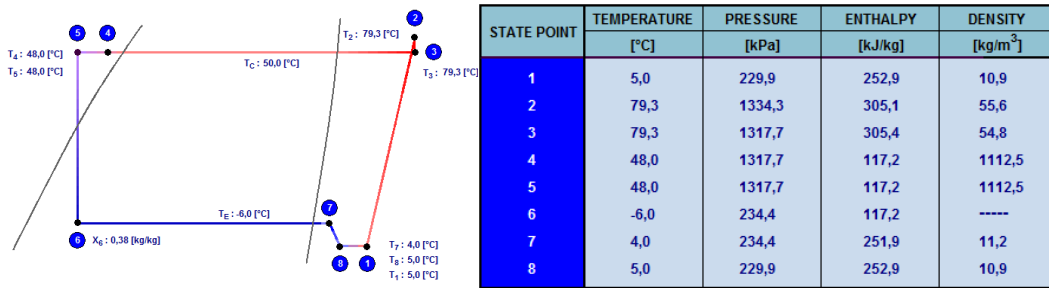


Figura 25 – Ciclo frigorífico a R134a -6°C/+50°C

Valores obtidos no software: CoolPack;

O mesmo caudal mássico proporciona uma rejeição de calor no condensador de:

$$Q_{cond} = \dot{m} \times (h_{2w} - h_3) = 21 \text{ kW} \quad (\text{equação 3.1.5})$$

E os compressores do circuito de CO₂ consumiriam:

$$W_{CO_2} = \dot{m} \times (h_{2w} - h_1) = 7,58 \text{ kW} \quad (\text{equação 3.1.6})$$

Assim o circuito de R134a necessita do seguinte caudal mássico:

$$\dot{m} = \frac{21.000}{h_7 - h_6} = 155,90 \text{ Kg/s} \quad (\text{equação 3.1.7})$$

Isto implica que o consumo do compressor é dado por:

$$W_{R134a} = \dot{m} \times (h_2 - h_1) = 8,14 \text{ kW} \quad (\text{equação 3.1.8})$$

O C.O.P. Global desta instalação é dado por:

$$C.O.P._{Global} = \frac{Q_{evap}}{W_{R134a} + W_{CO_2}} = 1,08 \quad (\text{equação 3.1.9})$$

Pode-se afirmar que com a associação destes dois circuitos, o C.O.P. do sistema reduziu, comparativamente à situação inicial, no entanto com esta solução o sistema já funciona em subcrítico, até então impossível perante as condições exteriores de projeto deste local.

Cabe ao projetista simular as várias temperaturas de condensação do CO₂, otimizando todo o sistema.

Note-se que apenas foi simulado o sistema para o circuito de congelados. A integração de mais circuitos, como é o caso em estudo, poderá resultar num sistema mais otimizado, apenas será necessário definir que circuitos farão parte do sistema de CO₂, e qual o fluido utilizado para condensação do mesmo e eventualmente alimentação frigorífica a outros circuitos, quer dos regimes de climatizados (+10°C/+12°C) quer do regime de refrigerados (+2°C/ + 4°C).

Os diagramas acima apresentados individualizados poderão ser associados de várias formas:

CO₂ subcrítico, sistema em cascata: conforme esquema frigorífico da figura 27, todo o circuito de alta temperatura (refrigerados e climatizados) será executado através de um circuito de expansão seca, habitualmente utilizado em pequenas instalações, com gases HFC's.

A existência de um permutador intermédio, com a função condensador/ evaporador, garante a condensação do CO₂ do circuito de baixa à custa da evaporação do fluido do circuito de alta.

A utilização deste sistema permite a execução de uma tipologia de instalação que todos conhecemos, e como tal de fácil execução em todo o circuito de refrigerados. A utilização de CO₂ no circuito de baixa temperatura é de maior complexidade, no entanto estamos geralmente perante potências muito inferiores e como tal estes circuitos são de pequena dimensão. A utilização de uma instalação centralizada a expansão seca proporciona uma garantia ao funcionamento do condensador de CO₂, mantendo os mesmos limites de pressão e temperatura admissíveis.

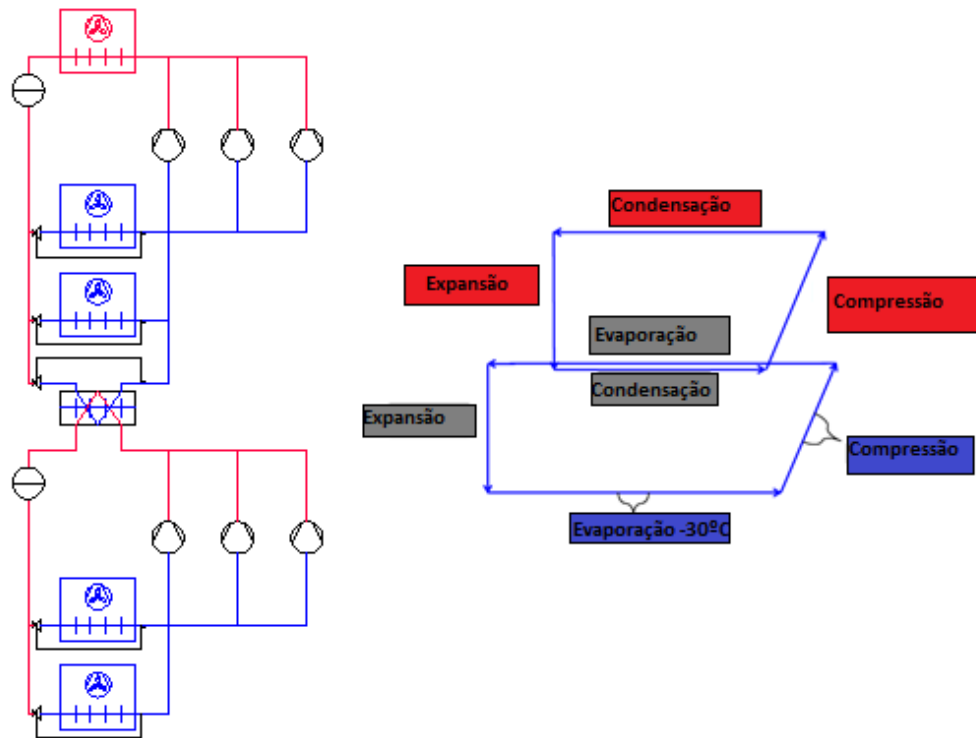


Figura 26 - Circuito frigorífico Cascata HFC em regime positivo + CO₂ em regime negativo

Se por um lado é uma instalação de simples execução e de fácil regulação, por outro a utilização de um fluido HFC, associado a um fator de fugas característico destas tipologias de instalações (5% a 10%) representa uma agressão para o meio ambiente, e como tal, este tipo de execução, está restringida pela legislação europeia caso o circuito de alta temperatura possua um fluido com um GWP superior a 150 e a potência do mesmo seja superior a 40 kW.

Outro tipo de solução é a utilização de CO₂ como fluido secundário nos evaporadores de alta temperatura (sistema inundado) e através de expansão seca nos evaporadores de baixa temperatura. Quando comparada à solução anterior, esta proporciona melhores prestações a nível de eficiência térmica, no entanto é bastante mais onerosa, devido à instalação de equipamentos habitualmente utilizados em refrigeração industrial como separadores acumuladores, bombas herméticas especiais para baixa temperatura.

Nesta solução a condensação do CO₂ é efetuada também com recurso a um permutador evaporador/ condensador, em que o fluido primário poderá ser amoníaco, ou um Hidrocarboneto. A utilização de hidrocarbonetos não é aceite no mercado para esta

dimensão de instalações devido à sua perigosidade, desta forma a execução deste tipo de circuito seria a amoníaco por ser um fluido mais utilizado e mais conhecido do ponto de vista termodinâmico.

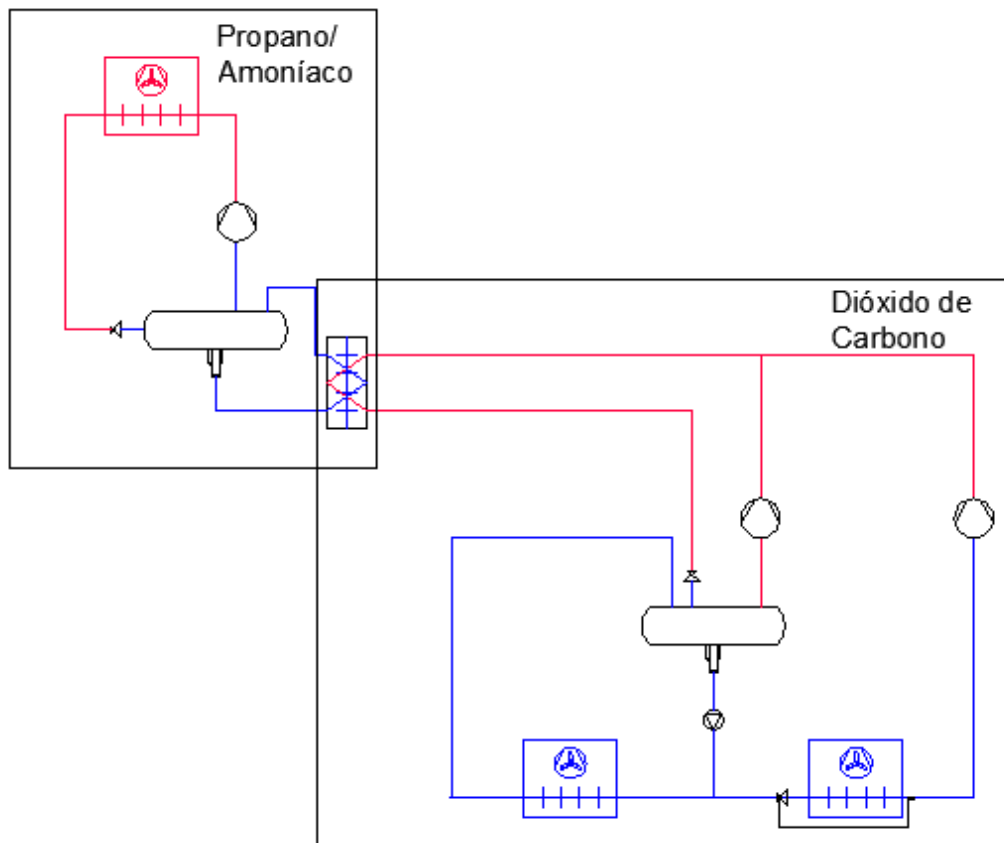


Figura 27 - Circuito frigorífico CO₂ Subcrítico, em cascata

A utilização de um permutador a realizar a troca de calor entre o amoníaco e o CO₂ constitui um risco ao funcionamento de todo o sistema pois, na eventualidade de uma fuga interna neste permutador existirá contacto entre o amoníaco e o CO₂. O Resultado:

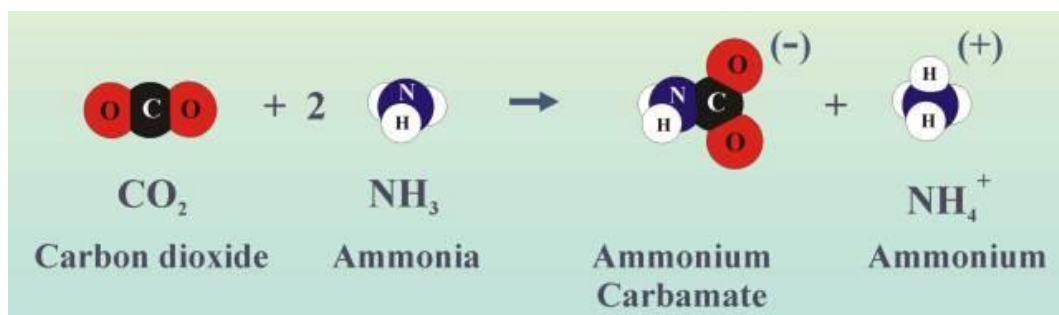


Figura 28 - Formação de carbamato de amónio [24]

A reação representada na figura 29 tem como produto o carbamato de amônio, substância sólida e corrosiva. Esta substância só se dissolve acima de 60°C. Sendo os permutadores constituídos por tubos ou microcanais o resultado pode ser catastrófico. A figura 30 ilustra o resultado de uma fuga que originou a mistura de CO₂ com amoníaco:



Figura 29 - Tubagem obstruída com carbamato de amônio [24]

Existem hoje em dia métodos de medição instantânea de níveis de condutibilidade que permitem a deteção rápida de presença de CO₂ no amoníaco, no entanto este método não evita o dano, pois uma vez alterados os níveis de condutividade significa que já existiu mistura de fluidos.

Uma forma eficaz de salvaguardar a instalação na eventualidade de qualquer fuga é a utilização de água glicolada como fluido intermédio. A única vantagem desta solução é a que evita o contacto accidental de CO₂ com amoníaco evitando assim danos de maior nos equipamentos de permuta. Por outro lado, o preço a pagar será uma instalação mais cara, devido à necessidade de 2 permutadores de calor e de um circuito hidráulico para entre os mesmos. Também a nível de consumo a opção por água glicolada será menos eficiente, em cada permutador existe uma eficiência de permuta (sempre inferior a 1) ao aumentar o número de permutadores diminui o calor total transferido. A forma de compensar a permuta térmica é um aumento de circulação da água glicolada o que implica um consumo elétrico associado à bomba recirculadora e como tal menor eficiência da instalação.

Este será, no entanto, um dos casos, em que a perda de eficiência e o aumento de custo da instalação se justificam perante o risco de mistura de amoníaco com CO₂.

3.2. Principais características e variantes dos vários componentes

A alteração de um fluido HFC (atualmente existente no mercado) por CO₂ subcrítico não representa grandes diferenças a nível de equipamentos. Existe no entanto um ponto muito importante, provavelmente o elemento mais importante, o compressor que trabalha com taxas de compressão superiores. Utilizando o ciclo da figura 24, agora representado no diagrama de mollier da figura 31, onde se representa a localização do compressor no mesmo, pode-se constatar que este elemento proporciona um aumento de pressão do fluido frigorigéneo de 15 bar para 36 bar, sendo a respetiva taxa de compressão dada pela seguinte expressão:

$$T_{comp} = \frac{P_c}{P_0}, \text{ onde:} \quad (\text{equação 3.2.1})$$

T_{comp} corresponde à taxa de compressão do compressor;

P_c corresponde à pressão de condensação (alta pressão);

P_0 corresponde à pressão de evaporação (baixa pressão).

Para este caso obtém-se o seguinte valor de T_{comp} :

$$T_{comp} = \frac{36}{15} = 2,4 \quad (\text{equação 3.2.2})$$

Por outro lado, um compressor que funcionasse no mesmo regime de temperaturas a R404A por exemplo, teria uma taxa de compressão mais elevada, de 2,17 bar (-28°C) até 6,13 bar (0°C):

$$T_{comp} = \frac{6,13}{2,17} = 2,82 \quad (\text{equação 3.2.3})$$

De acordo com o demonstrado acima, é espectável que, para a mesma tipologia de compressor, o CO₂ consuma menos energia elétrica.

O modelo a CO₂ absorve para o circuito frigorífico 115,5 kJ/kg, enquanto que o modelo equivalente a R404 absorve para o circuito frigorífico 27,6 kJ/kg.

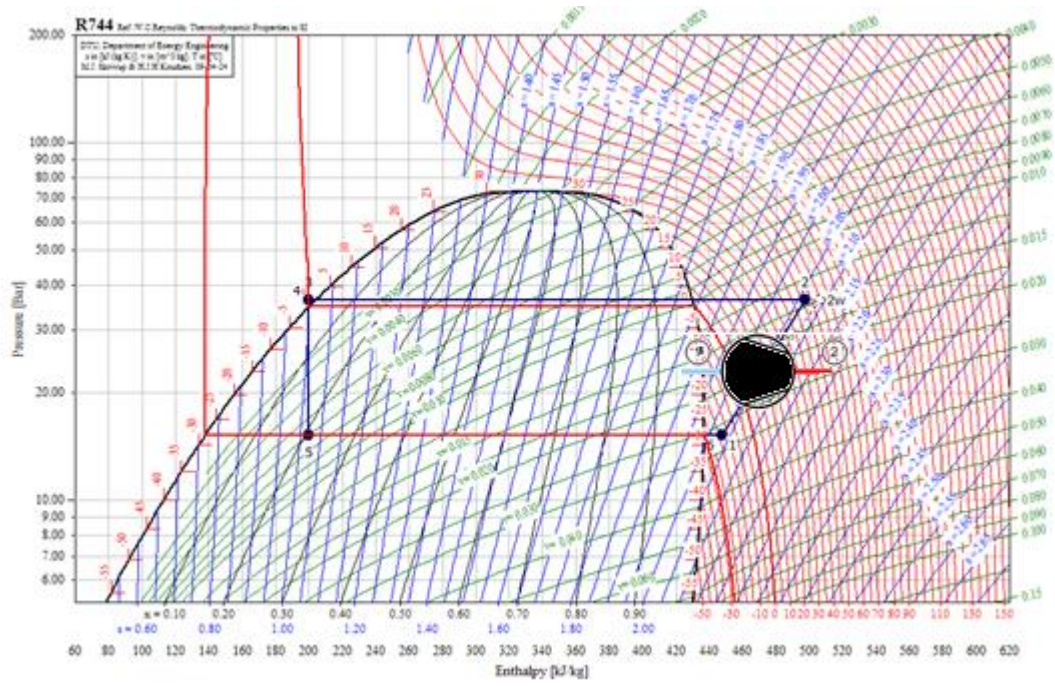


Figura 30 - Representação do trabalho do compressor no ciclo frigorífico de CO₂ subcrítico

3.3. Seleção de equipamentos para a instalação em estudo

Para a solução cascata CO₂ + R134a, os compressores selecionados, com recurso ao software de seleção do fabricante, “Bitzer” são os seguintes:

- Circuito de Congelados:

Tabela 15 - Seleção de compressores CO₂ subcrítico para o circuito de congelados da instalação em estudo

Marca	Bitzer
Modelo	2HSL-3K-40S
Fluido	R744 (CO ₂)
Temperatura de Aspiração	-28°C
Temperatura de Condensação	0°C
Sub-arrefecimento do líquido	0 °C
Sobreaquecimento do gás	+10 °C
Quantidade	2
Capacidade frigorífica unitária	9,09 kW
Capacidade frigorífica total	18,18 kW
Potência elétrica unitária	2,15 kW
Potência elétrica total	4,30 kW
Potência dissipada unitária	11,24 kW
Potência dissipada total	22,48 kW

- Circuito de Refrigerados:

Tabela 16 - Seleção de compressores a R134a para o circuito de positivos da instalação em estudo

Marca	Bitzer
Modelo	4HE-25Y-40P
Fluido	R134a
Temperatura de Aspiração	-6°C
Temperatura de Condensação	+50°C
Sub-arrefecimento do líquido	0 °C
Sobreaquecimento do gás	+10 °C
Quantidade	4
Capacidade frigorífica unitária	24,30 kW
Capacidade frigorífica total	97,20 kW
Potência elétrica unitária	10,04 kW
Potência elétrica total	40,16 kW
Potência dissipada unitária	34,34 kW
Potência dissipada total	137,36 kW

- Permutador de calor de placas – Evaporador/ condensador – R134a/R744

Tabela 17 - Seleção de permutador de placas evaporador R134a/Condensador CO₂ para a instalação em estudo

Marca	Alfa Laval
Modelo	ACH-70X-110H
Fluido primário	R134a
Temperatura de evaporação	-6°C
Fluido secundário	R744
Temperatura de condensação	0 °C
Quantidade	1
Coeficiente de transmissão de calor Limpo	751,9 W/(m ² .K)
Coeficiente de transmissão de calor Serviço	168,6 W/(m ² .K)
Diferença média de temperatura	8,9 K
Área de permuta	15,03 m ²
Potência de permuta	22,5 kW

- Condensador a ar forçado do circuito de positivos a R134a

Tabela 18 - Seleção de condensador a ar forçado, de R134a para a instalação em estudo

Marca	Friga Bohn
Modelo	PU 06Y P06 A3
Fluido primário	R134a
Temperatura ambiente	+42°C
Temperatura de condensação	+50 °C
Quantidade	1
Diferencial de temperatura	7,8 K
Potência dissipada	138 kW

- Evaporadores a ar forçado da câmara de frutas e legumes a R134a

Tabela 19 – Evaporador R134a para a câmara de frutas e legumes da instalação em estudo

Espaço	Câmara de frutas e Legumes
Marca	Friga Bohn
Modelo	3C-A 4264 R
Fluido primário	R134a
Temperatura câmara	+4°C
Temperatura de evaporação	-6 °C
Quantidade	2
Capacidade frigorífica	2 x 9,295 kW = 18,59 kW

- Evaporadores a ar forçado da câmara de lacticínios a R134a

Tabela 20 – Evaporador R134a para a câmara de lacticínios da instalação em estudo

Espaço	Câmara de lacticínios
Marca	Friga Bohn
Modelo	3C-A 4264 L
Fluido primário	R134a
Temperatura câmara	+2°C
Temperatura de evaporação	-6 °C
Quantidade	2
Capacidade frigorífica	2 x 11,80 kW = 23,60 kW

- Evaporadores a ar forçado do cais de receção a R134a

Tabela 21 – Evaporador R134a para o cais de receção da instalação em estudo

Espaço	Cais de receção
Marca	Friga Bohn
Modelo	TA 2R 6P
Fluido primário	R134a
Temperatura câmara	+10°C
Temperatura de evaporação	-6 °C
Quantidade	1
Capacidade frigorífica	4,89 kW

- Evaporadores a ar forçado do cais de expedição a R134a

Tabela 22 – Evaporador R134a para o cais de expedição da instalação em estudo

Espaço	Cais de expedição
Marca	Friga Bohn
Modelo	GTI 347 8P
Fluido primário	R134a
Temperatura câmara	+10°C
Temperatura de evaporação	-6 °C
Quantidade	1
Capacidade frigorífica	17,02 kW

- Evaporadores a ar forçado da sala de lixos a R134a

Tabela 23 – Evaporador R134a para a sala de lixos da instalação em estudo

Espaço	Sala de lixos
Marca	Friga Bohn
Modelo	TAL 1L 8P
Fluido primário	R134a
Temperatura câmara	+12°C
Temperatura de evaporação	-6 °C
Quantidade	1
Capacidade frigorífica	2,20 kW

- Evaporadores a ar forçado da câmara de congelados

Tabela 24 – Evaporador para a câmara de congelados da instalação em estudo

Espaço	Câmara de congelados
Marca	Friga Bohn
Modelo	3C-A 4263 E
Fluido primário	R744 (CO ₂) *
Temperatura câmara	-20°C
Temperatura de evaporação	-28 °C
Quantidade	2
Capacidade frigorífica	2 x 8,50 kW = 17,00 kW

*Ambas as soluções em estudo possuem o mesmo tipo de evaporador e a mesma tipologia de instalação (CO₂ subcrítico)

4. CO₂ transcrito

4.1. Conceito e princípios de funcionamento

Voltando ao circuito frigorífico elementar, com os 4 elementos base, este capítulo irá desenvolver a evolução do fluido ao longo do ciclo, sem a utilização de uma instalação do tipo “cascata”.

De acordo com o diagrama da figura 31 efetua-se a evolução representada na figura 32. Considerando uma isotérmica de + 40°C verifica-se que ao aumentar a pressão aumenta a capacidade de refrigeração, no entanto o fabrico de equipamento com pressões de projeto acima de 100 bar é dispendioso, principalmente quando comparado com sistemas frigoríficos com fluidos frigorígenos fluorados em que as pressões são substancialmente mais baixas.

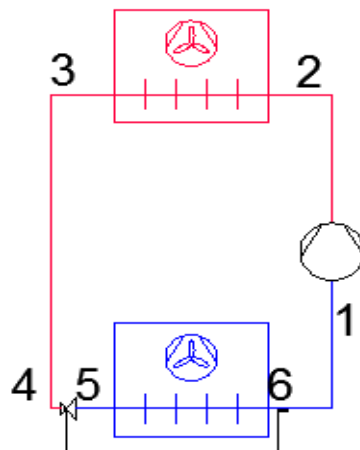


Figura 31 - Circuito básico de CO₂ transcrito

Sendo a pressão mais elevada no circuito entre o compressor e o dispositivo de expansão (alta pressão) levanta-se uma primeira questão/ necessidade do ponto de vista da segurança: é um risco elevado, a existência de uma rede de tubagem com pressões no seu interior a 100 bar ou mais. A melhor estratégia de proteção dos colaboradores de uma instalação agroalimentar perante uma instalação técnica a pressões elevadas é confinar a pressão elevada às zonas técnicas, nomeadamente salas de máquinas.

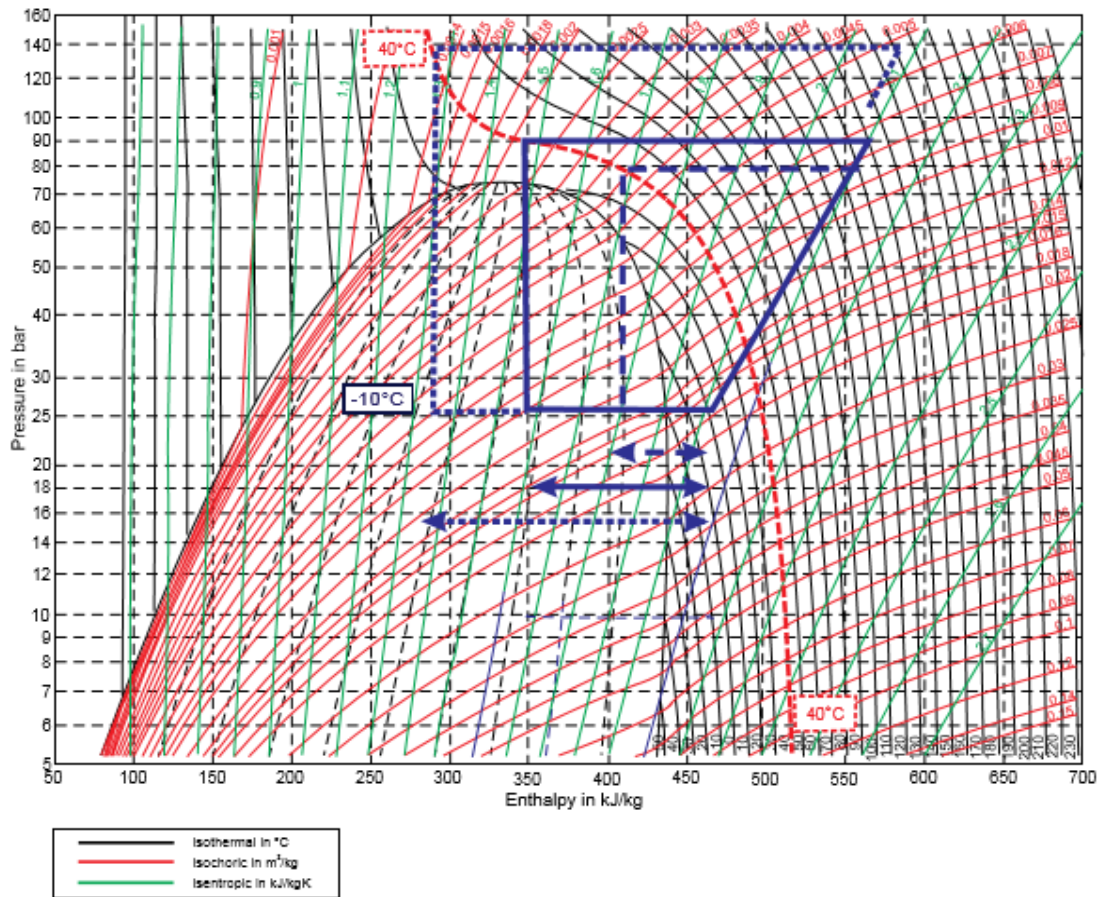


Figura 32 - Ciclo básico de CO₂ Transcrítico [24]

O ponto mais prático para se executar este controlo de pressão é no depósito de líquido, utilizando estratégias de controlo de pressão, já conhecidas em instalações de grande dimensão, por exemplo nos separadores de amoníaco. O depósito funcionará a uma pressão definida pelo projetista, e sempre que esta aumente, executa-se um bypass ao gás existente no depósito. A expressão bypass anteriormente utilizada deve-se ao facto deste fluido não seguir o circuito frigorífico habitual para o fim a que se destina (receber a carga térmica no evaporador). A instalação da válvula de bypass obriga a instalação de uma válvula semelhante na alta pressão, nomeadamente no retorno ao depósito. A instalação destas válvulas traz-nos 2 grandes vantagens para este tipo de sistemas:

A queda de pressão de 4 para 5, no diagrama da figura 34 (válvula de alta pressão) provoca uma expansão no fluido que, subarrefece o depósito agora a uma pressão intermédia;

A expansão de 4 para 5 não tem qualquer tipo de aproveitamento térmico, o que proporciona um potencial local de aproveitamento de “frio” sempre que a central frigorífica não esteja a funcionar a 100% da sua capacidade para efeitos de refrigeração.

A desvantagem associada a este tipo de sistema é que o trabalho de movimentação do caudal de gás em bypass, para controlo da pressão intermédia, é executado pelo compressor/ grupo de compressores. Assim, para as mesmas necessidades frigoríficas a central de compressores deverá ser superior em períodos de maior temperatura exterior.

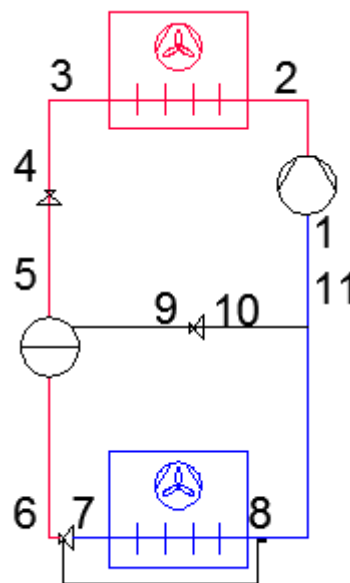


Figura 33 - Esquema de circuito frigorífico a CO₂ transcrito com válvula de gas-by-pass

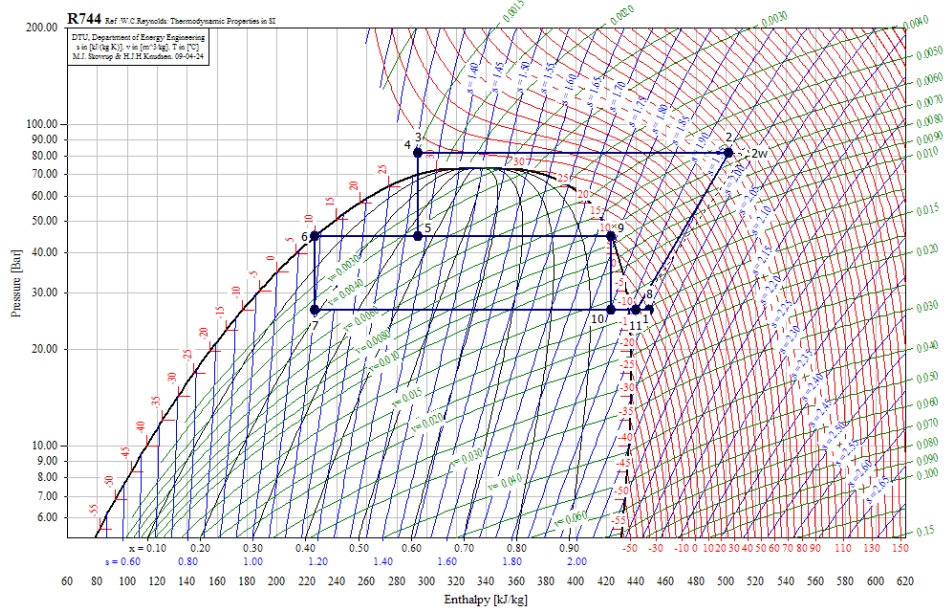


Figura 34 - Ciclo frigorífico transcritical com gas-by-pass

Fonte: Software Simple one stage CO₂ Cycle

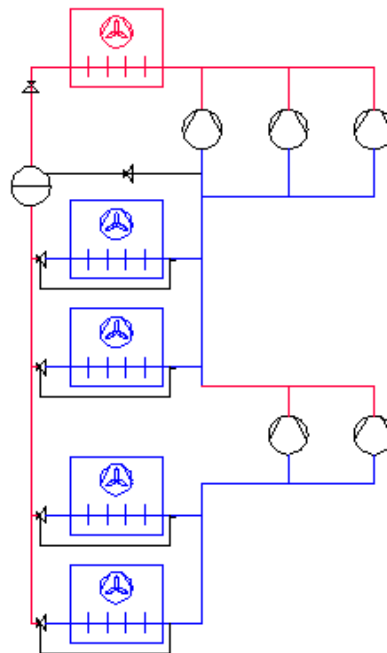


Figura 35 Circuito de CO₂ transcritical bi-temperatura com congelados em instalação tipo "Booster" (inclui gas-by-pass)

Conforme apresentado acima, a regulação da pressão intermédia através da utilização de bypass de gás no depósito intermédio representa um caudal tanto maior quanto maior for a pressão a “aliviar”, caudal este que retira capacidade útil aos

compressores do circuito de refrigerados. O caudal de bypass nos compressores de alta pressão adiciona-se ao caudal dos compressores de congelados, com a utilização de sistema booster.

