



Otimização de uma instalação frigorífica a NH₃ / CO₂, para a indústria alimentar

GONÇALO VELHINHO BARROSO
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Relatório de Estágio para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, na Área de Especialização de Energia, Refrigeração e Climatização

Orientador:

Doutor Especialista João Nuno Pinto Miranda Garcia

Júri:

Presidente: Doutor Mário José Gonçalves Cavaco Mendes

Vogais:

Doutor Rogério José da Silva Correia Duarte

Doutor Especialista João Nuno Pinto Miranda Garcia

Otimização de uma instalação frigorífica a NH₃/CO₂, para a indústria alimentar

GONÇALO VELHINHO BARROSO
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Relatório de Estágio para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, na Área de
Especialização de Energia, Refrigeração e Climatização

Orientador:

Doutor Especialista João Nuno Pinto Miranda Garcia, ISEL/IPL

Júri:

Presidente: Doutor Mário José Gonçalves Cavaco Mendes, ISEL/IPL

Vogais:

Doutor Rogério José da Silva Correia Duarte, ESTS/IPS

Doutor Especialista João Nuno Pinto Miranda Garcia, ISEL/IPL

Agradecimentos

Em primeiro lugar gostaria de expressar o meu agradecimento ao Professor João Garcia, pela orientação que me foi dada ao longo deste percurso, e por me ter possibilitado a oportunidade de realizar o estágio nesta área que eu tanto gosto. Queria também agradecer a todos os funcionários da empresa onde pude estagiar, Engenheiro José Vieira, Engenheira Isabel Neves, Engenheiro Rhodes Mendonça e em particular ao supervisor de estágio o Engenheiro Carlos Duque, pela paciência que teve para comigo, e por todo o conhecimento que me tentou passar. O meu sincero obrigado.

Também queria expressar o meu obrigado a todos os colegas, agora amigos, que tive a oportunidade de conhecer, tanto na licenciatura, como no mestrado, sem eles este longo percurso que já não foi fácil, teria sido ainda mais difícil. As partilhas, os desafios superados lado a lado e as memórias criadas foram e serão sempre parte essencial desta etapa. Obrigado por estarem presentes, nos bons e nos maus momentos.

Não posso deixar de agradecer, com especial carinho, aos meus amigos de infância. Mesmo que a vida nos leve por caminhos diferentes, sei que estão sempre lá, prontos a apoiar-me sem pensar duas vezes. A amizade que nos une resiste ao tempo e à distância. Um grande obrigado aos meus amigos da CyBo e do YahYeet.

Por fim, um agradecimento especial à minha namorada Maria Ferreira. Obrigado por seres o meu braço direito, ao longo desta nossa longa jornada, e por estares sempre presente para me apoiar naquilo que eu precisar.

E a toda a minha família, o meu agradecimento mais sincero. Em especial, à minha mãe Luísa Barroso, ao meu pai António Mário Barroso, ao meu irmão Mário Barroso e ao seu pequeno filhote e esposa. O meu muito obrigado por estarem sempre lá em tudo o que preciso e por terem sempre um conselho amigo.

Declaração de integridade

Declaro que este relatório de estágio é o resultado da minha investigação pessoal e independente. O seu conteúdo é original e todas as fontes listadas nas referências bibliográficas foram consultadas e estão devidamente mencionadas no texto. Mais declaro que todas as referências científicas e técnicas relevantes para o desenvolvimento do trabalho estão devidamente citadas e constam das referências bibliográficas.

O autor

A handwritten signature in black ink, reading "Gonçalo Barros", is centered on the page. The signature is written in a cursive style and is positioned above a solid horizontal line.

Lisboa, 20 de Novembro de 2025

Otimização de uma instalação frigorífica a NH₃/CO₂, para a indústria alimentar

Resumo

A refrigeração tem uma função crucial a nível mundial, sem ela a segurança alimentar ficaria comprometida. No entanto com os desafios ambientais e com os novos regulamentos, os sistemas tradicionais que utilizam fluidos com elevado potencial de aquecimento global (GWP) e com impacto na camada de ozono (ODP) tornam-se cada vez mais obsoletos. Nesse contexto, a utilização de fluidos frigorigéneos que não apresentem esses problemas, tais como o amoníaco e o dióxido de carbono, pode aparecer como uma solução mais sustentável e eficiente.

Este trabalho teve como objetivo desenvolver uma proposta de otimização de uma instalação frigorífica já existente, passando de um fluido fluorado, R404A, para fluidos naturais, mais especificamente o dióxido de carbono (R744) e o amoníaco (R717), com o objetivo de melhorar a eficiência energética e reduzir os impactos ambientais. A proposta de otimização consistiu na centralização dos sistemas de refrigeração, que anteriormente eram independentes e integrando-os num sistema em cascata, com o fluido R744 na baixa temperatura, e o R717 na alta temperatura, utilizando os pontos positivos de cada fluido, para tentar maximizar o desempenho energético.

Realizou-se o dimensionamento da instalação com os novos fluidos naturais. Os resultados demonstram ganhos expressivos: a potência elétrica absorvida foi reduzida em 35,2%, enquanto o COP registou um aumento de 2,11 para 3,26, correspondendo a uma melhoria de 54,4%. No âmbito ambiental, foi registada uma redução de 39,5% nas emissões anuais de CO₂ e uma diminuição de 40,5% no Índice de TEWI, o que corresponde a uma redução de 4,3 milhões de kgCO₂ ao longo da vida útil. Em termos económicos, os custos anuais de eletricidade baixaram cerca de 39,6%, resultando numa poupança na vida útil da instalação superior a 370 mil euros.

O presente trabalho visou reforçar a viabilidade técnica e ambiental da transição para fluidos naturais em instalações industriais e propôs medidas futuras como a integração de fontes de energia renovável, bem como a aplicação de sistemas de controlo avançado, de modo a reforçar mais a eficiência global e o impacto ambiental.

Palavras-chave: Refrigeração, Fluidos Naturais, Otimização, Sustentabilidade

Optimization of a NH₃/CO₂ refrigeration plant for the food industry

Abstract

Refrigeration plays a crucial role worldwide, without which food safety would be compromised. However, with environmental challenges and new regulations, traditional systems that use fluids with a high global warming potential (GWP) and impact on the ozone layer (ODP) are becoming increasingly obsolete. In this context, the use of refrigerants that do not present these problems, such as ammonia and carbon dioxide, may appear as a more sustainable and efficient solution.

This work aimed to develop a proposal for optimising an existing refrigeration installation by switching from fluorinated fluids, R404A, to natural fluids, specifically carbon dioxide (R744) and ammonia (R717), with the aim of improving energy efficiency and reducing environmental impacts. The optimisation proposal consisted of centralising the refrigeration systems, which were previously independent, and including them in the cascade system, with R744 at low pressure and R717 at high pressure, using the positive points of each fluid to try to maximise energy performance.

The installation was dimensioned with the new natural fluids. The results show significant gains: the electrical power absorbed was reduced by 35,2%, while the COP increased from 2,11 to 3,26, corresponding to an improvement of 54,4%. In environmental terms, there was a 39.5% reduction in annual CO₂ emissions and a 40,5% decrease in the TEWI Index, corresponding to 4,3 million kgCO₂ less over the lifetime of the installation. In economic terms, annual electricity costs fell by around 39,6%, resulting in savings over the lifetime of the installation of more than €370,000.

This work aimed to reinforce the technical and environmental feasibility of the transition to natural fluids in industrial installations and proposed future measures such as the integration of renewable energy sources and the application of advanced control systems in order to further enhance overall efficiency and environmental impact.

Keywords: Refrigeration, Natural Fluids, Optimization, Sustainability

Lista de Símbolos e de siglas

Símbolos

\dot{W}	<i>Potência Mecânica</i>
P	<i>Potência</i>
\dot{Q}	<i>Potência térmica</i>
C_p	<i>Calor específico a Pressão Constante</i>
h	<i>Entalpia específica</i>
\dot{m}	<i>Caudal mássico</i>
\dot{V}	<i>Caudal Volúmico</i>
η	<i>Eficiência</i>
T	<i>Temperatura</i>
x	<i>Título</i>
ρ	<i>Densidade</i>
v	<i>Velocidade</i>

Siglas

CO_2	<i>Dióxido de Carbono</i>
NH_3	<i>Amoníaco</i>
EER	<i>Índice de Eficiência Energética</i>
COP	<i>Coeficiente de Performance</i>
$TEWI$	<i>Total Equivalent Warming Impact</i>
ODP	<i>Ozone Depletion Potential</i>
GWP	<i>Global Warming Potential</i>
CFC	<i>Clorofluorocarbonetos</i>
$HCFC$	<i>Hidroclorofluorocarbonetos</i>
HFC	<i>Hidrofluorocarbonetos</i>
$AVAC$	<i>Aquecimento Ventilação e Ar Condicionado</i>
UTA	<i>Unidade de Tratamento de Ar</i>
$ASHRAE$	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i>
GEE	<i>Gases com Efeito de Estufa</i>
CR	<i>Câmaras de Refrigeração</i>
TC	<i>Túneis de Congelação</i>
CC	<i>Câmaras de Congelação</i>
PLC	<i>Programmable Logic Controller</i>

Índice

1	ENQUADRAMENTO	1
1.1	MOTIVAÇÃO	2
1.2	OBJETIVO	3
2	ESTADO DA ARTE	5
2.1	CICLO FRIGORÍFICO.....	6
2.1.1	<i>Dimensionamento teórico</i>	9
2.2	COMPONENTES DE SISTEMAS FRIGORÍFICOS.....	10
2.2.1	<i>Compressor</i>	10
2.2.2	<i>Evaporador</i>	12
2.2.3	<i>Condensador</i>	14
2.2.4	<i>Válvula de Expansão</i>	15
2.3	FLUIDOS FRIGORIGÉNEOS	16
2.3.1	<i>Classificação</i>	16
2.3.2	<i>Regulamento F-Gas</i>	18
2.3.3	<i>Dióxido de Carbono (CO₂ – R744)</i>	19
2.3.4	<i>Amoníaco (NH₃ – R717)</i>	23
2.4	SISTEMAS FRIGORÍFICOS EM INSTALAÇÕES ALIMENTARES	24
3	ESTÁGIO REALIZADO	25
3.1	EMPRESA	25
3.2	ATIVIDADES DESENVOLVIDAS	26
4	INSTALAÇÃO ORIGINAL	27
4.1	DESCRIÇÃO GERAL	27
4.2	ESQUEMA DE PRINCÍPIO.....	30
4.2.1	<i>Descrição Circuitos Secundários</i>	31
4.3	CÁLCULO DE POTÊNCIAS – INSTALAÇÃO ORIGINAL.....	34
4.3.1	<i>Túneis de congelação</i>	35
4.3.2	<i>Câmaras de Congelados</i>	40
4.3.3	<i>Circuito Principal</i>	46
5	PROPOSTA DE OTIMIZAÇÃO	49
5.1	CIRCUITO CO ₂ (R744)	51
5.1.1	<i>Análise Entálpica do Circuito de Baixa Temperatura (CO₂)</i>	56
5.1.2	<i>Avaliação das Potências Energéticas do Sistema a CO₂</i>	64
5.2	CIRCUITO NH ₃ (R717)	66
5.2.1	<i>Cálculo Entálpico do Circuito de Alta Temperatura (NH₃)</i>	69
5.2.2	<i>Avaliação das Potências do Sistema a NH₃</i>	82

5.2.3	<i>Circuito da Água de Descongelação</i>	83
5.2.4	<i>Circuito do Banco de Gelo</i>	84
6	SELEÇÃO DE EQUIPAMENTOS	85
6.1	PRESSUPOSTOS DE DIMENSIONAMENTO.....	85
6.2	SEPARADOR DE LÍQUIDO.....	89
6.2.1	<i>Separador de líquido NH₃ (-8°C)</i>	89
6.2.2	<i>Separador de líquido CO₂ (-5°C)</i>	94
6.2.3	<i>Separador de líquido CO₂ (-40°C)</i>	95
6.3	TERMOSSIFÃO	96
6.4	DEPÓSITO DA ÁGUA DE DESCONGELAÇÃO	97
6.5	BOMBAS DE CIRCULAÇÃO	98
6.5.1	<i>Bombas de circulação NH₃</i>	98
6.5.2	<i>Bombas de circulação CO₂</i>	99
6.5.3	<i>Bomba de descongelação</i>	99
6.5.4	<i>Bomba de água gelada</i>	100
6.6	COMPRESSORES	100
6.6.1	<i>Compressor NH₃</i>	100
6.6.2	<i>Compressores CO₂</i>	101
6.7	CONDENSADOR	103
6.8	PERMUTADORES.....	103
6.9	EVAPORADORES	103
6.10	BANCO DE GELO.....	105
6.11	TUBAGEM	105
6.11.1	<i>Tubagens NH₃</i>	106
6.11.2	<i>Tubagens CO₂</i>	107
6.11.3	<i>Tubagens Hidráulicas</i>	108
6.12	VÁLVULAS DE EXPANSÃO.....	109
6.13	ACESSÓRIOS	109
6.14	ISOLAMENTO	110
6.15	IDENTIFICAÇÃO DE TUBAGENS	112
6.16	SEGURANÇA	113
6.16.1	<i>Dispositivo de Segurança contra Sobre Pressões</i>	113
6.16.2	<i>Deteção de Fugas</i>	113
6.17	LAYOUT DA INSTALAÇÃO	115
6.18	IMPLANTAÇÃO DE EQUIPAMENTOS NA SALA DE MÁQUINAS	116
7	COMPARAÇÃO DOS SISTEMAS	123
7.1	BALANÇO GLOBAL DE POTÊNCIAS DA INSTALAÇÃO.....	124
7.1.1	<i>Balanço de Potências – Cenário Base</i>	124
7.1.2	<i>Balanço de Potências – Cenário Otimizado</i>	125

7.2	COP	126
7.2.1	<i>Instalação Original</i>	126
7.2.2	<i>Instalação Proposta</i>	127
7.2.3	<i>Estudo Comparativo do COP</i>	127
7.3	EMISSIONES DE CO ₂	128
7.3.1	<i>Emissões de CO₂ – Estado atual</i>	129
7.3.2	<i>Emissões de CO₂ – Após Otimização</i>	130
7.3.3	<i>Estudo Comparativo Emissões de CO₂</i>	131
7.4	ÍNDICE TEWI.....	132
7.4.1	<i>TEWI da Instalação Original</i>	133
7.4.2	<i>TEWI Após Otimização</i>	133
7.4.3	<i>Estudo Comparativo do Índice de TEWI</i>	134
7.5	CUSTOS DE ELETRICIDADE.....	134
7.6	NOTAS CONCLUSIVAS	136
8	CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS.....	139
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	143
	APÊNDICE A – DIAGRAMA DE MOLLIER.....	148
	APÊNDICE A1 – DIAGRAMA DE MOLLIER R717	148
	APÊNDICE A2 – DIAGRAMA DE MOLLIER R744	149
	APÊNDICE B – ESQUEMA DE PRINCÍPIO.....	150
	APÊNDICE C – PLANTA COM O TRAÇADO DE TUBAGENS.....	151
	APÊNDICE D – MAPA DE QUANTIDADES	152
	ANEXO A – DOCUMENTAÇÃO DISPONIBILIZADA PELA EMPRESA	160
	ANEXO A1 – CÂMARAS DE CONGELADOS	160
	ANEXO A2 – CÂMARAS DE REFRIGERADOS	166
	ANEXO A3– TÚNEIS DE CONGELAÇÃO	175
	ANEXO B – EQUIPAMENTOS.....	178
	ANEXO B1 – BOMBAS DE ÁGUA GELADA	178
	ANEXO B2 – BOMBAS DE DESCONGELAÇÃO.....	183
	ANEXO B3 – COMPRESSOR TÚNEIS DE CONGELAÇÃO CO ₂	187
	ANEXO B4 – COMPRESSOR CÂMARAS DE CONGELADOS CO ₂	192
	ANEXO B5 – COMPRESSOR NH ₃	197
	ANEXO B6 – PERMUTADORES DE CALOR.....	209

Índice de figuras

FIGURA 2.1 - DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DE UM CICLO DE COMPRESSÃO A VAPOR DE 1 ESTÁGIO.....	6
FIGURA 2.2 - COMPARAÇÃO DOS DIAGRAMAS DE MOLLIER, TEÓRICO (A) E REAL (B), DE UM CICLO DE COMPRESSÃO A VAPOR DE 1 ESTÁGIO.....	6
FIGURA 2.3 - ETAPAS DO CICLO DO COMPRESSOR ALTERNATIVO.....	10
FIGURA 2.4 - EVAPORADOR DE EXPANSÃO DIRETA – ADAPTADO.....	12
FIGURA 2.5 - EVAPORADOR INUNDADO COM CIRCULAÇÃO FORÇADA DE LÍQUIDO.....	13
FIGURA 2.6 - ESQUEMATIZAÇÃO DE UM CONDENSADOR EVAPORATIVO.....	14
FIGURA 2.7 – EVOLUÇÃO NA "RETIRADA PROGRESSIVA DO MERCADO" DE HFCs.....	18
FIGURA 2.8 - DIAGRAMAS DE FASES DO CO ₂	21
FIGURA 2.9 - COMPARAÇÃO DO DIAGRAMA DE MOLLIER, CICLO SUBCRÍTICO E TRANSCRÍTICO (SISTEMA DE MEDIDA AMERICANO).	21
FIGURA 2.10 - DIAGRAMA DE MOLLIER E ESQUEMA DE PRINCÍPIO DO SISTEMA EM CASCATA NH ₃ /CO ₂	22
FIGURA 4.1 - ESQUEMA DE PRINCÍPIO DA INSTALAÇÃO A OTIMIZAR.....	30
FIGURA 4.2 – DIAGRAMA DE PRINCÍPIO CÂMARA DE REFRIGERAÇÃO - CF1.....	32
FIGURA 4.3 - DIAGRAMA DE PRINCÍPIO UTA 1 - EC3.	33
FIGURA 4.4 - ESQUEMA DE PRINCÍPIO - TÚNEL DE CONGELAÇÃO (CÉLULA DE CONGELAÇÃO).	35
FIGURA 4.5 - DIAGRAMA DE MOLLIER - TÚNEIS DE CONGELAÇÃO.	36
FIGURA 4.6 - ESQUEMA DE PRINCÍPIO - CÂMARA DE CONGELADOS - CC1.....	40
FIGURA 4.7 – DIAGRAMA DE MOLLIER – CÂMARAS DE CONGELADOS.	42
FIGURA 5.1 - ESQUEMA DE PRINCÍPIO - CIRCUITO DO R744.	51
FIGURA 5.2 - ESQUEMA DE PRINCÍPIO DO CIRCUITO DE R744 COM A MARCAÇÃO DOS PONTOS TERMODINÂMICOS.	55
FIGURA 5.3 - DIAGRAMA DE MOLLIER - CIRCUITO DO R744.	55
FIGURA 5.4 - ILUSTRAÇÃO DA DISTRIBUIÇÃO DO CAUDAL NO SEPARADOR DE LÍQUIDO -40°C.	60
FIGURA 5.5 - ESQUEMA DE PRINCÍPIO - CIRCUITO DO R717.	66
FIGURA 5.6 - ESQUEMA DE PRINCÍPIO DO CIRCUITO DE R717 COM A MARCAÇÃO DOS PONTOS TERMODINÂMICOS.	68
FIGURA 5.7 - DIAGRAMA DE MOLLIER - CIRCUITO DE R717.	69
FIGURA 5.8 - COMPRESSOR PARAFUSO, ABERTO, NH ₃ – BITZER.....	78
FIGURA 6.1 - REPRESENTAÇÃO VÁLVULAS PARA MANUTENÇÃO DE PERMUTADORES.....	88
FIGURA 6.2 - REPRESENTAÇÃO VÁLVULAS DE SEGURANÇA.	88
FIGURA 6.3 - GRÁFICO DE VELOCIDADE DO VAPOR NO SEPARADOR DE LÍQUIDO NH ₃	90
FIGURA 6.4 - COEFICIENTE DA FASE LÍQUIDA - SEPARADOR DE LÍQUIDO NH ₃	90
FIGURA 6.5 - GRÁFICO DE VELOCIDADE DO VAPOR NO SEPARADOR DE LÍQUIDO CO ₂ (-5°C).....	94
FIGURA 6.6 - GRÁFICO DE VELOCIDADE DO VAPOR NO SEPARADOR DE LÍQUIDO CO ₂ (-40°C).....	95
FIGURA 6.7 - NUMERAÇÃO TUBAGENS NH ₃	106
FIGURA 6.8 - NUMERAÇÃO TUBAGENS CO ₂	107
FIGURA 6.9 - ESPESURAS MÍNIMAS DE ISOLAMENTO DE TUBAGENS (MM).....	110
FIGURA 6.10 - IDENTIFICAÇÃO DE TUBAGENS.....	112
FIGURA 6.11 - LAYOUT DA INSTALAÇÃO - 1/2.	115