Este tipo de circuitos, já com maior complexidade, é mais eficiente do que a solução subcrítico com instalação em cascata, pela inexistência de permutadores intermédios, elementos de bombagem, e outros elementos que proporcionam perda de eficiência no sistema.

O trabalho dos compressores de temperatura positiva é elevar a mistura de gás da descarga dos compressores de baixa temperatura, misturado com o gás proveniente dos consumidores de temperatura positiva e agora com a adição do gás proveniente do depósito, a uma pressão intermédia.

A utilização da válvula de bypass poderá ser complementada pela utilização de um compressor ou grupo de compressores com a única função de aspirar os gases diretamente do depósito intermédio para o gás cooler. Esta solução a que se chama aqui para a frente de compressor paralelo, tal como é conhecida no mercado, consiste na instalação de um novo compressor/ central de compressores, e todos os elementos de segurança e controlo associados. As vantagens deste tipo de solução são a não sobrecarga dos compressores de temperatura positiva que poderá permitir a diminuição da capacidade dos mesmos. O compressor paralelo funciona com um C.O.P. superior aos restantes, justificando-se assim o sobrecusto desta instalação.

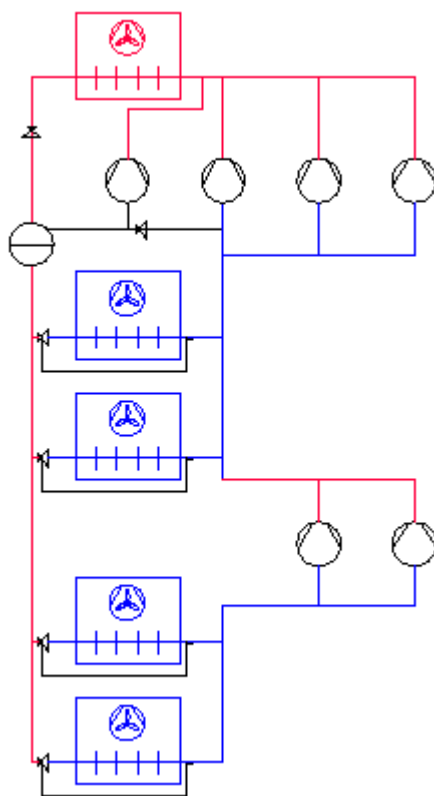


Figura 36 - Circuito frigorífico CO₂ Booster com gas-by-pass e compressor paralelo

O circuito frigorífico simplificado representado na figura 37 onde se apresenta a solução booster com compressores paralelos representa a solução mais completa a nível de CO₂ (sem recurso às tecnologias mais recentes de injetores de gás e líquido). O circuito de óleo dos compressores é, neste caso, constituído por um separador de óleo na linha de descarga dos compressores de temperatura positiva, sendo a sua distribuição efetuada individualmente a cada compressor, após a acumulação em depósito dedicado. Como complemento, o circuito é constituído por aproveitamento de calor latente na descarga, constituído por permutadores desobreaquecedores, controlados individualmente para aplicações de aquecimento de águas sanitárias e aquecimento ambiente.

A utilização de aproveitamento de calor da descarga dos compressores poderá ter de cumprir com capacidades mínimas exigíveis das necessidades de aquecimento e para tal a gestão da rejeição de calor no gas-cooler poderá otimizar esta troca térmica dos permutadores de aproveitamento. Caso a gestão eletrónica do gas-cooler não seja suficiente para garantir o aquecimento pretendido, efetuar um bypass ao gas-cooler. Para tal utiliza-se uma válvula de 3 vias para permitir o bypass do gás ao gas-cooler e assim

aumentar a pressão de alta e conseqüentemente aumentar as temperaturas na linha de descarga.

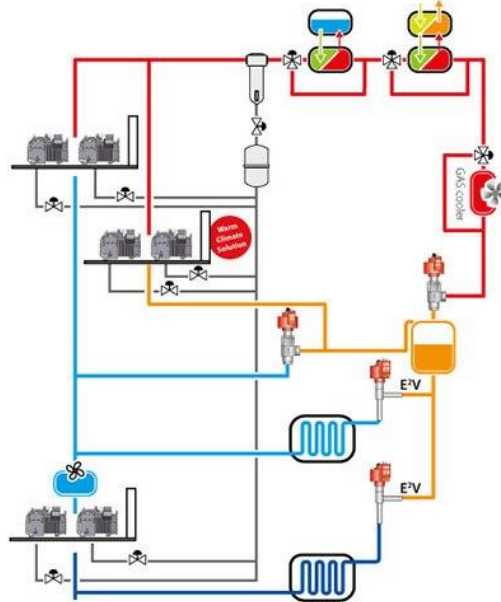


Figura 37 - Representação de um circuito frigorífico a CO₂ transcrito com válvula de gas-by-pass + compressores paralelos + recuperação de calor na descarga + circuito de óleo [27]

4.2. Principais características e variantes dos vários componentes

Em primeiro lugar, o aparecimento de um equipamento chamado condensador/ gas-cooler, com uma pressão de trabalho elevada é o que destaca a solução transcrito.

A importância da alta pressão prende-se com a necessidade de garantir a integridade de todos os materiais da instalação e a segurança de pessoas.

A figura 38 representa a evolução da pressão em função da temperatura ambiente.

O gráfico a preto representa pressão de saturação do CO₂ em função da temperatura. Para dimensionamento das tubagens, depósitos, válvulas e demais equipamentos utiliza-se 10% de margem de segurança acima das pressões indicadas, no entanto esta margem deve ser incrementada em 5% para que a instalação fique também salvaguardada de picos de pressão.

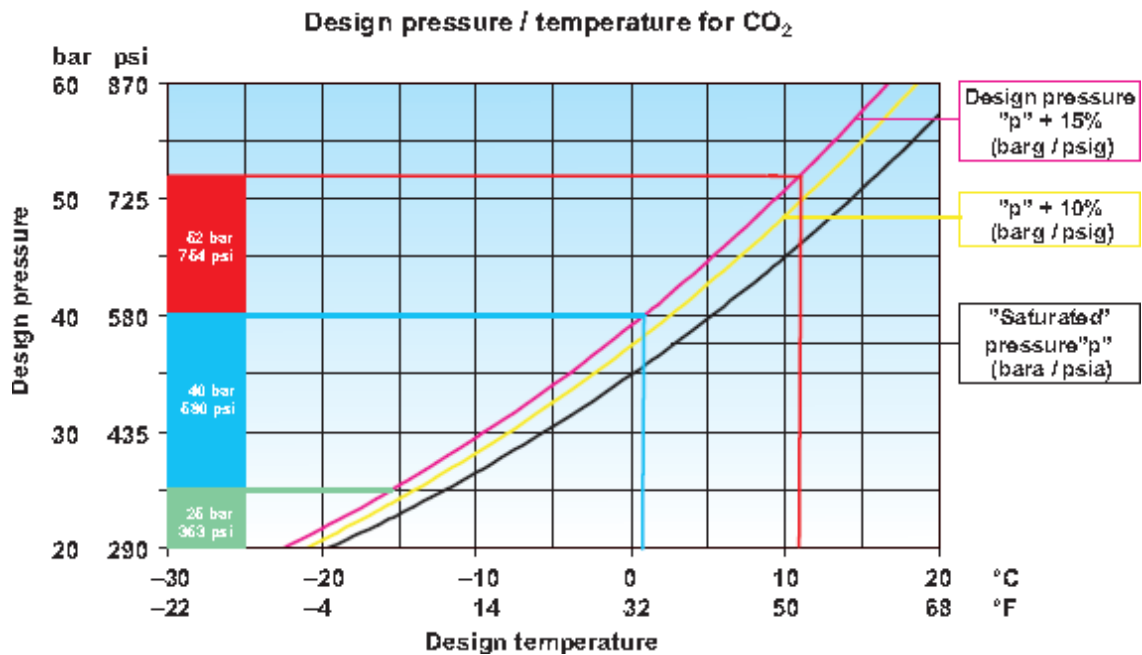


Figura 38 - Diagrama pressão - Temperatura de projeto do CO₂ [24]

O aumento da pressão de projeto nas instalações a CO₂ traduz-se num aumento de custo destes equipamentos e materiais (matéria prima de melhor qualidade, processos produtivos mais complexos, máquinas mais potentes, processos de controlo de qualidade mais onerosos...). Quando comparado com outros fluidos frigoríficos, nomeadamente HFC's, os materiais e equipamentos de maior custo serão também de menores dimensões (diâmetros inferiores nas tubagens e todos os acessórios associados, superfícies inferiores nos permutadores de calor, menor necessidade de caudal nos compressores...). Este facto

deve-se essencialmente à superior capacidade de permuta do CO₂. Como resultado final obtêm-se equipamentos proporcionalmente mais caros, no entanto de dimensão inferior, o que gera um valor de instalação ligeiramente mais elevado nas instalações a CO₂ transcrito.

A figura 39 representa algumas características notáveis das tubagens num comparativo R134a, R717, CO₂. A seleção da figura 39 tem como pressupostos a mesma capacidade de refrigeração e o mesmo ΔT para o dimensionamento das tubagens de aspiração. Para as tubagens de líquido os pressupostos de dimensionamento são a capacidade frigorífica e a velocidade do fluido. Ao primeiro impacto é notável a dimensão muito inferior da tubagem de aspiração.

O CO₂ é o fluido que apresenta uma maior perda de carga (em bar) para o mesmo ΔT , fator que não permite velocidades tão elevadas como os fluidos em comparação, no entanto, ainda assim o diâmetro a seleccionar é cerca de 50% do seleccionado para o R717 e cerca de 30% do seleccionado para R134a.

A nível de tubagens de líquido as diferenças são mínimas entre os 3 fluidos, sendo o amoníaco o que leva a vantagem de um diâmetro inferior.

Somando as secções de líquido e aspiração é notável que o CO₂ é, dos 3 analisados, aquele que apresenta a menor secção necessária para a realização de uma instalação com as mesmas condições.

A existência de válvulas de corte para seccionamento e serviço da instalação frigorífica podem constituir um risco associado à sua forma. Por exemplo, uma válvula normal de seccionamento de esfera é constituída por um manipulador que aciona uma esfera oca (com forma cilíndrica) em que estando aberta a secção de passagem é idêntica à da tubagem associada a esta válvula. Ao fechar a válvula o volume de fluido que se encontra dentro deste cilindro fica aprisionado dentro da válvula e a passagem no sentido do fluxo é interrompida, tal como se pretende.

Aprisionar CO₂ pode representar um risco devido ao seu coeficiente de dilatação com a temperatura. Após alguns incidentes com este tipo de solução de válvula, onde as mesmas explodiam devido ao elevado aumento de pressão devido à absorção de calor do líquido aprisionado no interior das mesmas, surgiram modelos alternativos de válvulas de corte de esfera. Os modelos agora indicados apresentam um orifício na esfera que

interliga o interior do cilindro oco à tubagem. Assim é assegurado o seccionamento da linha que se pretende pois das laterais da válvula é fechada. No lado oposto, o orifício, assegura que todo e qualquer aumento de pressão é aliviado permanecendo a válvula à pressão da tubagem e eliminando assim o risco de explosão da válvula. Na figura 40 é possível identificar um corte tío de uma válvula de esfera com orifício para equalização de pressão (orifício visível do lado direito da esfera).







Refrigerante		R-134a	R-717	CO ₂	
Capacidad	kW [TR]	250 [71]	250 [71]	250 [71]	
Línea de "aspiración seca"	ΔT	K [F]	0,8 [1,4]	0,8 [1,4]	
	Δp	bar [psi]	0,0212 [0,308]	0,0303 [0,439]	0,2930 [4,249]
	Velocidad	m/s [ft/s]	20,4 [67]	37,5 [123]	15,4 [51]
					
Diámetro	mm [in]	168 [6,6]	102 [4,0]	53 [2,1]	
Sección de "aspiración seca"	mm ² [in ²]	22.134 [34,31]	8.097 [12,55]	2.242 [3,48]	
Línea de "líquido"	Velocidad	m/s [ft/s]	0,8 [2,6]	0,8 [2,6]	0,8 [2,6]
					
Diámetro	mm [in]	37 [1,5]	21 [0,8]	35 [1,4]	
Sección de "líquido"	mm ² [in ²]	1.089 [1,69]	353 [0,55]	975 [1,51]	
Sección total de las tuberías	Sección de "aspiración seca + líquido"	mm ² [in ²]	23.223 [36,00]	8.450 [13,10]	3.217 [4,99]
Sección de líquido	%	5	4	30	
L _{qv} = 50 [m]/194 [ft] - Temp. de evaporación: TE = -40 [°C]/-40 [°F] - Temp. de condensación: TE = -15 [°C]/-5 [°F]					

Figura 39 - Quadro comparativo de tubagens de líquido e de aspiração de R134a, R717 e CO₂ [24]

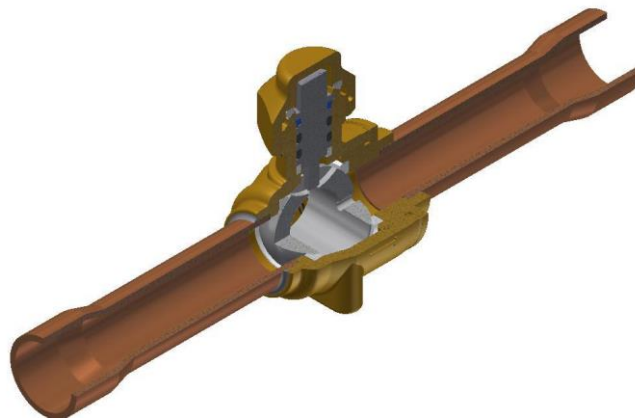


Figura 40 - Válvula de corte de esfera com orifício para equalização de pressão [24]

4.3. Seleção de equipamentos para a instalação em estudo

Para a solução CO₂ transcrito, os compressores selecionados, com recurso ao software de seleção do fabricante, “Bitzer” são os seguintes:

- Circuito de Congelados:

Tabela 25 - Seleção de compressores CO₂ subcrítico para o circuito de congelados da instalação em estudo

Marca	Bitzer
Modelo	2HSL-3K-40S
Fluido	R744 (CO ₂)
Temperatura de Aspiração	-28°C
Temperatura de Condensação	0°C
Sub-arrefecimento do líquido	0 °C
Sobreaquecimento do gás	+10 °C
Quantidade	2
Capacidade frigorífica unitária	9,09 kW
Capacidade frigorífica total	18,18 kW
Potência elétrica unitária	2,15 kW
Potência elétrica total	4,30 kW
Potência dissipada unitária	11,24 kW
Potência dissipada total	22,48 kW

- Circuito de Refrigerados:

Tabela 26 - Seleção de compressores CO₂ transcrito para o circuito de refrigerados da instalação em estudo

Marca	Bitzer
Modelo	4HTC-20K
Fluido	R744 (CO ₂)
Temperatura de Aspiração	-6°C
Temperatura de Saída do Gas-cooler	+44°C
Sub-arrefecimento do líquido	0 °C
Sobreaquecimento do gás	+10 °C
Quantidade	4
Capacidade frigorífica unitária	22,00 kW
Capacidade frigorífica total	88,00 kW
Potência elétrica unitária	16,42 kW
Potência elétrica total	65,58 kW
Potência dissipada unitária	38,50 kW
Potência dissipada total	154,00 kW

- Gas-cooler a ar forçado do circuito de positivos a CO₂

Tabela 27 - Seleção de gas-cooler a ar forçado, de CO₂ para a instalação em estudo

Marca	Friga Bohn
Fluido primário	R744 (CO ₂)
Temperatura ambiente	+42°C
Temperatura de saída do Gas-cooler	+44 °C
Quantidade	1
Potência dissipada	154 kW

- Evaporadores a ar forçado da câmara de frutas e legumes a CO₂

Tabela 28 – Evaporador CO₂ para a câmara de frutas e legumes da instalação em estudo

Espaço	Câmara de frutas e Legumes
Marca	Friga Bohn
Modelo	3C-A 4264 R
Fluido primário	R744 (CO ₂)
Temperatura câmara	+4°C
Temperatura de evaporação	-6 °C
Quantidade	2
Capacidade frigorífica	2 x 9,295 kW = 18,59 kW

- Evaporadores a ar forçado da câmara de lacticínios a CO₂

Tabela 29 – Evaporador CO₂ para a câmara de lacticínios da instalação em estudo

Espaço	Câmara de lacticínios
Marca	Friga Bohn
Modelo	3C-A 4264 L
Fluido primário	R744 (CO ₂)
Temperatura câmara	+2°C
Temperatura de evaporação	-6 °C
Quantidade	2
Capacidade frigorífica	2 x 11,80 kW = 23,60 kW

- Evaporadores a ar forçado do cais de receção a CO₂

Tabela 30 – Evaporador CO₂ para o cais de receção da instalação em estudo

Espaço	Cais de receção
Marca	Friga Bohn
Modelo	TA 2R 6P
Fluido primário	R744 (CO ₂)
Temperatura câmara	+10°C
Temperatura de evaporação	-6 °C
Quantidade	1
Capacidade frigorífica	4,89 kW

- Evaporadores a ar forçado do cais de expedição a CO₂

Tabela 31 – Evaporador CO₂ para o cais de expedição da instalação em estudo

Espaço	Cais de expedição
Marca	Friga Bohn
Modelo	GTI 347 8P
Fluido primário	R744 (CO ₂)
Temperatura câmara	+10°C
Temperatura de evaporação	-6 °C
Quantidade	1
Capacidade frigorífica	17,02 kW

- Evaporadores a ar forçado da sala de lixos a CO₂

Tabela 32 – Evaporador CO₂ para a sala de lixos da instalação em estudo

Espaço	Sala de lixos
Marca	Friga Bohn
Modelo	TAL 1L 8P
Fluido primário	R744 (CO ₂)
Temperatura câmara	+12°C
Temperatura de evaporação	-6 °C
Quantidade	1
Capacidade frigorífica	2,20 kW

- Evaporadores a ar forçado da câmara de congelados

Tabela 33 – Evaporador para a câmara de congelados da instalação em estudo

Espaço	Câmara de congelados
Marca	Friga Bohn
Modelo	3C-A 4263 E
Fluido primário	R744 (CO ₂)
Temperatura câmara	-20°C
Temperatura de evaporação	-28 °C
Quantidade	2
Capacidade frigorífica	2 x 8,50 kW = 17,00 kW

*Ambas as soluções em estudo possuem o mesmo tipo de evaporador e a mesma tipologia de instalação (CO₂ subcrítico)

Esta página foi propositadamente deixada em branco

5. Análise comparativa das soluções abordadas

5.1. Análise de custos de instalação

A opção por uma instalação de CO₂ subcrítica ou transcrito poderá estar limitada à partida pelo orçamento do investidor. Então a primeira abordagem, muitas vezes sem se ter em conta a eficiência energética, é o custo inicial do investimento, normalmente associado ao custo da instalação (fornecimento e montagem de equipamento).

Como foi demonstrado nos capítulos 4 e 5, as principais diferenças entre uma instalação subcrítica e uma instalação transcrito são na alta pressão. Se por um lado a alta pressão de uma instalação transcrito necessita de equipamentos com pressões de projeto mais elevadas e conseqüentemente mais caros do que os equivalentes para pressões mais baixas, utilizados em instalações subcríticas, por outro a condensação do CO₂ para manutenção de pressões em condições de subcrítico é conseguida à custa da instalação de um circuito frigorífico dedicado única e exclusivamente para este fim.

A existência de sistemas cascata, para além do aumento da quantidade de equipamentos, proporciona um inevitável aumento de área de implantação. O aumento da área destinada à implantação de equipamentos representa redução de área útil de edifício o que representa um sobrecusto em aquisição de imóvel que não é utilizado para exploração e obtenção de lucro direto. Este diferencial de área de implantação não será considerado na análise comparativa dos custos de aquisição das instalações.

Para elaboração do custo das instalações foram solicitados orçamentos a empresas do ramo para as seguintes soluções:

- Opção subcrítico – Instalação cascata R744/ R134a;
- Opção transcrito – Instalação Booster R744.

A proporção de cada componente da instalação está representada no diagrama da figura 41, onde se considera o valor de aquisição dos condensadores/ gas-cooler's com uma proporção de 20 %, o custo das centrais frigoríficas com uma proporção de 40% e todos os restantes equipamentos da instalação, acessórios, tubagem, montagem, fluidos... com uma proporção de 40%.

É ainda possível subdividir a categoria centrais em 2 sub-categorias: Compressores, que representam 35% do custo de uma central frigorífica; outros componentes da central, que representam 65 % do custo de uma central frigorífica.

Da mesma forma subdivide-se a categoria equipamentos, acessórios e montagem em 2 sub-categorias: Instalação, que representa 95% do custo deste item; fluido frigorigéneo, que representa 5 % do custo deste item.

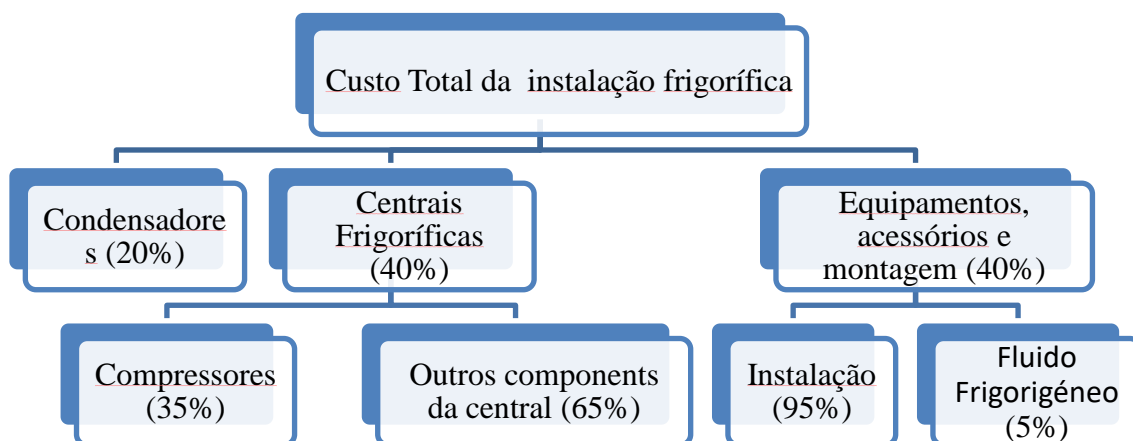


Figura 41 - Proporção dos elementos da instalação frigorífica no custo global

Iniciando no nível inferior do diagrama, a figura 42 apresenta os valores dos compressores para as 2 instalações, a referência (100%) é a instalação em cascata, constituída por dois compressores semi-herméticos a CO₂ em regime subcrítico e 4 compressores semiherméticos a R134a.

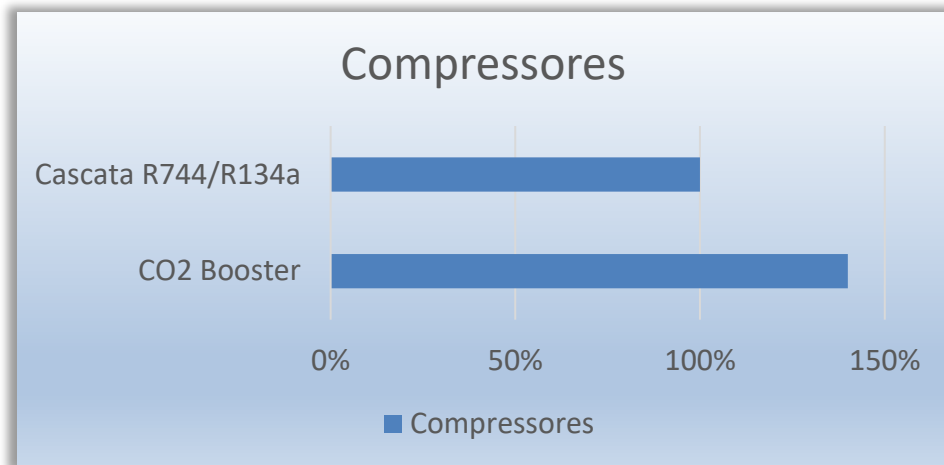


Figura 42 - Gráfico comparativo do custo de compressores

Na opção CO₂ Booster, são mantidos os compressores do regime de congelados, e os compressores de alta pressão para regimes transcrito. O sobrecusto dos compressores desta opção é de 40% quando comparada com uma instalação subcrítica.

Para além dos compressores, a constituição da central também difere nos restantes componentes, desde os circuitos de óleo, depósitos de líquido, válvulas de segurança. Aqui também se encontrou uma relação de sobrecusto de 40% da instalação CO₂ Booster em comparação com a instalação cascata, conforme demonstrado na figura 43.

Em resumo, uma central frigorífica CO₂ Booster transcrito, é 40% mais onerosa do que uma solução cascata com R134a nos circuitos de positivos e CO₂ para os congelados.

Relativamente à restante instalação frigorífica, a execução das tubagens de congelados é idêntica em ambas as instalações, o mesmo fluido, mesmas temperaturas, mesma pressão de funcionamento, mesmas preocupações de segurança. No que diz respeito à instalação dos circuitos de temperaturas positivas (Câmaras de refrigerados e salas de trabalho) a execução da instalação a R134a, apesar de ser efetuada com diâmetros superiores é menos onerosa, por se prescindir de um cuidado com acessórios podendo existir expansões de tubagem e curvas de tubagem manualmente sem necessidade de recozimento. A instalação a CO₂ nas temperaturas positivas espera-se 30% mais onerosa do que a solução em comparação.

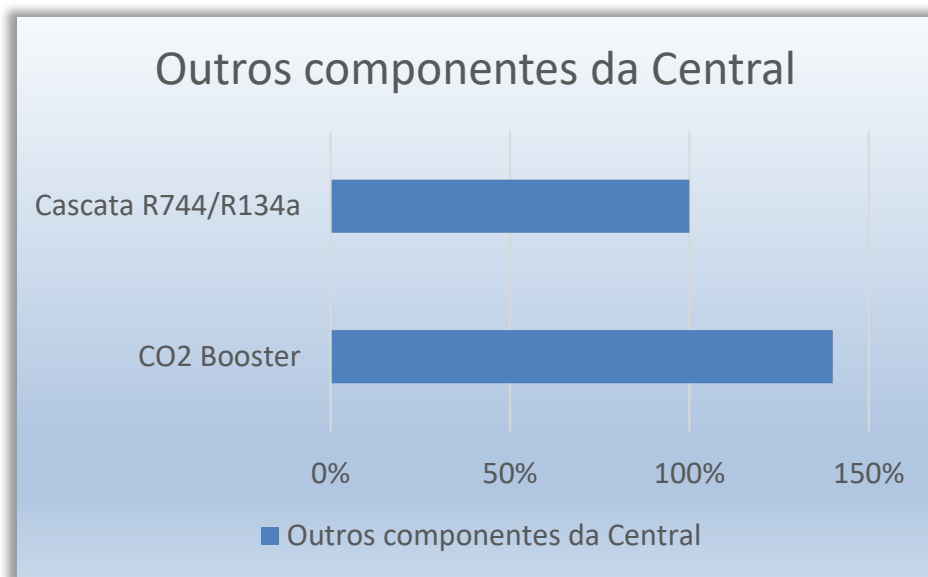


Figura 43 - Gráfico comparativo do custo de componentes da central

Note-se que este diferencial apenas se observa para a dimensão da instalação em estudo. No caso de potências superiores é espectável que o custo de uma instalação a CO₂ se aproxime do custo da solução R134a, pois a redução de diâmetros de tubagens é um fator fundamental na redução da quantidade de cobre, apesar da necessidade de aumento de qualidade. Por outro lado, em diâmetros grandes (acima de 1 3/8) não existe possibilidade de, de uma forma prática, expandir as tubagens para soldadura ou curvar as mesmas para evitar acessórios, fator que favoreceu a solução cascata neste estudo.

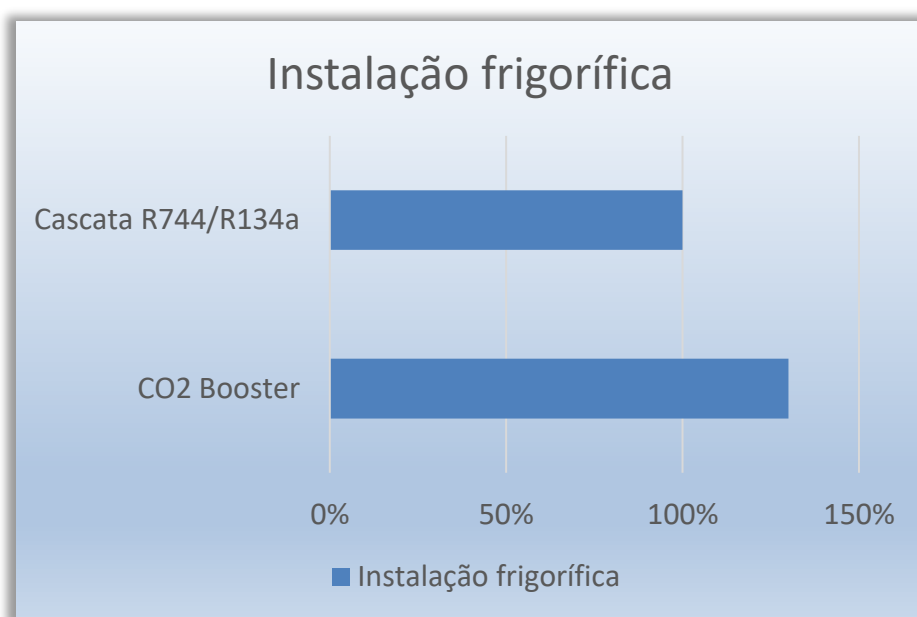


Figura 44 – Gráfico comparativo do custo de componentes da instalação frigorífica

Por outro lado, o fluido refrigerante CO₂ é consideravelmente mais económico (e “mais amigo do ambiente”) do que o R134a. Nesta instalação a diferença entre as cargas de fluidos contabiliza-se em 80% de economia na solução CO₂ booster.