FIGURA 6.12 - LAYOUT DA INSTALAÇÃO - 2/2.	115
FIGURA 6.13 - VISTA GERAL DA INSTALAÇÃO – 1.	117
FIGURA 6.14 - VISTA GERAL DA INSTALAÇÃO – 2.	118
FIGURA 6.15 - VISTA SUPERIOR.	118
FIGURA 6.16 - CIRCUITO NH ₃ – 1.....	118
FIGURA 6.17 - CIRCUITO NH ₃ – 2.....	119
FIGURA 6.18 - CIRCUITO DO TERMOSSIFÃO E ARREFECIMENTO DO ÓLEO.	119
FIGURA 6.19 - CIRCUITO DE CO ₂ – 1.....	119
FIGURA 6.20 - CIRCUITO DE CO ₂ – 2.....	120
FIGURA 6.21 - CIRCUITO DE CO ₂ – 3.....	120
FIGURA 6.22 - CIRCUITO DE CO ₂ – 4.....	120
FIGURA 6.23 - PERMUTADOR NH ₃ -CO ₂ E PERMUTADOR DE SOBREAQUECIMENTO.	121
FIGURA 6.24 - PERMUTADOR E CIRCUITO DE DESCONGELAÇÃO.	121
FIGURA 6.25 – CONDENSADOR.	121
FIGURA 6.26 - CIRCUITO DE ÁGUA GELADA.	122
FIGURA 6.27 - SALA DE CONTROLO.	122
FIGURA 6.28 - SUBIDA DAS TUBAGENS.	122

Índice de Quadros

QUADRO 2.1 - CLASSIFICAÇÃO QUANTO À SEGURANÇA DOS FLUIDOS FRIGORIGÊNEOS	17
QUADRO 2.2 - CARACTERÍSTICAS GERAIS DO FLUIDO FRIGORIGÊNEO R744	19
QUADRO 2.3 - VANTAGENS E DESVANTAGENS DO USO DO R744	20
QUADRO 2.4 - CARACTERÍSTICAS GERAIS DO FLUIDO FRIGORIGÊNEO R717	23
QUADRO 4.1 - CARACTERÍSTICAS GERAIS CÂMARAS DE REFRIGERAÇÃO.	28
QUADRO 4.2 - CARACTERÍSTICAS GERAIS CÂMARAS DE CONGELADOS.	28
QUADRO 4.3 - CARACTERÍSTICAS GERAIS TÚNEIS DE CONGELAÇÃO.	29
QUADRO 4.4 - POTÊNCIAS E TEMPERATURAS - TÚNEIS DE CONGELAÇÃO.....	36
QUADRO 4.5 - ENTALPIAS - TÚNEIS DE CONGELAÇÃO – TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO 35°C.	37
QUADRO 4.6 - ENTALPIAS - TÚNEIS DE CONGELAÇÃO – TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO 45°C.	37
QUADRO 4.7 – CAUDAL DE FLUIDO E POTÊNCIAS DO COMPRESSOR - TÚNEIS DE CONGELAÇÃO.	39
QUADRO 4.8 - COMPRESSORES REAIS - TÚNEIS DE CONGELAÇÃO.	39
QUADRO 4.9 - POTÊNCIAS ABSORVIDAS - CONDENSADORES - TÚNEIS DE CONGELAÇÃO.	40
QUADRO 4.10 - POTÊNCIAS FRIGORÍFICAS E TEMPERATURAS - CÂMARAS DE CONGELAÇÃO.	41
QUADRO 4.11 – ENTALPIA ESPECÍFICA PARA CÁLCULO DOS CAUDAIS - CÂMARAS DE CONGELADOS.....	42
QUADRO 4.12 - COMPRESSOR REAL – CÂMARAS DE CONGELAÇÃO.....	45
QUADRO 4.13 - POTÊNCIAS - CONDENSADOR - CÂMARAS DE CONGELAÇÃO.	46
QUADRO 4.14 - POTÊNCIAS - CONDENSADOR – CIRCUITO PRINCIPAL.	47
QUADRO 5.1 – ENTALPIAS ESPECÍFICAS CIRCUITO PROPOSTO DE R744.....	58
QUADRO 5.2 – ENTALPIAS ESPECÍFICAS COMPRESSORES - CIRCUITO PROPOSTO DE R744.....	59
QUADRO 5.3 – CONDIÇÕES TERMODINÂMICAS - PROPOSTA CIRCUITO - R744.	64
QUADRO 5.4 - ENTALPIAS ESPECÍFICAS - CÂMARAS DE CONGELADOS.	70
QUADRO 5.5 - ENTALPIA ESPECÍFICA PONTO 8 E 9 - CIRCUITO R717.	72
QUADRO 5.6 - ENTALPIA ESPECÍFICA PONTO 5 E 10/11 - CIRCUITO R717.....	81
QUADRO 5.7 – CONDIÇÕES TERMODINÂMICAS - PROPOSTA CIRCUITO - R717.	81
QUADRO 6.1 - DADOS INTRODUZIDOS NO PROGRAMA HERMETIC – BOMBAS DE CIRCULAÇÃO NH ₃	98
QUADRO 6.2 – BOMBA SELECIONADA – BOMBAS DE CIRCULAÇÃO NH ₃	98
QUADRO 6.3 - DADOS INTRODUZIDOS NO PROGRAMA HERMETIC – BOMBAS DE CIRCULAÇÃO CO ₂ (-5°C).	99
QUADRO 6.4 – BOMBA SELECIONADA – BOMBAS DE CIRCULAÇÃO CO ₂ (-5°C).....	99
QUADRO 6.5 - DADOS INTRODUZIDOS NO PROGRAMA HERMETIC – BOMBAS DE CIRCULAÇÃO CO ₂ (-40°C).	99
QUADRO 6.6 – BOMBA SELECIONADA – BOMBAS DE CIRCULAÇÃO CO ₂ (-40°C).....	99
QUADRO 6.7 - DADOS INTRODUZIDOS NO PROGRAMA DA GRUNDFOS– BOMBA DE DESCONGELAÇÃO.	99
QUADRO 6.8 – BOMBA SELECIONADA – CIRCUITO DE DESCONGELAÇÃO.	99
QUADRO 6.9 - DADOS INTRODUZIDOS NO PROGRAMA DA GRUNDFOS– BOMBA DE ÁGUA GELADA.	100
QUADRO 6.10 – BOMBA SELECIONADA – CIRCUITO DA ÁGUA GELADA.	100
QUADRO 6.11 - DADOS INTRODUZIDOS NO PROGRAMA BITZER - COMPRESSOR NH ₃	100
QUADRO 6.12 – CARACTERÍSTICAS PRINCIPAIS - COMPRESSOR NH ₃	100

QUADRO 6.13 - DADOS INTRODUZIDOS NO PROGRAMA BITZER-COMPRESSOR CO ₂ (CÂMARAS DE CONGELADOS)	101
QUADRO 6.14 – CARACTERÍSTICAS PRINCIPAIS - COMPRESSOR CO ₂ (CÂMARAS DE CONGELADOS)	101
QUADRO 6.15 - DADOS INTRODUZIDOS NO PROGRAMA BITZER - COMPRESSOR CO ₂ (TÚNEIS DE CONGELAÇÃO)	102
QUADRO 6.16 – CARACTERÍSTICAS PRINCIPAIS - COMPRESSOR CO ₂ (TÚNEIS DE CONGELAÇÃO)	102
QUADRO 6.17 - CARACTERÍSTICAS PRINCIPAIS – CONDENSADOR	103
QUADRO 6.18 - PERMUTADORES SELECIONADOS	103
QUADRO 6.19 - EVAPORADORES TC SELECIONADOS	104
QUADRO 6.20 - EVAPORADORES CR SELECIONADOS	104
QUADRO 6.21 EVAPORADORES CC SELECIONADOS	105
QUADRO 6.22 - DN DA TUBAGEM DO CIRCUITO NH ₃	106
QUADRO 6.23 – DN DA TUBAGEM DO CIRCUITO CO ₂	108
QUADRO 6.24 - DN DA TUBAGEM DOS CIRCUITOS HIDRÁULICOS	108
QUADRO 6.25 - VÁLVULAS DE EXPANSÃO SELECIONADAS	109
QUADRO 6.26 - ISOLAMENTO DAS TUBAGENS DE NH ₃	110
QUADRO 6.27 - ISOLAMENTO DAS TUBAGENS DE CO ₂	111
QUADRO 6.28 - ESPESSURA ISOLAMENTO - SEPARADORES DE LÍQUIDO	112
QUADRO 7.1 - POTÊNCIA FRIGORÍFICA - INSTALAÇÃO ORIGINAL	124
QUADRO 7.2 – POTÊNCIA ELÉTRICA ABSORVIDA - INSTALAÇÃO ORIGINAL	124
QUADRO 7.3 - POTÊNCIA FRIGORÍFICA - INSTALAÇÃO OTIMIZADA	125
QUADRO 7.4 – POTÊNCIA ELÉTRICA ABSORVIDA - INSTALAÇÃO OTIMIZADA	125
QUADRO 7.5 - RESUMO DAS POTÊNCIAS DA INSTALAÇÃO ORIGINAL	126
QUADRO 7.6 - RESUMO DAS POTÊNCIAS DA INSTALAÇÃO PROPOSTA	127
QUADRO 7.7 - CONSUMOS ANUAIS DAS DUAS INSTALAÇÕES	134
QUADRO 7.8 - RESULTADOS COMPARATIVOS DA INSTALAÇÃO FRIGORÍFICA ANTES E APÓS OTIMIZAÇÃO	136

1 Enquadramento

A refrigeração tem um papel crucial na indústria alimentar, garantindo a preservação e a qualidade dos produtos em toda a cadeia de fornecimento. No entanto, os sistemas frigoríficos tradicionais, que utilizam fluidos fluorados, enfrentam desafios significativos devido ao seu negativo impacto ambiental, especialmente no que diz respeito às emissões de gases com elevado potencial de aquecimento global (GWP) e à destruição da camada de ozono.

Nesse contexto, a utilização de fluidos naturais, como o dióxido de carbono (CO_2 ou R744) e o amoníaco (NH_3 ou R717), aparece como uma solução técnica e ambientalmente viável. Esses fluidos apresentam propriedades termodinâmicas favoráveis e são reconhecidos pelo seu baixo ou nulo, impacto ambiental.

Este trabalho foi desenvolvido no âmbito do trabalho final de mestrado (TFM), em regime de estágio em ambiente de empresa, realizado na empresa Dimensionar, que opera no setor da engenharia e projeto, com especialização em instalações frigoríficas, sob supervisão do Engenheiro Carlos Duque e orientação do Professor João Garcia.

Nesse sentido, este estágio teve como foco o desenvolvimento de uma proposta de otimização para uma instalação já existente, substituindo o fluido frigorigéneo utilizado por uma solução com fluidos naturais.

1.1 Motivação

Vivemos num período de grandes desafios ambientais, onde a redução do impacto ecológico das atividades humanas tornou-se uma prioridade global. A indústria da refrigeração desempenha um papel essencial em diversos setores, mas especialmente na indústria alimentar, garantindo a conservação de alimentos e a segurança alimentar em escala global. Contudo, o uso de fluidos frigoríficos não naturais (fluidos fluorados), com alto potencial de aquecimento global (GWP) e potencial de destruição da camada de ozono (ODP), tem sido um dos responsáveis no contexto das mudanças climáticas.

Neste cenário, e com a regulamentação europeia F-Gas, a procura por soluções ecológicas, sustentáveis e eficientes para os sistemas de refrigeração tornou-se uma necessidade urgente. Entre essas soluções, podem-se destacar os fluidos frigoríficos naturais, como o amoníaco (NH_3 – R717) e o dióxido de carbono (CO_2 – R744), que possuem características ambientais e termodinâmicas vantajosas. A aplicação desses fluidos em instalações frigoríficas apresenta um enorme potencial de mitigação ambiental, alinhando eficiência energética com sustentabilidade.

Embora os fluidos naturais apresentem grande potencial, a implementação destes ainda enfrenta desafios técnicos, principalmente devido às altas pressões de operação, no caso do dióxido de carbono e, no caso do amoníaco, à sua toxicidade e inflamabilidade, o que torna a segurança um fator crucial.

Na indústria alimentar, onde a eficiência dos sistemas frigoríficos é crucial para manter a competitividade e a qualidade dos produtos, a otimização das instalações é fundamental.

A minha motivação por este tema vem, em primeiro lugar, do interesse pela área da refrigeração, em especial o processo de projeto de instalações. A refrigeração é uma área técnica, desafiadora e com grande impacto na sociedade, e sempre me atraiu pelo equilíbrio entre a engenharia teórica e a aplicação prática.

Além disso, a escolha da utilização de fluidos naturais, foi motivada pela preocupação com os problemas ambientais causados pelos fluidos fluorados. A transição para soluções mais sustentáveis é essencial para atender à procura global de redução das emissões de gases e para garantir um futuro mais sustentável.

Por fim, com este trabalho não pretendo apenas contribuir para avanços técnicos e sustentáveis da área da refrigeração, mas também inspirar a adoção mais ampla de soluções ambientalmente responsáveis no setor industrial. A transição para fluidos naturais, como o NH_3 e o CO_2 , representa mais do que uma escolha tecnológica, é uma resposta aos desafios globais que equilibram inovação, eficiência energética e sustentabilidade. Este trabalho reflete o desejo de projetar sistemas que não apenas atendam às necessidades industriais, mas também promovam impactos positivos no meio ambiente, fortalecendo a ligação entre progresso técnico e a responsabilidade ambiental. Assim, espero que esta investigação inspire mudanças significativas no setor, contribuindo para um futuro mais eficiente e sustentável.

1.2 Objetivo

O presente trabalho tem como objetivo principal o desenvolvimento de uma proposta de otimização para uma instalação frigorífica existente, alterando o fluido frigorígeno utilizado. A transição será feita para fluidos naturais, como o dióxido de carbono (CO_2) e o amoníaco (NH_3), reconhecidos pela sua elevada eficiência energética e baixo impacto ambiental. Além disso, também é pretendida a integração de sistemas atualmente independentes, como túneis de congelação e câmaras de congelação, numa instalação centralizada, maximizando a eficiência operacional e energética do sistema como um todo.

Para alcançar esse objetivo, realizou-se o dimensionamento completo da instalação com os novos fluidos frigorígenos. Este processo inclui a seleção e especificação de equipamentos adequados às propriedades físicas e químicas dos fluidos CO_2 e NH_3 , considerando diferenças importantes em relação ao sistema atual. Entre os equipamentos analisados estão os compressores, condensadores, evaporadores e válvulas de expansão, bem como dispositivos de segurança específicos, fundamentais para garantir a proteção dos funcionários e do produto armazenado, dado o caráter potencialmente tóxico e inflamável do amoníaco.

Foi ainda realizada uma análise comparativa entre o sistema atual e o proposto — com base em parâmetros energéticos, ambientais e económicos. Essa análise permitirá avaliar os ganhos de eficiência, a redução no consumo de energia e a viabilidade técnica e económica da transição para os novos fluidos frigorígenos.

Por fim, é importante destacar que este trabalho está inserido no âmbito do trabalho final de mestrado. Assim, além de atender ao objetivo técnico principal, esta investigação também desempenha um papel essencial na minha formação académica e profissional, ao integrar conhecimentos teóricos e práticos numa aplicação real.

2 Estado da Arte

A procura por uma maior eficiência energética e sustentabilidade tem levado ao desenvolvimento e à otimização de sistemas frigoríficos, e neste trabalho destaca-se o uso do amoníaco (NH_3) e do dióxido de carbono (CO_2).

Neste capítulo é apresentada uma revisão dos principais conceitos da refrigeração, abordando temas como ciclo a vapor, classificação de fluidos frigoríficos, dando especial ênfase ao NH_3 e CO_2 .

A revisão do estado da arte fornece uma base teórica necessária para compreender os princípios e as melhores práticas na concepção e operação de sistemas frigoríficos, servindo como alicerce para o tema principal deste trabalho.

2.1 Ciclo frigorífico

O sistema de compressão a vapor é um dos sistemas de refrigeração mais utilizados em instalações frigoríficas. Neste sistema, o fluido é comprimido, condensado e posteriormente expandido, levando à diminuição da pressão de modo que o fluido possa evaporar a baixa pressão, e logo após ser comprimido, conforme representado na Figura 2.1 e com a representação dos seus pontos no diagrama de Mollier na Figura 2.2 [1].

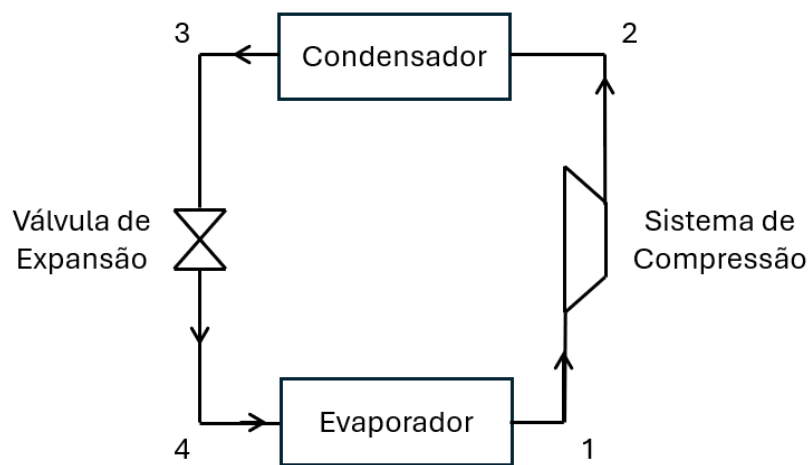


Figura 2.1 - Diagrama esquemático de um ciclo de compressão a vapor de 1 estágio.