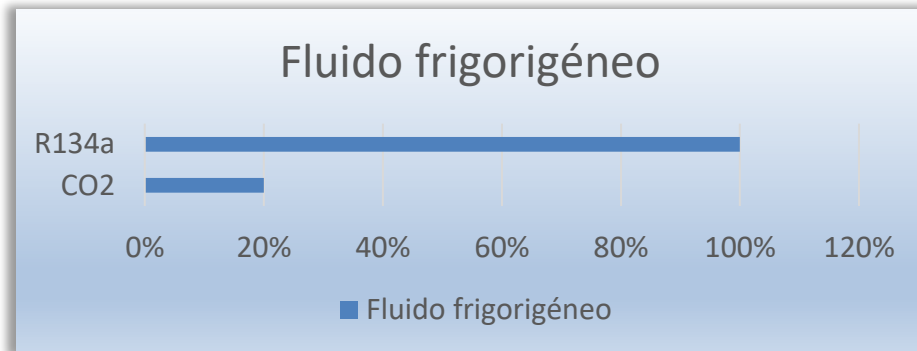


Figura 45 - Gráfico comparativo do custo de fluido refrigerante

Por fim, e talvez o componente mais importante da instalação, temos o condensador/ gas-cooler. Apesar da redução de dimensão em CO₂, quando comparado com R134a, este equipamento necessita de ser fabricado com pressões de projeto iguais ou superiores a 120 Bar, pelo que o sobrecusto deste equipamento indicado na figura 46 de 20% se deve essencialmente à alteração da pressão de projeto do mesmo e consequente aumento de custo da tubagem envolvida.

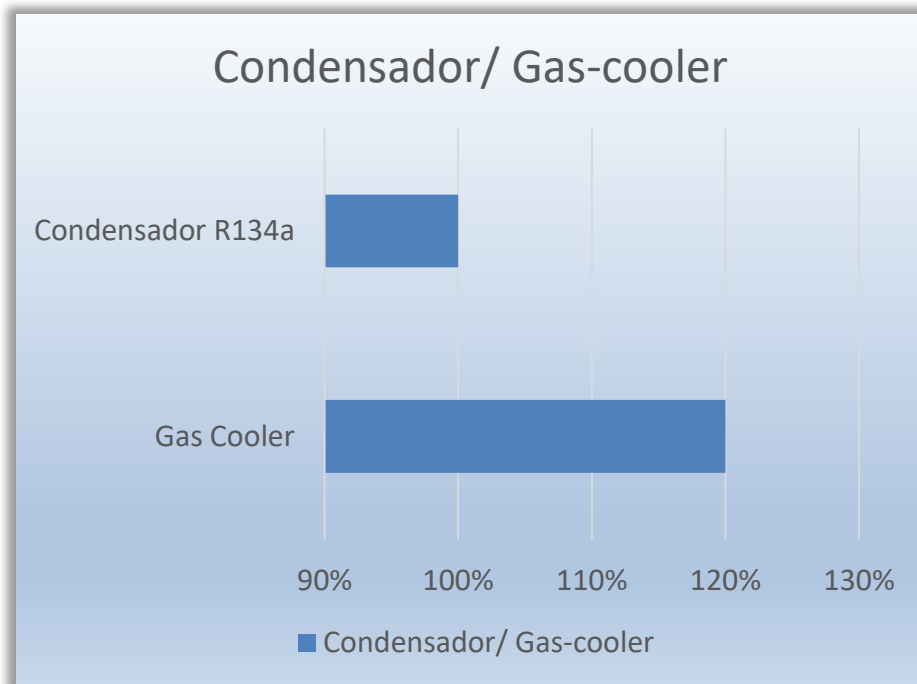


Figura 46 - Gráfico comparativo do custo do condensador/ Gas-cooler

Assim, resumindo os pontos anteriores, estima-se que uma instalação frigorífica CO₂ Booster tenha um custo de instalação cerca de 30% superior à solução Cascata R744/R134a.

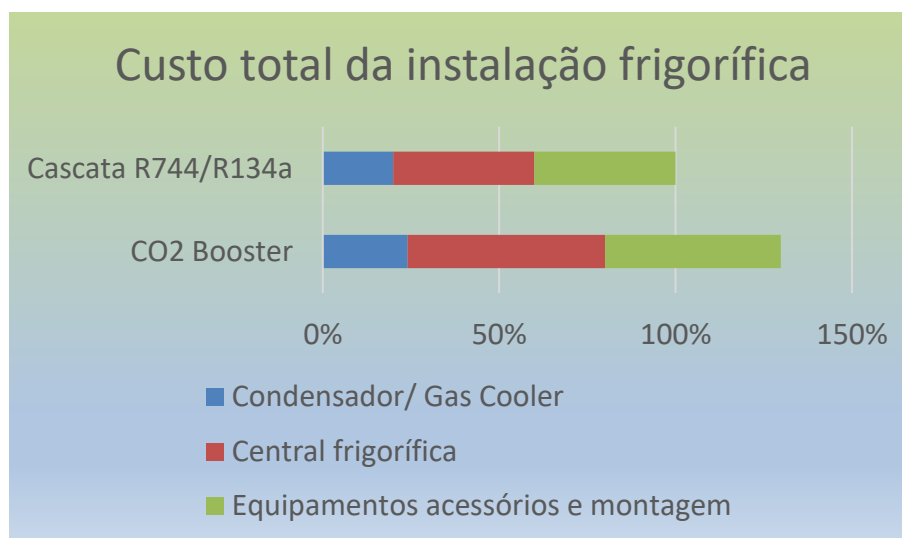


Figura 47 - Gráfico comparativo do custo total da instalação frigorífica

5.2. Análise de necessidades de manutenção

A quantificação do item manutenção é aqui considerada para que possa ser incluída no ponto 5.4 – *Análise económico-financeira*.

Tendo em conta que as instalações a CO₂ são recentes em Portugal, não existem registos históricos suficientes para uma análise completa deste ponto pois não é possível estimar o aumento das necessidades de manutenção em função da idade dos equipamentos.

Tendo em conta que ambas as tipologias de instalação utilizam os mesmos componentes, ainda que em quantidade diferente e com dimensões diferentes, verifica-se que a taxa de avarias é semelhante em ambas as instalações. O maior índice de avarias regista-se nos elementos elétricos de controlo e comando dos equipamentos, ora, estes equipamentos são comuns ambas as instalações e as suas características e custos associados são semelhantes. Os elementos mecânicos são mais onerosos quando são destinados a instalações em regime transcrito, no entanto são componentes com um elevado grau de desenvolvimento (cumprem com padrões de qualidade extremamente exigentes impostos pela concorrência entre fabricantes) e por essa razão possuem índice

de avarias muito baixo ou até mesmo inexistente. Note-se aqui que este tipo de equipamentos e acessórios estão no mercado e são comercializados em grande escala há relativamente pouco tempo (menos de 10 anos) pelo que o ainda não existe aparecimento de avarias devido a desgaste destes elementos.

Devido à execução de uma instalação para uma pressão de serviço mais elevada, é espectável uma taxa de fugas inferior ao R134a em 10%, pelo que neste ponto existirá uma economia na não reposição de fluido, bem como na não reparação de fugas.

Por outro lado, devido às elevadas pressões de funcionamento a redução da taxa de fugas rapidamente será compensada com a taxa de CO₂ libertado da instalação através das válvulas de alívio de pressão que eventualmente sejam acionadas em casos de funcionamentos deficientes das instalações, paragens prolongadas da instalação...

Assim, considera-se que os custos de manutenção dos dois sistemas idênticos. A longo prazo este custo poderá aumentar para as instalações em regime transcrito devido à fadiga por abertura das válvulas de alívio, no entanto hoje em dia é ainda uma incógnita. Uma válvula de alívio de pressão após abertura não garante estanquidade a 100%, esta estanquidade será reduzida com o número de aberturas. O custo de substituição destas válvulas, principalmente as de pressões mais elevadas é bastante alto pelo que a sua substituição (se com a utilização destes sistemas se vier a constatar esta necessidade), aumentará consideravelmente o custo de manutenção da instalação CO₂ Booster, em comparação com a alternativa cascata CO₂/ R134a.

Note-se que este tipo de válvulas de alívio, consoante o fabricante deverão ser substituídas ao fim de um número finito de ciclos. A necessidade de testar estas válvulas (devido a serem equipamentos de segurança) faz com que as mesmas sejam acionadas pelos técnicos aumentando os ciclos de abertura acumulados.

Relativamente à formação necessária de técnicos para manuseamento de instalações a CO₂, a mesma é comum para ambas as tipologias de instalação.

A instalação em regime subcrítico, devido a possuir um fluido fluorado com elevado potencial de aquecimento global (no caso em estudo) carece de uma necessidade de certificação do técnico, especificamente para manuseamento deste tipo de fluidos, no entanto este ponto não afeta diretamente a manutenção, apenas incide sobre um registo rigoroso de fugas e intervenções no circuito frigorífico – prática que deverá ser adotada

também para instalações a CO₂ de forma a permitir a mais baixa taxa de fugas possível e o melhor acompanhamento e registo das intervenções.

5.3. Análise de segurança

O CO₂ é considerado pela EN 378-1, um fluido frigorigéneo de baixa toxicidade (L1) e não inflamável (A1). É um fluido que se torna tóxico a altas concentrações, à semelhança dos HFC's, pelo que são recomendados alarmes de concentração máxima para locais onde estas concentrações possam ocorrer (mesmas regras que para HFC's).

Sendo um fluido inodor e incolor a sua deteção por sensibilidade humana é difícil, o método mais eficaz de deteção passa pela instalação de sensores destinados ao efeito, instalados a um nível baixo pois é onde se espera uma maior concentração de CO₂ devido a este fluido ser mais denso do que o ar.



Figura 48 - Detetores de fugas para CO₂ [24]

Para técnicos de manutenção da instalação frigorífica é recomendável a utilização de um detetor portátil aquando de qualquer serviço à instalação. Este equipamento permite a identificação de níveis elevados localmente (junto do técnico) protegendo-o de elevadas concentrações nas zonas técnicas e de serviço.

Abaixo são indicados níveis de concentração do CO₂ na atmosfera e suas consequências para o ser humano:

- 370 ppm (0,037%) – Concentração normal de CO₂ na atmosfera;
- 5.000 ppm (0,5%) – Limite máximo considerado para os equipamentos de detecção de gás (limite internacional para um tempo de permanência de 8 horas);
- 20.000 ppm (2%) – Permite curtos períodos de permanência sem problemas;
- 30.000 ppm (3%) – Desconforto, dificuldades respiratórias, aumento da pulsação, náuseas e desorientação;
- 50.000 ppm (5%) – Perigo! Evacuar imediatamente;
- 100.000 ppm (10%) – Perda de consciência e morte.

Uma instalação de CO₂, tal como em qualquer equipamento sob pressão, necessita de válvulas de alívio de pressão para proteção dos equipamentos e das pessoas que operam com os mesmos ou que possam circular nas proximidades. A figura 49 demonstra a constituição de uma válvula de alívio de pressão e indica o fluxo através da mesma, quando acima da pressão de ajuste.

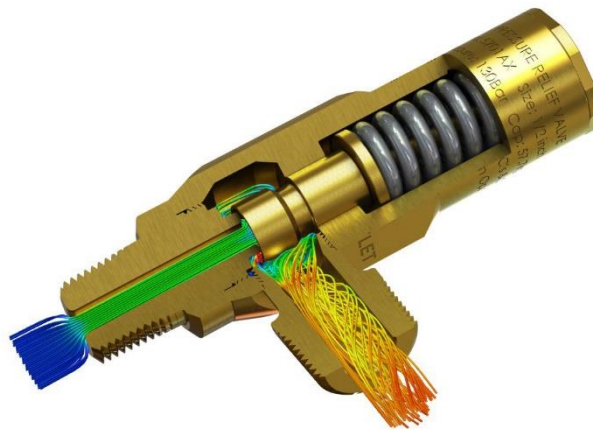


Figura 49 - Válvula de alívio de pressão Henry[31]

A utilização de válvulas de alívio e as suas características diferem com as pressões de projeto da instalação, e como é compreensível, válvulas de segurança para pressões mais elevadas (instalações em regime transcrito) são substancialmente mais onerosas do que as utilizadas para pressões mais reduzidas.

Relativamente ao funcionamento destas válvulas, este poderá ser seriamente comprometido com a localização dos mesmos. A regra a respeitar é não instalar estas válvulas em locais onde seja espectável a existência de CO₂ no estado líquido.

Analisando as evoluções da figura 50, onde se representam 3 tipos de instalações de válvulas de alívio: CO₂ em estado vapor a 35 bar, CO₂ em estado vapor a 50 bar e CO₂ em estado líquido a 20 bar.

Sendo a válvula de alívio, uma válvula que descarrega a pressão de um recipiente ou tubagem para a atmosfera, a evolução do fluido ao passar por esta válvula será uma expansão para a pressão atmosférica (1 Bar). A problemática desta expansão relaciona-se com o facto de o ponto triplo do CO₂ ser de 5,2 Bar, pressão abaixo da qual este fluido existe em estado sólido-vapor.

Com recurso ao diagrama pressão – Entalpia do CO₂ demonstram alguns exemplos de expansão do CO₂ para a atmosfera a partir de vários pontos do diagrama.

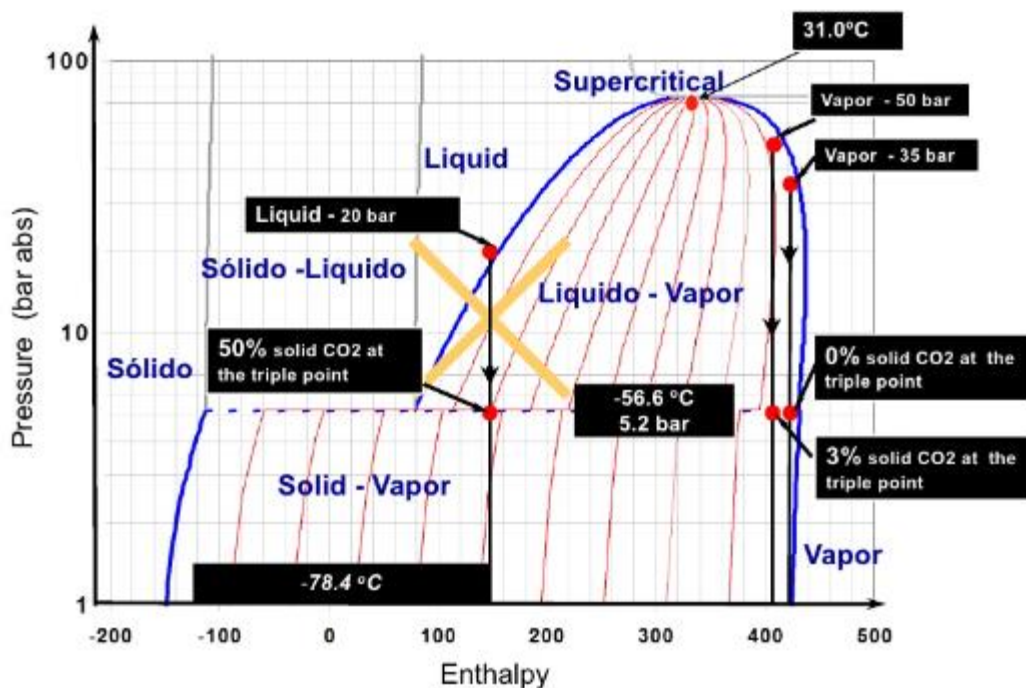


Figura 50 – Mudanças de fase durante a expansão do CO₂ [30]

Analisa-se, a seguir, caso a caso, as expansões representadas na figura 50:

- Expansão desde 35 Bar em estado vapor (representada na figura 50 à esquerda) – Esta expansão gera apenas vapor, não existindo neste caso fase sólida abaixo da pressão crítica;
- Expansão desde 50 Bar em estado vapor (representada na figura 50 ao centro) – Esta expansão gera apenas 3 % de CO₂ em estado sólido. Sendo o CO₂ sólido gerado com uma densidade muito baixa, a formação do mesmo é irrelevante, nestas percentagens, não causando problemas de possível bloqueio da válvula ou tubagens de exaustão de CO₂;
- Expansão desde 20 Bar em estado líquido (representada na figura 50 à direita) – Esta expansão gera 50 % de CO₂ em estado sólido. Esta elevada percentagem de CO₂ solidificado causa bloqueios na tubagem de exaustão do CO₂, conectada à válvula, podendo mesmo causar bloqueio da própria válvula.



Figura 51 - Expansão de CO₂ a partir do estado líquido

Fonte: <http://www.kieselmann.com/Safety-valves/3-25---.html>, consultado a 18/09/2016

Para além da instalação das válvulas de alívio de pressão, selecionadas em função das pressões de projeto dos vários locais e respetivos volumes internos, a paragem da instalação, para manutenção ou por cortes fortuitos de energia proporciona aumentos de pressão do fluido estagnado devido à absorção de temperatura do meio envolvente. Estes aumentos de pressão não são problemáticos do ponto de vista da segurança por existirem válvulas de alívio de pressão que abrem e controlam a pressão interna. No entanto a descarga/ esvaziamento do circuito durante a paragem não é desejável pelo que surge a necessidade de controlar os parâmetros para que o fluido se mantenha dentro da

instalação. Os gráficos da figura 52 demonstram o aumento de volume do CO₂ em função da temperatura, em comparação com outros fluidos utilizados em refrigeração.

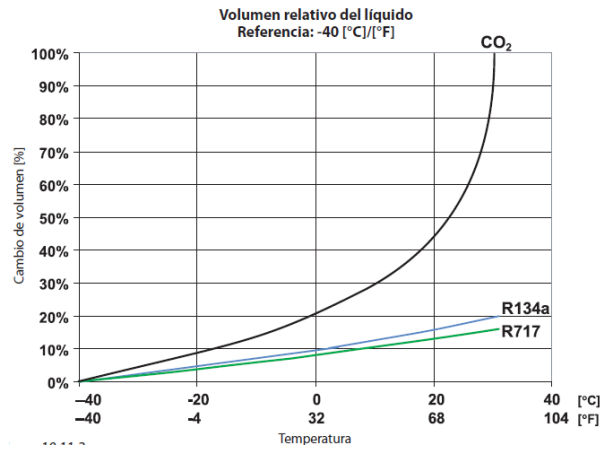


Figura 52 - Expansão do CO₂ com a temperatura, em comparação com outros fluidos refrigerantes [24]

A forma mais simples é controlar a pressão dentro do depósito pois é aqui que se encontra a maior parte do CO₂ da instalação, esta pressão pode ser controlada por um grupo compressor condensador instalado única e exclusivamente para arrefecimento do depósito e evitar aumento de pressão, conforme esquema da figura 53. Esta unidade deve ser alimentada por uma unidade de alimentação ininterrupta, pois necessita de funcionar em caso de paragem por falha de energia.

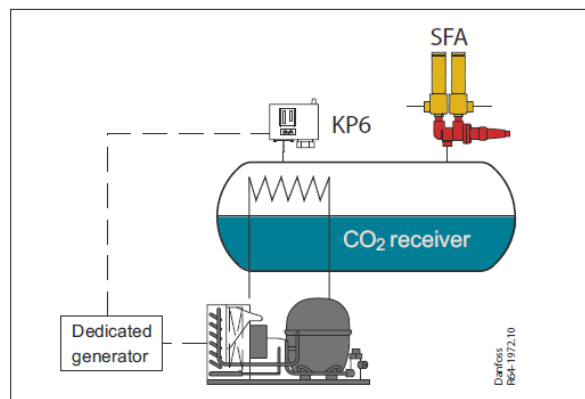


Figura 53 - Grupo compressor condensador dedicado para arrefecimento do depósito [24]

Outra alternativa para é a utilização de um depósito de expansão interligado ao depósito “normal” da central frigorífica. Ao existir uma paragem da instalação, procede-se automaticamente à abertura de uma válvula de solenoide de interligação destes

depósitos. Esta solução é boa em caso de paragem da instalação por tempos longos, caso contrário não é uma solução viável devido à necessidade de aquisição de um depósito de pressão de custo elevado.

Uma terceira e ultima solução, para paragens não muito longas é a instalação do depósito de líquido dentro de uma câmara frigorífica, não é uma solução que garanta a manutenção da carga no sistema, no entanto atrasa a perda da mesma pois o aumento de volume é mais lento.

Por último, ainda relacionado com as características de expansão do CO₂ com o aumento de temperatura é importante nunca aprisionar líquido. A forma mais eficaz de não aprisionar líquido é instalar, em bypass com toda e qualquer válvula de corte, uma válvula unidirecional para descarga do CO₂ nas linhas a montante e evitar aumentos de pressão nos elementos em manutenção. A figura 54 mostra uma montagem tipo para esta solução. Outra solução é a utilização de válvulas de 3 vias conectadas a válvulas de alívio. Produzem o mesmo efeito de controlar o aumento de pressão do CO₂ aprisionado, no entanto proporciona a libertação de CO₂ do sistema que apesar de em muito pequena quantidade não será desejada.

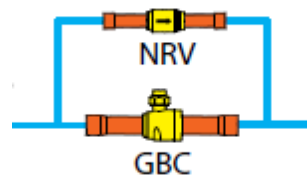


Figura 54 - Válvula de corte com instalação de válvula unidirecional e m bypass [24]

Relativamente aos sistemas de segurança para os vários sistemas a CO₂, a única diferença entre transcrito e subcrítico é a alta pressão que é muito mais elevada no segundo caso necessitando válvulas de alívio mais dispendiosas e equipamentos com classes de pressão superior.

5.4. Análise económico-financeira

Nos pontos anteriores verificou-se que a instalação CO₂ Booster possui um custo de instalação 30% superior à opção Cascata CO₂/ R134a, verificou-se que as necessidades de manutenção são idênticas em ambas as soluções.

A existência de uma necessidade de preocupação com a deteção de fugas e consequentemente uma formação dos colaboradores para os cuidados a ter com uma instalação em regime transcrito devem ser tidos em conta, no entanto este tipo de procedimento deveria ser abordado para toda e qualquer instalação uma vez que os restantes fluidos existentes no mercado partilham dos mesmos problemas no que respeita a concentrações elevadas no ambiente de trabalho. Assim considera-se que os custos com segurança e formação é o mesmo em ambas as instalações desde que se cumpram as boas práticas da refrigeração.

Conforme indica o gráfico da figura 55, verifica-se que a nível de consumo elétrico direto, a instalação de CO₂ em regime transcrito é aquela que mais consome em todos os meses com temperatura média acima de 10°C.

Relativamente às emissões de CO₂, verifica-se que a instalação de CO₂ em regime subcrítico + R134a é a com piores resultados devido ao elevado valor das emissões diretas de CO₂ para a atmosfera.

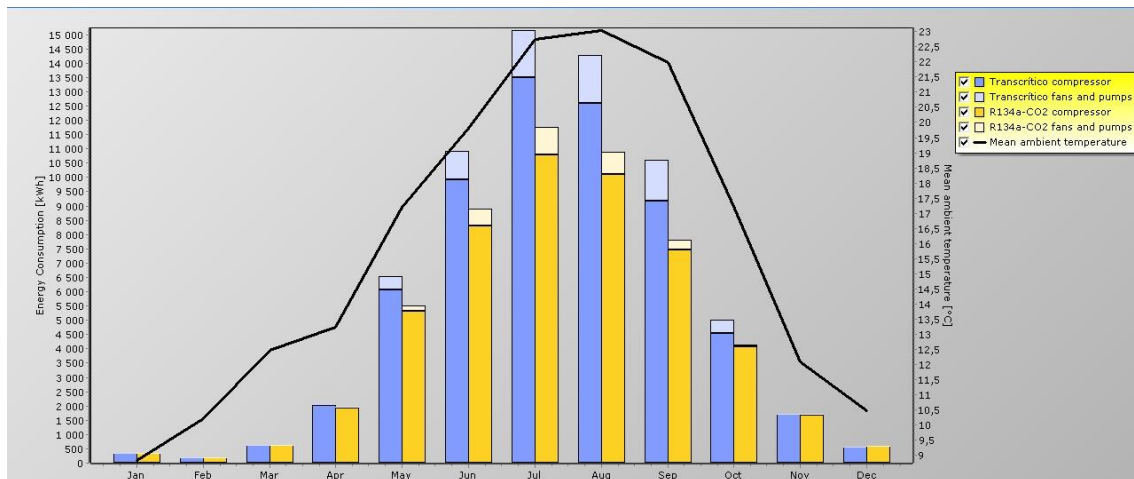


Figura 55 - Comparativo de consumos elétricos mensais das instalações tipificadas

Considerando que a eletricidade produzida produz emissões de 196,02 g/ kW.h produzido [Fonte EDP, 2016], verifica-se que ao fim de 10 anos a instalação CO₂

transcrítico, apesar de possuir consumos elétricos mais elevados é aquela que menos polui o ambiente devido às elevadas emissões diretas da instalação com subcrítico, com R 134a.

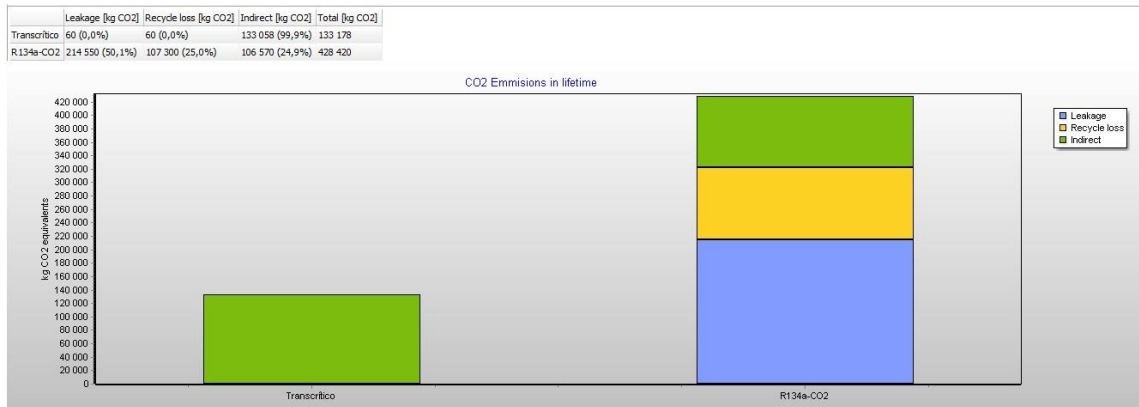


Figura 56 - Comparativo das emissões de CO₂ para a atmosfera das instalações tipificadas

Esta página foi propositadamente deixada em branco

6. Conclusões

- a) Do ponto de vista da execução da instalação as soluções em regime transcrito apresentam um sobrecusto de 30% quando comparada com as opções em regime subcrítico.

Quanto aos custos de exploração verifica-se que a instalação em regime transcrito é aquela que consome mais eletricidade, resultando, portanto, numa despesa anual de energia superior. Tal facto deve-se a uma instalação em funcionamento no regime transcrito apresentar um C.O.P. inferior, ou seja uma eficiência inferior à instalação em regime subcrítico.

- b) A problemática das instalações em regime transcrito no clima de Portugal está em conseguir condensar o CO₂ para que possa ser utilizado na remoção de calor dos espaços. Com o aumento de temperaturas, os compressores do estágio de alta despendem toda a energia a recircular o fluido entre o depósito e o condensador, existindo um elevado consumo.

A solução de CO₂ transcrito utilizando uma instalação tipo booster sem qualquer tipo de auxílio externo não permite uma garantia de correto funcionamento em climas como o de Portugal pelo que ao ser instalada, esta solução virá sempre associada a “extras” de otimização como o subarrefecimento adiabático do ar, a compressão paralela ou a solução de sub-cooler externo.

- c) Do ponto de vista ambiental a instalação em regime transcrito é a que tem menos emissões de CO₂ e, portanto, aquela que se poderá considerar “mais amiga do ambiente”. Ainda que com consumos superiores à solução subcrítico, a opção transcrito não possui emissões diretas.

A solução de CO₂ transcrito com utilização de um sub-cooler externo é uma aproximação à tipologia de instalação com fluidos em cascata, a grande diferença entre estas soluções é a dimensão do circuito frigorífico de alta pressão e as pressões de funcionamento do CO₂. Com esta solução intermédia

pode-se ter um consumo inferior da instalação em regime transcrito, sem que aumente as emissões diretas (como nas instalações em cascata).

- d) A utilização de sistemas em cascata permite trabalhar com pressões mais baixas, sendo uma maior valia do ponto de vista da segurança dos utilizadores, no entanto o fluido do circuito de alta será amoníaco (tóxico) ou um fluido fluorado ficando com este segundo a instalação abrangida pelo processo de phase down dos HFC's na união europeia.

Para instalações de dimensão superior e em que é possível a criação de uma sala de máquinas devidamente isolada dos colaboradores e outras pessoas que tenham acesso à exploração a utilização de uma cascata com amoníaco torna-se uma opção económica do ponto de vista da exploração, no entanto devido à toxicidade do amoníaco, e após uma análise de risco do local, a instalação poderá ascender a valores muito superiores devido aos equipamentos de segurança para contenção de amoníaco em caso de fuga.

- e) Fatores como o aumento da experiência dos instaladores de instalações a CO₂, um aumento de consumo dos vários componentes que compõem esta instalação e consequentemente um aumento de competitividade proporcionam uma redução de preço em instalações a CO₂ transcrito, que dada a utilização de um mesmo fluido para todos os circuitos simplifica a execução e faz com que este tipo de instalação se aproxime cada vez mais do que é uma instalação “normal” atualmente efetuadas com os ainda utilizados gases fluorados.

7.Sugestões de trabalhos futuros

Caracterização climática de Portugal e definição da tipologia de instalação frigorífica mais eficiente para cada zona.

Estudo do impacto ambiental da alteração de uma instalação contendo gases fluorados com elevado potencial de aquecimento global por uma instalação de fluidos naturais.

Esta página foi propositadamente deixada em branco

8. Referências

- [1] Pearson, Dr, A. B., 2014, CO₂ as a refrigerant. Glasgow. Pearson, Dr, A. B.
- [2]Anunciada Santos, A., 2016, O frio no setor alimentar. Espanha. Publindustria.
- [3]Anunciada Santos, A., 2016, Refrigeração I. Espanha. Publindustria.
- [4]Monteiro, V. 2015, Refrigeração I. Lisboa. ETEP
- [4]Monteiro, V. 2016, Refrigeração II. Lisboa. ETEP
- [5]Apontamentos da formação Advansor, CO₂ based refrigeration system, Agosto 2016, Aarhus.
- [6]Apontamentos da formação Danish Technological Institute, Setembro 2016, Aarhus.
- [7] EN 378-1:2016 Refrigerating systems and heat pumps Safety and environmental requirements Part 1: Basic requirements, definitions, classification and selection criteria. Sistemas frigoríficos e bombas de calor. Requisitos de segurança e proteção ambiental. Parte 1: Requisitos básicos, definições e, classificação e critérios de escolha. Instituto Português da qualidade, ministério da industria e energia, Lisboa.
- [8]EN378-2:2016 Refrigerating systems and heat pumps - Safety and environmental requirements Part 2: Design, construction, testing, marking and documentation. Instituto Português da qualidade, ministério da industria e energia, Lisboa.
- [9] EN 378-3:2016 Refrigerating systems and heat pumps Safety and environmental requirements Part 3: Installation site and personal protection. Instituto Português da qualidade, ministério da industria e energia, Lisboa.
- [10]EN378-4:2016 Refrigerating systems and heat pumps - Safety and environmental requirements - Part 4: Operation, maintenance, repair and recovery. Instituto Português da qualidade, ministério da industria e energia, Lisboa.
- [11] História da Refrigeração e ar-condicionado.
- [12]Costa, L. (2011). História da refrigeração.