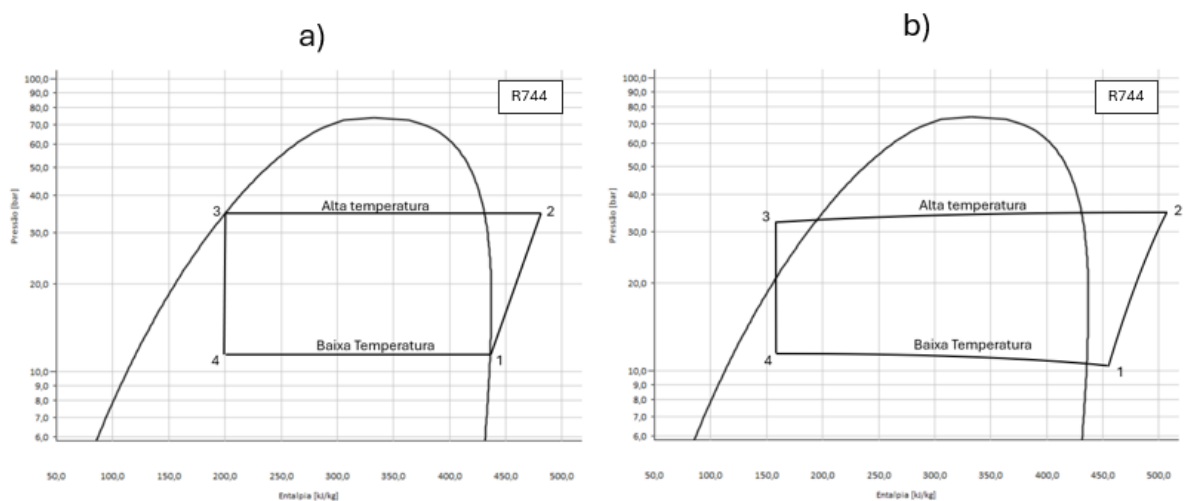


Figura 2.2 - Comparação dos Diagramas de Mollier, Teórico (a) e Real (b), de um ciclo de compressão a vapor de 1 estágio.

Ciclo ideal

O ciclo ideal ou teórico de compressão de vapor é constituído por quatro processos, cada um deles realizado em equipamentos distintos. Estes processos encontram-se representados na Figura 2.2 a) [2].

1 – 2: Compressão

No ciclo ideal, a compressão é isentrópica, isto é, a entropia mantém-se constante. O fluido entra no compressor no estado de vapor saturado e é comprimido até alcançar a pressão de condensação. Neste processo acontece um aumento significativo da temperatura e pressão, passando de vapor saturado a vapor sobreaquecido à pressão de condensação.

2 – 3: Condensação

No condensador ocorre uma troca de calor isobárica com o meio envolvente (fonte quente), ou seja, a temperatura diminui numa fase inicial, contudo, a pressão mantém-se constante. O fluido entra no condensador em vapor sobreaquecido, e ao condensar passa a líquido saturado.

3 – 4: Expansão

Na válvula de expansão, o fluido sofre uma redução isentálpica de pressão (laminagem). Essa queda de pressão resulta numa diminuição da temperatura. Essa redução de pressão é regulada de modo a atingir a temperatura pretendida para o evaporador.

4 – 1: Evaporação

Por fim, no evaporador, ocorre um ganho de calor isobárico. O fluido entra no evaporador, em mistura e ao absorver calor do meio envolvente (fonte fria), o fluido evapora até vapor saturado. A mudança de fase permite um grande fator de transferência de calor.

Ciclo Real

Já no ciclo real, comparativamente ao ideal, existem diversos fatores práticos que afetam o comportamento do sistema, como perdas por atrito e ineficiências dos equipamentos. Resultando em desvios das condições ideais, que por sua vez influenciam o rendimento e a eficiência do sistema. As principais diferenças nas etapas do ciclo real estão enumeradas abaixo, e o ciclo encontra-se representado na Figura 2.2 b) [2].

1 – 2: Compressão

A compressão real não é isentrópica. Uma vez que existem perdas no compressor. Assim, a entropia à saída do compressor é superior à de entrada sendo tanto maior quanto menor for o rendimento isentrópico do equipamento.

2 – 3: Condensação

No condensador, a troca de calor não é isobárica. Uma vez que ocorre atrito dentro das tubagens, o que leva a uma perda de carga, embora geralmente sejam pequenas e, em muitos casos, desprezáveis. Além disso, também é considerado um subarrefecimento à saída do condensador, que leva a um aumento na eficiência da instalação. Ao reduzir a temperatura do fluido antes da expansão, o efeito frigorífico é maior, permitindo retirar uma maior carga térmica do espaço a refrigerar.

3 – 4: Expansão

Já na válvula de expansão pode ocorrer alguns processos de atrito dentro da válvula. No entanto, essas perdas são desprezáveis, uma vez que não afetam significativamente o desempenho do sistema. Este processo é também chamado de “laminagem”.

4 – 1: Evaporação

No evaporador a pressão diminui, pelas mesmas razões enunciadas no condensador, e são igualmente consideradas desprezáveis na maioria dos casos. Para garantir a segurança operacional, é essencial que o fluido esteja completamente no estado de vapor sobreaquecido à saída do evaporador, ou seja haverá um sobreaquecimento do mesmo, de modo a salvaguardar que nenhum líquido chegue ao compressor, o que poderia danificá-lo.

2.1.1 Dimensionamento teórico

Para ser feito o dimensionamento dos equipamentos que realizam os quatro processos anteriormente referidos, são utilizadas as seguintes equações.

A potência mecânica de compressão é dada pela expressão (2.1) [3]:

$$\dot{W}_c = \dot{m} \times (h_2 - h_1) \quad (2.1)$$

Em que:

$$\begin{aligned} \dot{W}_c & - \text{Potência Mecânica do Compressor (kW)} \\ \dot{m} & - \text{Caudal mássico do fluido refrigerante } \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) \\ h_2 & - \text{Entalpia específica do fluido à saída do compressor } \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) \\ h_1 & - \text{Entalpia específica do fluido à entrada do compressor } \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) \end{aligned}$$

Para a potência de condensação é utilizada a expressão (2.2) [4]:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m} \times (h_2 - h_3) \quad (2.2)$$

Em que:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{cond} & - \text{Potência de Condensação (kW)} \\ \dot{m} & - \text{Caudal mássico do fluido refrigerante } \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) \\ h_2 & - \text{Entalpia específica do fluido à entrada do condensador } \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) \\ h_3 & - \text{Entalpia específica do fluido à saída do condensador } \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) \end{aligned}$$

Para a potência frigorífica é utilizada a expressão (2.3) [4]:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m} \times (h_1 - h_4) \quad (2.3)$$

Em que:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{evap} & - \text{Potência frigorífica (kW)} \\ \dot{m} & - \text{Caudal mássico do fluido refrigerante } \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) \\ h_1 & - \text{Entalpia específica do fluido à saída do evaporador } \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) \\ h_4 & - \text{Entalpia específica do fluido à entrada do evaporador } \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) \end{aligned}$$

2.2 Componentes de Sistemas Frigoríficos

2.2.1 Compressor

O compressor é o equipamento responsável pelo fornecimento de trabalho ao fluido frigorigéneo, resultando num aumento da sua pressão, aumentando por sua vez a temperatura e entalpia. Também é responsável por realizar a circulação do fluido através do sistema. Neste capítulo foram abordados dois tipos de compressores, sendo estes os utilizados no dimensionamento da instalação [5].

2.2.1.1 Compressor Alternativo

Este tipo de compressor baseia-se no movimento alternativo de um êmbolo no interior de um cilindro, é esse movimento que é responsável pela compressão do fluido.

Este movimento consiste num ciclo de 4 fases [6]:

- Fase de descompressão;
- Fase de aspiração;
- Fase de compressão;
- Fase de descarga;

De modo a facilitar o entendimento, pode ser observada a seguinte Figura 2.3:

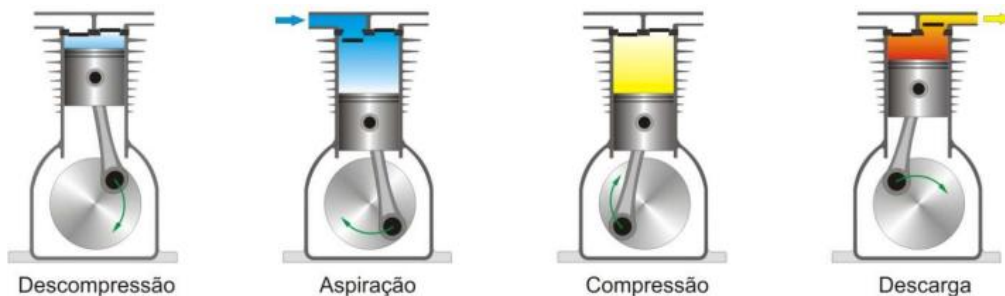


Figura 2.3 - Etapas do ciclo do compressor alternativo [6].

Este tipo de compressor é amplamente utilizado em sistemas industriais de pequena e média capacidade, uma vez que são uma boa opção a nível de custo-benefício. No entanto apresentam algumas desvantagens, como o sobreaquecimento, custos operacionais elevados, e a necessidade de um equipamento externo para fazer a separação do óleo, utilizado para fazer a lubrificação, e o fluido frigorigéneo [3].

Dentro deste tipo de compressor, existem três tipologias de construção [6]:

- Compressor aberto – Quando o compressor e o motor se encontram separados fisicamente. Existindo um elemento mecânico, como correias e parafusos, que efetuam a acoplagem entre os dois órgãos. Este tipo é utilizado para potências frigoríficas intermédias/altas.

- Compressor hermético – Quando o compressor e o motor encontram-se no mesmo invólucro. Este tipo conduz a menos perdas, sendo utilizado para potências frigoríficas reduzidas, nomeadamente usos domésticos, como em frigoríficos. A nível de manutenção, neste tipo não existe hipótese de reparação, portanto em caso de avaria, tem de se proceder à sua substituição.
- Compressor semi-hermético – Quando o compressor e o motor se encontram no mesmo invólucro, contudo existe um cabeçote removível de modo a possibilitar o acesso ao interior para reparação. Este tipo é utilizado para potências frigoríficas intermédias, nomeadamente a nível comercial.

2.2.1.2 Compressor Parafuso

O compressor parafuso, pertence ao grupo dos compressores rotativos. Inicialmente, este tipo de compressor ocupava um nicho entre os compressores centrífugos e alternativos, no entanto, as suas áreas de aplicação expandiram-se significativamente. Os modelos de maior dimensão atingem caudais ultrapassando os limites tradicionais dos compressores centrífugos, sendo, portanto, indicados para aplicações de grandes dimensões. O processo de compressão é realizado através do engrenamento dos rotores macho e fêmea. A energia é aplicada ao rotor macho e, à medida que um dos seus lóbulos se desengrena do rotor fêmea, forma-se uma cavidade que permite a entrada do gás pela porta de admissão. Com a rotação contínua, o espaço de engrenamento aumenta, permitindo que o fluido frigorigéneo preenchesse completamente a cavidade entre os lóbulos. À medida que os rotores giram, o vapor é comprimido e deslocado no sentido da porta de descarga. O volume ocupado pelo vapor é progressivamente reduzido, o que provoca um aumento da pressão. Quando a porta de descarga é exposta, o vapor comprimido começa a ser expelido do compressor. Neste ponto, o restante vapor preso é também libertado, enquanto uma nova quantidade de gás é admitida, reiniciando o ciclo de compressão com um novo par de lóbulos [7].

2.2.2 Evaporador

No evaporador ocorre a entrada de calor do ambiente no sistema frigorífico. Quanto maior for essa carga térmica, maior será a evaporação do fluido, e por sua vez, maior terá de ser o caudal mássico a passar pelo sistema [5].

2.2.2.1 Evaporadores Secos ou de Expansão Direta

O evaporador seco ou de expansão direta admite apenas a quantidade de líquido suficiente para que este seja totalmente evaporado, ou seja, o fluido entra no evaporador em estado de mistura, após passar pela válvula de expansão, e sai em vapor saturado, ou sobreaquecido. Este mecanismo funciona, uma vez que a alimentação é controlada por meio de válvulas automáticas, comandadas pela temperatura e pressão à saída do evaporador. Um sensor é posicionado na saída do evaporador, aumentando ou reduzindo a pressão na haste, permitindo que a válvula aumente ou diminua a passagem de fluido [8]. Conforme o esquema apresentado na Figura 2.4:

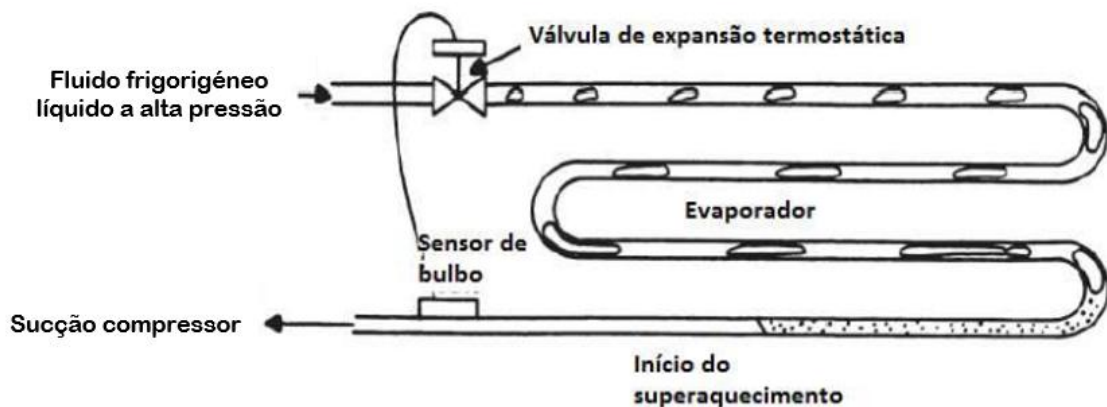


Figura 2.4 - Evaporador de Expansão Direta – Adaptado [8].

2.2.2.2 Evaporadores Inundados

Os evaporadores inundados podem ser alimentados por gravidade ou por circulação forçada através de bombas. Para qualquer um dos dois tipos, a alimentação do evaporador é feita a partir de um separador de líquido. Ao contrário do que acontece nos evaporadores de expansão direta, neste tipo, o fluido não é totalmente evaporado, saindo em fase de mistura. Essa mistura é conduzida até ao separador de líquido, onde o vapor é aspirado pelo compressor, e o líquido irá permanecer no separador, para circular novamente para o evaporador [8].

No evaporador inundado com recirculação forçada, a alimentação é feita através de uma bomba, localizada na parte inferior do separador, com uma coluna de líquido suficiente para não ocorrerem problemas de cavitação. Este sistema tem vantagem comparativamente com o tipo por gravidade, uma vez que o separador de líquido pode ficar localizado na sala de máquinas, próximo dos compressores e não necessariamente acima dos evaporadores. Este também tem vantagem sobre os evaporadores de expansão direta, uma vez que permite um maior controlo da alimentação do fluido em sistemas de múltiplos evaporadores [8].

Na Figura 2.5 é apresentado um exemplo de aplicação de evaporadores inundados:

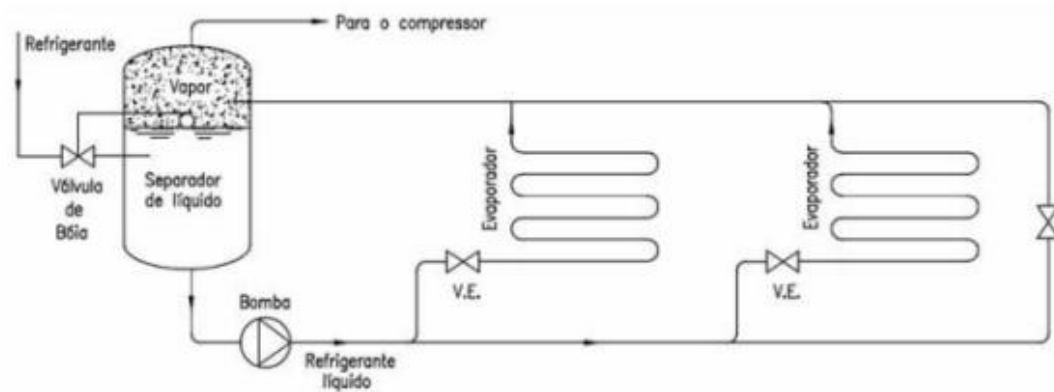


Figura 2.5 - Evaporador inundado com circulação forçada de líquido [8].

Neste tipo de evaporadores, existe uma sobrealimentação de líquido, onde apenas uma parcela evapora. Essa taxa de alimentação permite que o título do fluido à saída seja inferior à unidade [8]. A taxa de alimentação é denominada por número de recirculações, por exemplo, duas recirculações, significa que irá passar duas vezes mais caudal no evaporador do que o necessário para fazer a evaporação total, ou seja, o título no final é de 0,5. Já se for três recirculações, passará três vezes mais caudal que o necessário. Esse valor é escolhido com base no tipo de aplicação, tendo em conta a potência e a temperatura de evaporação.

2.2.3 Condensador

No condensador, acontece o inverso do evaporador, é retirado calor do sistema para o ambiente. Após o fluido ter sido comprimido, a temperatura e pressão aumenta, e, portanto, passa pelo condensador onde muda de fase, de vapor sobreaquecido para líquido, fornecendo calor para o ambiente na forma latente [5].

2.2.3.1 Condensador Evaporativo

O condensador evaporativo é um dos meios mais modernos e amplamente utilizados na indústria, centrais de processos, fábricas em geral e no setor da refrigeração. Utiliza dois fluidos, ar e água. A água, ao sair das boquilhas, cai sobre as serpentinas do condensador e retira o calor dos tubos por onde circula o fluido, provocando a sua condensação. Parte dessa água evapora, enquanto grandes quantidades de ar são movidas por um ou mais ventiladores, retirando o calor do vapor de água, o qual condensa e cai no reservatório para ser reutilizado [9].

As principais vantagens são [9]:

- Maior desempenho na condensação;
- Ocupa menos espaço;
- Baixos custos de operação e manutenção;

Os condensadores evaporativos são uma escolha indicada quando se pretende instalar um sistema compacto e eficiente, sendo muito utilizados em instalações industriais com limitação de espaço ou em locais onde se pretende evitar a instalação de torres de arrefecimento separadas [9].

A Figura 2.6 mostra um esquema de um condensador evaporativo:

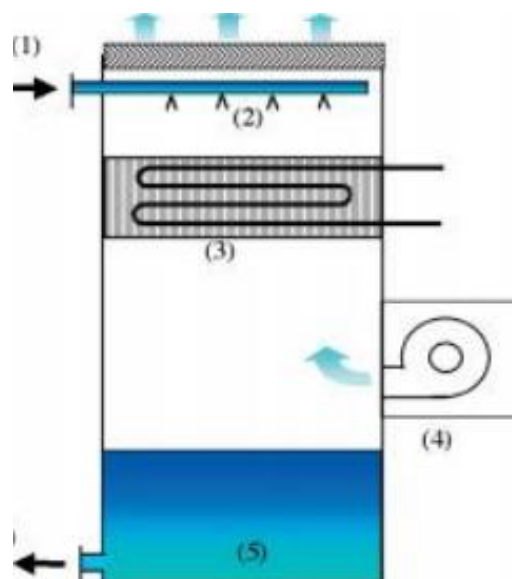


Figura 2.6 - Esquematização de um condensador evaporativo [9].

O funcionamento do condensador evaporativo baseia-se na remoção de calor do fluido refrigerante em estado de vapor através da evaporação da água pulverizada e do ar que por ele passa, o que permite alcançar temperaturas mais baixas de condensação com menor consumo de energia elétrica, sendo ideal para climas quentes ou para aplicações industriais de grande exigência térmica [9].

2.2.4 Válvula de Expansão

Na válvula de expansão ocorre a diminuição da pressão do fluido refrigerante, essa diminuição, leva à mudança de fase de uma parte do fluido, ou seja, o fluido fica em fase de mistura (fase líquida e fase de vapor) [5].