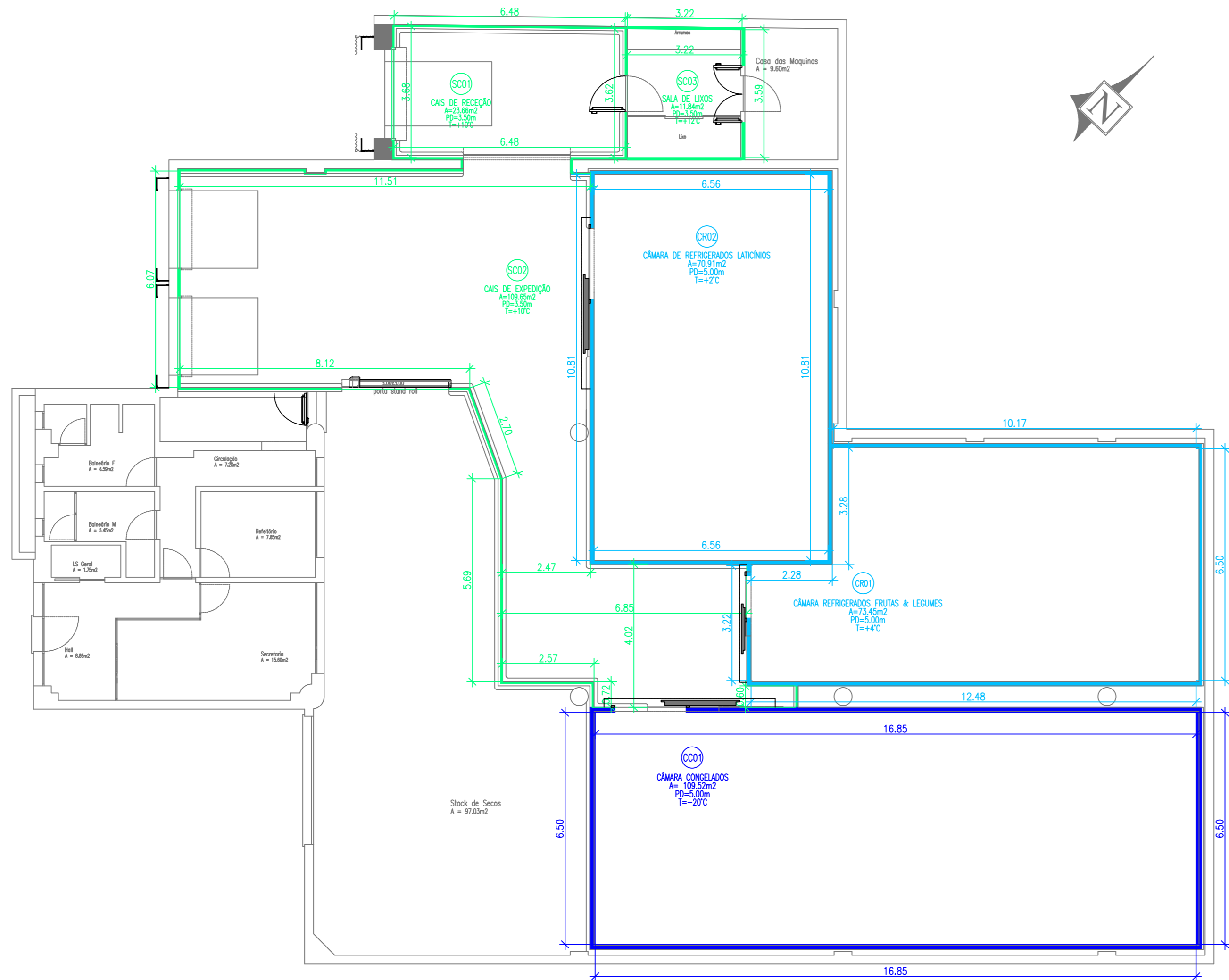
- [13]Wikipedia. Oliver Evans. Acedido em 02/03/2016, em: https://en.wikipedia.org/wiki/Oliver_Evans#/media/File:1805_Evans_Engine.png
- [14] Davidson (2014). Dr. John Gorrie’s Invention will have you Singing “Ice Ice Baby!”.
- [15] Maurício, O. (2012). A História do frigorífico.
- [16] Carr, R. (2009). Paxman and refrigeration compressor.
- [17] Rey, A. Uma breve história da refrigeração no mundo.
- [18] Satterfield, D. (2014). More About the Guy Who Almost Poisoned the Planet (As Seen on COSMOS Sunday Night).
- [19] Stewart, J. (2014). Gaia Theorist James Lovelock Turns 95.
- [20] Público (2014). Cientistas identificam novos gases que destroem o ozono.
- [21] Fridgehub. F-Gas Regulation: The HFC Phase Down Process.
- [22] Emerson Climate. Aplicações de condicionamento de ar.
- [23] Hwang, Y. (2015). Guideline for Life Cycle Climate Performance. International institute of refrigeration
- [24] Escudero, J. (2016) Componentes en instalaciones de refrigeración de CO₂
- [25] <http://www.arb.ca.gov/cc/rmp/rmpnewsystem.htm>, consultado a 02/08/2016
- [26]Commercial CO₂ Refrigeration Systems, Guide for Subcritical and Transcritical CO₂ Applications, Emerson Climate technologies
- [27] http://eia-global.org/images/made/527335a226754860/GLOBAL_CO2_MAP_DANFOSS_410_289.jpg, consultado a 02/08/2016
- [28] <https://www.ipma.pt/pt/oclima/extremos.clima/>, consultado a 25/04/2016
- [29]<https://frigoristas.wordpress.com/co2-transcritico/>, consultado a 03/09/2016
- [30] <http://pt.slideshare.net/ozonaction/co2-industrial-applications>, consultado a 18/09/2016
- [31]http://www.r744.com/products/view/Components_for_Transcritical_CO2_Systems, consultado a 18/06/2016

9. Anexos

Esta página foi propositadamente deixada em branco

ANEXO I – Layout da instalação

Esta página foi propositadamente deixada em branco



Indice	Alterações	Data	Nome
Especialidades		Designação	
		INSTALAÇÕES FRIO INDUSTRIAL	
		DESIGNAÇÃO E DIMENSÕES DE ESPAÇOS	
Desenhou	Verificou	Cliente	
José Fidalgo	S/Verificação	TFM – Trabalho Final de Mestrado	
Data	Substituiu	Fase do projecto	
junho 2017		N/A	
Escalas	Substituído	Desenho n°	Indice
1:100		TFM.01	EO

**ANEXO II – Seleções para a
instalação subcrítico (R134a+CO₂)**

Esta página foi propositadamente deixada em branco



BITZER Dados de Saída

criado por : 25/02/2017 16:32:54



Tabela de conteúdo

Examinar projeto.....	3
Seleção do compressor: Semi-Herméticos Pistões.....	4
Dados Técnicos: 2HSL-3K.....	5
Semi-Herméticos Pistões.....	6



José Fidalgo
T.F.M.
Congelados-Subcrítico

BITZER Software v6.6.0 rev1719

25/02/2017 / Todos os dados são suscetíveis de mudança

3 / 7

Examinar projeto

Compressores selecionados

Semi-Herméticos Pistões

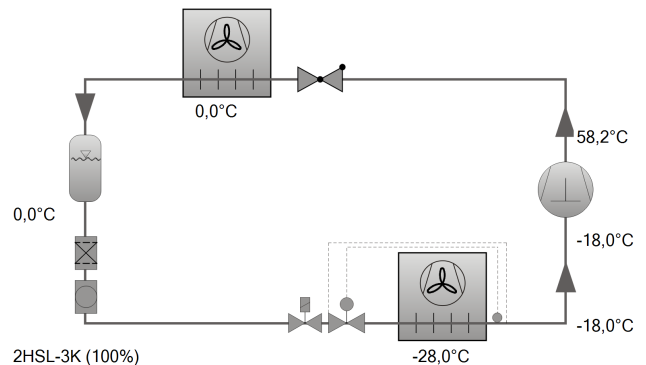
1x 2HSL-3K



Seleção do compressor: Semi-Herméticos Pistões

Valores de entrada

Compressor modelo	2HSL-3K
Modo	Refrigeração e Ar Condicionado
Refrigerante	R744
Temperatura de referência	Ponto de Orvalho
Temp. Evaporação SST	-28,00 °C
Temp. Condensação SDT	0 °C
Sub resfriamento líquido (após o condensador)	0 K
Superaquecimento do gás	10,00 K
Sucção	
Modo de operação	subcritico
Tensão Elétrica	400V-3-50Hz
Regulador de capacidade	100%
Superaquecimento útil	100%



Resultado

Compressor	2HSL-3K-40S
Etapas de capacidade	100%
Capac. Refrigerante	9,09 kW
Capac. Refrigerante *	9,09 kW
Capacidade Evaporador	9,09 kW
Potência absorvida	2,15 kW
Corrente (400V)	4,14 A
Faixa de Tensão	380-420V
Capacidade do Condensador	11,24 kW
COP/EER	4,24
COP/EER*	4,24
Vazão em massa	131,9 kg/h
Temp. gás de Descarga não resfriado	58,2 °C

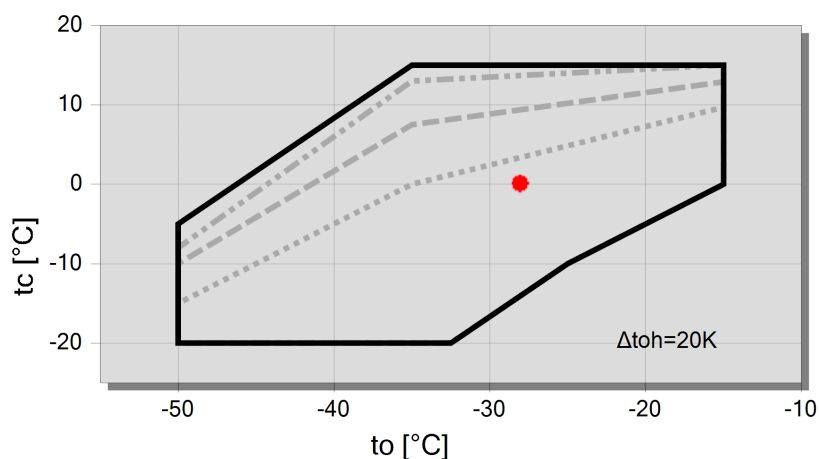


Dados Provisórios

*Dados de performance para compressor certificados por ASERCOM (ver Dados técnicos/ Nota)

*segundo EN 12900 (superaquecimento na sucção de 10K, sem sub-resfriamento de líquido)

Limites de aplicação



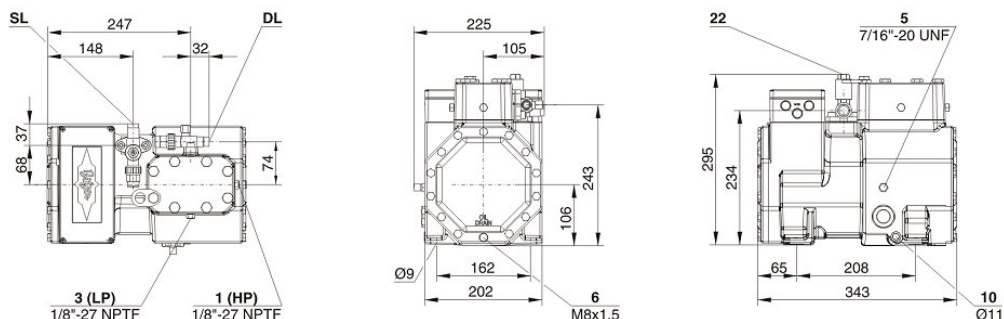
Legenda

- máx. pc para frequências (%)
- máx. pc para frequências (%)
- ... máx. pc para frequências (%)
- A



Dados Técnicos: 2HSL-3K

Dimensões e Conexões



Dados Técnicos

dados técnico

Deslocamento LP/HP (1450 RPM)	4,34 m ³ /h
Deslocamento LP/HP (1750 RPM)	5,24 m ³ /h
No. de cilindros x diâmetro x curso	2 x 38 mm x 22 mm
Peso	50 kg
Pressão máxima (LP/H)	30 / 53 bar
Conexão da linha de sucção	16 mm - 5/8"
Conexão da linha de descarga	12 mm - 1/2"
Tipo de óleo R744 (CO ₂)	BSE60K (Standard) BSE85K, BSG68K (Option)

dados motor

Motor versão	1
Voltagem do motor (outras sob consulta)	380-420V Y-3-50Hz
Máxima corrente de trabalho	6.0 A
Corrente de partida (rotor bloqueado)	25.5 A
Máx. Potência absorvida excedida	3,0 kW

extensão do fornecimento

Proteção do motor	SE-B1
Classe da proteção	IP65
Coxins	Standard
Carga de óleo	1,00 dm ³

opções disponíveis

Resistência de aquecimento de óleo	0..60 W PTC (Option)
------------------------------------	----------------------

medição sonora



Semi-herméticos Pistões

Motor 1 = ex.: 4TES-12 com 12 "HP", prioritariamente para ar condicionado (ex.: R22, R407C) e ar condicionado com R134a para altas temperaturas ambiente.

Motor 2 = ex.: 4TES-9 com 8 "HP", Motor universal para média e baixa temperatura de aplicação (ex.: R404A, R507A, R407A, R407F) e ar condicionado com R134a.

Motor 3 = ex.: 4TES-8, para aplicação em média temperatura e R134a.

Para mais informação referente a faixa de aplicação use a Tecla "Limites".

Modos de Operação 4VES-7 até 6FE-44 e 44JE-30 até 66FE-88 com R407F/R407A/R22

CIC = Injeção de líquido para aplicações em baixa temperatura, motor resfriado pelo gás de sucção.

Dados de performance certificados pela ASERCOM

A associação "European Refrigeration Component Manufactures" tem implementado um procedimento de certificação dos dados de Performance convincente, onde os testes são realizados por institutos independentes, garantindo assim o alto padrão destas certificações.

* Comprovação dos testes dos dados de performance realizada por peritos.

* Medições regulares realizadas por institutos independentes.

Infelizmente nem todos os dados da Bitzer puderam ser certificados por razões de capacidade deste órgão em aceitar somente uma quantidade limitada de dados. Dados de Performance dos compressores, o qual são submetidos a condições extremas levam o selo de certificação "ASERCOM certified". Em nosso software, você poderá encontrar o selo dos respectivos compressores a direita e abaixo do campo de RESULTADOS ou na impressão dos dados de Performance. Todos os compressores certificados estão listados na página da Internet da ASERCOM.

Capacidade do condensador

A capacidade do condensador pode ser calculada com ou sem rejeição de calor. Esta opção pode ser encontrada no menu de opções Programa Opções. O calor rejeitado é constantemente 5% da potência consumida. A capacidade de condensação é encontrada na linha de Cap. Cond. (com HR).

Dados de emissão de som

Dados baseados em aplicações em 50 Hz (IP-unidades 60 Hz) e R404A se não for declarado. Nível de pressão sonora: valores baseados em campo aberto com emissões hemisférica a 1 metro de distância da fonte.

Observações gerais sobre os dados sonoros

Os dados sonoros listados foram medidos sob condições de testes em nosso laboratório. Para esta proposta, as amostras foram montadas em uma base sólida e as tubulações foram conectadas sem anti-vibradores. As linhas de sucção e descargas foram fixadas em uma configuração flexível, a qual permite a transmissão de vibrações para o ambiente que foi em sua maioria excluída. Em instalações reais, diferentes considerações podem ser observadas, comparadas com as medições em laboratório. A emissão do som do compressor transportada pelo ar pode ser refletida através da superfície do sistema, podendo aumentar o nível sonoro medido próximo ao compressor. Vibrações causadas pelo compressor também pode ser transferida para o sistema através de sua fixação e tubulação dependendo do grau de amortecimento dos anti-vibradores. Assim, as vibrações podem induzirem outros componentes, de tal modo que estes componentes contribuem para um aumento na emissão de ruídos. Caso seja necessário, as vibrações podem ser minimizadas através de uma fixação adequada e a utilização de elementos de amortecimento.

Grupo de conexões de acordo com "Dimensões":

- 1 Interrupção de alta pressão (HP)
- 2 Sensor de temperatura de descarga (HP)
- 3 Interrupção de baixa pressão (LP)
- 4 Sistema CIC: orifício de injeção (operação sem subresfriador de líquido)
- 4b Sensor CIC
- 4c Sensor CIC (MP / operação com subresfriador de líquido)
- 5 Dreno de óleo
- 6 Plug de drenagem do óleo
- 7 Filtro de óleo (plug magnético)
- 8 Retorno de óleo (separador de óleo)
- 8* Retorno de óleo com NH3 e óleo insolúvel
- 9 Equalização de gás e óleo (operação em paralelo)
- 9a Equalização de gás (operação em paralelo)
- 9b Equalização de óleo (operação em paralelo)
- 10 Resistência de aquecimento de cárter
- 11 Pressão do óleo +
- 12 Conexão de pressão de óleo -
- 13 Conexão para resfriamento a água
- 14 Injeção de líquido (operação sem subresfriador de líquido e com válvula de expansão termostática)
- 15 Injeção de líquido (operação sem subresfriador de líquido e com válvula expansão termostática)



José Fidalgo
T.F.M.
Congelados-Subcrítico

BITZER Software v6.6.0 rev1719

25/02/2017 / Todos os dados são suscetíveis de mudança

7 / 7

- 16 Entrada de refrigerante no subresfriador de líquido
 - 17 Entrada refrigerante para o resfriador de líquido
 - 18 Saída refrigerante para o resfriador de líquido
 - 19 grampo espaçador
 - 20 Placa terminal
 - 21 Conexão manutenção p/ válvula de óleo
 - 22 Válvula alívio de pressão p/ atmosfera (lado sucção)
 - 23 Válvula alívio de pressão p/ atmosfera (lado descarga)
 - SL
 - DL Linha de descarga
- Dimensions can show tolerances according to EN ISO 13920-B.

Brazed Plate Heat Exchanger



Technical specification

Modelo : ACH-70X-110H(32870 6593 5)
 ItemName : Data : 25/02/2017
 Unidades : 1

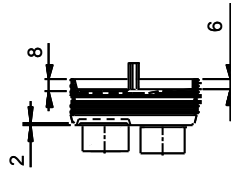
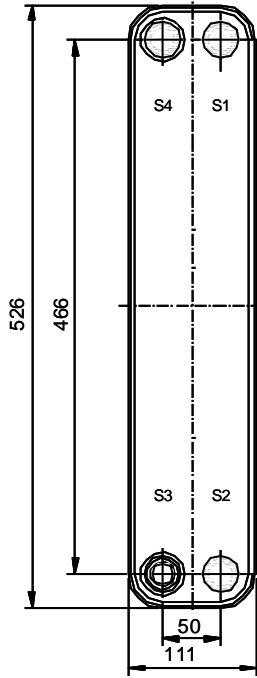
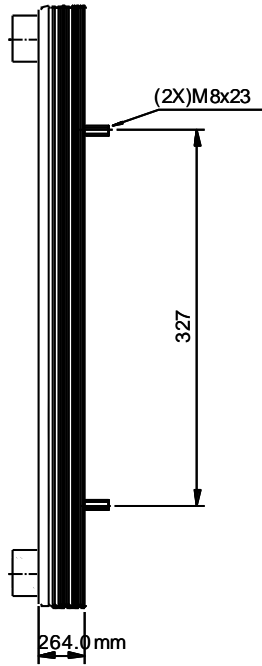
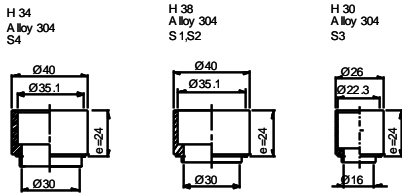
		Lado Quente Secondary side	Lado frio Primary
side(S4)			
Fluído		Carbon dioxide	R134a
Caudal mássico	kg/h	261.3	593.9
Fluid Condensed/Vapourized	kg/h	261.3	396.8
Temperatura de entrada	°C	58.2	-4.4
Dew p.	°C	0.0	-6.0
Temperatura de saída(vapor/liquid)	°C	-0.0	-1.0
Operating pressure(Entrada/Saída)	bara	34.9/34.9	2.74/2.32
Perda de carga	kPa	0.0806	41.4
Velocity connection(Entrada/Saída)	m/s	1.59/0.112	6.58/20.9
Heat exchanged	kW	22.48	
Área de Transferência de Calor	m ²	5.51	
Coef. Transf. Calor Limpo	W/(m ² *K)	733.3	
Coef. Transf. Calor Serviço	W/(m ² *K)	452.4	
Fouling resistance*10000	m ² *K/W	0.25	
Margem	%	60.3	
Mean Temperature Difference	K	9.0	
Direcção relativa dos fluídos		Contra-corrente	
Número de passagens		1	1
Materialplate/ brazing		Alloy 316 / Cu	
LigaçãoS1 (Hot-Entrada)		Soldering/ 1"3/8 (H38) Alloy 304	
LigaçãoS2 (Hot-Saída)		Soldering/ 1"3/8 (H38) Alloy 304	
LigaçãoS3 (Cold-Entrada)		Soldering/ 7/8" (H30) Alloy 304	
LigaçãoS4 (Cold-Saída)		Soldering/ 1"3/8 (H34) Alloy 304	
Código de pressão		PED	
Pressão de projecto at -196.0 Celsius	Bar	45.0	45.0
Pressão de projecto at 150.0 Celsius	Bar	45.0	45.0
Temperatura de projecto	°C	-196.0/150.0	
Comprimento total x largura x altura	mm	288 x 111 x 526	
Peso líquido, vazio/ operação	kg	21.9 / 32.3	
Package length x width x height	mm	x x	
Package weight	kg		
Price RCPL incl Extras			
-Unit		32870 6593 5	

Performance is conditioned on the accuracy of customers data and customers ability to supply equipment and products in conformity therewith.

Physical Properties

(inlet/outlet)	Lado Quente Líquido	Vapor	Lado frío Líquido	Vapor
Dens	433.9/915.3	64.57/93.68	1323/1310	11.98/11.06
Calor específico	8.096/2.943	1.108/1.865	1.278/1.289	0.8766/0.8665
Visc	0.0373/0.108	0.0321/0.0168	0.282/0.274	0.0124/0.0126
Th.Cond	0.0031/0.111	0.0269/0.0168	0.0975/0.0961	0.0111/0.0114
Bub. p.		0.0		/-6.0
Dew p.		0.0		/-6.0
Mol.W		44.01/44.01		102.30/102.30
Cr.pr.		73.77/73.77		40.55/40.55
Cr.Temp.		31.0/31.0		101.0/101.0
Lat.heat		231.5/231.5		199.4/197.0

Note that all unique customer requirements need to be verified by Alfa Laval.



T1 T2 T3 T4 locations on back side correspond to S1 S2 S3 S4 on front side

ALL DIMENSIONS IN MILLIMETERS

HEATING SURFACE 5.508 m²
NET WEIGHT 21.94 kg
OPERATING WEIGHT 32.50 kg

PLATE MATERIAL Alloy 316
PLATE THICKNESS 0.30 mm
PLATE GROUPING 1*54H / 1*55H

TOTAL LENGTH 288.0
TOTAL WIDTH 111.0
TOTAL HEIGHT 526.0



MEDIA	INLET	OUTLET	TEMP.	FLOW RATE	PRESSURE DROP	LIQUID VOL.
Carbon dioxide R134a	S1	S2	0.0 °C	0.07259 kg/s	0.08062 kPa	5.225 dm ³
	S3	S4	-6.0 °C	0.1650 kg/s	4.1.40 kPa	5.130 dm ³

SUPPLIER	REF.	IMP. NO.
ACEN REF.		
CUSTOMER NAME / REF. NO.		
SIGN.		

PLATE HEAT EXCHANGER

ACH-70X-110H
PED

ITFM D. 32870 6593 5	
DATE 2017-02-25	REV NO. 0



BITZER Dados de Saída

criado por : 25/02/2017 16:36:23



Tabela de conteúdo

Examinar projeto.....	3
Seleção do compressor: Semi-Herméticos Pistões.....	4
Limites de aplicação.....	5
Resultado.....	6
Dados Técnicos: 4JE-13Y.....	7
Semi-Herméticos Pistões.....	8



José Fidalgo
T.F.M.
Refrigerados R134a

BITZER Software v6.6.0 rev1719

25/02/2017 / Todos os dados são suscetíveis de mudança

3 / 9

Examinar projeto

Compressores selecionados

Semi-Herméticos Pistões

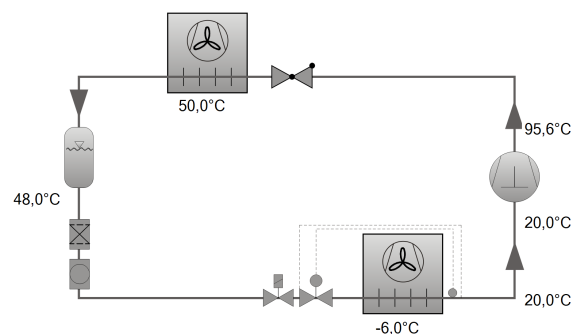
4x 4JE-13Y



Seleção do compressor: Semi-Herméticos Pistões

Valores de entrada

Tipo do compressor	Compressores recíprocos, semi-herméticos
Modo	Refrigeração e Ar Condicionado
Refrigerante	R134a
Temperatura de referência	Ponto de Orvalho
Sub resfriamento líquido (após o condensador)	2,00 K
Temperatura do gás sucção	20,00 °C
Modo de operação	Auto
Tensão Elétrica	400V-3-50Hz
Regulador de capacidade	100%
Superaquecimento útil	100%



avaliação

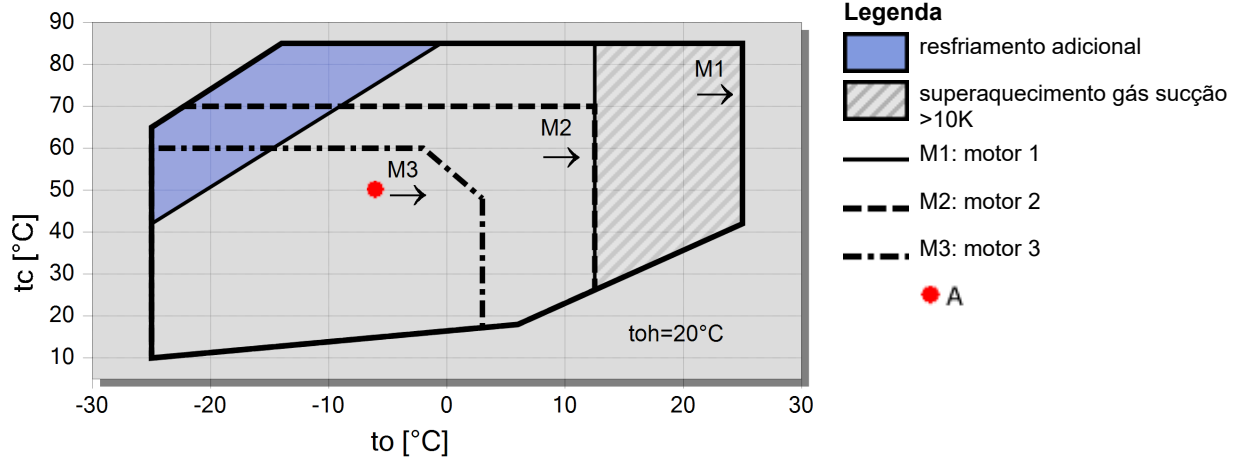
A				
Temp. Evaporação SST	-6,00	°C		
Temp. Condensação SDT	50,0	°C		
	Qe	Pe	EER	Relação
	kW	kW	W/W	%
Total	88,7	35,2	2,52	--
4JE-13Y-40P	22,2	8,79	2,52	25,0
4JE-13Y-40P	22,2	8,79	2,52	25,0
4JE-13Y-40P	22,2	8,79	2,52	25,0
4JE-13Y-40P	22,2	8,79	2,52	25,0



Limites de aplicação

4JE-13

100%





José Fidalgo
T.F.M.
Refrigerados R134a

BITZER Software v6.6.0 rev1719

25/02/2017 / Todos os dados são suscetíveis de mudança

6 / 9

Resultado

		A			
Temp. Evaporação SST	-6,00 °C				
Temp. Condensação SDT	50,0 °C				
Compressor	Total	4JE-13Y	4JE-13Y	4JE-13Y	4JE-13Y
Etapas de capacidade		100%	100%	100%	100%
Capac. Frigorífica	88,7 kW	22,2 kW	22,2 kW	22,2 kW	22,2 kW
Capac. Frigorífica *	--	21,7 kW	21,7 kW	21,7 kW	21,7 kW
Capacidade Evaporador	88,7 kW	22,2 kW	22,2 kW	22,2 kW	22,2 kW
Relação	--	25,0 %	25,0 %	25,0 %	25,0 %
Potência absorvida	35,2 kW	8,79 kW	8,79 kW	8,79 kW	8,79 kW
Corrente (400V)	66,8 A	16,70 A	16,70 A	16,70 A	16,70 A
Faixa de Tensão	--	--	--	--	--
Capacidade do Condensador	123,9 kW	31,0 kW	31,0 kW	31,0 kW	31,0 kW
COP/EER	2,52	2,52	2,52	2,52	2,52
COP/EER*	--	2,47	2,47	2,47	2,47
Vazão em massa	2152 kg/h	538 kg/h	538 kg/h	538 kg/h	538 kg/h
Modo de operação	Padrão	Padrão	Padrão	Padrão	Padrão
Temp. gás de Descarga não resfriado	95,6 °C	95,6 °C	95,6 °C	95,6 °C	95,6 °C

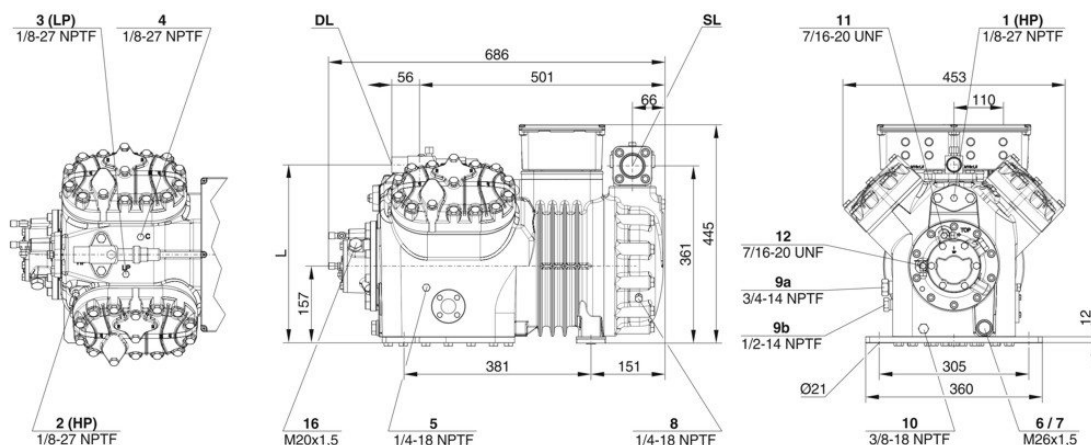
Considerar notas em detalhe resp.. para o cálculo de cargas parciais!

*segundo EN 12900 (temperatura gás sucção 20°C sem sub-resfriamento de líquido).