2.2.4.1 Válvula de expansão termostática

Este tipo de válvulas de expansão regula o caudal de fluido para o evaporador, utilizando um bolbo, peça que é essencial do sistema, para controlar o caudal de fluido refrigerante. O bolbo contém o mesmo fluido do sistema e está localizado na saída do evaporador. Quando há variação da temperatura nessa região, essa variação de pressão atua sobre um diafragma, que abre ou fecha a válvula, controlando assim o caudal de fluido para uma zona de pressão inferior. Esta válvula foi amplamente utilizada na refrigeração, pela sua facilidade de regulação e por protegerem o compressor contra “golpes de líquido”, uma vez que geralmente é ajustada para um sobreaquecimento de 5°C. Contudo, devido ao uso de componentes pequenos e móveis, são bastante suscetíveis a obstruções, obrigando a uma manutenção frequente [3].

2.2.4.2 Válvula de expansão eletrónica

Este tipo de válvulas diferem da anterior por não utilizarem bolbo, em vez disso, são controladas por impulsos elétricos enviados por um controlador, que recebe os valores de pressão e temperatura de dois sensores instalados na saída do evaporador. Estas válvulas têm uma maior precisão e adaptam-se melhor a variações de carga térmica ao longo do dia, sendo ideais para aplicações com exigências de controlo rigoroso. As principais desvantagens são o custo inicial ser mais elevado, e a necessidade de um controlador com sensores adicionais [3].

2.3 Fluidos Frigorigéneos

Os fluidos frigorigéneos são os elementos utilizados nos sistemas de refrigeração, os quais evaporam ao retirar calor do espaço a ser arrefecido, produzindo assim o efeito frigorífico. O desenvolvimento dos fluidos frigorigéneos ao longo do tempo, teve lugar devido a diferentes razões, tais como de segurança, estabilidade, económicas e questões ambientais, originando novas investigações e melhorias de segurança e eficiência nos equipamentos [10].

O processo de seleção do fluido para um ciclo de compressão de vapor é bastante complexo, envolve a investigação de um grande número de parâmetros, incluindo [11]:

- Propriedades termodinâmicas e de transporte;
- Faixas de temperatura;
- Relações de pressão e temperatura;
- Requisitos para o processo de compressão;
- Compatibilidade com materiais e óleo;
- Aspetos de saúde, segurança e inflamabilidade;
- Parâmetros ambientais como ODP ou GWP.

No entanto, não existe o fluido frigorigéneo ideal, que corresponda a todos esses parâmetros, portanto deve ser sempre feita uma análise, de modo a obter a solução mais correta e mais indicada para o tipo de aplicação específico.

2.3.1 Classificação

Alguns dos fluidos frigorigéneos utilizados atualmente são compostos químicos sintéticos, desenvolvidos para atender a requisitos específicos de desempenho. No entanto, muitos deles apresentam impactos ambientais significativos, devido ao seu alto ODP (Potencial de destruição da camada de ozono) ou GWP (Potencial de aquecimento global) [12]. O GWP, é uma medida que indica o quanto uma certa quantidade de um gás com efeito de estufa pode reter calor na atmosfera em comparação com a mesma quantidade de dióxido de carbono (CO_2). O valor do GWP é calculado considerando a capacidade do gás de absorver radiação infravermelha. O CO_2 é utilizado como referência, com um GWP padrão definido como 1. Portanto quanto maior o GWP, maior será o seu impacto a nível do aquecimento global [13].

Já o ODP, é um índice que quantifica o impacto de uma substância na destruição da camada de ozono. Esse valor pode variar entre 0 e 1, sendo que os valores mais próximos de zero indicam um menor potencial de destruição. E o modo de cálculo faz-se utilizando o gás R-11, cujo índice foi fixado como 1, este gás foi escolhido como padrão devido à sua ampla utilização história [13].

Os fluidos frigoríficos podem ser divididos em dois grandes grupos, os fluidos frigoríficos “não naturais”, que são caracterizados pelo enorme impacto na deterioração da camada de ozono e que contribuem de forma significativa para o aumento do efeito de estufa - são disso exemplo os CFC's (clorofluorocarbonetos), HCFC's (hidroclorofluorocarbonetos) e HFC's (hidrofluorocarbonetos) - e os fluidos frigoríficos naturais, que são aqueles que não provocam efeitos na camada de ozono e cujo impacto no aumento do efeito de estufa é baixo ou quase nulo, sendo esses os casos do CO₂ e do NH₃ [14].

Outro tipo de classificação é quanto à segurança dos mesmos, estes dividem-se em duas categorias: toxicidade e inflamabilidade. Em termos da toxicidade, pode ter os valores de A e B, sendo A correspondente a uma baixa toxicidade, e B a alta. A nível da inflamabilidade o seu valor pode variar entre 1 e 3, sendo 3 o valor correspondente a alta inflamabilidade [15]. Pode ainda ser adicionado a letra L a fluidos que apresentem velocidade de chama abaixo de 10 m/s [14].

O Quadro 2.1 apresenta um resumo da classificação dos fluidos quanto à toxicidade e inflamabilidade.

Quadro 2.1 - Classificação quanto à segurança dos fluidos frigoríficos [14].

Grupos de segurança para Fluidos Frigoríficos

	Baixa toxicidade	Alta toxicidade
Alta inflamabilidade	A3	B3
Baixa inflamabilidade	A2	B2
Sem propagação de Chama	A2L ^(a)	B2L ^(a)

(a) A2L e B2L são aplicados a fluidos que possuem baixa inflamabilidade com velocidade de chama ≤ 10 m/s

2.3.2 Regulamento F-Gas

O regulamento (EU) nº517/2014, também conhecido por regulamento F-Gas, foi introduzido para estabelecer medidas para a redução faseada do uso de gases fluorados de efeito de estufa (HFCs) [16]. Este regulamento prevê a eliminação progressiva da quantidade destes fluidos no mercado, de 100% em 2015 para 21% em 2030, conforme ilustrado na Figura 2.7.

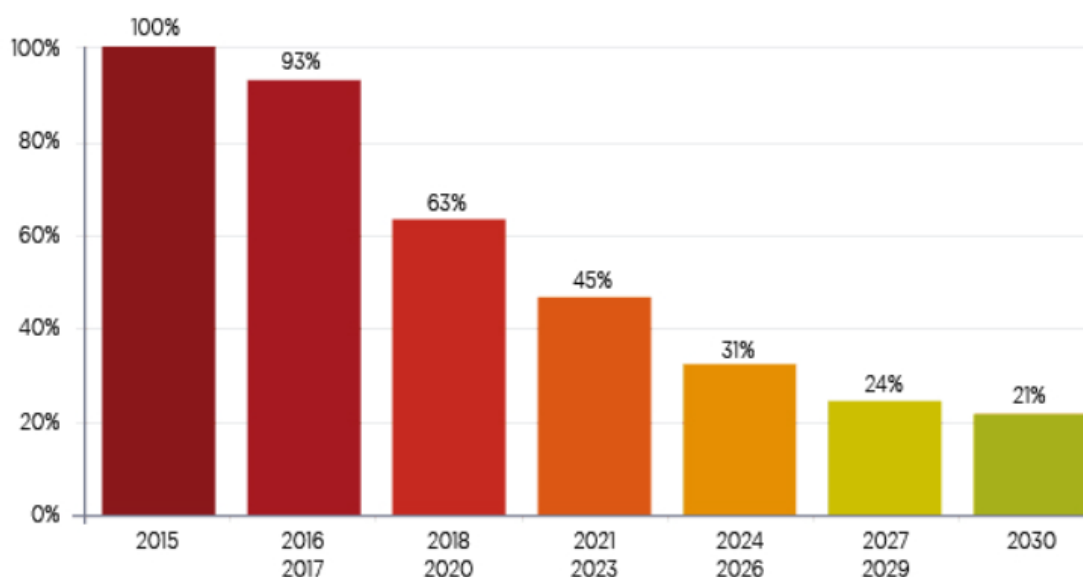


Figura 2.7 – Evolução na "retirada progressiva do mercado" de HFCs [17].

Além disso, o regulamento introduz restrições específicas para novos equipamentos baseadas no potencial de aquecimento global (GWP) dos fluidos. Desde 2015, sistemas de refrigeração domésticos devem usar substâncias com um GWP máximo de 150. A partir de 2020, sistemas de refrigeração comerciais e estacionários devem atender a limites de GWP de até 2.500. A partir de 2022, os sistemas comerciais e sistemas centralizados de maior capacidade devem obedecer a limites mais rigorosos de GWP de 150, enquanto ar condicionados do tipo Split, a partir de 2025, devem usar fluidos com GWP inferior a 750 [16]. Essas medidas destacam o compromisso da União Europeia com os objetivos climáticos, incentivando transições tecnológicas e maior eficiência ambiental no setor da refrigeração e climatização.

2.3.3 Dióxido de Carbono (CO₂ – R744)

Com os problemas ambientais relacionados com os fluidos fluorados usados atualmente, soluções como o uso de dióxido de carbono como fluido refrigerante (nome técnico R744) tem vindo a ganhar espaço no mercado, tanto a nível comercial como industrial. Apesar de só ter voltado a ser usado recentemente, o seu auge remonta à década de 30 do século XX, mas com o surgimento de fluidos sintéticos causaram a perda de importância do CO₂ [18]. Com os desenvolvimentos da tecnologia nos últimos anos, permitiu a implementação de ciclos subcríticos e transcíticos, em vários tipos de instalações.

Algumas características gerais deste fluido podem ser observadas no Quadro 2.2:

Quadro 2.2 - Características gerais do fluido refrigerante R744, Adaptado:[19].

Fluido Refrigerante	R744
Substância Natural	Sim
Nome Comercial	Dióxido de Carbono
Composição Química	CO ₂
Destrução Camada Ozono (ODP)	0
Potencial Aquecimento Global (GWP)	1
Ponto de Ebulição (°C)	-57
Temperatura Crítica (°C)	31
Pressão Crítica (Bar)	73,8
Inflamabilidade	Não
Toxicidade	Baixa

Este fluido possui ainda diversas propriedades termodinâmicas exclusivas, destacando-se dos restantes concorrentes [20]:

- Excelente coeficiente de transferência de calor;
- Alto teor energético;
- Relativamente insensível a perdas de pressão;
- Viscosidade muito baixa da fase líquida;

Contudo, este fluido também conta com algumas desvantagens, a principal é a necessidade de temperaturas e pressões muito elevadas, comparativamente com fluidos fluorados. Portanto, o seu uso é apenas adequado para sistemas novos, uma vez que não é adequado reequipar sistemas com fluidos fluorados existentes. Outra desvantagem é que, caso de fugas, o CO₂ acumula-se no solo, e uma vez que é inodoro, não pode ser detetado olfativamente, sendo, portanto, obrigatório o uso de detetores de dióxido de carbono na instalação [21].

O Quadro 2.3 apresenta uma síntese das vantagens e desvantagens do R744:

Quadro 2.3 - Vantagens e desvantagens do uso do R744 [22].

Vantagens	Desvantagens
<ul style="list-style-type: none"> • Não inflamável. • Não tóxico. • Sem odor. • Disponível no mercado a baixo custo. • Fácil serviço e manutenção • Sem Risco de Danificar os Produtos • Elevada capacidade frigorífica: Alto Coeficiente de Performance (COP) • Baixa potência consumida. • Altos coeficientes de troca térmica: Evaporadores e condensadores menores; • Reduzida perda de pressão: Válvulas e tubulações menores, menor quantidade de isolamento, etc. • Tensão superficial baixa: Elevada capacidade de expansão; 	<ul style="list-style-type: none"> • Elevada gama de pressões de projeto: O equipamento deve ser dimensionado para aguentar esta gama de pressões. • Descongelamento por gás quente (dispendioso). • Acessórios mais dispendiosos: Permutadores de calor, reservatório de óleo, filtro secador, etc. • Vazamento de ar sem odor: Em casos de fuga, o CO₂ acumula-se próximo ao chão, subindo gradualmente, podendo provocar lesões graves ou até a morte. Obrigatório uso de detetores de CO₂.

2.3.3.1 Ciclo Subcrítico e Transcrítico

O CO₂ tem a capacidade de operar em dois tipos de ciclos diferentes, subcrítico e transcrítico. É considerado que o sistema é subcrítico quando o fluido é comprimido abaixo do ponto crítico, mas acima do ponto triplo, e transcrítico quando é comprimido acima do ponto crítico [23]. O ponto crítico é o ponto limite que acima desse há mudança de fase sem condensação, sendo no caso do CO₂ 30,98°C a 73,77 bar [21]. Assim sendo acima desse ponto não é possível transferir calor latente para o meio ambiente como acontece num ciclo convencional de compressão de vapor [23]. Também importante salientar a existência do ponto triplo, este consiste no ponto em que as fases líquido, sólido e vapor coexistem, sendo no caso do CO₂ -57°C a 4,2 bar [23]. Ambos os pontos podem ser observados na Figura 2.8, em que o eixo das ordenadas está em função da pressão, e o eixo das abcissas em função da temperatura. Já na Figura 2.9 pode ser observado o diagrama de Mollier dos ciclos transcrítico e subcríticos

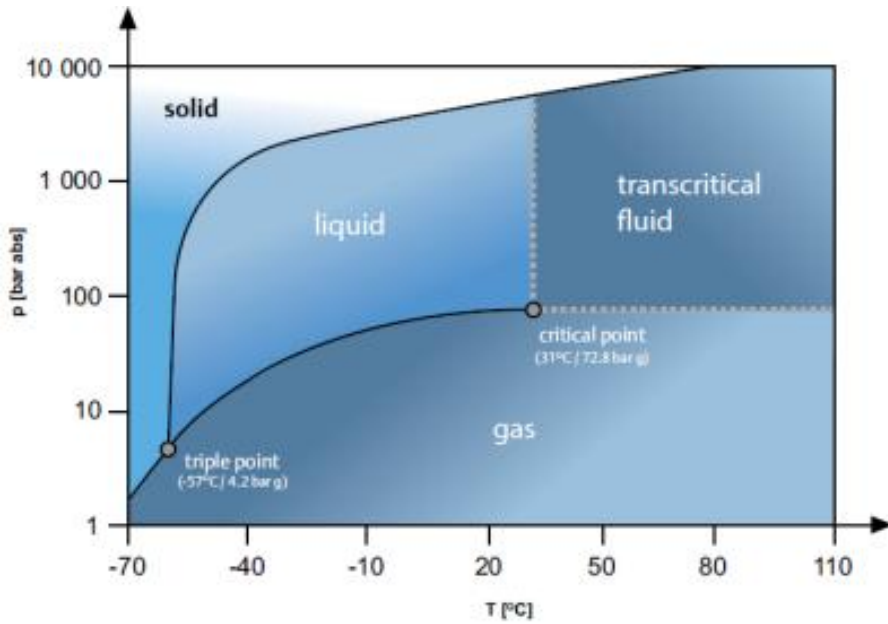


Figura 2.8 - Diagramas de Fases do CO₂ [24].

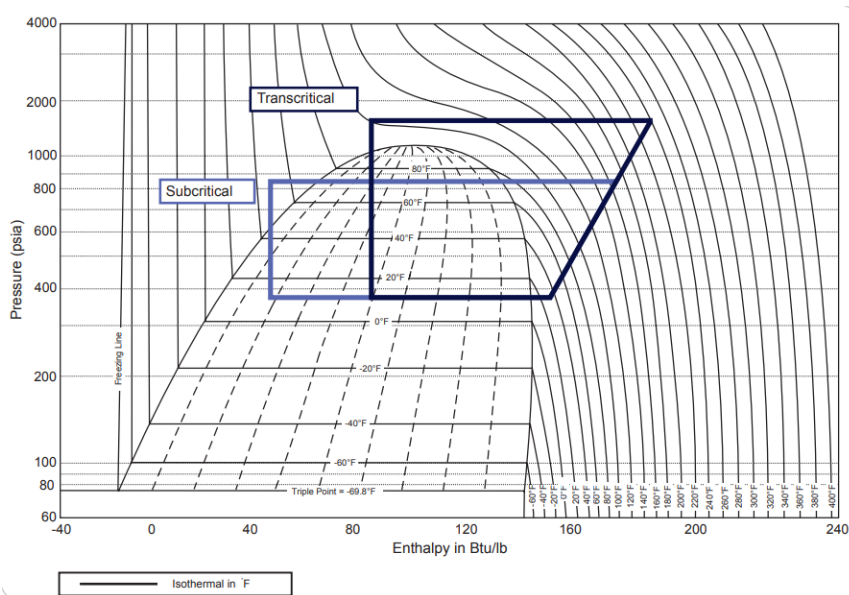


Figura 2.9 - Comparação do diagrama de Mollier, ciclo subcrítico e transcrito (Sistema de medida americano). Adaptado: [24].

O ciclo subcrítico opera quando as condições ambientais são favoráveis ou muitas vezes em conjunto com outro tipo de fluido, natural ou fluorado, uma vez que o ponto crítico é perto dos 31°C. Como a temperatura de condensação deve ser abaixo desse ponto, torna-se bastante difícil fazer a condensação com o meio ambiente, especialmente em climas temperados e quentes [25], [26]. A sua aplicação sem recorrer a outro tipo de fluido é possível, mas o seu uso é bastante restrito.

Para exemplificar, assumindo uma temperatura de condensação de 20°C (abaixo do ponto crítico), seria necessário de modo a haver uma troca eficiente de calor que a temperatura do meio exterior fosse idealmente cerca de 10°C, de forma a garantir um diferencial térmico (ΔT) de 10°C (valor recomendado segundo a norma ASHRAE). No entanto, estas condições de temperatura exterior são difíceis de alcançar ao longo de todo o ano, na maioria das regiões do mundo. Para solucionar este problema, os sistemas subcríticos recorrem a um segundo circuito, muitas vezes com amoníaco (NH₃) ou hidrofluorcarbonetos (HFCs), que absorve o calor do CO₂ e depois transfere para o ambiente de forma mais eficiente, uma vez que estes fluidos tem um ponto crítico muito superior, este tipo de sistemas denomina-se sistema em cascata. Além disso estes sistemas têm a vantagem que o CO₂ opera em pressões e temperaturas muito mais controladas [26]. Na Figura 2.10 pode ser observado um exemplo de aplicação simplificado de um sistema em cascata NH₃/CO₂.

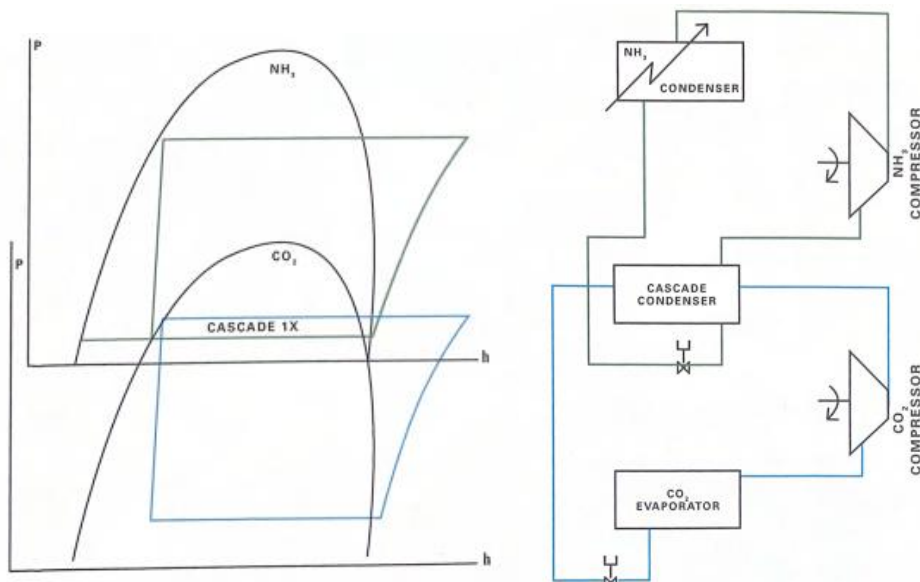


Figura 2.10 - Diagrama de Mollier e esquema de princípio do sistema em cascata NH₃/CO₂ [27].

Já o ciclo transcrito, é maioritariamente usado quando não se pretende utilizar um fluido auxiliar, como no ciclo subcrítico. Uma das características que difere do ciclo subcrítico é o modo de rejeição de calor, uma vez que a temperatura de arrefecimento do fluido é acima do ponto crítico, onde não há uma distinção clara entre líquido e gás, o calor é rejeitado através de um *Gas Cooler*, ou arrefecedor de gás em vez de um condensador.

Este sistema atinge temperaturas e pressões muito elevadas (podendo ultrapassar os 100 bar no lado de alta pressão), portanto, toda a instalação tem de estar preparada para essas condições [25].

Uma das desvantagens é a nível do efeito frigorífico, que é a capacidade de retirar carga térmica do espaço a arrefecer, é bastante menor que no subcrítico, como pode ser observado na Figura 2.9. O que leva a uma menor eficiência energética do sistema, que pode ser ainda mais afetada em climas quentes, onde a temperatura ambiente é elevada, dificultando a rejeição de calor no *Gas Cooler*.

2.3.4 Amoníaco (NH₃ – R717)

O amoníaco (NH₃), ou também designado R717, é uma substância 100% natural e de reduzido tempo de vida, não interage com a camada de ozono (ODP=0), e também não contribui para o efeito de estufa (GWP=0) [28]. Podendo ser considerado um gás biodegradável [29]. Este fluido tem sido usado como fluido frigorígeno em instalações frigoríficas desde meados do século XIX. Devido às suas melhores propriedades termodinâmicas, o R717 apresenta um melhor COP, comparativamente com os fluidos concorrentes e ainda possui uma ótima capacidade frigorífica [28]. Além disso o seu custo é bastante inferior ao dos fluidos fluorados [29].

Algumas características gerais deste fluido podem ser observadas no Quadro 2.4:

Quadro 2.4 - Características gerais do fluido frigorígeno R717. Adaptado: [19].

Fluido Frigorígeno	R717
Substância Natural	Sim
Nome Comercial	Amoníaco
Composição Química	NH ₃
Destrução Camada Ozono (ODP)	0
Potencial Aquecimento Global (GWP)	0
Ponto de Ebulição (°C)	-33
Temperatura Crítica (°C)	133
Pressão Crítica (Bar)	113,5
Inflamabilidade	Baixa
Toxicidade	Alta

Apesar de ser tóxico, tem a vantagem de ter um odor característico, o que torna fácil de detetar em caso de fugas [30]. O R717 é dos poucos fluidos naturais cuja aceitação como fluido frigorígeno está exclusivamente direcionado para a indústria, devido às suas excelentes propriedades, já enunciadas. No entanto como é um fluido tóxico que pode apresentar perigos para as pessoas, não é tão direcionado a instalações comerciais [31]. Atualmente, o R717 é muitas vezes implementado como sistema auxiliar, com o objetivo principal de minimizar o contacto direto com os produtos a armazenar. Em caso de fuga, este fluido pode contaminar o produto, tornando-o impróprio para consumo e podendo causar prejuízos financeiros para a empresa.

2.4 Sistemas Frigoríficos em Instalações Alimentares

Uma vez que se trata de um setor bastante importante para a comunidade e pode pôr em causa a saúde das pessoas, os sistemas de refrigeração utilizados na indústria alimentar desempenham um papel fundamental na preservação da qualidade e segurança dos alimentos. Esses sistemas são essenciais para controlar a temperatura de produtos perecíveis, evitando a proliferação de bactérias e micro-organismos que podem causar intoxicações alimentares. Além disso, garantem a extensão da vida útil dos produtos, minimizando desperdícios e assegurando que os consumidores tenham acesso a alimentos frescos e seguros. A manutenção e o monitoramento constantes desses sistemas são cruciais para evitar falhas que possam comprometer tanto a saúde pública quanto a confiança dos consumidores.

Embora existam muitos tipos diferentes de sistemas, há três níveis de temperatura distintos [2]:

- Media temperatura (MT) – Destinado apenas para a conservação de produtos refrigerados (entre -1°C e 5°C)

- Baixa temperatura (BT) – Destinado a manter produtos congelados (entre -18°C e -23°C)

- Ultra Baixa (UBT) – Destinada essencialmente ao uso em túneis de congelação (aproximadamente -40°C).

3 Estágio realizado

No âmbito do Mestrado em Engenharia Mecânica – Energia, Refrigeração e Climatização, foi realizado um estágio de natureza profissional na empresa Dimensionar Lda., com o objetivo principal de desenvolver o relatório final de mestrado.

3.1 Empresa

A Dimensionar, Lda. é uma empresa sediada em Sacavém, na região de Lisboa, especializada na execução de projetos de engenharia, com forte atuação nas áreas de frio industrial e comercial, bem como, em instalações de climatização (ar condicionado e ventilação), e energias renováveis.

Fundada no ano 2000, pelos engenheiros Carlos Duque e Rhodes Mendonça, a empresa surgiu após ambos terem sido, até 1998, sócios-gerentes da empresa Grupo Português de Frio, que operava nos domínios do frio industrial e do ar condicionado.

Ao longo da sua atividade, a Dimensionar tem-se destacado pela participação em projetos de grande relevância nacional na área da climatização, entre os quais se destacam:

- Edifício Olímpico da Expo 98;
- Centro Cultural de Belém;
- Teatro Camões, localizado no Parque das Nações;
- Hospitais da Luz (Benfica, Oeiras, Leiria, Seixal);
- Federação Portuguesa de Futebol, mais precisamente o edifício do Alojamento de atletas e o complexo da Cidade do Futebol em Oeiras;
- Estúdios do Canal 11;
- Entre muitos outros, tais como Hotéis, universidades, e outras fundações.

Já no setor da refrigeração, a Dimensionar também possui uma presença internacional, tendo realizado projetos de entrepostos frigoríficos para países como Angola, Argélia, França, Moçambique, Marrocos e Venezuela.

3.2 Atividades Desenvolvidas

Durante o estágio realizado na empresa Dimensionar, tive a oportunidade única de conseguir desenvolver várias atividades práticas, tanto a nível da refrigeração, como instalações de AVAC. Para tal pude contar com o apoio incansável de todos os funcionários. Esta experiência permitiu aplicar os conhecimentos adquiridos ao longo de todo o percurso académico, e para adquirir uma perceção mais realista e concreta do exercício da engenharia no contexto profissional.

Tive a oportunidade de contribuir para projetos da empresa, nomeadamente na definição de condutas, do traçado do layout, e cálculo de caudais de instalações de climatização, bem como no cálculo das cargas térmicas que esses espaços continham, tanto a nível analítico, como através de softwares específicos. Por sua vez também foi feita a elaboração de mapas de quantidades, tanto da quantidade de condutas, como de grelhas (insuflação e extração), e equipamentos. Também pude desenvolver, com o apoio do Engenheiro Rhodes Mendonça, projeto de tubagens de águas sanitárias para instalações frigoríficas, algo que nunca tinha feito, e, portanto, contribuiu para expandir a minha área de aplicação.

Ao nível das ferramentas, recorri com frequência a programas como AutoCAD, Danfoss – CoolSelector2, SketchUp e a programas de seleção de fabricantes tanto para apoio ao desenho técnico, como para escolha de acessórios. Esta prática foi determinante para o reforço das minhas competências em representação gráfica e leitura de projetos.

Globalmente, o estágio proporcionou-me uma visão abrangente das diferentes fases de um projeto de engenharia, reforçando a importância da coordenação entre especialidades e da gestão rigorosa de prazos e recursos. Foi uma experiência decisiva para o meu crescimento profissional, oferecendo-me bases sólidas para enfrentar os desafios futuros na área da engenharia mecânica.

4 Instalação Original

4.1 Descrição Geral

Definido como tema central deste trabalho, o objetivo deste projeto é a otimização de uma instalação frigorífica industrial, utilizando dióxido de carbono (CO_2) e amoníaco (NH_3) como elementos fundamentais para melhorar a eficiência energética e a sustentabilidade do sistema. Nesta secção, é descrita a instalação original a otimizar, que utiliza como fluidos a água glicolada e o fluido frigorífero R404A.

Esta instalação foi concebida em 2004 para a empresa Uniself, no contexto de uma instalação de catering localizada em São Julião do Tojal. Esta empresa destina-se à produção e distribuição de refeições, por exemplo para edifícios de educação, como escolas e universidades. O sistema de refrigeração da instalação inclui a produção de água glicolada gelada e um banco de gelo, essenciais para manter a eficiência e a continuidade dos processos de refrigeração e climatização.

A instalação serve uma variedade de processos industriais, incluindo a pasteurização de alimentos, que abrange tanto o aquecimento rápido, bem como o arrefecimento imediato. O banco de gelo fornece água gelada, essencial tanto para o arrefecimento do produto pasteurizado como para a climatização das diferentes áreas (estes dois processos representam uma potência frigorífica aproximadamente de $595kW$).

A instalação é constituída por 18 câmaras de refrigeração, cada uma projetada para uma finalidade específica e com capacidade frigorífica ajustada às respetivas necessidades.

No Quadro 4.1, encontram-se as especificações de cada câmara.

Quadro 4.1 - Características Gerais Câmaras de Refrigeração.

	Designação	Temperatura interior (°C)	Pot. Frig (kW)	Pot. Aquec (kW)	Humidificador
CF1	Câmara de Refrigerados	0/+2	15	-	-
CF2	Câmara de Diversos	0/+2	5,3	-	-
CF3	Câmara de Expedição	0/+2	7	-	-
CF4	Câmara de Espera	0/+2	4	-	-
CF5	Câmara de Espera Salgados e Pizzas	0/+2	2,5	-	-
CF6	Câmara de Massa	0/+2	1,5	-	-
CF7	Câmara do Lote 1	0/+2	3	-	-
CF8	Câmara do Lote 2	0/+2	3	-	-
CF9 *1	Câmara Descongelção de Carne	0/+2	1,5	-	Sim
CF10 *1	Câmara Descongelção de Peixe	0/+2	1,5	-	Sim
CF11 *2	Câmara de Bacalhau	0/+2	4	3	-
CF12	Câmara de Charcutaria	0/+2	2,5	-	-
CF13	Câmara de Batata Tratada	0/+2	4	-	-
CF14	Câmara de Fruta	0/+2	3	-	-
CF15	Câmara de Legumes	0/+2	6	-	-
CF16	Câmara de Aves	0/+2	4	-	-
CF17	Câmara de Carnes	0/+2	4	-	-
CF18	Câmara de Lixos	0/+2	2,5	-	-

*1 - A instalação conta com duas câmaras de descongelção de carne e peixe, ambas equipadas com sistemas de humidificação, fundamentais para evitar a perda de humidade e a desidratação dos produtos durante o processo de descongelção, garantindo a qualidade e a textura adequadas dos alimentos, bem como a redução das perdas de peso.

*2 - Esta instalação conta com uma câmara destinada à conservação do bacalhau, que tem uma bateria de aquecimento no seu interior, visando o controlo preciso de temperatura e humidade.

Passando às câmaras de congelação, esta instalação conta com 6 câmaras diferentes, enunciadas no Quadro 4.2.

Quadro 4.2 - Características Gerais Câmaras de Congelados.

	Designação	Temperatura interior (°C)	Pot. Frig (kW)
CC1	Câmara de Conservação	-18	10,6
CC2	Câmara de Expedição	-18	5,3
CC3	Câmara de Ultracongelados	-18	4
CC4	Câmara de Carne	-20	5,5
CC5	Câmara de Peixe	-25	5,5
CC6	Câmara de Legumes	-25	5,5

A instalação conta ainda com seis túneis de congelação que em conjunto com as câmaras de congelados, se distinguem das câmaras de refrigeração por serem sistemas independentes. Ao contrário das câmaras de refrigeração, que fazem parte de um sistema centralizado e integrado na instalação principal, estes túneis e câmaras de congelação operam de forma autónoma, com sistemas de controlo e refrigeração próprios e independentes da infraestrutura principal de refrigeração da instalação. Estes ao contrário das câmaras de refrigeração, em vez de serem alimentadas por água glicolada gelada, são alimentadas por um fluido fluorado R404A. Os túneis estão enunciados no Quadro 4.3.

Quadro 4.3 - Características Gerais Túneis de Congelação.

Designação	Temperatura interior (°C)	Pot. Frig (kW)
Túnel de congelação Convencional	-35	63
Células de congelação (4x)	-35	4 x 18,2
Túnel de congelação StarFrost	-35	85,8

Esta configuração oferece alguma flexibilidade, pois permite a operação autónoma de cada um e ajustes específicos para cada tipo de produto. No entanto, esta independência também acarreta vários pontos negativos, que tornam a centralização uma meta desejável neste projeto.

Um dos pontos negativos desta configuração independente é a complexidade da manutenção. Como existe mais sistemas, é necessário realizar a manutenção e monitorização individualmente em cada um deles, o que aumenta o tempo e os custos associados a estas operações.

Outro ponto negativo significativo é o consumo energético. Como existe vários sistemas independentes para os túneis e câmaras, tende a aumentar o consumo elétrico da instalação. Com um sistema centralizado, seria possível otimizar a gestão de carga e adaptar a potência de refrigeração conforme as necessidades específicas de toda a instalação, evitando o desperdício de energia.

Em suma, no desenvolver deste trabalho, uma medida que foi implementada para otimizar a instalação foi a centralização dos túneis e câmaras de congelação e também será visto o impacto que essa alteração terá a nível da eficiência geral.

4.2 Esquema de Princípio

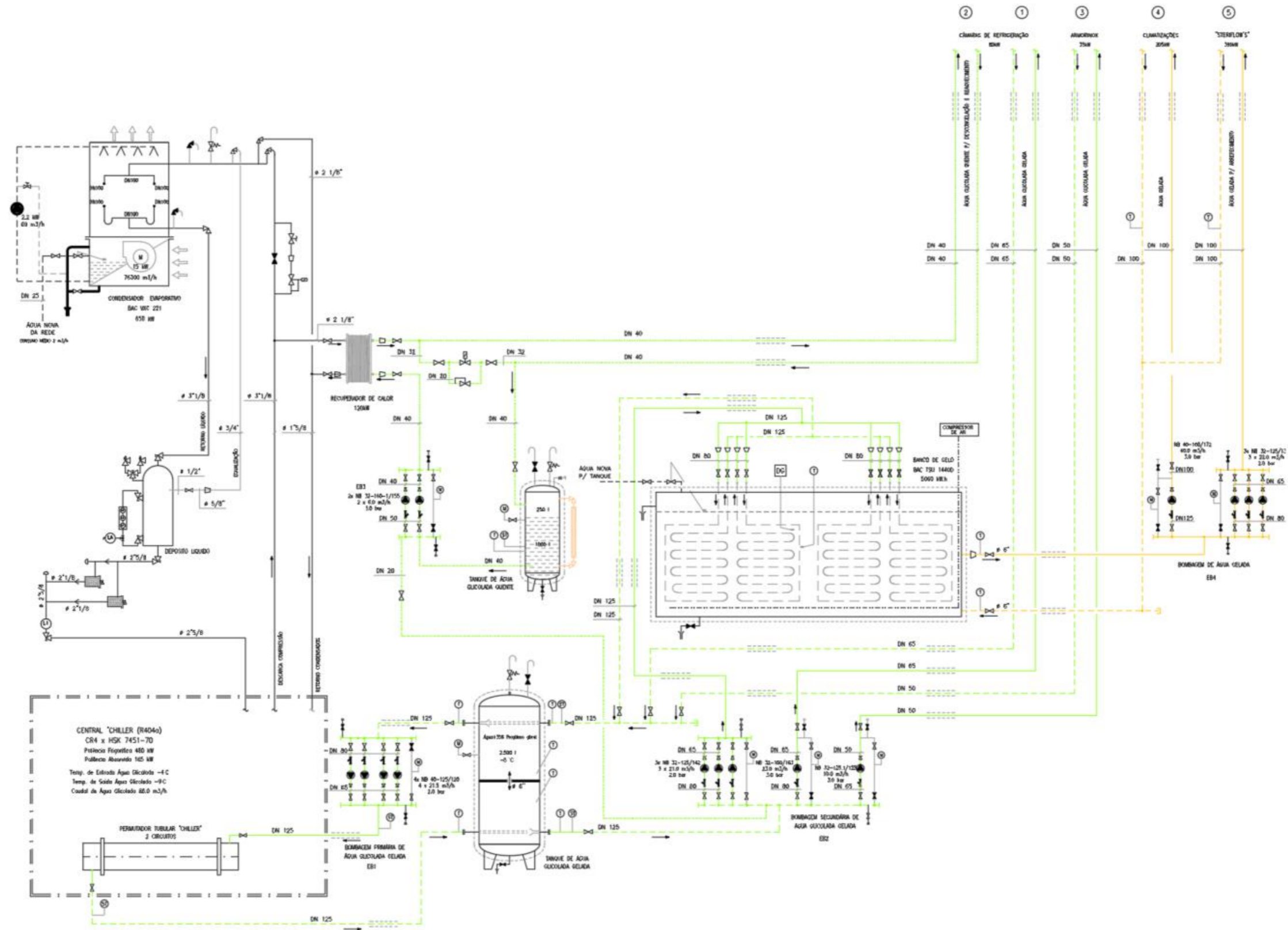


Figura 4.1 - Esquema de Princípio da instalação a otimizar. Fonte:[32].

4.2.1 Descrição Circuitos Secundários

Nesta secção foi feito uma contextualização geral do esquema de princípio da instalação a otimizar, representado na Figura 4.1. De seguida é feito a descrição dos diferentes circuitos.

Este sistema contém 5 circuitos secundários, cada um com a sua função:

- Circuito Secundário 1 – Câmara de Refrigeração;
- Circuito Secundário 2 – Câmara de Refrigeração (Descongelação e Reaquecimento);
- Circuito Secundário 3 – Armorinox;
- Circuito Secundário 4 – Climatização;
- Circuito Secundário 5 – Steriflow (Pasteurização);

4.2.1.1 Circuito Secundário 1 e 2 - Câmaras de Refrigeração

Estes circuitos a água glicolada têm o propósito de abastecer as câmaras de refrigeração, garantindo a conservação adequada dos produtos a ser armazenados. Para isso, foram necessários dois circuitos distintos, cada um servindo com o seu propósito.

O Circuito 1 utiliza água glicolada gelada a -8°C , para manter a temperatura adequada dentro da câmara de refrigeração, assegurando a conservação dos produtos. No entanto devido às temperaturas negativas do fluido que passa pelo evaporador, pode ocorrer a formação de gelo nas serpentinas, o que compromete a troca térmica eficiente e pode reduzir a eficiência do sistema. Portanto, a solução que foi encontrada para esse problema, foi a criação do Circuito 2, que opera com água glicolada quente a 30°C , recuperando calor num permutador com a descarga dos compressores. A sua função é fazer a descongelação do gelo das serpentinas do evaporador, impedindo a obstrução e garantindo que o sistema funcione de forma contínua e eficiente.

Dessa forma, a interação destes dois circuitos consegue assegurar o bom funcionamento da instalação, evitando perdas de eficiência.