Dados Técnicos: 4JE-13Y

Dimensões e Conexões



Dados Técnicos

dados técnico

Deslocamento LP/HP (1450 RPM)	63,5 m ³ /h
Deslocamento LP/HP (1750 RPM)	76,64 m ³ /h
Faixa de frequência	25..70 Hz
No. de cilindros x diâmetro x curso	4 x 65 mm x 55 mm
Peso	179 kg
Pressão máxima (LP/H)	19 / 32 bar
Conexão da linha de sucção	42 mm - 1 5/8"
Conexão da linha de descarga	28 mm - 1 1/8"
Tipo de óleo R134a/R407C/R404A/R507A/R407A/R407F	BSE32(Standard) / R134a tc>70°C: BSE55 (Option)

dados motor

Motor versão	3
Voltagem do motor (outras sob consulta)	380-420V PW-3-50Hz
Máxima corrente de trabalho	19,8 A
Máxima corrente de trabalho 70Hz/400V/FI	28,6 A
Relação de torque	50/50
Corrente de partida (rotor bloqueado)	81,0 A Y / 132,0 A YY
Máx. Potência absorvida excedida	11,0 kW

extensão do fornecimento

Proteção do motor	SE-B2, CM-RC-01(Option)
Classe da proteção	IP54 (Standard), IP66 (Option)
Coxins	Standard
Carga de óleo	4,00 dm ³

opções disponíveis

Proteção da temperatura de desgarga do gás	Option
Alívio de partida	Option
Controle de capacidade	100-50% (Option)
Controle de capacidade linear	100-10% (Option)
Ventilador adicional	Option
Válvula do serviço de óleo	Option
Resistência de aquecimento de óleo	140 W (Option)
Monitoração da pressão de óleo	MP54 (Option), Delta-PII

medição sonora

Nível de potência sonora (-10°C / 45°C)	75,5 dB(A) @50Hz
Nível de pressão sonora @ 1m (-10°C / 45°C)	67,5dB(A) @50Hz
Nível de pressão sonora @ 1m (+5°C / 50°C) R134a	



Semi-herméticos Pistões

Motor 1 = ex.: 4TES-12 com 12 "HP", prioritariamente para ar condicionado (ex.: R22, R407C) e ar condicionado com R134a para altas temperaturas ambiente.

Motor 2 = ex.: 4TES-9 com 8 "HP", Motor universal para média e baixa temperatura de aplicação (ex.: R404A, R507A, R407A, R407F) e ar condicionado com R134a.

Motor 3 = ex.: 4TES-8, para aplicação em média temperatura e R134a.

Para mais informação referente a faixa de aplicação use a Tecla "Limites".

Modos de Operação 4VES-7 até 6FE-44 e 44JE-30 até 66FE-88 com R407F/R407A/R22

CIC = Injeção de líquido para aplicações em baixa temperatura, motor resfriado pelo gás de sucção.

Dados de performance certificados pela ASERCOM

A associação "European Refrigeration Component Manufactures" tem implementado um procedimento de certificação dos dados de Performance convincente, onde os testes são realizados por institutos independentes, garantindo assim o alto padrão destas certificações.

* Comprovação dos testes dos dados de performance realizada por peritos.

* Medições regulares realizadas por institutos independentes.

Infelizmente nem todos os dados da Bitzer puderam ser certificados por razões de capacidade deste órgão em aceitar somente uma quantidade limitada de dados. Dados de Performance dos compressores, o qual são submetidos a condições extremas levam o selo de certificação "ASERCOM certified". Em nosso software, você poderá encontrar o selo dos respectivos compressores a direita e abaixo do campo de RESULTADOS ou na impressão dos dados de Performance. Todos os compressores certificados estão listados na página da Internet da ASERCOM.

Capacidade do condensador

A capacidade do condensador pode ser calculada com ou sem rejeição de calor. Esta opção pode ser encontrada no menu de opções Programa Opções. O calor rejeitado é constantemente 5% da potência consumida. A capacidade de condensação é encontrada na linha de Cap. Cond. (com HR).

Dados de emissão de som

Dados baseados em aplicações em 50 Hz (IP-unidades 60 Hz) e R404A se não for declarado. Nível de pressão sonora: valores baseados em campo aberto com emissões hemisférica a 1 metro de distância da fonte.

Observações gerais sobre os dados sonoros

Os dados sonoros listados foram medidos sob condições de testes em nosso laboratório. Para esta proposta, as amostras foram montadas em uma base sólida e as tubulações foram conectadas sem anti-vibradores. As linhas de sucção e descargas foram fixadas em uma configuração flexível, a qual permite a transmissão de vibrações para o ambiente que foi em sua maioria excluída. Em instalações reais, diferentes considerações podem ser observadas, comparadas com as medições em laboratório. A emissão do som do compressor transportada pelo ar pode ser refletida através da superfície do sistema, podendo aumentar o nível sonoro medido próximo ao compressor. Vibrações causadas pelo compressor também pode ser transferida para o sistema através de sua fixação e tubulação dependendo do grau de amortecimento dos anti-vibradores. Assim, as vibrações podem induzirem outros componentes, de tal modo que estes componentes contribuem para um aumento na emissão de ruídos. Caso seja necessário, as vibrações podem ser minimizadas através de uma fixação adequada e a utilização de elementos de amortecimento.

Grupo de conexões de acordo com "Dimensões":

- 1 Interrupção de alta pressão (HP)
- 2 Sensor de temperatura de descarga (HP)
- 3 Interrupção de baixa pressão (LP)
- 4 Sistema CIC: orifício de injeção (operação sem subresfriador de líquido)
- 4b Sensor CIC
- 4c Sensor CIC (MP / operação com subresfriador de líquido)
- 5 Dreno de óleo
- 6 Plug de drenagem do óleo
- 7 Filtro de óleo (plug magnético)
- 8 Retorno de óleo (separador de óleo)
- 8* Retorno de óleo com NH3 e óleo insolúvel
- 9 Equalização de gás e óleo (operação em paralelo)
- 9a Equalização de gás (operação em paralelo)
- 9b Equalização de óleo (operação em paralelo)
- 10 Resistência de aquecimento de cárter
- 11 Pressão do óleo +
- 12 Conexão de pressão de óleo –
- 13 Conexão para resfriamento a água
- 14 Injeção de líquido (operação sem subresfriador de líquido e com válvula de expansão termostática)
- 15 Injeção de líquido (operação sem subresfriador de líquido e com válvula de expansão termostática)



José Fidalgo
T.F.M.
Refrigerados R134a

BITZER Software v6.6.0 rev1719

25/02/2017 / Todos os dados são suscetíveis de mudança

9 / 9

- 16 Entrada de refrigerante no subresfriador de líquido
 - 17 Entrada refrigerante para o resfriador de líquido
 - 18 Saída refrigerante para o resfriador de líquido
 - 19 grampo espaçador
 - 20 Placa terminal
 - 21 Conexão manutenção p/ válvula de óleo
 - 22 Válvula alívio de pressão p/ atmosfera (lado sucção)
 - 23 Válvula alívio de pressão p/ atmosfera (lado descarga)
 - SL
 - DL Linha de descarga
- Dimensions can show tolerances according to EN ISO 13920-B.

FRIGA-BOHN

42, Rue Roger SALENGRO BP 205

69 741 GENAS - FRANCE

Tel. : +33(0)472 471 444 - Fax : +33(0)472 471 399

Email : customer.serv@lennoxemea.com

FRIGA-BOHN

Customer : José Fidalgo

Proposal ref. : T.F.M.

Version : 2.07

Date 25/02/2017

CONDENSERS

	Poste	DeltaT	Unit Capacity	Number	Model	typ	Lp (1) at 10 m	Nb. x Diam. Fan/Unit	Rotation speed	Unit price	Price with options	Total price with options
			kW				dB(A)	mm	RPM	€	€	€
1	Condensador-R134a	8	123,9	1	SU EC P08 B2	Propeller	42	8 x 800	468	-	-	-

UNIT COOLERS

	Poste	Room temp.	Delta T1	Unit Capacity	Number	Model	Typ	Fin spacing	Defrost power	Nb. x Diam. Fan/Unit	Rotation speed	Unit price	Total price with options
		°C		kW				mm	W	mm	RPM	€	€
1	C.Congelados-CO2	-20	8	17	2	3C-A 3444 C	Cubic	6	6900	4 x 300	1350	-	-
2	C.Frutas-R134a	4	10	19,2	2	3C-A 3344 R	Cubic	4	-	3 x 300	1350	-	-
3	C.Lacticínios-R134a	2	8	23,6	2	3C-A 4263 R	Cubic	4	-	2 x 450	1370	-	-
4	C.Receção-R134a	10	12	4,9	1	TA 1L 4P	Dual discharge	6.35	-	1 x 350	1500	-	-
5	C.Expedição-R134a	10	12	17,8	1	TA 7R 6P	Dual discharge	3.63	-	4 x 350	1000	-	-
6	S.Lixo-R134a	12	12	3,2	1	TA 1L 8P	Dual discharge	6.35	-	1 x 350	750	-	-

(*) measured at a line-of-sight to reflecting parallelepiped surface (According to standart EN 13487).(*) et (**) are given as an example. Only the acoustic pressure spectrum and Lw value, are contractually binding.

All prices are retail prices 2016. Our proposals, quotes and order acceptances are subject to our general terms of sale which may be consulted on the CD-ROM.

FRIGA-BOHN

42, Rue Roger SALENGRO BP 205

69 741 GENAS - FRANCE

Tel. : +33(0)472 471 444 - Fax : +33(0)472 471 399

Email : customer.serv@lennoxemea.com

The logo for FRIGA-BOHN, featuring the company name in white, bold, uppercase letters on a blue rectangular background.

Customer : José Fidalgo

Proposal ref. : T.F.M.

Date 25/02/2017

Version : 2.07

Condensador-R134a

ECB : Full crate

FRIGA-BOHN

42, Rue Roger SALENGRO BP 205
 69 741 GENAS - FRANCE
 Tel. : +33(0)472 471 444 - Fax : +33(0)472 471 399
 Email : customer.serv@lennoxemea.com

FRIGA-BOHN

Customer : José Fidalgo
 Proposal ref. : T.F.M.

Date 25/02/2017
 Version : 2.07

Item : **Condensador-R134a** - Typ : **Propeller**



Model : SU EC P08 B2

Total capacity : 123,9 kW Delta T1 : 8



Warning: Foresee a crane for handling units over 6m.

Operating conditions

Refrigerant : R134a
 Ambient temperature : 42 °C
 Unit number : 1
 Altitude : 200 m

Fan characteristics (per unit)

Nb. and diameter of fans : 8 x 800 mm
 Rotation speed : 468 rpm
 Air flow-rate : 69604 m³/h
 Pressure : 0 Pa
 Real input power : 8 x 185 W
 Maximum input power : 8 x 790 W
 Maximum operating current : 8 x 1,4 A
 Energy class : C
 Motor coupling : -
 Voltage/ Nb Phases / Frequency : 400 V / 3 / 50-60 Hz

Thermal capacity (per unit)

Capacity per unit : 123,9 kW
 Delta T1 : 8

Acoustic characteristics (per unit)

Lp (at 10m) : 42 (*) / 36 (**) dB(A)
 Lw : 74 dB(A)

Dimensional characteristics (per unit)

Dimensions (L/D/H) : 6342 / 2310 / 1347 mm
 Empty net weight : 1057 kg
 Packaging (L/D/H) : 7020 / 2250 / 964 mm
 Packed unit weight : 1243 kg
 Standard packaging : On pallet

Coil characteristics (per unit)

Surface : 1016,6 m²
 Volume : 130,5 dm³
 Connections inlet/outlet : Same side

	Selection	State of the unit chosen in regulation :					
		730	650	550	450	350	250
Rotation speed (rpm)	468	-	-	-	-	-	-
Unit Capacity (kW)	123,9	-	123,9	123,9	123,9	123,9	123,9
Lw (dB(A))	74	-	84	79	73	66	58
Tot. real input power (W)	1479	-	3999	2420	1315	682	524
DeltaT (K)	8	-	6,1	7,0	8,3	10,2	13,7
Ambient temp. (°C)	42	-	44	43	42	40	36

(*) measured at a line-of-sight to reflecting parallelepiped surface (According to standart EN 13487).

(**) measured at fan blade level, in a free field on a reflective surface.

(*) et (**) are given as an example. Only the acoustic pressure spectrum and Lw value, are contractually binding.

All prices are retail prices 2016. Our proposals, quotes and order acceptances are subject to our general terms of sale which may be consulted on the CD-ROM.

FRIGA-BOHN

42, Rue Roger SALENGRO BP 205
69 741 GENAS - FRANCE
Tel. : +33(0)472 471 444 - Fax : +33(0)472 471 399
Email : customer.serv@lennoxemea.com

FRIGA-BOHN

Customer : José Fidalgo

Proposal ref. : T.F.M.

Item : **Condensador-R134a** - Typ : **Propeller**

Date 25/02/2017

Version : 2.07

Options SU EC P08 B2

- MCI : Multicircuiting
- MCI : Multicircuiting for 3 equal circuits
- BAE : Coating of the fins
- BXT : XT Polual Blygold fin coating
- ECB : Full crate
- IRP : One switch per fan
- REH : Extended legs (+ 240 mm)
- RE2 : Extended legs (+ 840 mm)
- RE3-4 : Extended legs (+ 1340- 1840 mm)
- PAV : Silent blocks
- SCM : Without EC Motorfan wiring
- BUS : Serial wiring of BUS (MEC1)
- VMA : Setting of the max. rotation speed (MEC2)
- MJN : Module Day/Night (MEC3)

FRIGA-BOHN

42, Rue Roger SALENGRO BP 205

69 741 GENAS - FRANCE

Tel. : +33(0)472 471 444 - Fax : +33(0)472 471 399

Email : customer.serv@lennoxemea.com

FRIGA-BOHN

Customer : José Fidalgo

Proposal ref. : T.F.M.

Item : **Condensador-R134a** - Typ : **Propeller**

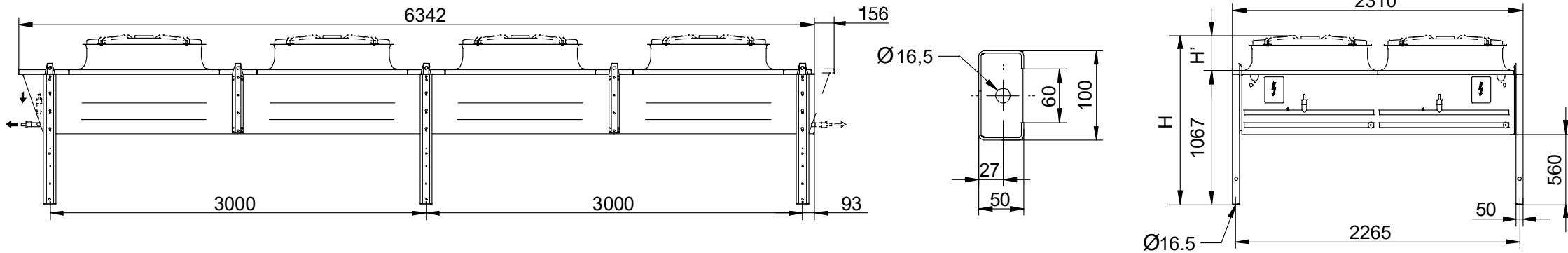
Date 25/02/2017

Version : 2.07

Model : SU EC P08 B2

(Drawings are only indicative)

(Same side)



In = 2x1"5/8 - Out = 2x1"5/8 - H = 1347

All prices are retail prices 2016. Our proposals, quotes and order acceptances are subject to our general terms of sale which may be consulted on the CD-ROM.

FRIGA-BOHN

42, Rue Roger SALENGRO BP 205
 69 741 GENAS - FRANCE
 Tel. : +33(0)472 471 444 - Fax : +33(0)472 471 399
 Email : customer.serv@lennoxemea.com

FRIGA-BOHN

Customer : José Fidalgo

Proposal ref. : T.F.M.

Date 25/02/2017

Version : 2.07

Item : **C-Congelados-CO2** - Typ : :Cubic**Model : 3C-A 3444 C****Total capacity : 17 kW****Delta T1 :8****Operating conditions**

Refrigerant :	CO2
Room temperature :	-20 °C
Unit number :	2

Aeraulic characteristics (per unit)

Nb. and diameter of fans :	4 x 300 mm
Air flow-rate :	5870 m3/h
Pressure :	0 Pa
Air throw :	23 m

Thermal capacity (per unit)

Capacity per unit :	8,5 kW
Delta T1 :	8

Electrical characteristics (per unit)

Rotation speed :	1350 tr/min
Maximum input power :	4 x 73 W
Maximum operating current :	4 x 0,32 A
Motor coupling :	-
Voltage/ Nb Phases / Frequency :	230V / 1 / 50-60Hz

Coil characteristics (per unit)

Surface :	22.7 m ²
Volume :	5,2 dm ³
Fin spacing :	6 mm

Standard defrost characteristics

Defrost power :	6900 W
Defrost current :	10 A
Voltage/ Nb Phases / Frequency :	400V / 3 / 50Hz
Number of elements :	5 + 1

Dimensional characteristics (per unit)

Empty net weight :	52 kg
Packaging (L/D/H) :	2080 / 630 / 600 mm
Packed unit weight :	81 kg
Standard packaging :	Pallet

(1) The average acoustic pressure level in dB(A) measured at 4 m, at fan height, in direct line of sight on a reflective surface, are given as an example. Only the acoustic pressure spectrum and Lw value, are contractually binding and may be used to evaluate the pressure characteristics at the property boundaries.

FRIGA-BOHN

42, Rue Roger SALENGRO BP 205

69 741 GENAS - FRANCE

Tel. : +33(0)472 471 444 - Fax : +33(0)472 471 399

Email : customer.serv@lennoxemea.com



Customer : José Fidalgo

Proposal ref. : T.F.M.

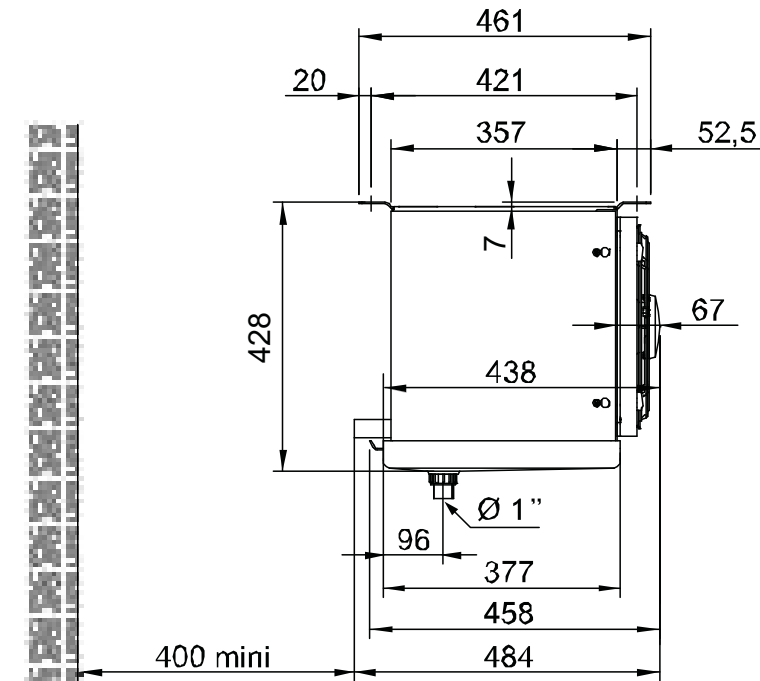
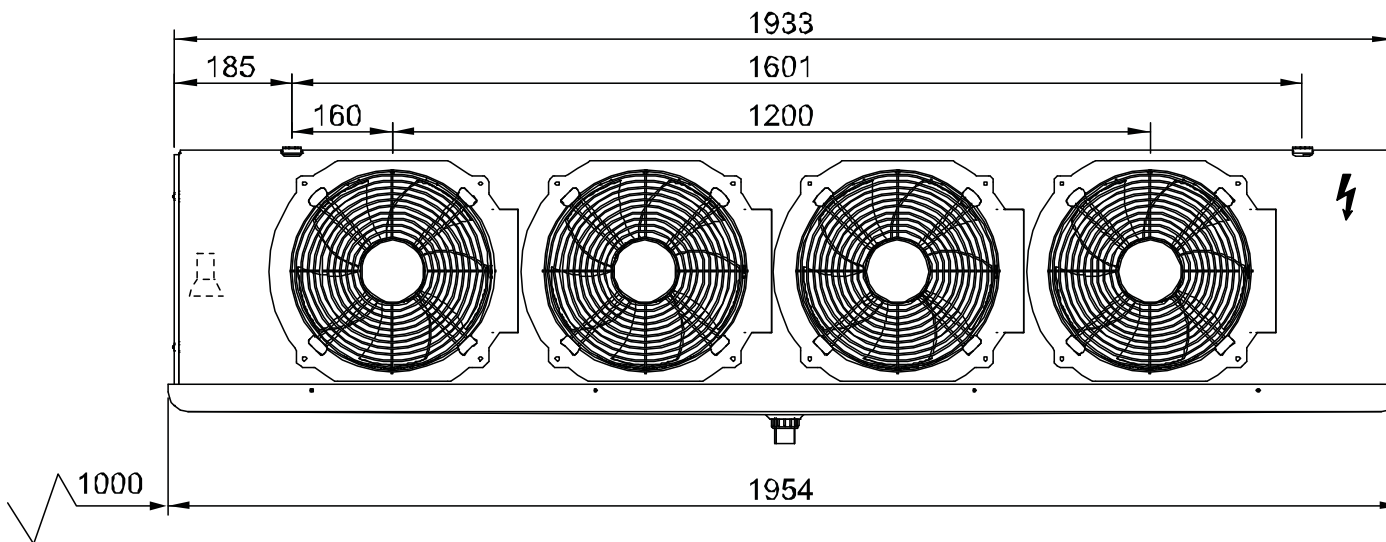
Item : **C-Congelados-CO2** - Typ : **Cubic**

Date 25/02/2017

Version : 2.07

Model : 3C-A 3444 C

(Drawings are only indicative)



FRIGA-BOHN

42, Rue Roger SALENGRO BP 205

69 741 GENAS - FRANCE

Tel. : +33(0)472 471 444 - Fax : +33(0)472 471 399

Email : customer.serv@lennoxemea.com

FRIGA-BOHN

Customer : José Fidalgo

Proposal ref. : T.F.M.

Item : **C.Frutas-R134a** - Typ : **:Cubic**

Date 25/02/2017

Version : 2.07

**Model : 3C-A 3344 R****Total capacity : 19,2 kW****Delta T1 :10****Operating conditions**

Refrigerant :	R134a
Room temperature :	4 °C
Unit number :	2

Thermal capacity (per unit)

Capacity per unit :	9,6 kW
Delta T1 :	10

Coil characteristics (per unit)

Surface :	24.6 m ²
Volume :	3,9 dm ³
Fin spacing :	4 mm

Dimensional characteristics (per unit)

Empty net weight :	43 kg
Packaging (L/D/H) :	1650 / 515 / 540 mm
Packed unit weight :	53 kg
Standard packaging :	Cardboard box

Aeraulic characteristics (per unit)

Nb. and diameter of fans :	3 x 300 mm
Air flow-rate :	4100 m ³ /h
Pressure :	0 Pa
Air throw :	19 m

Electrical characteristics (per unit)

Rotation speed :	1350 tr/min
Maximum input power :	3 x 73 W
Maximum operating current :	3 x 0,32 A
Motor coupling :	-
Voltage/ Nb Phases / Frequency :	230V / 1 / 50-60Hz

(1) The average acoustic pressure level in dB(A) measured at 4 m, at fan height, in direct line of sight on a reflective surface, are given as an example. Only the acoustic pressure spectrum and Lw value, are contractually binding and may be used to evaluate the pressure characteristics at the property boundaries.

All prices are retail prices 2016. Our proposals, quotes and order acceptances are subject to our general terms of sale which may be consulted on the CD-ROM.

FRIGA-BOHN

42, Rue Roger SALENGRO BP 205

69 741 GENAS - FRANCE

Tel. : +33(0)472 471 444 - Fax : +33(0)472 471 399

Email : customer.serv@lennoxemea.com



Customer : José Fidalgo

Proposal ref. : T.F.M.

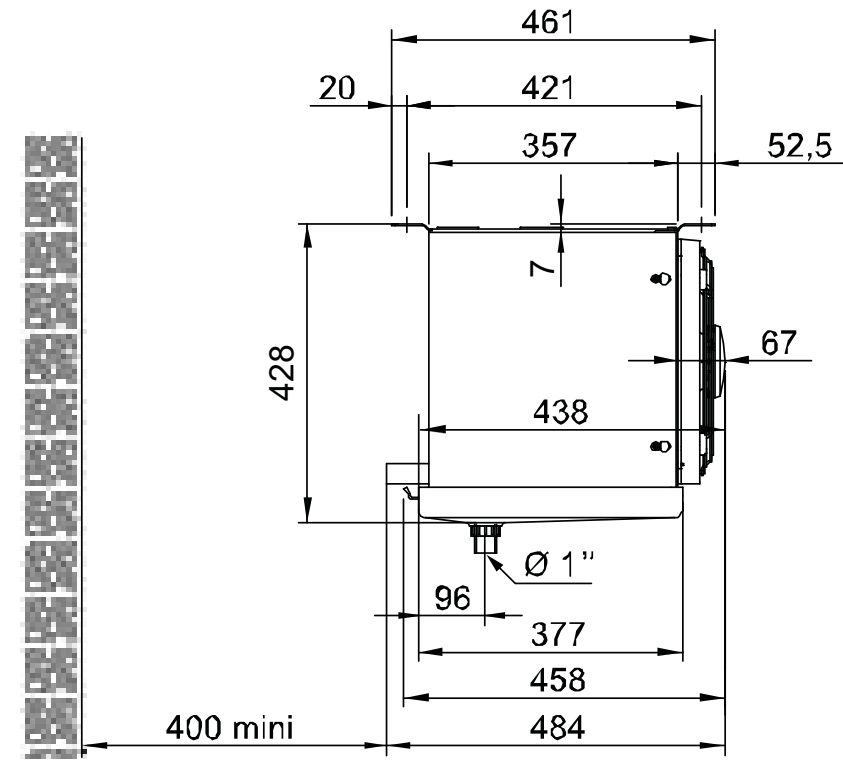
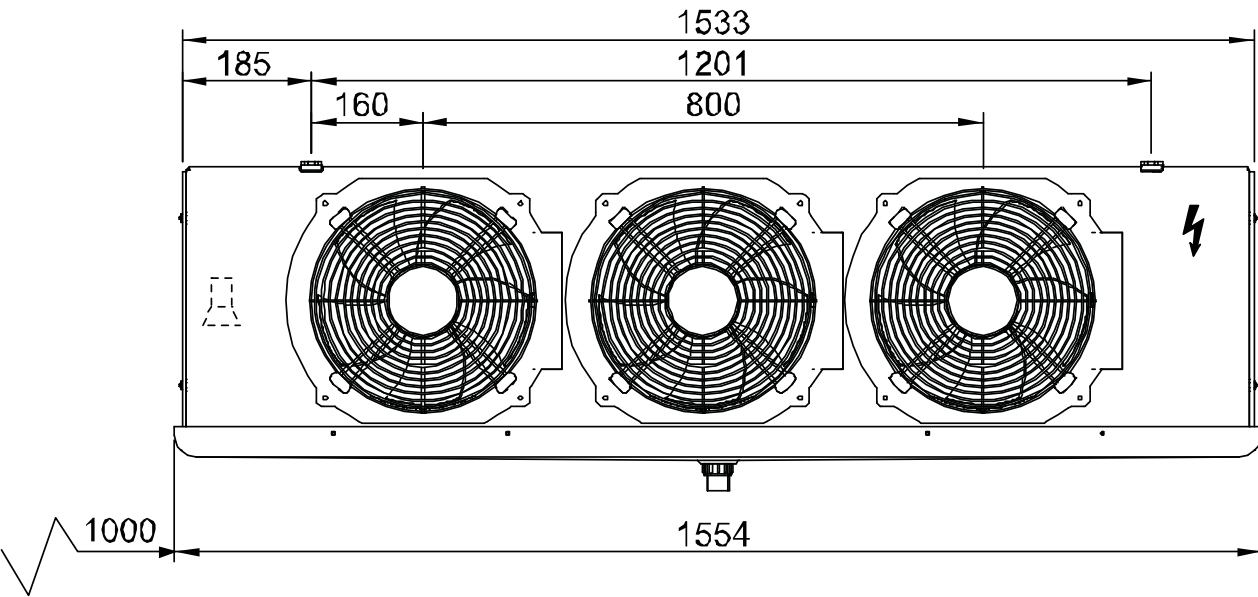
Item : C.Frutas-R134a - Typ : :Cubic

Date 25/02/2017

Version : 2.07

Model : 3C-A 3344 R

(Drawings are only indicative)



In = 5/8 - Out = 7/8

All prices are retail prices 2016. Our proposals, quotes and order acceptances are subject to our general terms of sale which may be consulted on the CD-ROM.



FRIGA-BOHN

42, Rue Roger SALENGRO BP 205

69 741 GENAS - FRANCE

Tel. : +33(0)472 471 444 - Fax : +33(0)472 471 399

Email : customer.serv@lennoxemea.com

FRIGA-BOHN

Customer : José Fidalgo

Proposal ref. : T.F.M.

Item : **C.Lacticínios-R134a** - Typ : **Cubic**

Date 25/02/2017

Version : 2.07

**Model : 3C-A 4263 R****Total capacity : 23,6 kW****Delta T1 :8****Operating conditions**

Refrigerant :	R134a
Room temperature :	2 °C
Unit number :	2

Aeraulic characteristics (per unit)

Nb. and diameter of fans :	2 x 450 mm
Air flow-rate :	11740 m3/h
Pressure :	0 Pa
Air throw :	32 m

Thermal capacity (per unit)

Capacity per unit :	11,8 kW
Delta T1 :	8

Electrical characteristics (per unit)

Rotation speed :	1370 tr/min
Maximum input power :	2 x 500 W
Maximum operating current :	2 x 1, A
Motor coupling :	Delta
Voltage/ Nb Phases / Frequency :	400V / 3 / 50Hz

Coil characteristics (per unit)

Surface :	27.6 m ²
Volume :	4,4 dm ³
Fin spacing :	4 mm

Dimensional characteristics (per unit)

Empty net weight :	58 kg
Packaging (L/D/H) :	1720 / 750 / 750 mm
Packed unit weight :	93 kg
Standard packaging :	Pallet

(1) The average acoustic pressure level in dB(A) measured at 4 m, at fan height, in direct line of sight on a reflective surface, are given as an example. Only the acoustic pressure spectrum and Lw value, are contractually binding and may be used to evaluate the pressure characteristics at the property boundaries.

FRIGA-BOHN

42, Rue Roger SALENGRO BP 205

69 741 GENAS - FRANCE

Tel. : +33(0)472 471 444 - Fax : +33(0)472 471 399

Email : customer.serv@lennoxemea.com

FRIGA-BOHN

Customer : José Fidalgo

Proposal ref. : T.F.M.

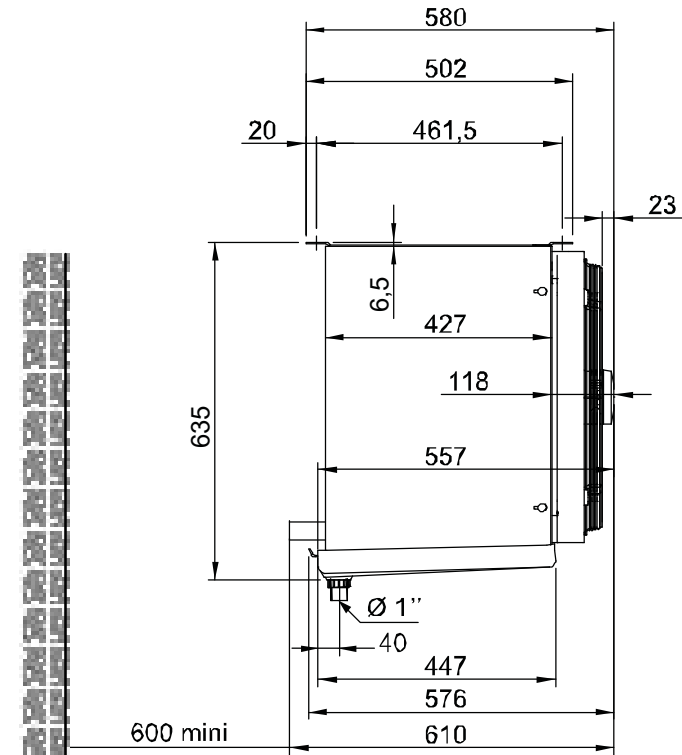
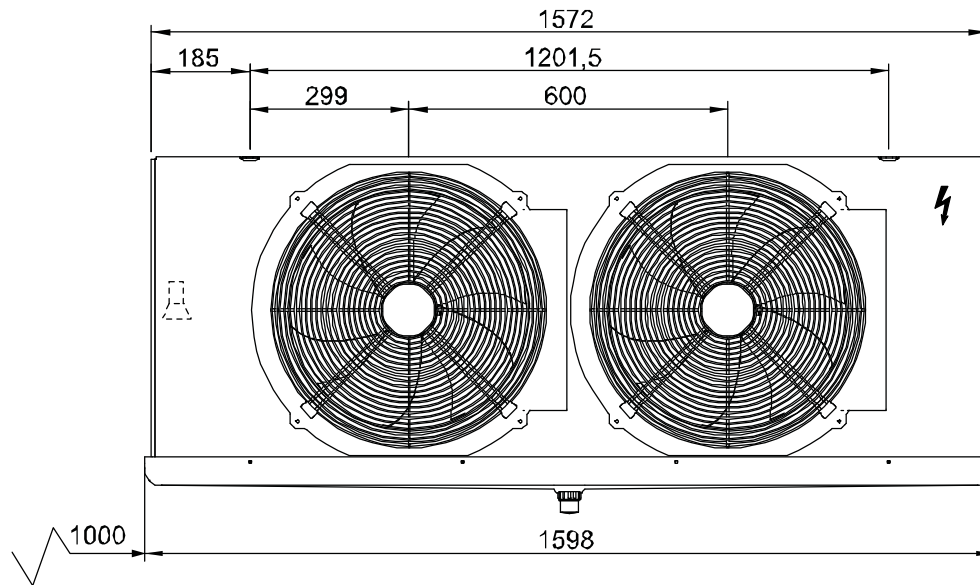
Item : **C.Lacticínios-R134a** - Typ : **Cubic**

Date 25/02/2017

Version : 2.07

Model : 3C-A 4263 R

(Drawings are only indicative)



In = 7/8 - Out = 1" 3/8

FRIGA-BOHN

42, Rue Roger SALENGRO BP 205
 69 741 GENAS - FRANCE
 Tel. : +33(0)472 471 444 - Fax : +33(0)472 471 399
 Email : customer.serv@lennoxemea.com

FRIGA-BOHN

Customer : José Fidalgo

Proposal ref. : T.F.M.

Date 25/02/2017

Version : 2.07

Item : **C.Expedição-R134a** - Typ : **Dual discharge****Model : TA 7R 6P****Total capacity : 17,8 kW****Delta T1 :12**

* Attention : Delta T1 high. Contact us for validation.

Operating conditions

Refrigerant :	R134a
Room temperature :	10 °C
Unit number :	1

Thermal capacity (per unit)

Capacity per unit :	17,8 kW
Delta T1 :	12

Coil characteristics (per unit)

Surface :	60.91 m ²
Volume :	8,92 dm ³
Fin spacing :	3.63 mm

Dimensional characteristics (per unit)

Empty net weight :	55 kg
Packaging (L/D/H) :	2470 / 880 / 570 mm
Packed unit weight :	82 kg
Standard packaging :	Cardboard on pallet

Aeraulic characteristics (per unit)

Nb. and diameter of fans :	4 x 350 mm
Air flow-rate :	5200 m ³ /h
Pressure :	0 Pa
Air throw :	2x7 m
Lp (at 4m) :	35 dB(A)

Electrical characteristics (per unit)

Rotation speed :	1000 tr/min
Maximum input power :	4 x 120 W
Maximum operating current :	4 x 0,6 A
Motor coupling :	-
Voltage/ Nb Phases / Frequency :	230V / 1 / 50Hz

(1) The average acoustic pressure level in dB(A) measured at 4 m, at fan height, in direct line of sight on a reflective surface, are given as an example. Only the acoustic pressure spectrum and Lw value, are contractually binding and may be used to evaluate the pressure characteristics at the property boundaries.

FRIGA-BOHN

42, Rue Roger SALENGRO BP 205

69 741 GENAS - FRANCE

Tel. : +33(0)472 471 444 - Fax : +33(0)472 471 399

Email : customer.serv@lennoxemea.com

FRIGA-BOHN

Customer : José Fidalgo

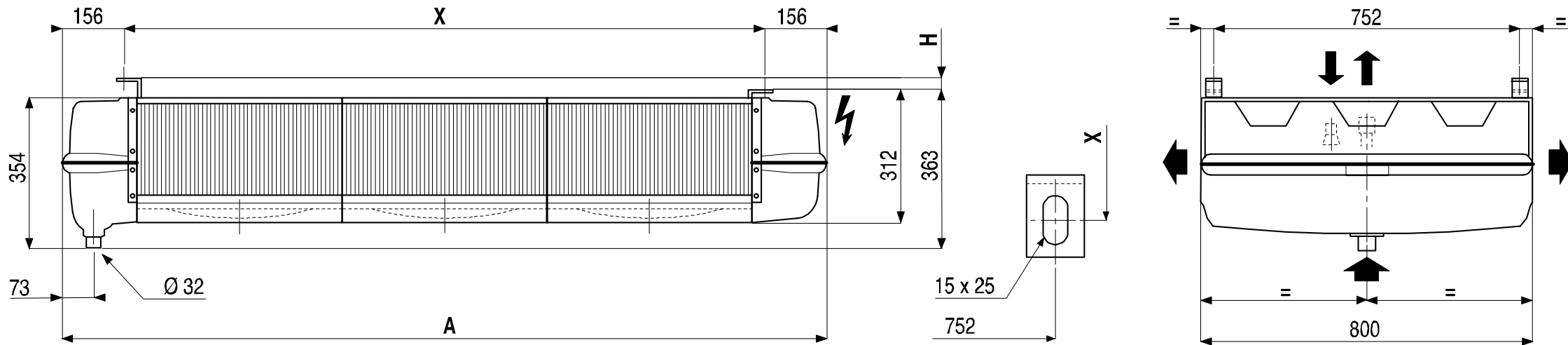
Proposal ref. : T.F.M.

Item : **C.Expedição-R134a** - Typ : **Dual discharge**

Date 25/02/2017

Version : 2.07

TA (Drawings are only indicative)



A = 2366 ; H = 35 ; X = 2060 ; In = D 5/8" ; Out ; = 1 1/8"

All prices are retail prices 2016. Our proposals, quotes and order acceptances are subject to our general terms of sale which may be consulted on the CD-ROM.

FRIGA-BOHN

42, Rue Roger SALENGRO BP 205

69 741 GENAS - FRANCE

Tel. : +33(0)472 471 444 - Fax : +33(0)472 471 399

Email : customer.serv@lennoxemea.com

FRIGA-BOHN

Customer : José Fidalgo

Proposal ref. : T.F.M.

Date 25/02/2017

Version : 2.07

Item : **C.Receção-R134a** - Typ : : **Dual discharge****Model : TA 1L 4P****Total capacity : 4,9 kW****Delta T1 :12**

* Attention : Delta T1 high. Contact us for validation.

Operating conditions

Refrigerant :	R134a
Room temperature :	10 °C
Unit number :	1

Thermal capacity (per unit)

Capacity per unit :	4,9 kW
Delta T1 :	12

Coil characteristics (per unit)

Surface :	11.33 m ²
Volume :	2,79 dm ³
Fin spacing :	6.35 mm

Dimensional characteristics (per unit)

Empty net weight :	21 kg
Packaging (L/D/H) :	960 / 880 / 570 mm
Packed unit weight :	32 kg
Standard packaging :	Cardboard on pallet

Aeraulic characteristics (per unit)

Nb. and diameter of fans :	1 x 350 mm
Air flow-rate :	1980 m ³ /h
Pressure :	0 Pa
Air throw :	2x11 m
Lp (at 4m) :	39 dB(A)

Electrical characteristics (per unit)

Rotation speed :	1500 tr/min
Maximum input power :	1 x 220 W
Maximum operating current :	1 x 1,1 A
Motor coupling :	-
Voltage/ Nb Phases / Frequency :	230V / 1 / 50Hz

(1) The average acoustic pressure level in dB(A) measured at 4 m, at fan height, in direct line of sight on a reflective surface, are given as an example. Only the acoustic pressure spectrum and Lw value, are contractually binding and may be used to evaluate the pressure characteristics at the property boundaries.

FRIGA-BOHN

42, Rue Roger SALENGRO BP 205

69 741 GENAS - FRANCE

Tel. : +33(0)472 471 444 - Fax : +33(0)472 471 399

Email : customer.serv@lennoxemea.com

FRIGA-BOHN

Customer : José Fidalgo

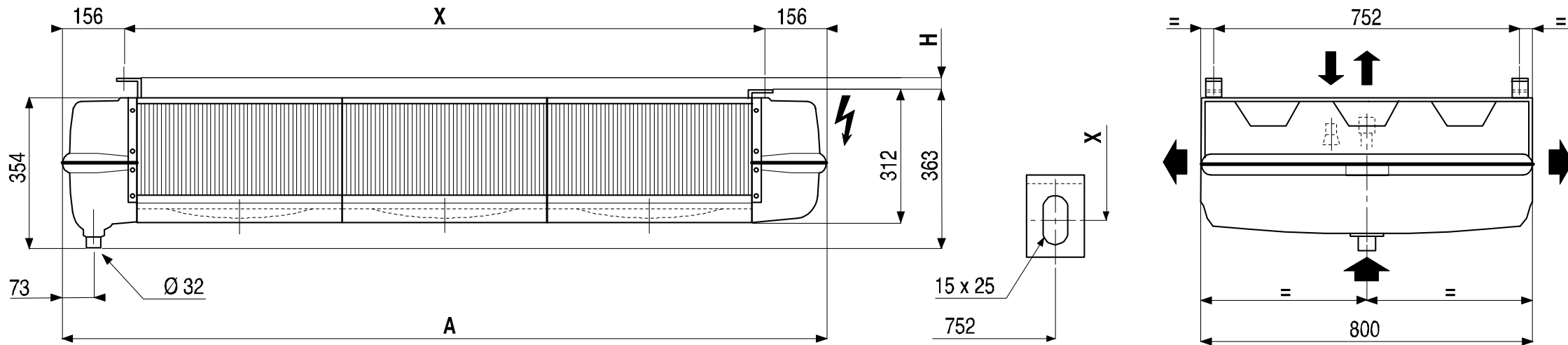
Proposal ref. : T.F.M.

Item : **C.Receção-R134a** - Typ : : **Dual discharge**

Date 25/02/2017

Version : 2.07

TA (Drawings are only indicative)



A = 866 ; H = 17.5 ; X = 560 ; In = D 5/8" ; Out ; = 5/8"

All prices are retail prices 2016. Our proposals, quotes and order acceptances are subject to our general terms of sale which may be consulted on the CD-ROM.

FRIGA-BOHN

42, Rue Roger SALENGRO BP 205
69 741 GENAS - FRANCE
Tel. : +33(0)472 471 444 - Fax : +33(0)472 471 399
Email : customer.serv@lennoxemea.com

FRIGA-BOHN

Customer : José Fidalgo

Proposal ref. : T.F.M.

Date 25/02/2017

Version : 2.07

Item : **S.Lixo-R134a** - Typ : : **Dual discharge**



Model : TA 1L 8P



Total capacity : 3,2 kW

Delta T1 :12

* Attention : Delta T1 high. Contact us for validation.

Operating conditions

Refrigerant :	R134a
Room temperature :	12 °C
Unit number :	1

Thermal capacity (per unit)

Capacity per unit :	3,2 kW
Delta T1 :	12

Coil characteristics (per unit)

Surface :	11.33 m ²
Volume :	2,79 dm ³
Fin spacing :	6.35 mm

Dimensional characteristics (per unit)

Empty net weight :	21 kg
Packaging (L/D/H) :	960 / 880 / 570 mm
Packed unit weight :	32 kg
Standard packaging :	Cardboard on pallet

Aeraulic characteristics (per unit)

Nb. and diameter of fans :	1 x 350 mm
Air flow-rate :	1010 m ³ /h
Pressure :	0 Pa
Air throw :	2x5 m
Lp (at 4m) :	22 dB(A)

Electrical characteristics (per unit)

Rotation speed :	750 tr/min
Maximum input power :	1 x 90 W
Maximum operating current :	1 x 0,4 A
Motor coupling :	-
Voltage/ Nb Phases / Frequency :	230V / 1 / 50Hz

(1) The average acoustic pressure level in dB(A) measured at 4 m, at fan height, in direct line of sight on a reflective surface, are given as an example. Only the acoustic pressure spectrum and Lw value, are contractually binding and may be used to evaluate the pressure characteristics at the property boundaries.

FRIGA-BOHN

42, Rue Roger SALENGRO BP 205

69 741 GENAS - FRANCE

Tel. : +33(0)472 471 444 - Fax : +33(0)472 471 399

Email : customer.serv@lennoxemea.com

FRIGA-BOHN

Customer : José Fidalgo

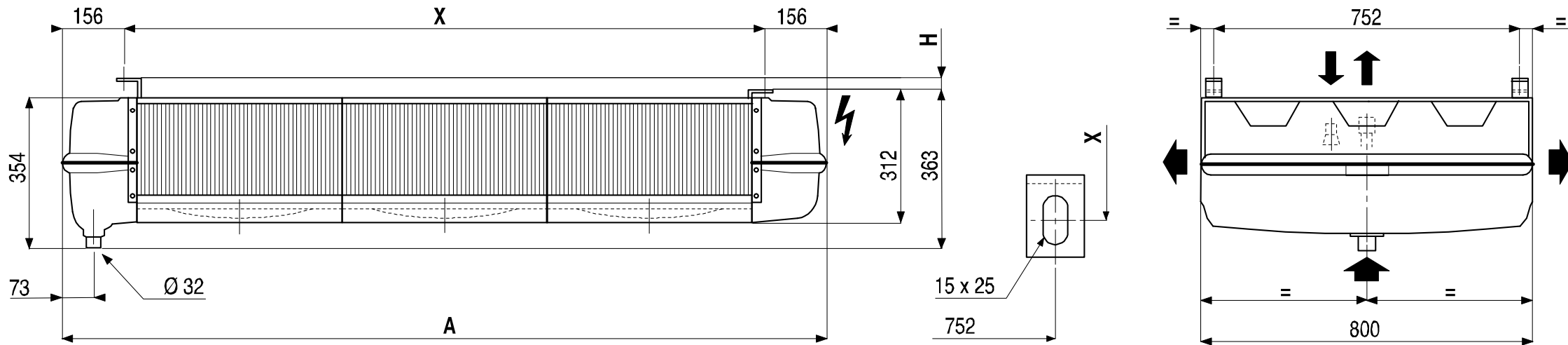
Proposal ref. : T.F.M.

Item : **S.Lixo-R134a** - Typ : : **Dual discharge**

Date 25/02/2017

Version : 2.07

TA (Drawings are only indicative)



A = 866 ; H = 17.5 ; X = 560 ; In = D 5/8" ; Out ; = 5/8"

All prices are retail prices 2016. Our proposals, quotes and order acceptances are subject to our general terms of sale which may be consulted on the CD-ROM.

**ANEXO III – Seleções para a
instalação transcrito (CO₂)**

Esta página foi propositadamente deixada em branco



BITZER Dados de Saída

criado por : 25/02/2017 16:18:54



Tabela de conteúdo

Examinar projeto.....	3
Seleção do compressor: CO2 sistema-booster.....	4
PH Diagram.....	7
Dados Técnicos: 2HSL-3K.....	8
Dados Técnicos: 4HTC-20K.....	9
CO2 sistema-booster.....	10



José Fidalgo
T.F.M.
Central Booster-CO2 Transcrítico

BITZER Software v6.6.0 rev1719

25/02/2017 / Todos os dados são suscetíveis de mudança

3 / 11

Examinar projeto

Compressores selecionados

CO2 sistema-booster

4x	4HTC-20K
2x	2HSL-3K



José Fidalgo
T.F.M.
Central Booster-CO2 Transcrítico

BITZER Software v6.6.0 rev1719

25/02/2017 / Todos os dados são suscetíveis de mudança

4 / 11

Seleção do compressor: CO2 sistema-booster

Valores de entrada	BT-estágio	MT-estágio		BT-estágio	MT-estágio
Sistema	Flash gás By-pass	Subresfriamento externo		0 K	0 K
Série	Padrão	Padrão + IF ext.	Superaquecimento do gás	8,00K	8,00K
			Sucção		
Modo de operação	subcrítico	Transcrítico	Superaquecimento útil	2,00K	2,00K
Número de compressores	2	4	desuperaquecedor	--	--
Temp. Evaporação SST	-28,00 °C	-6,00 °C	IHX estágio baixa temp.	10,00K	
Alta pressão		102,0 bar	Frequência de	50Hz	
			alimentação		
Pressão intermediária		38,0 bar	Tensão de alimentação	400V	
saída resfriador gasoso		44,0 °C			

Resultado

Compressor	MT-estágio	4HTC-20K	4HTC-20K	4HTC-20K	4HTC-20K
Frequência do compressor	--	70,0 Hz	--	--	--
Capacidade Evaporador	66,4 kW	21,7 kW	14,88 kW	14,88 kW	14,88 kW
Relação	--	32,7 %	22,4 %	22,4 %	22,4 %
capacidade do resfriador gasoso	158,0 kW	51,7 kW	35,4 kW	35,4 kW	35,4 kW
Potência absorvida	69,0 kW	22,2 kW	15,60 kW	15,60 kW	15,60 kW
Corrente (400V)	116,2 A	36,7 A	26,5 A	26,5 A	26,5 A
Faixa de Tensão	--	380-420V	380-420V	380-420V	380-420V
Vazão em massa	2966 kg/h	971 kg/h	665 kg/h	665 kg/h	665 kg/h
fluxo massa flash gás	1698 kg/h	--	--	--	--
Superaquecimento total	5,66 K	5,66 K	5,66 K	5,66 K	5,66 K
Temp. gás de Descarga não resfriado	116,3 °C	115,3 °C	116,8 °C	116,8 °C	116,8 °C
alta pressão opcional	108,4 bar(a)	--	--	--	--

Compressor	BT-estágio	2HSL-3K	2HSL-3K
Frequência do compressor	--	--	--
Capacidade Evaporador	18,11 kW	9,06 kW	9,06 kW
Relação	--	50,0 %	50,0 %
Potência absorvida	3,59 kW	1,80 kW	1,80 kW
Corrente (400V)	7,48 A	3,74 A	3,74 A
Faixa de Tensão	--	380-420V	380-420V
Vazão em massa	262 kg/h	131,2 kg/h	131,2 kg/h
Superaquecimento total	19,95 K	19,95 K	19,95 K
Temp. gás de Descarga não resfriado	55,0 °C	55,0 °C	55,0 °C

MT-estágio: Dados Provisórios

MT-estágio: *Consumo de energia na entrada do inversor de frequência dos compressores na entrada

MT-estágio: Superaquecimento total menor que 10K/18°F



José Fidalgo
T.F.M.
Central Booster-CO2 Transcrítico

BITZER Software v6.6.0 rev1719

25/02/2017 / Todos os dados são suscetíveis de mudança

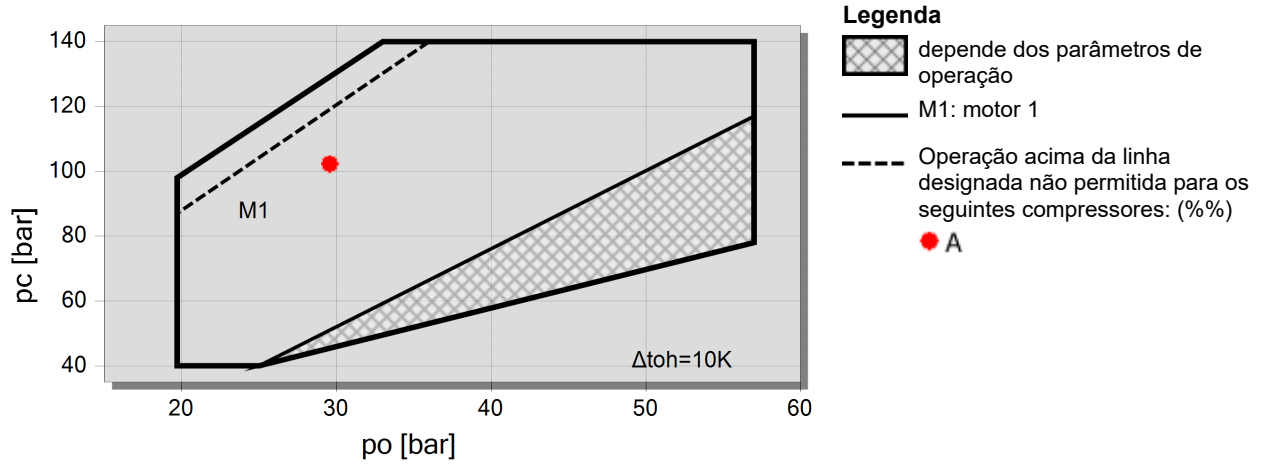
5 / 11

BT-estágio: Dados Provisórios

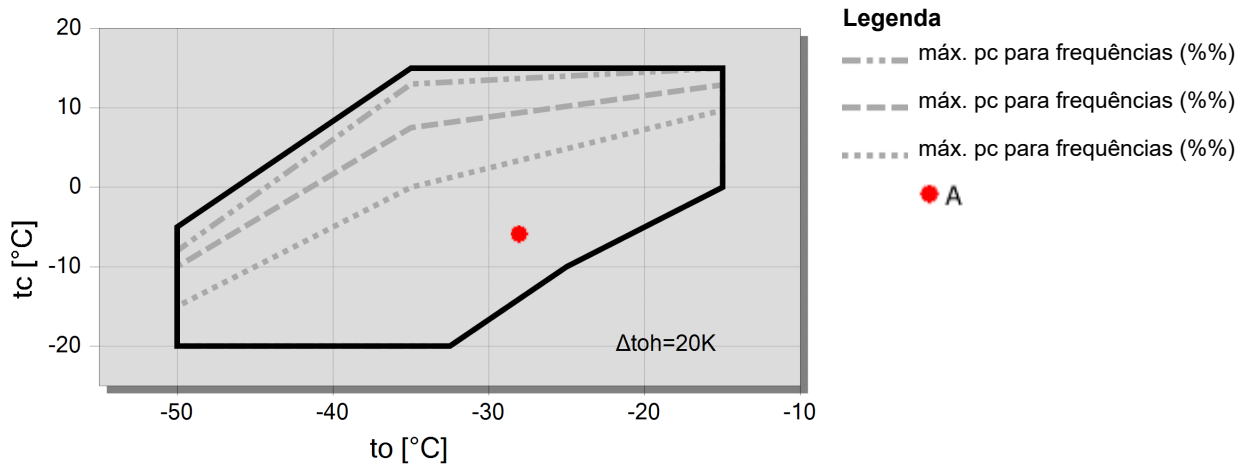
BT-estágio: Temperatura de descarga mínima 50°C (122°F)



Limites de aplicação 4HTC-20K

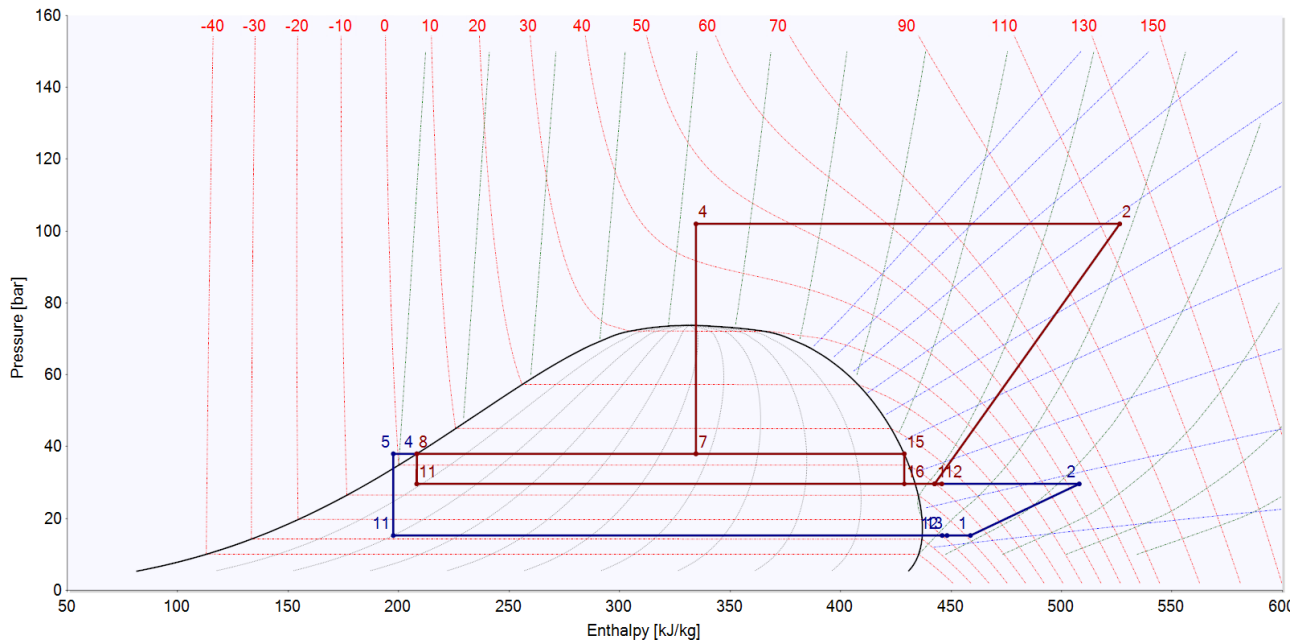


Limites de aplicação 2HSL-3K





PH Diagram



BT-estágio

- 1 - 2 Compression
- 4 - 5 IHX Subcooling
- 5 - 11 Expansion
- 11 - 12 Evaporation
- 12 - 13 Superheat suction line
- 13 - 1 IHX Superheat

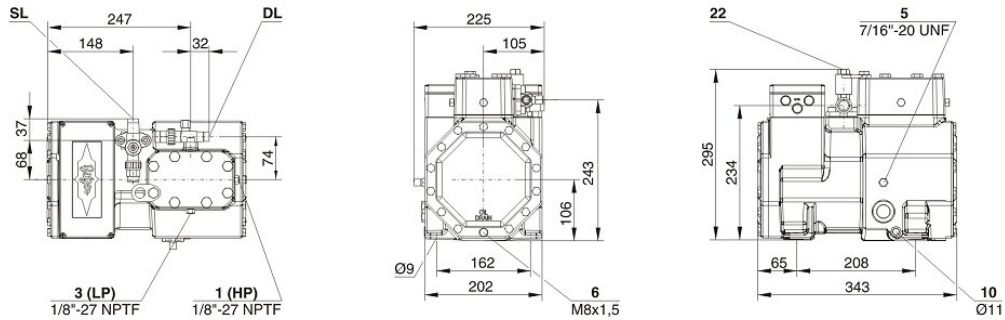
MT-estágio

- 1 - 2 Compression
- 2 - 4 Gas cooling/Condensation
- 4 - 7 Expansion to intermediate pressure
- 7 - 8 Intermediate receiver: liquid outlet
- 8 - 11 Expansion to evaporation pressure
- 11 - 12 Evaporation
- 12 - 1 Total superheat
- 7 - 15 Intermediate receiver: gas outlet
- 15 - 16 Expansion to evaporation pressure



Dados Técnicos: 2HSL-3K

Dimensões e Conexões



Dados Técnicos

dados técnico

Deslocamento LP/HP (1450 RPM)	4,34 m ³ /h
Deslocamento LP/HP (1750 RPM)	5,24 m ³ /h
No. de cilindros x diâmetro x curso	2 x 38 mm x 22 mm
Peso	50 kg
Pressão máxima (LP/H)	30 / 53 bar
Conexão da linha de sucção	16 mm - 5/8"
Conexão da linha de descarga	12 mm - 1/2"
Tipo de óleo R744 (CO2)	BSE60K (Standard) BSE85K, BSG68K (Option)

dados motor

Motor versão	1
Voltagem do motor (outras sob consulta)	380-420V -50Hz
Máxima corrente de trabalho	6.0 A
Corrente de partida (rotor bloqueado)	25.5 A

extensão do fornecimento

Proteção do motor	SE-B1
Classe da proteção	IP65
Coxins	Standard
Carga de óleo	1,00 dm ³

opções disponíveis

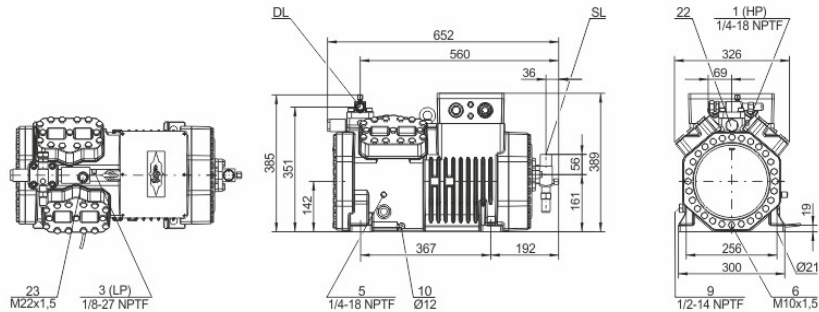
Resistência de aquecimento de óleo	0.60 W PTC (Option)
------------------------------------	---------------------

medição sonora



Dados Técnicos: 4HTC-20K

Dimensões e Conexões



Dados Técnicos

dados técnico

Deslocamento LP/HP (1450 RPM)	12,0 m3/h
Deslocamento LP/HP (1750 RPM)	14,5 m3/h
No. de cilindros x diâmetro x curso	4 x 41mm x 26mm
Peso	165 kg
Pressão máxima (LP/H)	100/160 bar
Conexão da linha de sucção	28 mm - 1 1/8"
Conexão da linha de descarga	18 mm - 3/4"
Tipo de óleo R744 (CO2)	BSE85K (Standard), p0>40bar, pc>120bar: BSG68K (Option)

dados motor

Motor versão	1
Voltagem do motor (outras sob consulta)	380-420V -50Hz
Máxima corrente de trabalho	39.2 A
Relação de torque	50/50
Corrente de partida (rotor bloqueado)	97.0 A Y / 158.0 A YY

extensão do fornecimento

Proteção do motor	SE-B1
Classe da proteção	IP65
Coxins	Standard
Carga de óleo	2,60 dm ³
Resistência de aquecimento de óleo	0..140 W PTC (Standard)

opções disponíveis

Conexão da linha de sucção	Weld DN28
Válvula de descarga	Swagelok DN16, Braze DN16, Weld DN16
Monitoramento do nível de óleo	OLC-K1 (Option)

medição sonora

Nível de potência sonora (-10°C / 90bar)	83 dB(A) @ 50Hz
Nível de pressão sonora @ 1m (-10°C / 90bar)	75 dB(A) @ 50Hz



Design remarks of CO2 Booster Systems

The design of CO2 booster systems is influenced by many factors. Different system configurations and the operating conditions especially at part load are the main factors that influence the system performance and the right choice of the compressors. In the following, the most important remarks regarding the design of such a system are listed.

Flash Gas Bypass Booster System

In a CO2 booster system, the refrigerant is expanded by means of a high pressure control valve into a liquid receiver on an intermediate pressure level. The liquid receiver mainly acts as a phase separator and buffer. The saturated liquid refrigerant from the liquid receiver is used to supply the medium- and low-temperature evaporators. The, ideally saturated, flash gas is further expanded to MT-stage pressure level by means of a back pressure control valve and routed to the MT compressors. This flash gas bypass operation reduces both the operating pressure inside the receiver and adjacent components in the liquid line plus the mass flow rate from the intermediate pressure vessel to the evaporators.