Na Figura 4.2 pode ser visto o esquema de princípio da Câmara de conservação de Refrigerados (CF1), sendo as restante Câmaras de refrigeração semelhantes e podem ser encontradas em anexo.

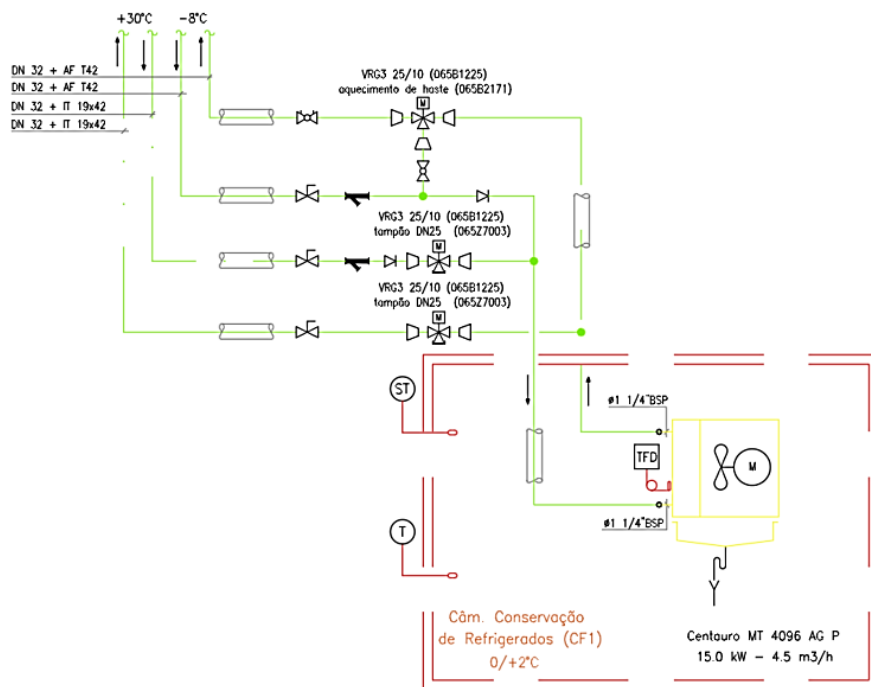


Figura 4.2 – Diagrama de Princípio Câmara de Refrigeração - CF1. Fonte:[32].

4.2.1.2 Circuito Secundário 4 – Climatizações

Este circuito é dedicado à parte da climatização de todo o edifício, desde salas de preparação do produto, até locais de passagem, como corredores ou cais de descarga. E como se trata de climatização, onde existe pessoas a trabalhar, não foi necessário a utilização de água glicolada gelada (-8°C), mas sim, apenas água gelada (+1°C), proveniente de um banco de gelo. Na totalidade serão 13 espaços a climatizar. Estes espaços são divididos em duas categorias, climatizadas através de um evaporador, ou climatizadas através de uma UTA, quando tem de haver tratamento de ar no espaço a climatizar, ou seja, a ligação da água seria nas baterias de arrefecimento.

Ligações a UTAs:

- EC3 – Sala de Embalagem ($P_{frig} = 14 \text{ kW}$)
- EC4 – Sala de Doseamento Embalagem ($P_{frig} = 42 \text{ kW}$)
- EC5 – Sala de Corte ($P_{frig} = 4,8 \text{ kW}$)
- EC6 – Sala de Produção ($P_{frig} = 23 \text{ kW}$)
- EC9 – Sala de Preparação de Carnes, Peixes, etc ($P_{frig} = 15 \text{ kW}$)
- EC14 – Sala de Pasteurização ($P_{frig} = 43 \text{ kW}$)

Na Figura 4.3 é apresentado o esquema de princípio da sala de embalagem (EC3), tendo as restantes salas um esquema semelhante e podem ser encontradas em anexo.

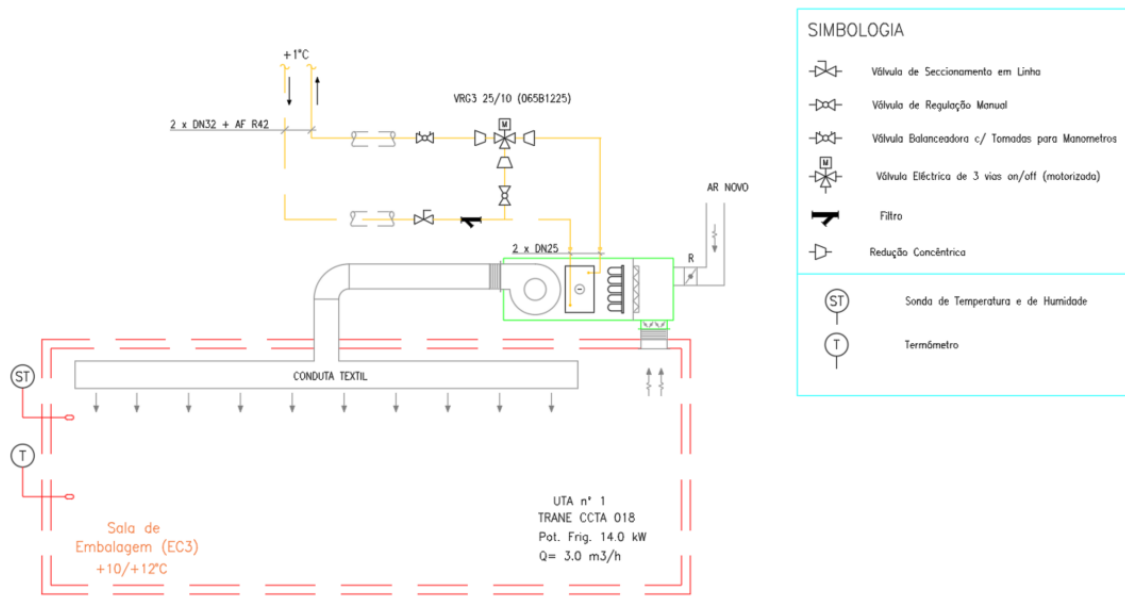


Figura 4.3 - Diagrama de Princípio UTA 1 - EC3. Fonte:[32].

Ligações a evaporadores:

- EC1 – Cais de Carga ($P_{frig} = 9 \text{ kW}$)
- EC1.1 – Cais de Carga ($P_{frig} = 4 \text{ kW}$)
- EC2 – Prep. Encomendas ($P_{frig} = 7,5 \text{ kW}$)
- EC2.1-Corredor Prep e Cais ($P_{frig} = 1,5 \text{ kW}$)
- EC7 – Corr. Prep de Massas ($P_{frig} = 2,5 \text{ kW}$)
- EC8 – Prep. De Massas ($P_{frig} = 4 \text{ kW}$)
- EC9.1 – Demolha ($P_{frig} = 4 \text{ kW}$)
- EC9.1 – Demolha ($P_{frig} = 4 \text{ kW}$)
- EC10 – Corredor ($P_{frig} = 1,5 \text{ kW}$)
- EC11 – Corredor / Câmaras ($P_{frig} = 2,5 \text{ kW}$)
- EC12 – Pre Prep. Legumes ($P_{frig} = 4 \text{ kW}$)
- EC13 – Cais Descarga ($P_{frig} = 9 \text{ kW}$)

4.2.1.3 Circuitos Secundários 3 e 5 – Armorinox e “Steriflow”

Ambos os circuitos tem a mesma função, realizar o arrefecimento rápido dos alimentos que passaram pelo processo de pasteurização, garantindo que atinjam rapidamente a temperatura de segurança desejada e preservando a qualidade do produto.

No circuito 3 (Armorinox) é usado o mesmo fluido, às mesmas condições que o circuito 1. Como este circuito possui uma potência relativamente baixa, o sistema de refrigeração a água glicolada consegue atender a demanda térmica necessária.

Já para o circuito 5 (Steriflow), a exigência de potência é significativamente superior, e, portanto, foi necessário a utilização de uma solução mais eficiente para garantir o arrefecimento rápido e contínuo. A melhor alternativa encontrada foi o uso de um banco de gelo, que funciona como um reservatório de energia térmica, armazenando energia frigorífica durante períodos onde a demanda é menor, e libertando-a rapidamente quando há necessidade de um arrefecimento intensivo.

O banco de gelo funciona acumulando “frio” ao congelar parcialmente a água durante períodos de menor carga térmica. Quando há necessidade de um arrefecimento rápido de alta potência, este liberta a energia armazenada, proporcionando uma grande vazão de água gelada com temperatura constante. Conseguindo assim garantir um arrefecimento rápido e eficiente dos alimentos.

4.3 Cálculo de Potências – Instalação Original

O cálculo de potências constituiu uma etapa fundamental na avaliação do desempenho energético do sistema de refrigeração em estudo. Neste subcapítulo procedeu-se à determinação das potências absorvidas de diversos componentes da instalação original. A partir das potências frigoríficas previamente conhecidas para cada sistema, calculou-se o caudal mássico do fluido frigorígeno. Com base nos pontos de funcionamento definidos no ciclo termodinâmico e no caudal obtido, foi possível determinar a potência absorvida, o que permitiu avaliar o consumo energético associado à instalação e estabelecer uma referência para posteriores análises comparativas.

4.3.1 Túneis de congelação

Uma vez que a instalação original conta com vários sistemas independentes, cada um tem de ser calculado separadamente.

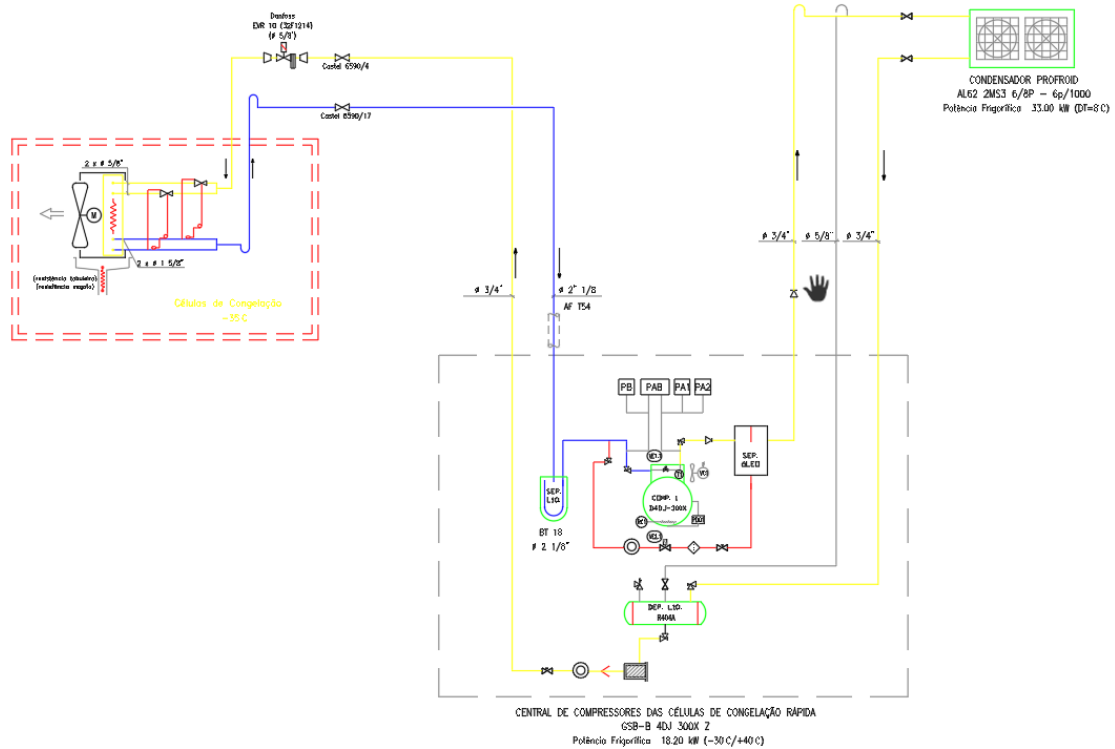


Figura 4.4 - Esquema de princípio - Túnel de congelação (Célula de Congelação).

Fonte:[32].

A Figura 4.4 apresenta o esquema de princípio de um dos tipos dos túneis de congelação, neste caso as células de congelação. Esta instalação conta com 4 células deste tipo, sendo cada uma um sistema independente. Em anexo podem ser vistos os esquemas de princípio dos vários tipos de túneis de congelação utilizados.

Apesar de algumas diferenças, principalmente a nível do tipo de condensador, todos os túneis trabalham da mesma forma, e utilizam ainda o R404A, como fluido frigorígeno.

Os pontos característicos deste sistema são:

- Ponto 1 – Saída do Evaporador / Entrada no compressor
- Ponto 2 – Saída do compressor / Entrada no condensador
- Ponto 3 – Saída do Condensador / Entrada na Válvula de Expansão
- Ponto 4 – Saída da Válvula de Expansão/ entrada no Evaporador

No que respeita às condições de cada sistema, pode ver-se o Quadro 4.4, sendo os valores retirados diretamente da documentação facultada pela empresa:

Quadro 4.4 - Potências e temperaturas - Túneis de Congelação.

Túneis de congelação				
Designação	Potência Frigorífica (kW)	T interior (°C)	T evaporação (°C)	Tipo condensador
Convencional	65	-35	-40	Evaporativo
Células de congelação 1	18,2	-35	-40	Ar
Células de congelação 2	18,2	-35	-40	Ar
Células de congelação 3	18,2	-35	-40	Ar
Células de congelação 4	18,2	-35	-40	Ar
Star Frost	85,8	-35	-40	Evaporativo
Total	223,6	kW		

Foi ainda considerado a temperatura de condensação de 45°C nos sistemas de condensação ar, já os do tipo evaporativo, de 35°C, uma vez que a temperatura de condensação é inferior. Haverá também um sobreaquecimento à saída do evaporador de 8°C, de modo a salvaguardar o compressor, garantido assim, que não haverá líquido a entrar no compressor, algo que o poderia danificar. Por fim, foi assumido um rendimento isentrópico do compressor de 85%, para ser possível calcular as entalpias do circuito [33].

Na Figura 4.5 apresenta-se a representação dos pontos dos dois circuitos diferentes no diagrama de Mollier, do fluido R404A.

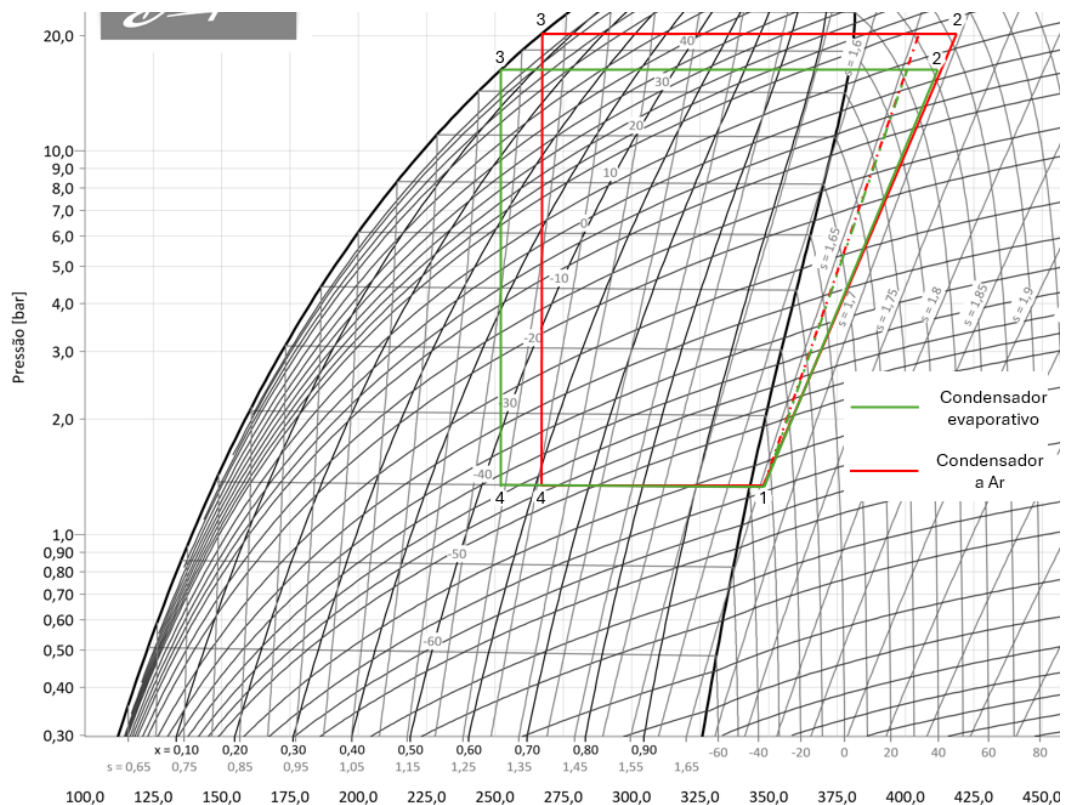


Figura 4.5 - Diagrama de Mollier - Túneis de Congelação.

Para realizar as marcações dos pontos no diagrama, iniciou-se pelo ponto 3 (saída do condensador), pois todas as suas condições são conhecidas, sendo um líquido saturado à temperatura de 45°C/35°C. A partir desse ponto, a expansão foi realizada até a temperatura de evaporação de -40°C, determinando assim o ponto 4 (entrada do evaporador). No ponto 1, ocorre a evaporação completa do fluido frigorígeno seguida de um sobreaquecimento de 8°C, resultando em uma temperatura final de -32°C. Esse processo garante que o fluido entre no compressor em estado gasoso sobreaquecido.

Para determinar o ponto 2, com a entropia já conhecida do ponto 1, é possível com a linha da pressão correspondente à temperatura de condensação, localizar o ponto com a mesma entropia. Em seguida, a entalpia foi identificada mantendo a entropia do ponto 1, obtendo assim o ponto 2s, que representa a condição teórica caso o compressor tivesse um rendimento isentrópico de 100% (sendo a linha a tracejado marcada no diagrama). Por fim, para obter as condições reais do ponto 2, foi aplicada a seguinte fórmula, que tem em conta o rendimento do compressor, e as condições do fluido à entrada do compressor, e à saída no ciclo ideal [4].

$$h_2 = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{compressor}} + h_1 \quad (4.1)$$

Em que:

$\eta_{compressor}$ – Rendimento isentrópico do compressor

Com as entalpias do Quadro 4.5 e Quadro 4.6 (considerando temperaturas de condensação diferentes, consoante o tipo de condensador utilizado), e o rendimento de 85%, pode ser possível calcular a entalpia do ponto 2.

Quadro 4.5 - Entalpias - Túneis de Congelação – Temperatura de condensação 35°C.

	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg.K)
Ponto 1	349,2	1,661
Ponto 2s (ideal)	402,2	1,661
Ponto 3	251,1	-
Ponto 4	251,1	-

Quadro 4.6 - Entalpias - Túneis de Congelação – Temperatura de condensação 45°C.