Flash gas Bypass

The flash gas that is generated during the expansion process in the intermediate receiver has to be bypassed to the MT suction line in order to maintain the liquid receiver on a constant level. Depending on the pressure difference of the intermediate receiver to the MT stage, a certain amount of liquid is generated while bypassing the saturated flash gas to a lower pressure level.

Attention: Liquid operation can occur!

In order to minimize the risk of liquid slugging, it is recommended to use a flash gas bypass heat exchanger in order to evaporate the generated liquid during expansion of the flash gas. This heat exchanger can exchange heat between any other refrigerant stream that contains warmer fluid with a sufficient heating capacity (e.g. liquid refrigerant out of the intermediate receiver or gas cooler outlet – Attention: Patents have to be considered).

Mixing Point

In the suction line of the MT compressors, three different refrigerant streams are mixed to one MT suction mass flow

- * Bypassed flash gas out of the liquid receiver
- * Discharge gas from the LT stage compressor(s)
- * Superheated gas from the MT evaporators

Mixing those streams can result in either insufficient or excessive suction gas superheat, depending on the load ratio of the system (MT-Load / LT-Load), the ambient temperature (amount of produced flash gas) and the intermediate pressure level (amount of liquefied flash gas). Therefore, it is mandatory to also check the worst case scenarios in part load of both, the LT and MT stage as well as the operation at low ambient temperatures.

Scenario 1: Low load at MT stage, high load at LT stage, low ambient temperatures

- * Low ambient temperature: Low amount of flash gas– less “cold” flash gas at mixing point
- * Low MT load: Less “cold” gas from MT evaporators
- * High LT load: More “hot” discharge gas from LT compressors

→ Tendency for higher suction gas superheat

→ Motor cooling can be insufficient! It has to be ensured that the suction gas superheat is within the limits (max. 40K resulting superheat, VARISPEED: 20K). A discharge gas desuperheater downstream of the LT compressors reduces the total suction gas superheat in the MT stage.

Scenario 2: High load at MT stage, low load at LT stage, high ambient temperatures

- * High ambient temperature: Large amount of flash gas– more “cold” or even liquid flash gas at mixing point – liquid refrigerant has to be evaporated before mixing point.
- * High MT load: More “cold” gas from MT evaporators
- * Low LT load: Less “hot” discharge gas from LT compressors

→ Lower suction gas superheat, liquid slugging can occur

→ Liquid operation will harm the compressors (low oil temperature, reduction of oil viscosity, foaming, liquid hammer, oil washout). It has to be ensured that the suction gas superheat is within the limits (min. 10K). Flash gas superheating via internal heat exchanger is recommended.

Szenario 3: Geringe NK-Last, geringe TK-Last, geringe Umgebungstemperatur (Winterbetrieb)

- * Low overall load (night time, winter)

→ On / off cycling reduces system stability and compressor lifetime due to less effective lubrication.

→ Compressor selection has to be made for the lowest possible load ratio in order to ideally operate at least one compressor per stage continuously.

Compressor selection



Compressors can be selected manually or automatically by the software. Generally, the first compressor (lead compressor) is operated with a frequency inverter (selection of VARIPACK or VARISPEED) to ensure a stable operation point. For smooth operation and stepless capacity control, it is recommended that the displacement of the lead compressor within its approved frequency range is comparable to the displacement of the next fixed speed compressor. When switching off the fixed speed compressor, this capacity gap should be compensated by the lead compressor. Also a combination of uneven compressor displacements will help to adapt the cooling capacity as good as possible. It is recommended to choose a proper amount of compressors in order to reach the lowest cooling capacity possible without excessive cycling of the compressors.

Please keep in mind, that the application limits shown in the BITZER Software are valid for a fixed superheat of 20K for LT compressors and 10K for MT compressors. The total superheat at each stage should be in between the allowed limits (10K – 40K, VARISPEED 20K). Too high superheat or the use of a frequency inverter can restrain the application limits. Possible frequency inverter limitations can be observed in the VARIPACK selection in the accessories menu.

Due to the generally low pressure ratio of the LT compressors, it is highly recommended to use an internal suction gas heat exchanger in order to maintain a proper superheat to increase the discharge- and oil temperatures. This is also a measure to protect the compressors against liquid operation at high load fluctuations, hot gas defrost or malfunctioning expansion valves.

All compressors are supposed to be equipped with an active oil management system with high pressure oil separator and low pressure oil reservoir in order to ensure a reliable compressor operation.

More Information regarding the safe and reliable operation of CO2 systems can be found in the documentation KB-130, KP-130 and the publications: Designing, calculation and simulation of booster refrigeration systems with CO2 and Operating behavior of CO2 booster systems. Furthermore, BITZER offers trainings for designing and operating sub- and transcritical CO2 systems.

FRIGA-BOHN - -

42, Rue Roger SALENGRO BP 205

69 741 GENAS - FRANCE

Tel. : +33(0)472 471 444 - Fax : +33(0)472 471 399

Email : customer.serv@lennoxemea.com

FRIGA-BOHN

Customer : José Fidalgo

Proposal ref. : T.F.M.

Version : 2.07

Date 25/02/2017

UNIT COOLERS

	Poste	Room temp.	Delta T1	Unit Capacity	Number	Model	Typ	Fin spacing	Defrost power	Nb. x Diam. Fan/Unit	Rotation speed	Unit price	Total price with options
		°C		kW				mm	W	mm	RPM	€	€
1	C-Congelados-CO2	-20	8	17	2	3C-A 3444 C	Cubic	6	6900	4 x 300	1350	-	-
2	C.Frutas-CO2	4	10	19	2	3C-A 3343 R	Cubic	4	-	3 x 300	1350	-	-
3	C.Lacticínios-CO2	2	8	23,8	2	3C-A 3445 R	Cubic	4	-	4 x 300	1350	-	-
4	Cais.Receção-CO2	10	12	4,9	1	TA 1R 6P	Dual discharge	3.63	-	1 x 350	1000	-	-
5	Cais.Expedição-CO2	10	12	17,2	1	TA 7L 6P	Dual discharge	6.35	-	4 x 350	1000	-	-
6	S.Lixos-CO2	12	12	3,6	1	TA 1L 8P	Dual discharge	6.35	-	1 x 350	750	-	-

(*) measured at a line-of-sight to reflecting parallelepiped surface (According to standart EN 13487).(*) et (**) are given as an example. Only the acoustic pressure spectrum and Lw value, are contractually binding.

All prices are retail prices 2016. Our proposals, quotes and order acceptances are subject to our general terms of sale which may be consulted on the CD-ROM.

FRIGA-BOHN

42, Rue Roger SALENGRO BP 205
 69 741 GENAS - FRANCE
 Tel. : +33(0)472 471 444 - Fax : +33(0)472 471 399
 Email : customer.serv@lennoxemea.com

FRIGA-BOHN

Customer : José Fidalgo

Proposal ref. : T.F.M.

Date 25/02/2017

Version : 2.07

Item : **C-Congelados-CO2** - Typ : :Cubic**Model : 3C-A 3444 C****Total capacity : 17 kW****Delta T1 :8****Operating conditions**

Refrigerant :	CO2
Room temperature :	-20 °C
Unit number :	2

Aeraulic characteristics (per unit)

Nb. and diameter of fans :	4 x 300 mm
Air flow-rate :	5870 m3/h
Pressure :	0 Pa
Air throw :	23 m

Thermal capacity (per unit)

Capacity per unit :	8,5 kW
Delta T1 :	8

Electrical characteristics (per unit)

Rotation speed :	1350 tr/min
Maximum input power :	4 x 73 W
Maximum operating current :	4 x 0,32 A
Motor coupling :	-
Voltage/ Nb Phases / Frequency :	230V / 1 / 50-60Hz

Coil characteristics (per unit)

Surface :	22.7 m ²
Volume :	5,2 dm ³
Fin spacing :	6 mm

Standard defrost characteristics

Defrost power :	6900 W
Defrost current :	10 A
Voltage/ Nb Phases / Frequency :	400V / 3 / 50Hz
Number of elements :	5 + 1

Dimensional characteristics (per unit)

Empty net weight :	52 kg
Packaging (L/D/H) :	2080 / 630 / 600 mm
Packed unit weight :	81 kg
Standard packaging :	Pallet

(1) The average acoustic pressure level in dB(A) measured at 4 m, at fan height, in direct line of sight on a reflective surface, are given as an example. Only the acoustic pressure spectrum and Lw value, are contractually binding and may be used to evaluate the pressure characteristics at the property boundaries.

FRIGA-BOHN

42, Rue Roger SALENGRO BP 205

69 741 GENAS - FRANCE

Tel. : +33(0)472 471 444 - Fax : +33(0)472 471 399

Email : customer.serv@lennoxemea.com



Customer : José Fidalgo

Proposal ref. : T.F.M.

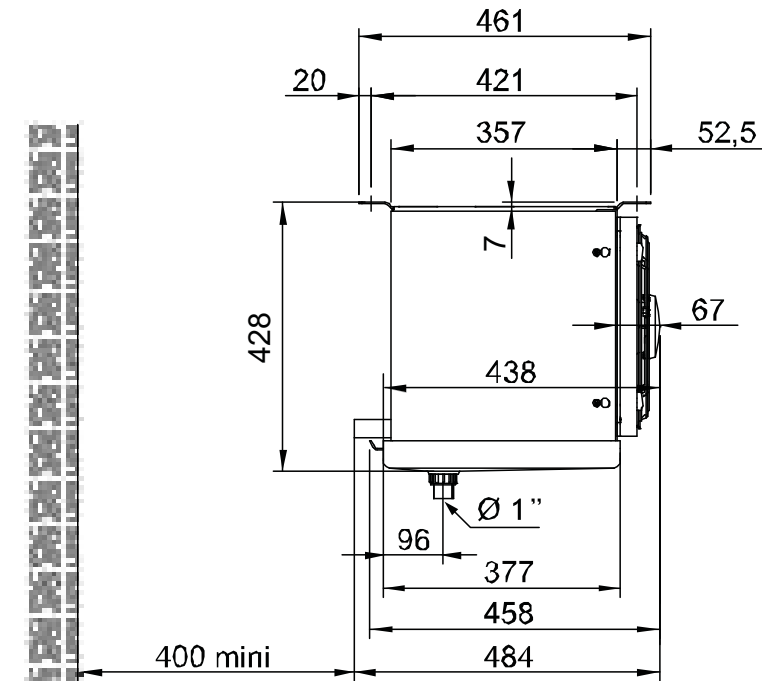
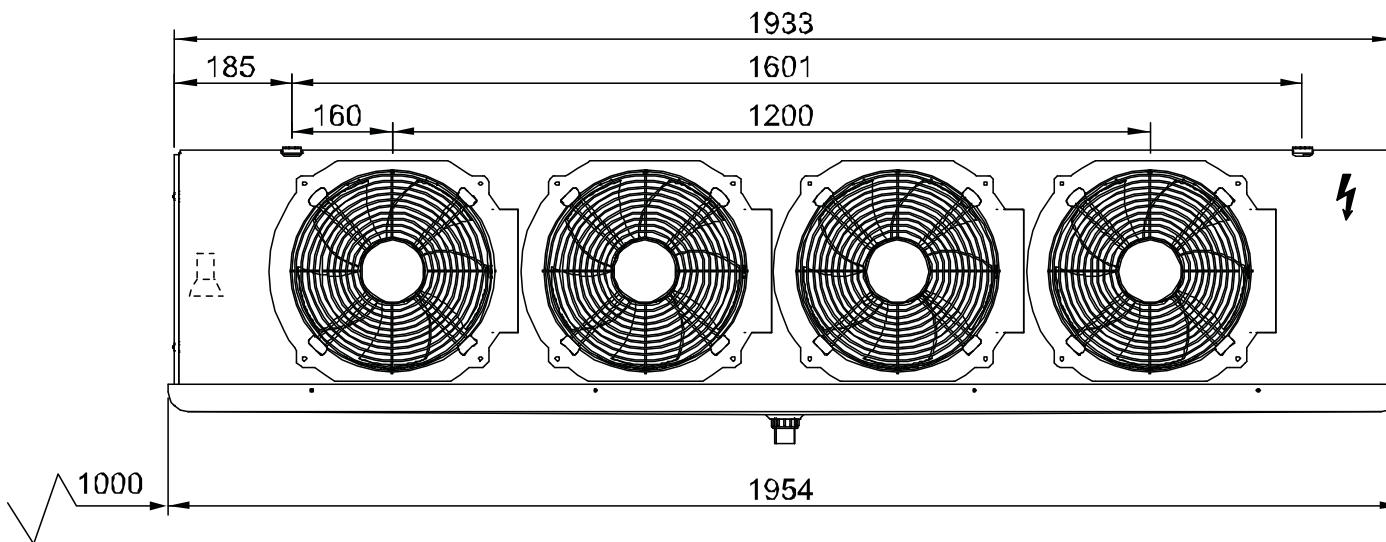
Item : **C-Congelados-CO2** - Typ : **Cubic**

Date 25/02/2017

Version : 2.07

Model : 3C-A 3444 C

(Drawings are only indicative)



FRIGA-BOHN

42, Rue Roger SALENGRO BP 205

69 741 GENAS - FRANCE

Tel. : +33(0)472 471 444 - Fax : +33(0)472 471 399

Email : customer.serv@lennoxemea.com

FRIGA-BOHN

Customer : José Fidalgo

Proposal ref. : T.F.M.

Item : **C.Frutas-CO2** - Typ : **:Cubic**

Date 25/02/2017

Version : 2.07

**Model : 3C-A 3343 R****Total capacity : 19 kW****Delta T1 :10****Operating conditions**

Refrigerant :	CO2
Room temperature :	4 °C
Unit number :	2

Aeraulic characteristics (per unit)

Nb. and diameter of fans :	3 x 300 mm
Air flow-rate :	4420 m3/h
Pressure :	0 Pa
Air throw :	20 m

Thermal capacity (per unit)

Capacity per unit :	9,5 kW
Delta T1 :	10

Electrical characteristics (per unit)

Rotation speed :	1350 tr/min
Maximum input power :	3 x 73 W
Maximum operating current :	3 x 0,32 A
Motor coupling :	-
Voltage/ Nb Phases / Frequency :	230V / 1 / 50-60Hz

Coil characteristics (per unit)

Surface :	18.4 m ²
Volume :	2,9 dm ³
Fin spacing :	4 mm

Dimensional characteristics (per unit)

Empty net weight :	41 kg
Packaging (L/D/H) :	1650 / 515 / 540 mm
Packed unit weight :	51 kg
Standard packaging :	Cardboard box

(1) The average acoustic pressure level in dB(A) measured at 4 m, at fan height, in direct line of sight on a reflective surface, are given as an example. Only the acoustic pressure spectrum and Lw value, are contractually binding and may be used to evaluate the pressure characteristics at the property boundaries.

FRIGA-BOHN

42, Rue Roger SALENGRO BP 205

69 741 GENAS - FRANCE

Tel. : +33(0)472 471 444 - Fax : +33(0)472 471 399

Email : customer.serv@lennoxemea.com



Customer : José Fidalgo

Proposal ref. : T.F.M.

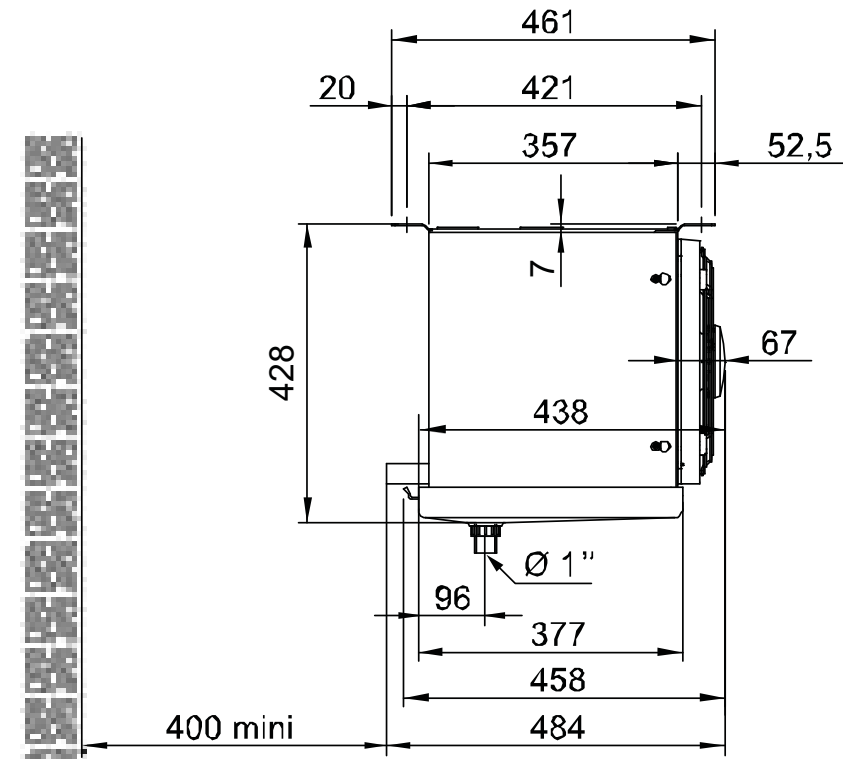
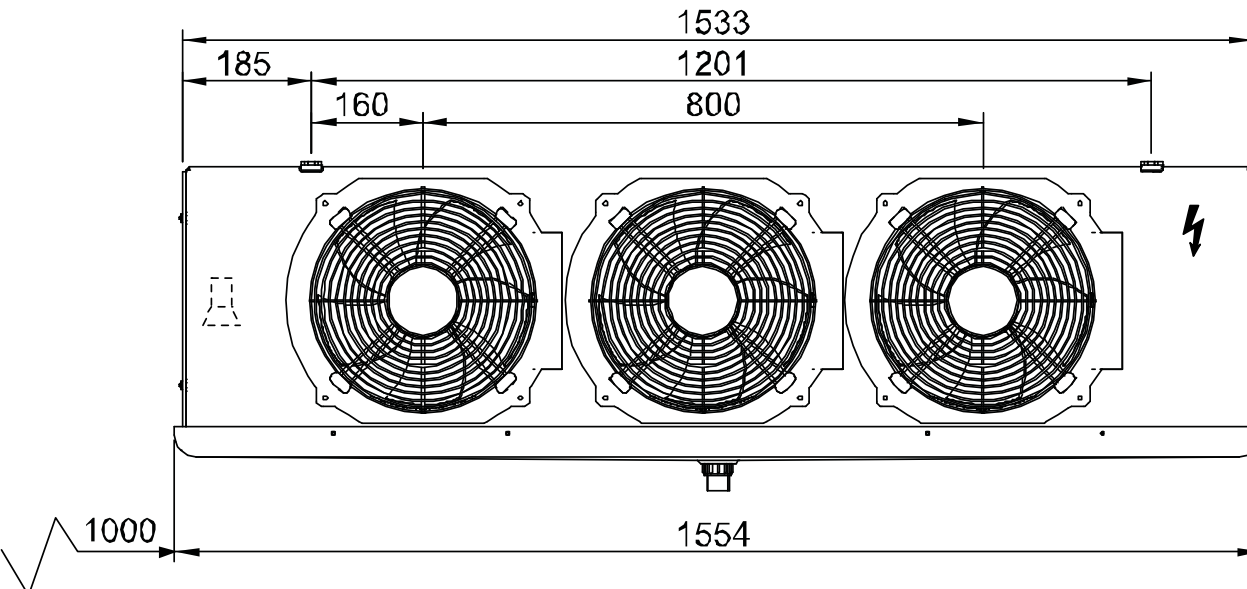
Item : C.Frutas-CO2 - Typ : :Cubic

Date 25/02/2017

Version : 2.07

Model : 3C-A 3343 R

(Drawings are only indicative)



All prices are retail prices 2016. Our proposals, quotes and order acceptances are subject to our general terms of sale which may be consulted on the CD-ROM.



FRIGA-BOHN

42, Rue Roger SALENGRO BP 205
 69 741 GENAS - FRANCE
 Tel. : +33(0)472 471 444 - Fax : +33(0)472 471 399
 Email : customer.serv@lennoxemea.com

FRIGA-BOHN

Customer : José Fidalgo

Proposal ref. : T.F.M.

Date 25/02/2017

Version : 2.07

Item : **C.Lacticínios-CO2** - Typ : **:Cubic****Model : 3C-A 3445 R****Total capacity : 23,8 kW****Delta T1 :8****Operating conditions**

Refrigerant :	CO2
Room temperature :	2 °C
Unit number :	2

Aeraulic characteristics (per unit)

Nb. and diameter of fans :	4 x 300 mm
Air flow-rate :	5070 m3/h
Pressure :	0 Pa
Air throw :	21 m

Thermal capacity (per unit)

Capacity per unit :	11,9 kW
Delta T1 :	8

Electrical characteristics (per unit)

Rotation speed :	1350 tr/min
Maximum input power :	4 x 73 W
Maximum operating current :	4 x 0,32 A
Motor coupling :	-
Voltage/ Nb Phases / Frequency :	230V / 1 / 50-60Hz

Coil characteristics (per unit)

Surface :	41 m ²
Volume :	6,5 dm ³
Fin spacing :	4 mm

Dimensional characteristics (per unit)

Empty net weight :	57 kg
Packaging (L/D/H) :	2080 / 630 / 600 mm
Packed unit weight :	86 kg
Standard packaging :	Pallet

(1) The average acoustic pressure level in dB(A) measured at 4 m, at fan height, in direct line of sight on a reflective surface, are given as an example. Only the acoustic pressure spectrum and Lw value, are contractually binding and may be used to evaluate the pressure characteristics at the property boundaries.

FRIGA-BOHN

42, Rue Roger SALENGRO BP 205

69 741 GENAS - FRANCE

Tel. : +33(0)472 471 444 - Fax : +33(0)472 471 399

Email : customer.serv@lennoxemea.com



Customer : José Fidalgo

Proposal ref. : T.F.M.

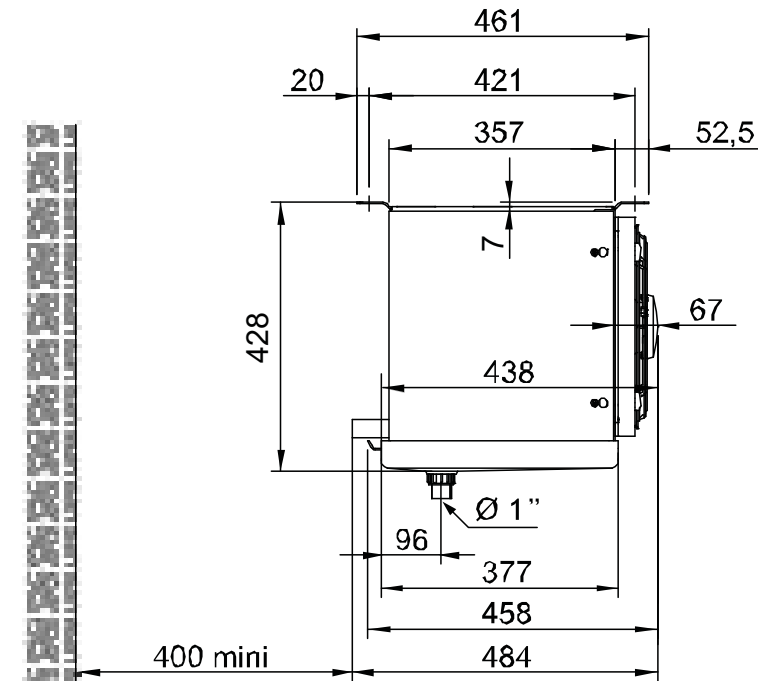
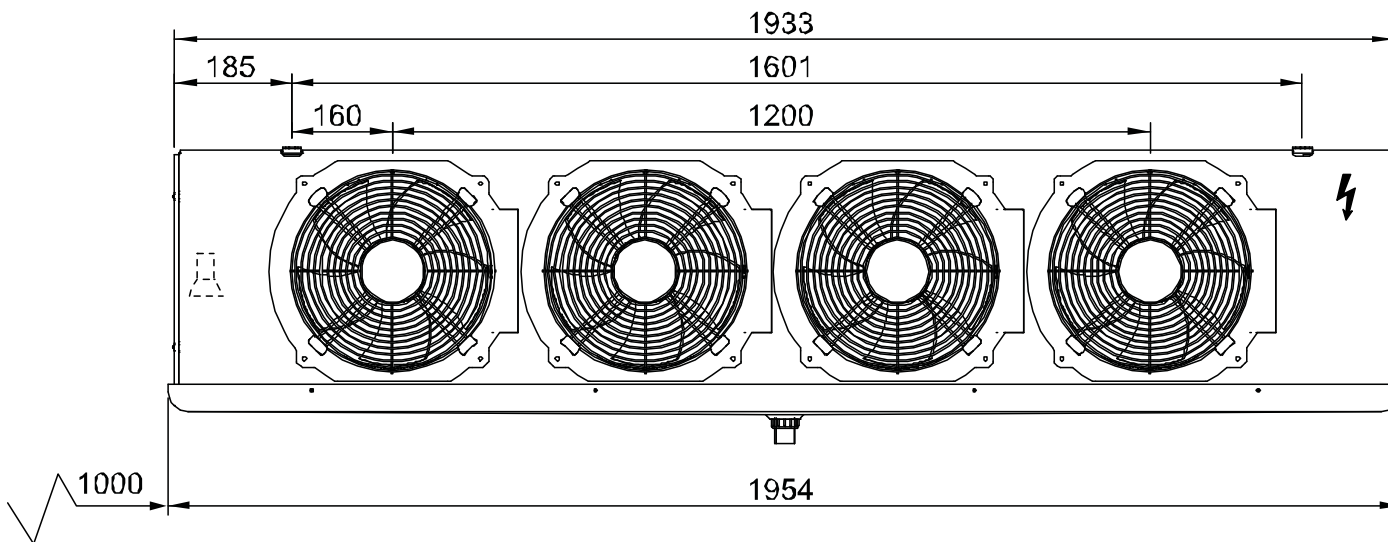
Item : **C.Lacticínios-CO2** - Typ : :Cubic

Date 25/02/2017

Version : 2.07

Model : 3C-A 3445 R

(Drawings are only indicative)



FRIGA-BOHN

42, Rue Roger SALENGRO BP 205

69 741 GENAS - FRANCE

Tel. : +33(0)472 471 444 - Fax : +33(0)472 471 399

Email : customer.serv@lennoxemea.com

FRIGA-BOHN

Customer : José Fidalgo

Proposal ref. : T.F.M.

Date 25/02/2017

Version : 2.07

Item : **Cais.Receção-CO2** - Typ : **Dual discharge****Model : TA 1R 6P****Total capacity : 4,9 kW****Delta T1 :12****Operating conditions**

Refrigerant :	CO2
Room temperature :	10 °C
Unit number :	1

Thermal capacity (per unit)

Capacity per unit :	4,9 kW
Delta T1 :	12

Coil characteristics (per unit)

Surface :	15.23 m ²
Volume :	2,23 dm ³
Fin spacing :	3.63 mm

Dimensional characteristics (per unit)

Empty net weight :	23 kg
Packaging (L/D/H) :	960 / 880 / 570 mm
Packed unit weight :	34 kg
Standard packaging :	Cardboard on pallet

Aeraulic characteristics (per unit)

Nb. and diameter of fans :	1 x 350 mm
Air flow-rate :	1300 m ³ /h
Pressure :	0 Pa
Air throw :	2x7 m
Lp (at 4m) :	29 dB(A)

Electrical characteristics (per unit)

Rotation speed :	1000 tr/min
Maximum input power :	1 x 120 W
Maximum operating current :	1 x 0,6 A
Motor coupling :	-
Voltage/ Nb Phases / Frequency :	230V / 1 / 50Hz

(1) The average acoustic pressure level in dB(A) measured at 4 m, at fan height, in direct line of sight on a reflective surface, are given as an example. Only the acoustic pressure spectrum and Lw value, are contractually binding and may be used to evaluate the pressure characteristics at the property boundaries.

FRIGA-BOHN

42, Rue Roger SALENGRO BP 205

69 741 GENAS - FRANCE

Tel. : +33(0)472 471 444 - Fax : +33(0)472 471 399

Email : customer.serv@lennoxemea.com

FRIGA-BOHN

Customer : José Fidalgo

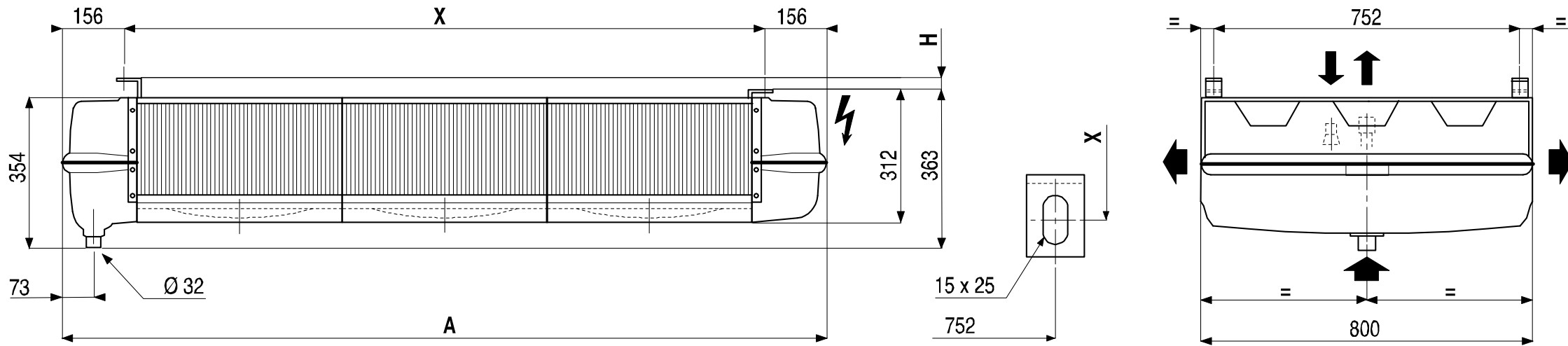
Proposal ref. : T.F.M.

Item : **Cais.Receção-CO2** - Typ : : **Dual discharge**

Date 25/02/2017

Version : 2.07

TA (Drawings are only indicative)



A = 866 ; H = 17.5 ; X = 560

All prices are retail prices 2016. Our proposals, quotes and order acceptances are subject to our general terms of sale which may be consulted on the CD-ROM.

FRIGA-BOHN

42, Rue Roger SALENGRO BP 205

69 741 GENAS - FRANCE

Tel. : +33(0)472 471 444 - Fax : +33(0)472 471 399

Email : customer.serv@lennoxemea.com

FRIGA-BOHN

Customer : José Fidalgo

Proposal ref. : T.F.M.

Date 25/02/2017

Version : 2.07

Item : **Cais.Expedição-CO2** - Typ : **:Dual discharge****Model : TA 7L 6P****Total capacity : 17,2 kW****Delta T1 :12****Operating conditions**

Refrigerant :	CO2
Room temperature :	10 °C
Unit number :	1

Thermal capacity (per unit)

Capacity per unit :	17,2 kW
Delta T1 :	12

Coil characteristics (per unit)

Surface :	45.32 m ²
Volume :	11,15 dm ³
Fin spacing :	6.35 mm

Dimensional characteristics (per unit)

Empty net weight :	58 kg
Packaging (L/D/H) :	2470 / 880 / 570 mm
Packed unit weight :	85 kg
Standard packaging :	Cardboard on pallet

Aeraulic characteristics (per unit)

Nb. and diameter of fans :	4 x 350 mm
Air flow-rate :	5340 m ³ /h
Pressure :	0 Pa
Air throw :	2x7 m
Lp (at 4m) :	35 dB(A)

Electrical characteristics (per unit)

Rotation speed :	1000 tr/min
Maximum input power :	4 x 120 W
Maximum operating current :	4 x 0,6 A
Motor coupling :	-
Voltage/ Nb Phases / Frequency :	230V / 1 / 50Hz

(1) The average acoustic pressure level in dB(A) measured at 4 m, at fan height, in direct line of sight on a reflective surface, are given as an example. Only the acoustic pressure spectrum and Lw value, are contractually binding and may be used to evaluate the pressure characteristics at the property boundaries.

FRIGA-BOHN

42, Rue Roger SALENGRO BP 205

69 741 GENAS - FRANCE

Tel. : +33(0)472 471 444 - Fax : +33(0)472 471 399

Email : customer.serv@lennoxemea.com

FRIGA-BOHN

Customer : José Fidalgo

Proposal ref. : T.F.M.

Date 25/02/2017

Version : 2.07

Item : **S.Lixos-CO2** - Typ : : **Dual discharge**



Model : TA 1L 8P



Total capacity : 3,6 kW

Delta T1 :12

Operating conditions

Refrigerant :	CO2
Room temperature :	12 °C
Unit number :	1

Thermal capacity (per unit)

Capacity per unit :	3,6 kW
Delta T1 :	12

Coil characteristics (per unit)

Surface :	11.33 m ²
Volume :	2,79 dm ³
Fin spacing :	6.35 mm

Dimensional characteristics (per unit)

Empty net weight :	21 kg
Packaging (L/D/H) :	960 / 880 / 570 mm
Packed unit weight :	32 kg
Standard packaging :	Cardboard on pallet

Aeraulic characteristics (per unit)

Nb. and diameter of fans :	1 x 350 mm
Air flow-rate :	1010 m ³ /h
Pressure :	0 Pa
Air throw :	2x5 m
Lp (at 4m) :	22 dB(A)

Electrical characteristics (per unit)

Rotation speed :	750 tr/min
Maximum input power :	1 x 90 W
Maximum operating current :	1 x 0,4 A
Motor coupling :	-
Voltage/ Nb Phases / Frequency :	230V / 1 / 50Hz

(1) The average acoustic pressure level in dB(A) measured at 4 m, at fan height, in direct line of sight on a reflective surface, are given as an example. Only the acoustic pressure spectrum and Lw value, are contractually binding and may be used to evaluate the pressure characteristics at the property boundaries.

FRIGA-BOHN

42, Rue Roger SALENGRO BP 205

69 741 GENAS - FRANCE

Tel. : +33(0)472 471 444 - Fax : +33(0)472 471 399

Email : customer.serv@lennoxemea.com

FRIGA-BOHN

Customer : José Fidalgo

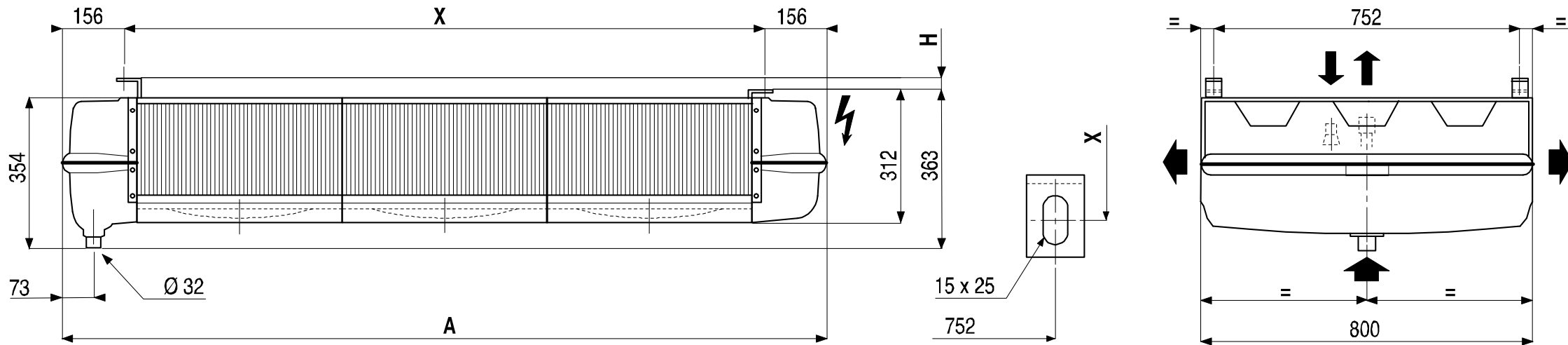
Proposal ref. : T.F.M.

Item : **S.Lixos-CO2** - Typ : **Dual discharge**

Date 25/02/2017

Version : 2.07

TA (Drawings are only indicative)



A = 866 ; H = 17.5 ; X = 560

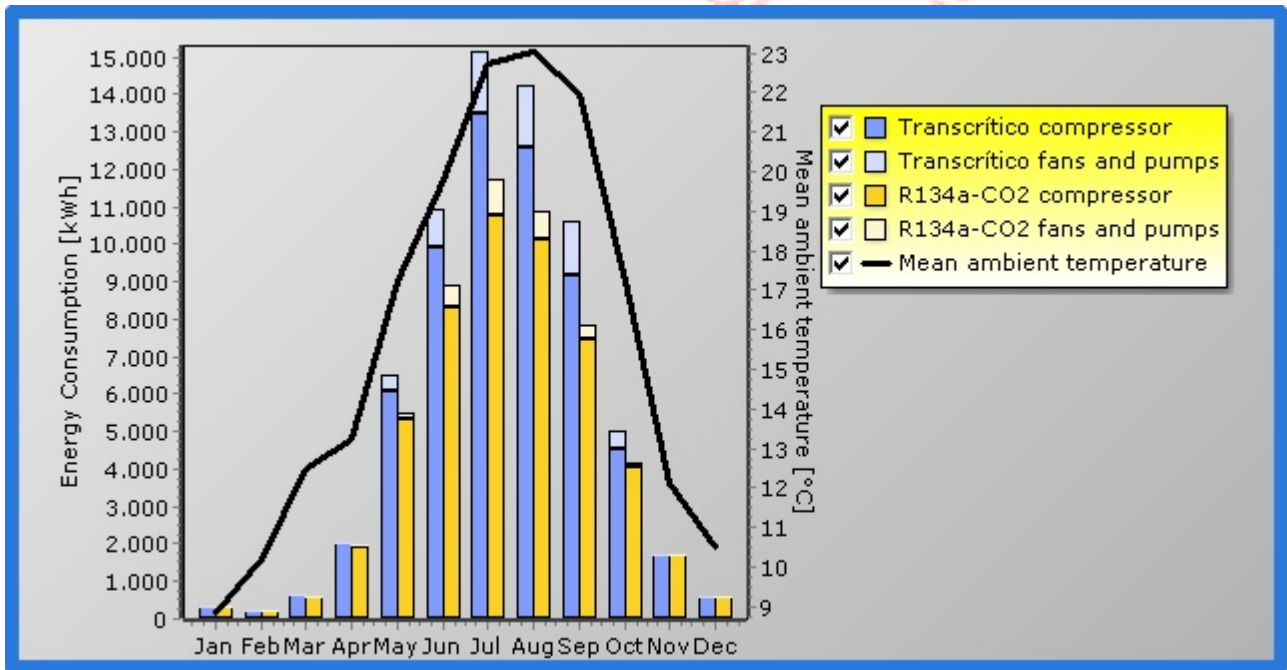
All prices are retail prices 2016. Our proposals, quotes and order acceptances are subject to our general terms of sale which may be consulted on the CD-ROM.

**ANEXO IV – Relatório da
simulação no software pack
calculation pro**

Esta página foi propositadamente deixada em branco

Pack Calculation Pro report

Project : Tese Mestrado
Customer : José Fidalgo
Program version : 4,20. Personal license

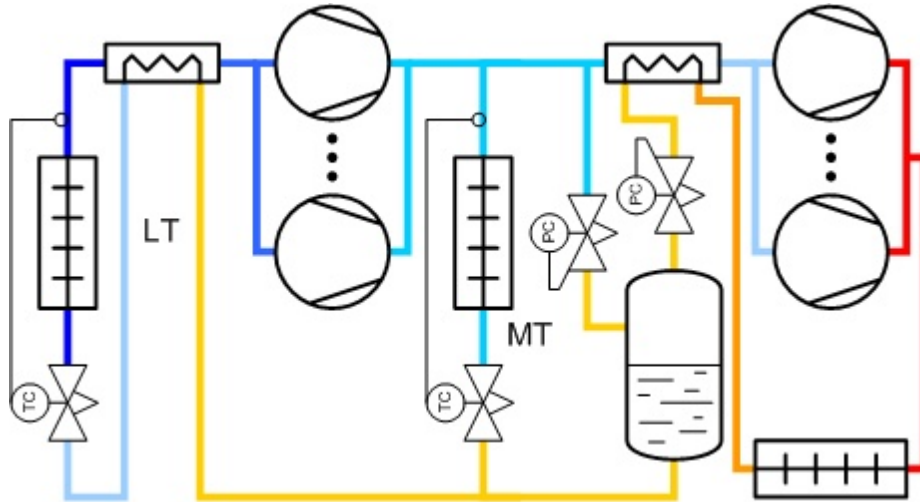


Introduction

This report contains results for the simulated yearly energy consumption of the following refrigeration systems:

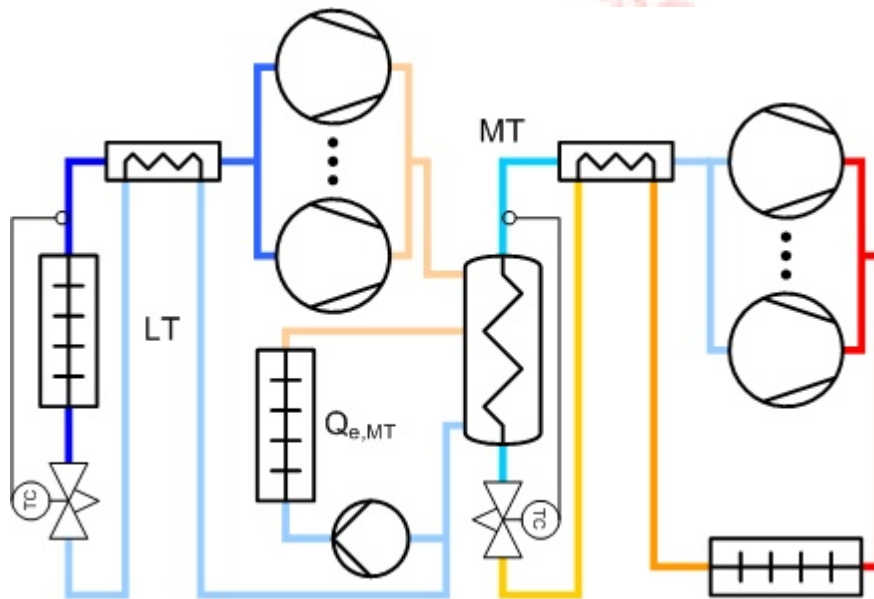
1) Transcrítico (reference)

System type: Two stage transcritical:



2) R134a-CO2

System type: Two stage cascade, CO2:



One year of operation was simulated for each system. The same yearly load profile and weather conditions were used in all the simulations.

Each simulation was performed on an hourly basis by performing one steady state simulation for each hour in the year. In each hour the load was known from an hourly load profile for the entire year. By stepping through the compressor capacity stages of the simulated system it was determined which capacity stage(s) that best matched the average load during the hour.

If no capacity stage was able to match the load exactly, which is usually the case for systems without a speed controlled compressor, then the results for the hour were calculated by time weighing results for the two closest matching capacity stages.

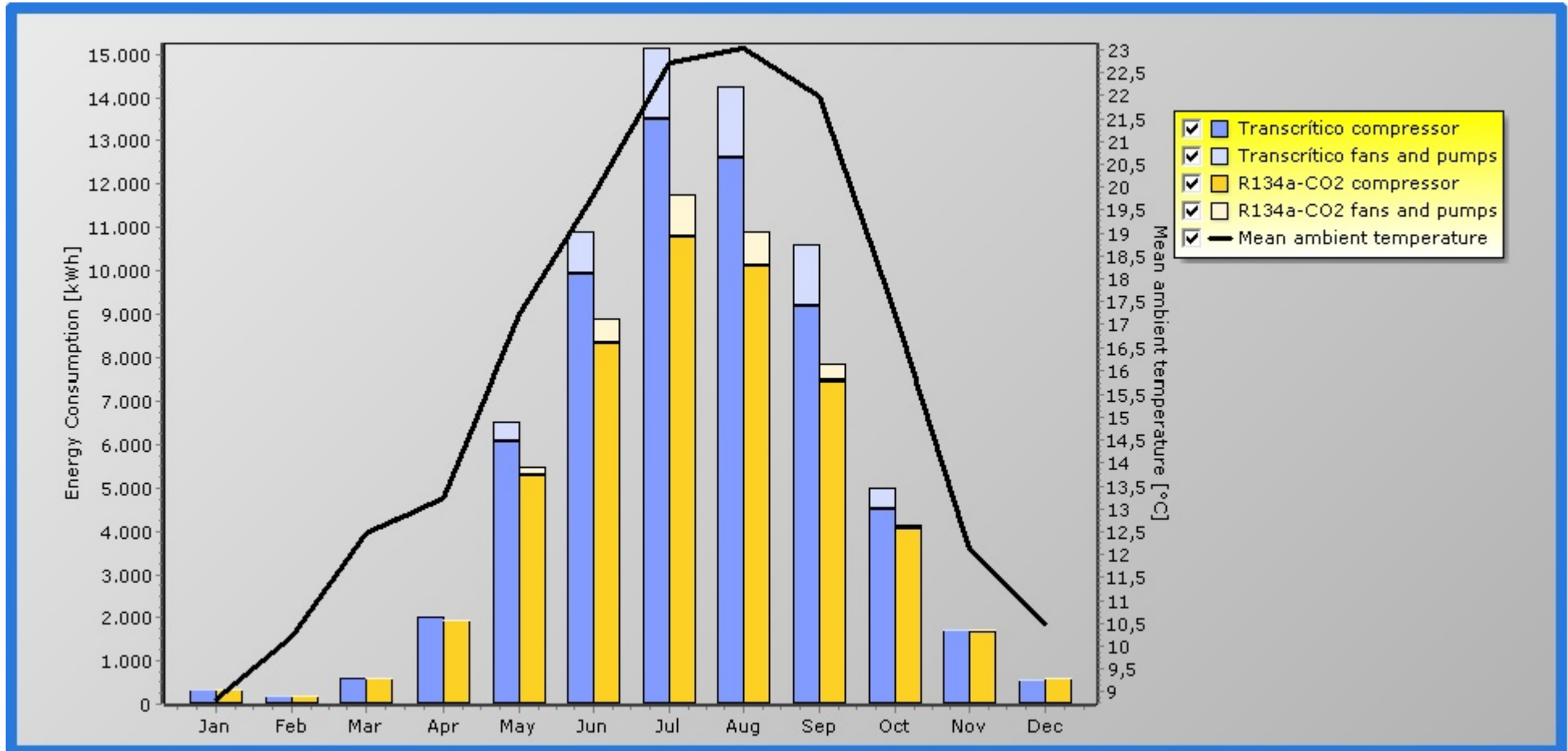
Personal license - non-commercial use only

The simulation used Transcrítico as reference system, and the selected location, which determines the ambient temperature, was Portugal, Evora.

Details about the simulated systems and the conditions can be found later in this report.

Personal license
Non-commercial use only

Energy consumption graph



The diagram above shows the energy consumption per month of the simulated systems. Each bar equals the sum of the compressor energy consumption and the energy consumption of additional equipment (condenser and evaporator fans and pumps used in the system).

Summary

	Transcrítico (reference)	R134a-CO2
Load fulfillment in % of time		
LT:	100,0	100,0
MT:	100,0	100,0
Total:	100,0	100,0
Load fulfillment in % of energy		
LT:	100,0	100,0
MT:	100,0	100,0
Total:	100,0	100,0
Average COP		
LT [-]:	5,62	4,28
MT [-]:	2,88	3,90
Total [-]:	2,52	3,15
Pumps and fans energy consumption		
LT [kWh]:	0	0
MT [kWh]:	6.658	2.951
Total [kWh]:	6.658	2.951
Compressor energy consumption		
LT [kWh]:	6.316	8.294
MT [kWh]:	54.913	43.128
Total [kWh]:	61.229	51.421
Total energy consumption		
LT [kWh]:	6.316	8.294
MT [kWh]:	61.571	46.079
Total [kWh]:	67.887	54.372
Savings		
Yearly energy savings [kWh]:	-	13.515
Yearly energy savings [%]:	-	19,9

The table above shows the yearly energy consumption of the simulated systems. Savings are compared to the reference system.

Energy consumption table

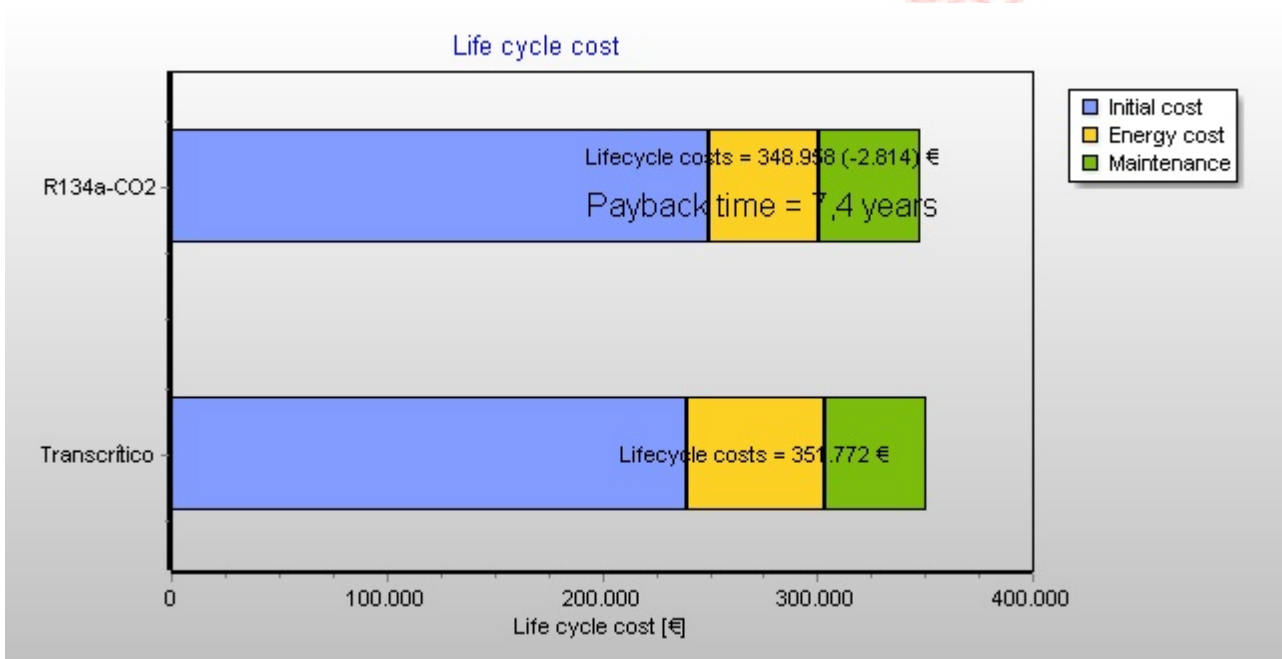
	Transcrítico			R134a-CO2		
Month	Compressor [kWh]	Fans and Pumps [kWh]	Total [kWh]	Compressor [kWh]	Fans and Pumps [kWh]	Total [kWh]
January	328,8	0,2	329,0	335,2	1,7	336,9
February	192,6	0,2	192,8	198,8	0,9	199,7
March	613,7	4,7	618,4	608,7	3,0	611,7
April	2.022,6	27,4	2.050,0	1.937,4	18,9	1.956,2
May	6.073,2	444,2	6.517,4	5.308,8	183,8	5.492,7
June	9.932,8	975,3	10.908,1	8.305,8	587,1	8.892,9
July	13.497,0	1.645,4	15.142,5	10.796,7	941,3	11.738,0
August	12.589,1	1.669,2	14.258,3	10.113,1	777,5	10.890,7
September	9.174,7	1.414,7	10.589,4	7.474,4	343,4	7.817,8
October	4.528,0	474,5	5.002,6	4.064,3	76,1	4.140,4
November	1.701,8	1,6	1.703,4	1.686,1	14,0	1.700,1
December	574,5	0,6	575,1	592,0	3,2	595,3
Total	61.228,9	6.658,1	67.887,0	51.421,4	2.950,9	54.372,3
Average	5.102,4	554,8	5.657,2	4.285,1	245,9	4.531,0

The table above shows the energy consumption per month of the simulated systems. Additional equipment equals condenser and evaporator fans and pumps used in the system.

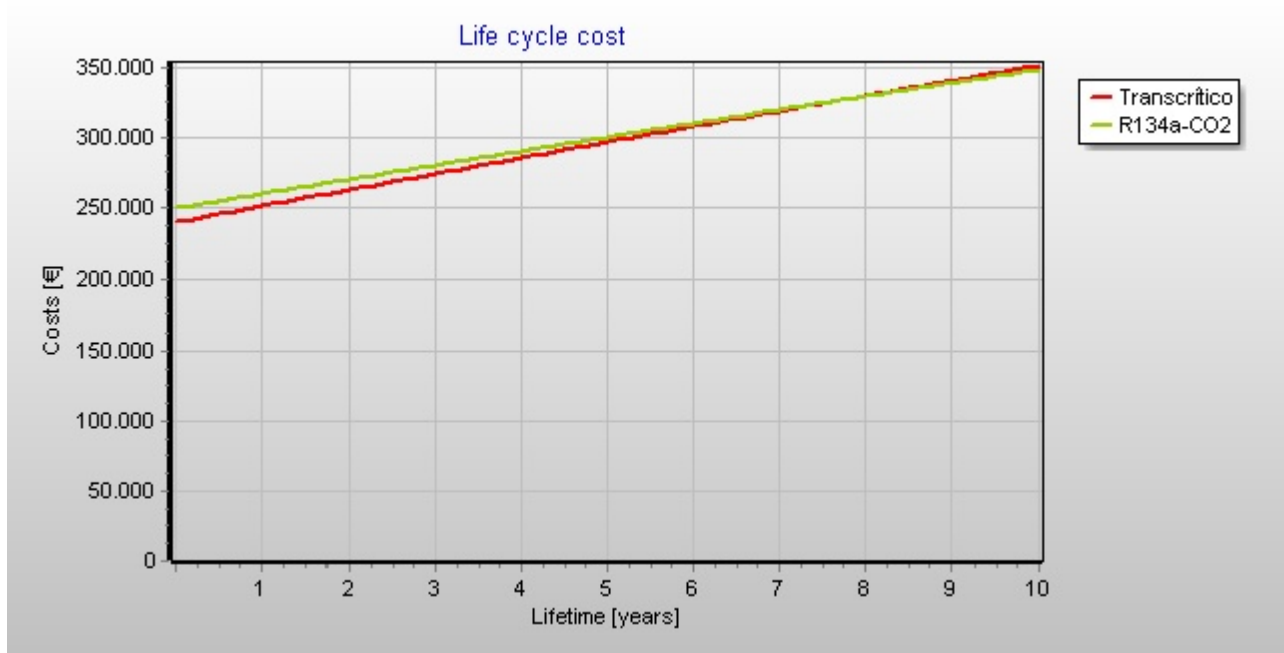
Life cycle cost

	Transcrítico	R134a-CO2
Initial cost:		
Cost of equipment [€]	200.000	200.000
Cost of installation [€]	40.000	50.000
Annual operating cost:		
Energy consumption [kWh]	67886,97	54372,31 (-13.515)
Cost of maintenance [€]	5.000	5.000
Result:		
Effective interest rate [%]	0,98	0,98
Internal rate of return [%]	-	5,89
Total annual cost [€]	11.789	10.437 (-1.351)
Payback time [years]	-	7,4
Total initial cost [€]	240.000 (68%)	250.000 (72%)
Present value of maintenance cost [€]	47.406 (13%)	47.406 (14%)
Present value of energy cost [€]	64.365 (19%)	51.552 (14%)
Life cycle cost [€]	351.772	348.958 (-2.814)

Summary of LCC.



LCC diagram.



LCC plot.

Conditions

Expected average interest rate: 3 %
Expected average inflation rate: 2 %
Expected average energy cost: 0,1 €/kWh
Expected lifetime: 10 years

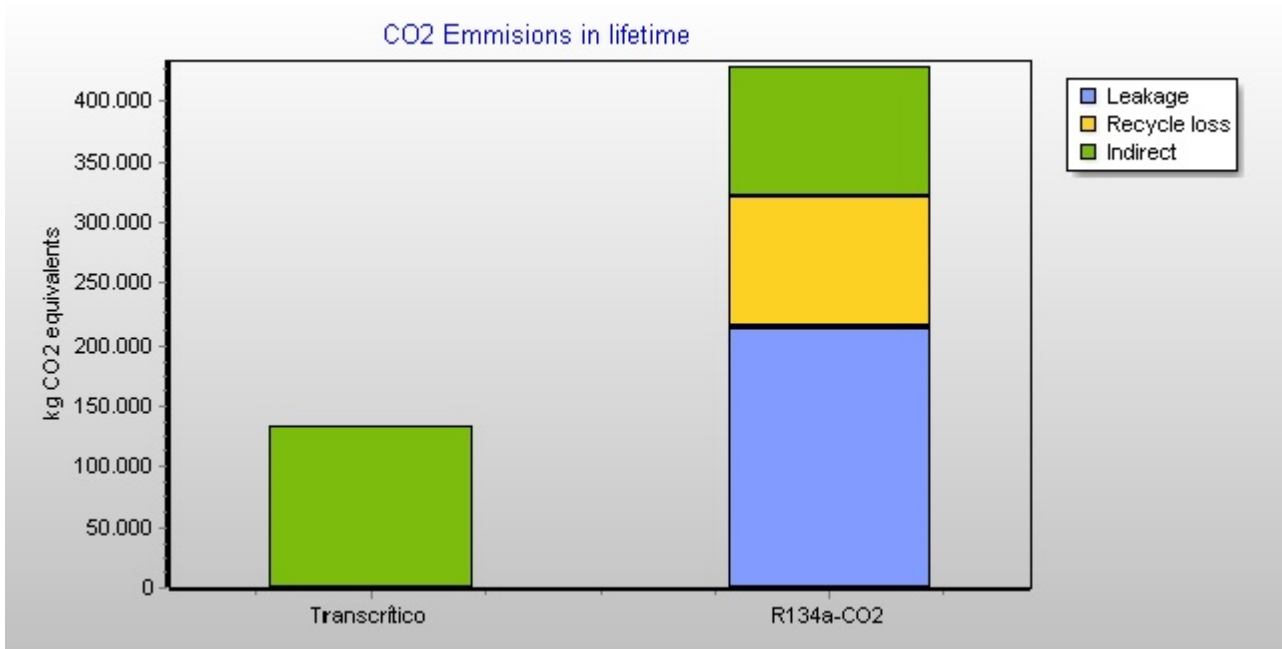
CO2 Emissions

	Transcrítico (R744)	R134a-CO2_LT (R744)	R134a-CO2_MT (R134a)
Refrigerant charge [kg]	120,00	100,00	150,00
Recycle rate [%]	50,0	50,0	50,0
Leakage rate[%/year]	5,0	5,0	10,0

Summary of CO2 Emissions.

	Leakage [kg CO2]	Recycle loss [kg CO2]	Indirect [kg CO2]	Total [kg CO2]
Transcrítico	60 (0,0%)	60 (0,0%)	133.058 (99,9%)	133.178
R134a-CO2	214.550 (50,1%)	107.300 (25,0%)	106.570 (24,9%)	428.420

CO2 Emission results.



CO2 Emissions.

Systems overview

	Transcrítico	R134a-CO2
	Two stage transcritical	Two stage cascade, CO2
Configuration MT	Reference system	
Refrigerant [-]	R744	R134a
Design condition [-]	Custom, MBP (Te/Pgc = -6,0 °C / 102,0 bar)	Custom, MBP (Te/Tc = -6,0 / 50,0 °C)
Capacity [-]	88,5 kW / 154,3 kW	97,5 kW / 135,5 kW
Comp 1 [-]	4HTC-20K, R744, 50Hz (SC)	4HE-25Y, R134a, 50Hz (CC)
Comp 2 [-]	4HTC-20K, R744, 50Hz	4HE-25Y, R134a, 50Hz (CC)
Comp 3 [-]	4HTC-20K, R744, 50Hz	4HE-25Y, R134a, 50Hz (CC)
Comp 4 [-]	4HTC-20K, R744, 50Hz	4HE-25Y, R134a, 50Hz (CC)
Configuration LT	Reference system	
Refrigerant [-]	R744	R744
Design condition [-]	Custom, LBP (Te/Tc = -28,0 / -6,0 °C)	Custom, LBP (Te/Tc = -28,0 / 0,0 °C)
Capacity [-]	20,4 kW / 23,8 kW	18,2 kW / 22,3 kW
Comp 1 [-]	2HSL-3K, R744, 50Hz	2HSL-3K, R744, 50Hz
Comp 2 [-]	2HSL-3K, R744, 50Hz	2HSL-3K, R744, 50Hz
Suction side MT		
Cooling capacity		
Profile [-]	Cold store BSim DK	Cold store BSim DK
Dimensioning capacity [kW]	65,10	65,10
Tamb at dim [°C]	32,0	32,0
Profile change [-]	1,0	1,0
Profile const below Tamb [°C]	20,0	20,0
Dry Expansion Evaporators		
Total superheat [K]	10,0	10,0

Non usefull superheat [K]	2,0	2,0
Evaporation temperature		
Evaporation temp profile [-]		
Temp for const profile [°C]	-6,0	-6,0
Additional		
Internal hx eff. [-]	0,0	0,0
CO2 pump power [kW]	-	0,000
Pump power [-]	-	Constant
Interm. pressure [°C]	-4,0	-
Cascade temp. diff. [K]	-	6,0
Suction side LT		
Cooling capacity		
Profile [-]	Cold store BSim DK	Cold store BSim DK
Dimensioning capacity [kW]	17,00	17,00
Tamb at dim [°C]	32,0	32,0
Profile change [-]	1,0	1,0
Profile const below Tamb [°C]	20,0	20,0
Dry Expansion Evaporators		
Total superheat [K]	10,0	10,0
Non usefull superheat [K]	2,0	2,0
Evaporation temperature		
Evaporation temp profile [-]		
Temp for const profile [°C]	-28,0	-28,0
Additional		
Internal hx eff. [-]	0,0	0,0
Discharge side MT		
Condenser type [-]	Air cooled	Air cooled

Cond. cap. ctrl.		
Tc profile [-]	-	-
Temp for const profile [°C]	-	-
Const Tc [°C]	-	-
$T_c = A \cdot T_{amb} + DT$ [°C]	$1,0 \cdot T_{amb} + 6,0$	$1,0 \cdot T_{amb} + 8,0$
Fan with compressor [-]	-	-
Minimum Tc [°C]	15,0	10,0
Subcooling [K]	2,0	2,0
Speed ctrl. fans [-]	True	True
Speed ctrl. pump [-]	-	-
Condenser def.		
Qc_100 [kW]	211,5	135,5
W_fan [kW]	4,2	4,1
W_pump [kW]	-	-
DT_0 [K]	8,0	12,0
Qc_0 [kW]	8,5	5,4
DT_100 [K]	8,0	12,0
Transcrit. ctrl		
Fan with compressor [-]	True	-
Controller params		
Min transcrit. temp. [°C]	29,0	-
Max subcrit. temp. [°C]	26,0	-
DT gascooler out, transcrit. [-]	2,0	-
Tc factor 1 [-]	2,6	-
Tc factor 2 [-]	0,0	-