	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg.K)
Ponto 1	349,2	1,661
Ponto 2s (ideal)	407,4	1,661
Ponto 3	268,5	-
Ponto 4	268,5	-

Aplicando a fórmula (4.2):

$$h_{2_{35^\circ\text{C}}} = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{compressor}} + h_1 = \frac{402,2 - 349,2}{0,85} + 349,2 = 411,6 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{2_{45^{\circ}\text{C}}} = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{\text{compressor}}} + h_1 = \frac{407,4 - 349,2}{0,85} + 349,2 = 417,64 \text{ kJ/kg}$$

Com as entalpias já determinadas, e a potência de cada túnel de congelação conhecida, pode calcular-se o caudal de fluido necessário. Baseado nas seguintes fórmulas [4]:

$$\dot{Q}_{\text{frigorífica}} = \dot{m} \times (h_1 - h_4) \quad (4.2)$$

Em que:

$\dot{Q}_{\text{frigorífica}}$ – Potência Frigorífica (kW)

\dot{m} – Caudal mássico de fluido frigorigéneo $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$

h_1 – Entalpia específica à saída do evaporador $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$

h_4 – Entalpia específica à entrada do evaporador $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$

Aplicando a fórmula (4.3), e de forma a exemplificar utilizando a potência da célula de congelação:

$$\dot{Q}_{\text{frigorífica}_{TC}} = \dot{m} \times \Delta h \Leftrightarrow \dot{m} = \frac{\dot{Q}_{\text{frigorífica}_{TC}}}{h_1 - h_4} = \frac{18,2}{349,2 - 268,5} = 0,225 \text{ kg/s}$$

Por fim, resta apenas realizar o cálculo da potência mecânica do compressor, que é fundamental para avaliar o consumo de energia do sistema e a eficiência do ciclo de refrigeração. Esta potência pode ser determinado a partir da diferença de entalpia entre os pontos de entrada e saída do compressor, a multiplicar pelo caudal de fluido, utilizando a equação (4.4) [4]:

$$\dot{W}_c = \dot{m} \times (h_2 - h_1) \quad (4.4)$$

Em que:

\dot{W}_c – Potência Mecânica do compressor (kW)

\dot{m} – Caudal mássico de fluido frigorigéneo $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$

h_2 – Entalpia específica à saída do compressor $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$

Aplicando a fórmula (4.4), de forma a exemplificar utilizando o caudal mássico da célula de congelação:

$$\dot{W}_c = 0,225 \times (417,64 - 349,2) = 15,35 \text{ kW}$$

Utilizando o mesmo raciocínio, foi feito o cálculo da potência mecânica do compressor para os restantes túneis. Por fim, para ser obtida a potência absorvida pelo compressor, foi dividido a potência mecânica pelo rendimento elétrico do motor de 0,85 (valor tipicamente utilizado para máquinas térmicas de tamanho médio [34]), e foram obtidos os resultados apresentados no Quadro 4.7.

Quadro 4.7 – Caudal de Fluido e Potências do compressor - Túneis de Congelação.

	Caudal (kg/s)	\dot{W}_c (kW)	Pot. abs
Convencional	0,676	41,3	48,6
Células de congelação 1	0,225	15,4	18,1
Células de congelação 2	0,225	15,4	18,1
Células de congelação 3	0,225	15,4	18,1
Células de congelação 4	0,225	15,4	18,1
Star Frost	0,893	54,5	64,1

Nos desenhos fornecidos pela empresa está indicado o modelo de compressor utilizado. No entanto, para confirmar a veracidade da informação e verificar se o equipamento corresponde ao previsto, realizou-se um cálculo para comparar a potência absorvida com o valor teórico estimado. Ainda assim, para os cálculos de eficiência, foi considerado a potência absorvida dos compressores conforme apresentado na documentação técnica do fabricante.

Após consulta dos catálogos, foram obtidos resultados apresentados no Quadro 4.8:

Quadro 4.8 - Compressores reais - Túneis de Congelação.

Compressores				
	Designação	Qnt	Pot abs /cada	
Convencional	D6TJ 250X SUB	3	21,1	kW
Células de congelação 1	GSB-B 4DJ-300X Z	1	18,7	kW
Células de congelação 2	GSB-B 4DJ-300X Z	1	18,7	kW
Células de congelação 3	GSB-B 4DJ-300X Z	1	18,7	kW
Células de congelação 4	GSB-B 4DJ-300X Z	1	18,7	kW
Star Frost	HSN7461-70-Semi hermetic	2	31,2	kW
Total:			158,3	kW

Dessa forma, é possível fazer uma análise comparativa do Quadro 4.7 e Quadro 4.8 e concluir que os valores não divergem muito entre eles, com a exceção do compressor do túnel de congelação convencional, onde a discrepância é mais acentuada. Essa diferença poderá estar relacionada com os pressupostos adotados no cálculo, nomeadamente o valor do rendimento isentrópico e, ou, do rendimento elétrico do motor, que pode não refletir com precisão o desempenho real do equipamento.

É importante destacar novamente que cada sistema conta com um condensador dedicado. No caso específico do túnel de congelação convencional e do modelo Star Frost, são utilizados condensadores do tipo evaporativo. Este tipo de equipamento implica consumos energéticos adicionais, tanto nas bombas de circulação de água como nos ventiladores. No Quadro 4.9 são apresentadas as potências absorvidas por cada componente, considerando a respetiva potência de condensação.

Quadro 4.9 - Potências Absorvidas - Condensadores - Túneis de Congelação.

Condensador												
Circuito	Potência de condensação	Bomba	Ventilador									
Convencional	87	0,86	3,98	kW								
Células de congelação 1	33	-	0,79	kW								
Células de congelação 2	33	-	0,79	kW								
Células de congelação 3	33	- </tr <tr> <td>Células de congelação 4</td> <td>33</td> <td>-</td> <td>0,79</td> <td>kW</td> </tr> <tr> <td>Star Frost</td> <td>167</td> <td>0,86</td> <td>3,98</td> <td>kW</td> </tr>	Células de congelação 4	33	-	0,79	kW	Star Frost	167	0,86	3,98	kW
Células de congelação 4	33	-	0,79	kW								
Star Frost	167	0,86	3,98	kW								

4.3.2 Câmaras de Congelados

As câmaras de congelados representam outro sistema independente, e, portanto, para o cálculo do COP da instalação, vai ter de ser feito o mesmo raciocínio utilizado para os túneis de congelação.

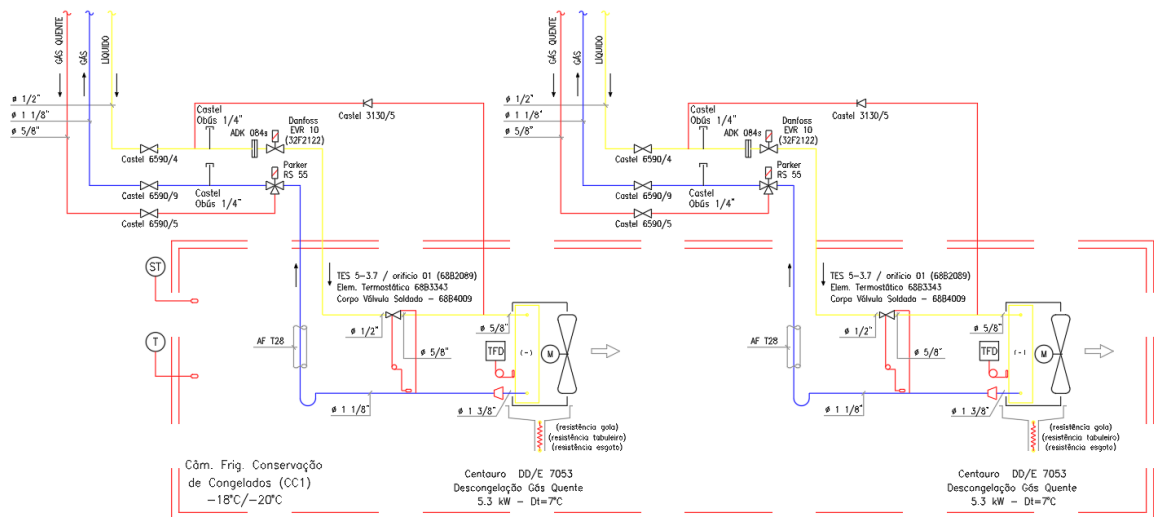


Figura 4.6 - Esquema de Princípio - Câmara de Congelados - CC1. Fonte:[32].

Na Figura 4.6 pode ser visto o esquema de princípio de uma das câmaras de congelação, neste caso a CC1-Conservação de Congelados. Esta instalação conta com 6 câmaras deste tipo, integrado num sistema independente da instalação principal.

As câmaras dividem-se em duas categorias, referentes à temperatura de evaporação pretendida, consoante o tipo de produto que vai ser armazenado no seu interior. Pode ser observado no Quadro 4.10 as potências frigoríficas e temperaturas de cada câmara:

Quadro 4.10 - Potências frigoríficas e temperaturas - Câmaras de Congelação.

Câmaras de Congelação				
Designação		Potência (kW)	T interior (°C)	T evaporação (°C)
Conservação	CC1	10,6	-18	-25
Expedição	CC2	5,3	-18	-25
Ultracongelados	CC3	4	-18	-25
Carne	CC4	5,5	-20	-25
Peixe	CC5	5,5	-25	-32
Legumes	CC6	5,5	-25	-32
Total		36,4		

Foi adotada uma diferença de temperatura de 7 °C entre o interior das câmaras e a temperatura de evaporação do fluido, a fim de garantir uma troca térmica eficiente. A única exceção é a câmara CC4. Como ela opera a uma temperatura intermediária de -20 °C — entre as duas faixas principais de operação (-18 °C e -25 °C) — a temperatura de evaporação foi ajustada para facilitar a instalação e simplificar a configuração do sistema. Nesse caso específico, a diferença de temperatura adotada foi de 5 °C.

De modo a obter as entalpias, foi feito o traçado dos pontos no diagrama de Mollier, sendo identificados 8 pontos principais no ciclo de refrigeração. As transformações termodinâmicas que ocorrem no sistema são descritas de seguida:

- 1→2 – Compressão do fluido para a pressão correspondente à temperatura de condensação de 35°C;
- 2→3 – Condensação do fluido, saindo do condensador em líquido saturado;
- 3→4 – Expansão até à temperatura de evaporação de -25°C;
- 3→5 – Expansão até à temperatura de evaporação de -32°C;
- 4→6 – Evaporação do fluido, com um sobreaquecimento de 5°C, atingindo assim -20°C;
- 5→7 – Evaporação do fluido, com um sobreaquecimento de 5°C, atingindo assim -27°C;
- 6→8 – Expansão do fluido que saiu do evaporador da temperatura de -25°C, para a temperatura de -32°C, permitindo que o sistema opere com apenas um estágio de compressão;
- 7/8→1 – Mistura dos fluxos dos pontos 7 e 8, formando o ponto 1, que dará entrada no compressor;

Na Figura 4.7 pode ser observado a representação dessas evoluções no diagrama de Mollier, referente ao fluido frigorígeno R404A.

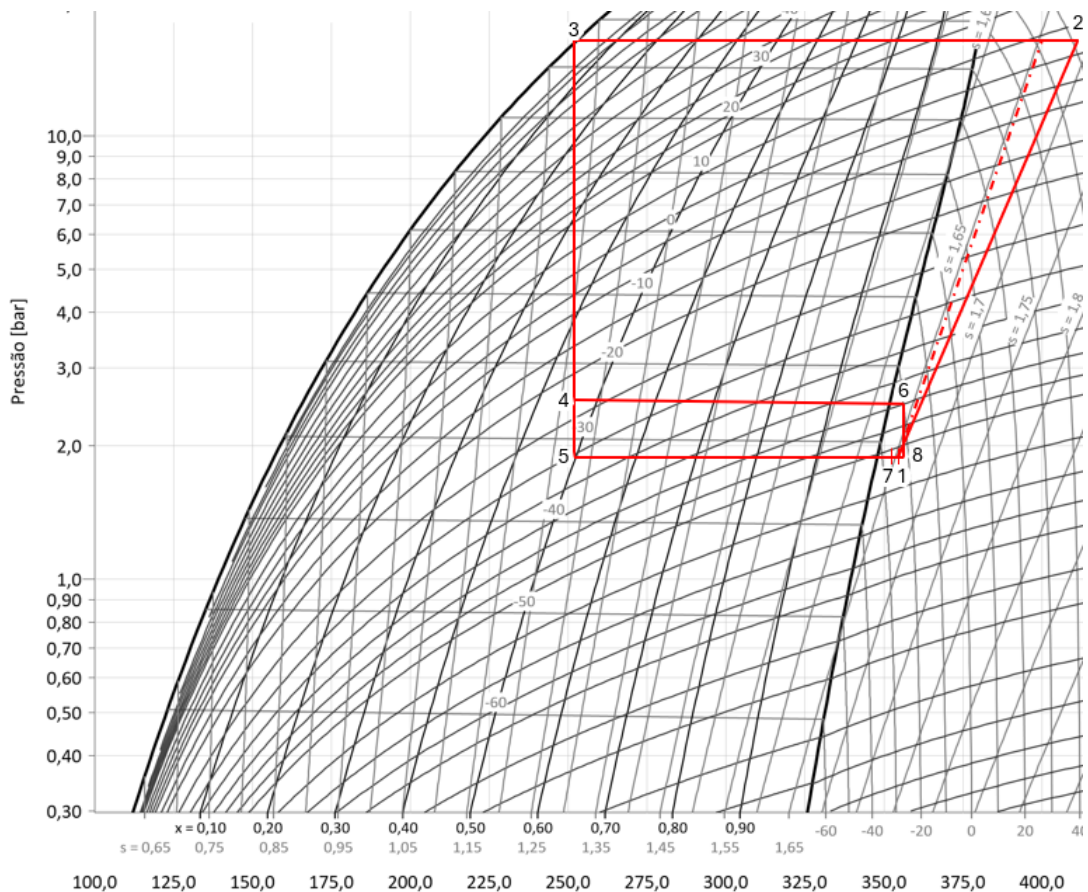


Figura 4.7 – Diagrama de Mollier – Câmaras de Congelados.

Novamente, este cálculo começou pela marcação do ponto 3, uma vez que as suas condições são conhecidas, correspondendo a líquido saturado a 35°C na saída do condensador. Em seguida, foram marcados os pontos 4 e 5, determinados pelas temperaturas de evaporação de -25°C e -32°C, respetivamente. Posteriormente, foi definido os pontos 6 e 7, considerando um sobreaquecimento de 5°C à saída do evaporador, resultando em temperaturas de -20°C e -27°C, respetivamente. Por fim, para definir o ponto 8, é feita a expansão do ponto 6 para a pressão mais baixa, referente aos pontos 5 e 7. Esta sequência na marcação dos pontos permite um mapeamento claro do ciclo no Diagrama de Mollier, facilitando a determinação das entalpias e a análise do desempenho do sistema frigorífico. No Quadro 4.11 pode ser observado a entalpia específica dos pontos já determinados.

Quadro 4.11 – Entalpia específica para Cálculo dos caudais - Câmaras de Congelados.

Entalpia específica (kJ/kg)	
Ponto 3	251,8
Ponto 4	251,8
Ponto 5	251,8
Ponto 6	356
Ponto 7	352
Ponto 8	356

Para descobrir o ponto 1, realizou-se um balanço térmico com os pontos 7 e 8. Para ser feito esse balanço, em primeiro lugar teve de ser calculado o caudal de cada ponto, ou seja, para o ponto 7 conta com o caudal das câmaras CC5 e CC6 (temperatura de evaporação de -32°C), enquanto o ponto 8, tem o caudal das restantes câmaras.

Começando por calcular o caudal que passa pelas câmaras de temperatura intermédia (-25°C). Foi feito o somatório das potencias frigoríficas.

$$\dot{Q}_{Tint} = \dot{Q}_{CC1} + \dot{Q}_{CC2} + \dot{Q}_{CC3} + \dot{Q}_{CC4} = 25,4 \text{ kW} \quad (4.5)$$

Em que:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{Tint} & - \text{Potência frigorífica das câmaras de temperatura intermédia (kW)} \\ \dot{Q}_{CCx} & - \text{Potência frigorífica da câmara } x \text{ (kW)} \end{aligned}$$

Por fim, para calcular o caudal, foi utilizada a fórmula (4.2) [4]:

$$\dot{m}_{Tint} = \frac{\dot{Q}_{Tint}}{h_6 - h_4} = \frac{25,4}{356 - 251,8} = 0,244 \text{ kg/s}$$

Em que:

$$\dot{m}_{Tint} - \text{Caudal mássico de fluido frigorígeno} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$$

Passando ao cálculo do caudal que passa pelas câmaras de baixa temperatura (-32°C), foi seguido o mesmo raciocínio feito para anteriormente.

$$\dot{Q}_{BT} = \dot{Q}_{CC5} + \dot{Q}_{CC6} = 11 \text{ kW} \quad (4.6)$$

Em que:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{BT} & - \text{Potência frigorífica das câmaras de Baixa Temperatura (kW)} \\ \dot{Q}_{CCx} & - \text{Potência frigorífica da câmara } x \text{ (kW)} \end{aligned}$$

Por fim, para calcular o caudal, foi utilizada a fórmula (4.2):

$$\dot{m}_{BT} = \frac{\dot{Q}_{BT}}{h_7 - h_5} = \frac{11}{352 - 251,8} = 0,110 \text{ kg/s}$$

Em que:

$$\dot{m}_{BT} - \text{Caudal mássico de fluido frigorígeno} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$$

Fazendo o balanço térmico, para descobrir a entalpia do ponto 1:

$$h_6 \times \dot{m}_{Tint} + h_7 \times \dot{m}_{BT} = h_1 \times (\dot{m}_{Tint} + \dot{m}_{BT}) \quad (4.7)$$

Este balanço térmico é utilizado para determinar as propriedades do fluido frigorígeno após a mistura de diferentes caudais com entalpias diferentes, garantindo que a soma das energias das correntes de entrada seja igual à energia da corrente resultante.

Aplicando a fórmula (4.9):

$$h_1 = \frac{h_6 \times \dot{m}_{Tint} + h_7 \times \dot{m}_{BT}}{(\dot{m}_{Tint} + \dot{m}_{BT})} = \frac{356 \times 0,244 + 352 \times 0,110}{(0,244 + 0,110)} = 354,8 \text{ kJ/kg}$$

Para determinar o ponto 2, com a entalpia e a pressão já conhecida do ponto 1, é possível ir obter também a entropia do ponto 1. Assim com essa entropia, indo à linha da pressão correspondente à temperatura de condensação e localizar o ponto com a mesma entropia. Em seguida, a entalpia foi identificada, obtendo assim o ponto 2s, que representa a condição teórica caso o compressor tivesse um rendimento isentrópico de 100% (sendo a linha a tracejado marcada no diagrama). Por fim, para obter as condições reais do ponto 2, foi aplicada a seguinte fórmula, que tem em conta o rendimento do compressor, e as condições do fluido à entrada do compressor, e à saída no ciclo ideal [4].

$$h_2 = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{compressor}} + h_1 \quad (4.8)$$

Em que:

$$\eta_{compressor} - \text{Rendimento isentrópico do compressor}$$

Com as entalpias seguintes, e o rendimento isentrópico de 85%, pode ser possível calcular a entalpia do ponto 2.

Aplicando a fórmula (4.1):

$$h_2 = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{compressor}} + h_1 = \frac{400,2 - 354,8}{0,85} + 354,8 = 408,2 \text{ kJ/kg}$$

Por fim, realizou-se o cálculo da potência mecânica do compressor, que é fundamental para avaliar o consumo de energia do sistema e a eficiência do ciclo de refrigeração. Foi determinado a partir da diferença de entalpia entre os pontos de entrada e saída do compressor, a multiplicar pelo caudal total de fluido, utilizando a seguinte equação [4]:

$$\dot{W}_{c_{cc}} = (\dot{m}_{Tint} + \dot{m}_{BT}) \times \Delta h \quad (4.9)$$

$$\Delta h = h_2 - h_1 \quad (4.10)$$

Em que:

$\dot{W}_{c_{cc}}$ – Potência Mecânica do compressor das câmaras de congelados (kW)

Aplicando a fórmula (4.9), de forma a exemplificar utilizando o caudal mássico da célula de congelação:

$$\dot{W}_{c_{cc}} = (0,244 + 0,110) \times (408,2 - 354,8) = 18,9 \text{ kW}$$

Seguindo o raciocínio utilizado anteriormente, para converter a potência mecânica em potência absorvida (dividindo a potência mecânica pelo rendimento elétrico do motor), obtém-se:

$$Pot_{abs} = \frac{18,9}{0,85} = 22,2 \text{ kW}$$

Novamente nos desenhos fornecidos pela empresa está indicado o modelo de compressor utilizado. No entanto, para confirmar a veracidade da informação e verificar se o equipamento corresponde ao previsto, realizou-se um cálculo para comparar a potência absorvida real do compressor com o valor teórico estimado.

Após consulta dos catálogos, foram obtidos os resultados apresentados no Quadro 4.12.

Quadro 4.12 - Compressor real – Câmaras de Congelação.

Compressor			
	Designação	Qnt	Pot abs /cada
Câmaras de Congelação	D4SL 150X	3	7,41 kW

Dessa forma, é possível verificar que o valor teórico calculado não divergem em nada do valor real.

Novamente é importante destacar que o sistema conta com um condensador dedicado. Neste caso, contará com um condensador do tipo evaporativo. No Quadro 4.13 são apresentadas as diversas potências por cada componente.

Quadro 4.13 - Potências - Condensador - Câmaras de Congelação.

Condensador				
	Pot. de condensação	Pot. Absorvida Bomba	Pot. Absorvida Ventilador	
Câmaras de congelação	83	0,43	1,98	kW

4.3.3 Circuito Principal

Para o circuito principal, os dados a ser utilizados, são os que estão representados no esquema de princípio. Uma vez que não é sabido o tipo de critério utilizado, e, portanto, de modo a diminuir erros de cálculo, foi assumido o seguinte valor.

$$\dot{W}_{compressor_{CP}} = 165 \text{ kW}$$

A nível da potência frigorífica a utilizar para calcular o COP, foi considerado o somatório das potências de todos os circuitos secundários, uma vez que é essa a potência final, ou seja, a quantidade de calor removido pretendida.

$$\dot{Q}_{frig_{Real_{CP}}} = 80 + 35 + 205 + 390 = 710 \text{ kW}$$

Este circuito tem a particularidade de ter bombas de circulação, e, portanto, para o cálculo das potências absorvidas, o valor das suas potências têm de ser consideradas.

Lista de bombas utilizadas:

- 4 x NB 40 - 125/120 (2,2kW / cada)
- 3 x NB 32 – 125/142 (3kW / cada)
- NB 32 – 160/163 (4kW)
- NB 32 – 125.1/125 (1,5kW)
- 2 x NB 32 – 160.1/155 (2,2kW / cada)
- NB 40 – 160/172 (7,5kW)
- 3 x NB 32 – 125/130 (0,25kW / cada)

Nota: Todas as potências foram obtidas a partir do catálogo da marca Grundfos. As bombas NB 40 - 125/120 e NB 32 - 125.1/125 não estavam mais disponíveis, portanto, foram seleccionados modelos similares: NB 40 - 125/116 e NB 32 - 125.1/121.

Fazendo o somatório das potências elétricas, obtém-se o seguinte valor:

$$\dot{W}_{bombas} = 35,95 \text{ kW}$$

Novamente é importante destacar que o sistema conta com um condensador dedicado. Neste caso, contará com um condensador do tipo evaporativo. No Quadro 4.14 são apresentadas as potências, conforme indicado na documentação disponibilizada pela empresa.

Quadro 4.14 - Potências - Condensador – Circuito Principal.

Condensador				
	Pot. de condensação	Pot. Absorvida Bomba	Pot. Absorvida Ventilador	
Circuito Principal	650	2,2	15	kW

5 Proposta de otimização

A solução proposta de otimização visa melhorar a eficiência energética e a sustentabilidade da instalação frigorífica original. O principal objetivo da presente reformulação é aumentar o COP (Coeficiente de Performance), e diminuir as emissões de CO₂, uma vez que a otimização do sistema passa, essencialmente, pela melhoria da eficiência global. Isso pode ser alcançado por meio da escolha de componentes mais eficientes e otimização dos ciclos frigoríficos.

Outro ponto fundamental é a substituição do fluido fluorado, o R404A, por alternativas mais sustentáveis, como o amoníaco (R717) e o dióxido de carbono (R744). Esta mudança está alinhada com as regulamentações ambientais e reduz significativamente o impacto ecológico da instalação. Garantindo maior compatibilidade com as tendências atuais da indústria frigorífica.

Além da melhoria dos fluidos frigoríficos, pretende-se centralizar todos os sistemas independentes da instalação. Esses sistemas, incluindo túneis de congelação e câmaras frigoríficas, passam assim a integrar um único circuito. Essa abordagem aumenta a eficiência energética ao reduzir o número de compressores e otimiza o controlo de carga térmica. Além disso, melhora o nível de automação e controlo, facilitando a gestão do sistema e possibilitando ajustes mais precisos para diferentes condições operacionais. Adicionalmente, a centralização reduz os custos operacionais e de manutenção, uma vez que um sistema centralizado exige menos componentes redundantes e possibilita uma monitorização mais eficaz.

Em primeiro lugar, foi necessário tomar a decisão fundamental sobre o tipo de instalação a utilizar. Após uma análise criteriosa, optou-se por um sistema em cascata, no qual o amoníaco (NH₃) operará na alta pressão e o dióxido de carbono (CO₂) na baixa pressão. Essa escolha foi feita devido a fatores técnicos e de segurança, garantindo um sistema mais eficiente e confiável.

Um dos motivos principais para esta escolha está relacionado com a segurança alimentar e operacional. Existe um receio frequente em utilizar evaporadores alimentados a amoníaco diretamente nas câmaras frigoríficas, uma vez que possíveis fugas podem contaminar e comprometer a qualidade dos produtos alimentares armazenados, o que poderia resultar em prejuízos financeiros significativos além de poderem resultar em acidentes graves. Já o CO_2 , é um fluido inofensivo para os produtos, e em caso de fugas, não representa um risco direto de contaminação do produto, mas deverá haver detetores de CO_2 , uma vez que este pode pôr em causa a segurança dos trabalhadores.

Além disso, do ponto de vista termodinâmico, o CO_2 possui um ponto crítico relativamente baixo, próximo de 31°C . Portanto, caso fosse utilizado na alta pressão, o sistema iria operar em modo transcrito, o que levaria a pressões de descarga do compressor bastante elevadas. Isso iria requerer tubagens mais robustas, equipamentos mais resistentes e um controlo operacional mais complexo, o que, por sua vez, resultaria em custos mais elevados. Ao utilizar o CO_2 em cascata com o NH_3 , essa limitação é mitigada, permitindo pressões de operação mais baixas.

É importante referir que, ao longo deste capítulo, não foram realizados cálculos relativos à estiva nem às potências frigoríficas individuais de cada câmara/túnel. Esta decisão teve como objetivo manter constante a potência frigorífica da instalação original, permitindo assim uma comparação coerente e justa entre as duas instalações.

Foi também decidido manter o banco de gelo, que é responsável por alimentar os sistemas de climatização, e o sistema de arrefecimento rápido da pasteurização.

Quanto à distribuição dos circuitos, foi definido que o circuito de CO_2 será utilizado para alimentar túneis de congelação, câmaras de congelação e câmaras de refrigeração. Já o circuito de NH_3 será utilizado para alimentar o banco de gelo, e através de um permutador de calor, realizar a condensação do circuito de CO_2 , reduzindo assim a temperatura de condensação.

Além disso, o circuito NH_3 também fornecerá calor ao sistema de reaquecimento e ao processo de descongelação das câmaras. Esse calor é recuperado num permutador localizado à saída do compressor, onde a temperatura do fluido é mais elevada. Isto permite que haja um aproveitamento energético, uma vez que esse calor seria dissipado para o meio ambiente, e é reaproveitado, sem qualquer custo adicional, além da potência absorvida das bombas de circulação.

Esse circuito de descongelação funcionará com água glicolada, escolha que se fundamenta em duas razões principais. A primeira é que a instalação original já utiliza esse fluido, evitando assim custos adicionais e permitindo o seu reaproveitamento. A segunda razão é mais técnica, no processo de descongelação a água passa por dentro dos evaporadores, mas quando parar, alguma dessa água irá ficar no interior. Caso

fosse utilizada água pura, sem a presença de glicol, iria congelar dentro dos tubos, devido à baixa temperatura envolvente, o que levaria ao dano dessa tubagem. Com o uso de água glicolada, cuja temperatura de congelação é significativamente inferior, esse risco é diminuído.

5.1 Circuito CO₂ (R744)

Na Figura 5.1 está representado o esquema de princípio do circuito CO₂, respeitando os pressupostos desenvolvidos ao longo deste capítulo.

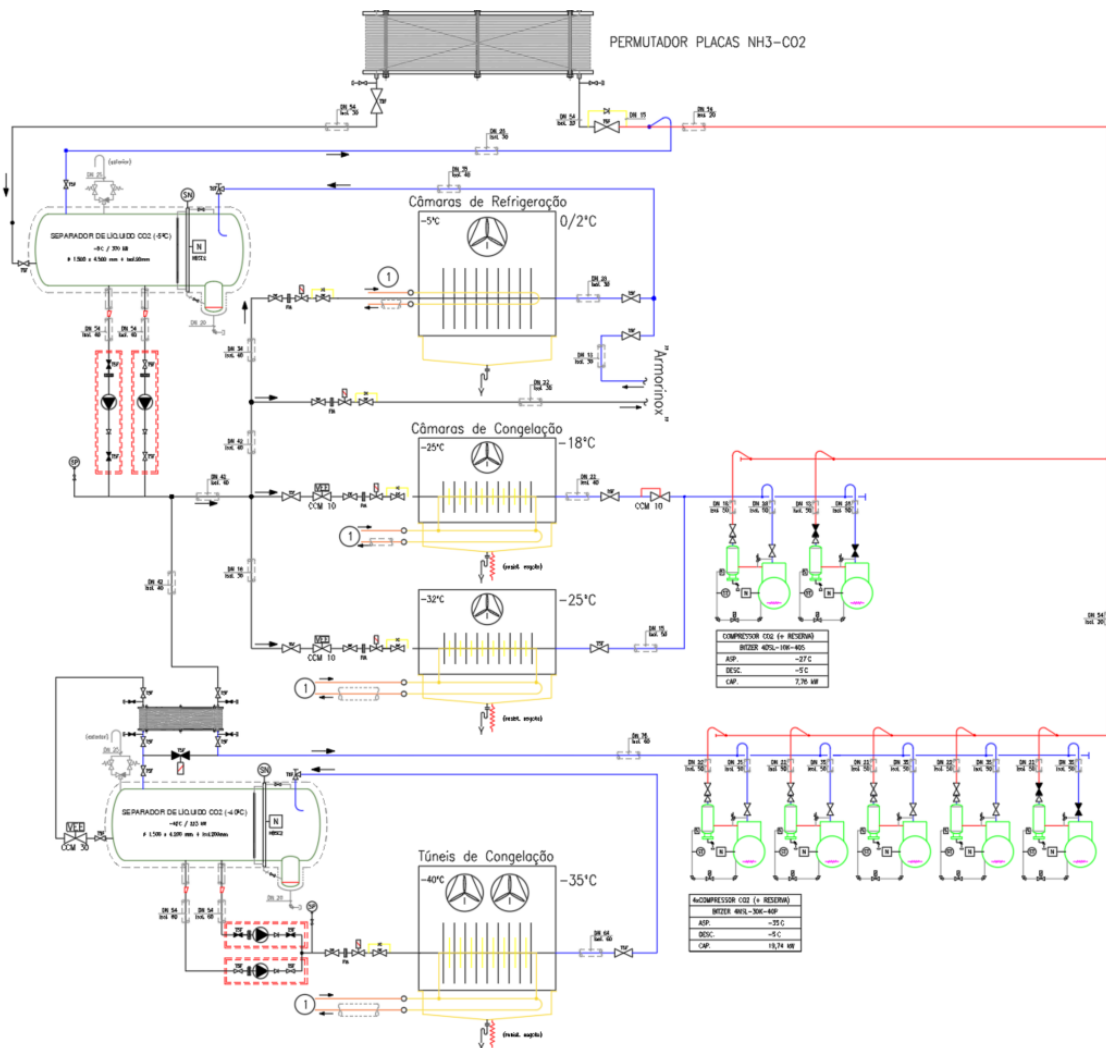


Figura 5.1 - Esquema de Princípio - Circuito do R744.

Conforme referido anteriormente, foi assumido que a condensação do CO₂ seria feita num permutador de placas, trocando calor com o circuito de NH₃. Para o correto funcionamento da instalação, prevêem-se quatro níveis distintos de temperatura: 0/2°C para as câmaras de refrigeração e *Armorinox*, -18°C e -25°C para as câmaras de congelados, e -35°C para os túneis de congelação, portanto as temperaturas de evaporação serão -5°C, -25°C e -32°C, -40°C, respetivamente.

Uma das estratégias adotadas para otimizar a eficiência do sistema consiste em definir a temperatura de condensação do CO₂ ao nível da temperatura das câmaras de refrigeração e do *Armorinox*. Deste modo, as condições do fluido à entrada do permutador CO₂/NH₃ serão semelhantes às condições à saída do fluido nos evaporadores. Isto permite eliminar a necessidade de compressão adicional do fluido que alimenta os evaporadores, visto que tanto o permutador como os evaporadores operam no mesmo patamar de pressão, garantindo assim uma solução energeticamente mais eficiente.

À saída do permutador CO₂/NH₃ foi incorporado um separador de líquido, cuja função principal é assegurar que apenas líquido saturado alimenta os evaporadores, permitindo a operação em regime de evaporador inundado. Caso ocorra a presença de mistura gás/líquido à entrada do separador, o gás, por ter menor densidade, acumula-se na parte superior do separador, sendo posteriormente aspirado e conduzido de volta ao permutador juntamente com o gás de retorno dos evaporadores que entrou no separador. É importante destacar que, para evitar a necessidade de compressão deste gás, para se movimentar para o permutador, o separador de líquido deverá ser instalado a uma cota inferior ao permutador de placas, garantindo que o gás sobe por convecção natural até ao permutador devido à diferença de altura.

Adicionalmente, o separador de líquido facilita a distribuição controlada do fluido frigorígeno para os diferentes níveis de temperatura, garantindo uma alimentação eficiente e estável. Para assegurar a circulação do fluido ao longo da instalação e vencer as perdas de carga nos diversos troços, foram adicionadas bombas de circulação, na parte inferior do reservatório.

Relativamente às câmaras de congelados (-18°C e -25°C), dado que a potência frigorífica requerida é relativamente reduzida em comparação com os túneis de congelação, foi optado por um sistema de expansão direta. Neste cenário, uma válvula de expansão que regula a expansão do fluido antes da entrada em cada evaporador, ajustando-se consoante a temperatura desejada no interior da câmara. Posteriormente, foi instalada uma válvula de regulação de pressão, que iguala a pressão do fluido após os evaporadores à pressão correspondente às câmaras de -32°C, permitindo que o fluido de diferentes patamares térmicos se unifique a uma pressão comum.

O fluido segue depois para um compressor que eleva essa pressão até à pressão de condensação. À saída do compressor, foi também incorporado um separador de óleo, com a função de capturar e separar quaisquer gotículas de óleo presentes no fluido, assegurando que retornará ao compressor e evitando perdas de eficiência no ciclo. É fundamental garantir uma adequada drenagem e retorno do óleo para evitar acumulação nos permutadores, o que poderia comprometer a troca térmica.

No que concerne aos túneis de congelação, devido à elevada potência frigorífica exigida, foi novamente incluído um separador de líquido para maximizar a eficiência. À entrada deste separador encontra-se uma válvula de expansão, responsável por reduzir a pressão do fluido, para permitir o armazenamento de CO₂ líquido saturado à temperatura de -40°C. Esta solução permite que o evaporador opere em regime de inundado, aumentando substancialmente o efeito frigorífico, já que o fluido entra no evaporador em estado líquido saturado, ao contrário do que aconteceria num sistema de expansão direta, onde uma mistura bifásica reduziria o efeito frigorífico.

Por uma questão técnica relacionada com a limitação das soluções disponíveis por parte dos fabricantes de compressores, foi constatado a inexistência de modelos adequados para operar com temperaturas de aspiração de -40 °C. Para ultrapassar esta restrição, foi necessário implementar um permutador de calor antes da entrada do compressor, utilizando como fluido secundário o fluido proveniente do separador de líquido a -5 °C, e que entrará depois no separador a -40, após ser expandido.

Esta solução permite realizar um pré-aquecimento do gás aspirado, elevando a sua temperatura em 5 °C, o que significa que a temperatura efetiva de aspiração do compressor será de -35 °C. Com este aumento, abre-se a possibilidade de escolha entre uma maior variedade de compressores disponíveis no mercado, compatíveis com essa faixa de operação, facilitando o dimensionamento.

Para além desta vantagem técnica, a implementação do permutador traz também benefícios ao nível do fluido que entra no separador de líquido a -40 °C. Ao ceder parte da sua energia térmica no permutador, a entalpia do fluido diminui, o que significa que, após sofrer a expansão, o fluido entra no separador com um título inferior (menor fração de vapor). Este efeito contribui para um melhor aproveitamento do regime de evaporador inundado, assegurando que uma maior proporção do fluido se encontra em fase líquida.

Após atravessar o evaporador, o fluido retorna ao separador de líquido sob a forma de uma mistura gás-líquido. O gás é então aspirado pela parte superior do separador, passando em seguida pelo permutador de calor antes de ser direcionado para o compressor. No compressor, a pressão do gás é elevada até atingir a pressão de condensação. O sistema conta também com um mecanismo de retorno de óleo semelhante ao utilizado anteriormente. Sendo estes mecanismos fornecidos pelo fabricante do compressor escolhido.

De modo a obter as entalpias, foi feito o traçado dos pontos do ciclo frigorífico no diagrama de Mollier, sendo identificados 18 pontos principais no ciclo de refrigeração. Estes pontos são listados de seguida:

- 1 – Ponto localizado na linha de aspiração do compressor, após passar pelo permutador de sobreaquecimento;
- 2 – Ponto de mistura dos dois escoamentos (5 e 18), e é localizado à entrada do permutador de placas NH_3/CO_2 ;
- 3 – Ponto localizado à saída permutador de placas NH_3/CO_2 , e antes da entrada do separador de líquido a -5°C ;
- 4 – Ponto localizado à saída, na parte inferior, do separador de líquido, portanto o fluido encontra-se no estado de líquido saturado;
- 5 – Ponto localizado à saída, na parte superior, do separador de líquido -5°C , portanto o fluido encontra-se no estado de vapor saturado;
- 6 – Ponto localizado na descarga das bombas de circulação, com as condições de entrada nos evaporadores das câmaras de refrigeração e *Armorinox*, ponto também de entrada no permutador;
- 7 – Ponto localizado à saída dos evaporadores das câmaras de refrigeração e *Armorinox*, e antes da entrada no retorno ao separador de líquido a -5°C ;
- 8 – Ponto localizado antes dos evaporadores das câmaras de congelação a -25°C , após ser feita a expansão do fluido;
- 9 – Ponto localizado depois dos evaporadores das câmaras de congelação a -25°C ;
- 10 – Ponto localizado antes dos evaporadores das câmaras de congelação a -32°C , após ser feita a expansão do fluido;
- 11 – Ponto localizado depois dos evaporadores das câmaras de câmaras a -32°C , juntamente com o fluido do ponto 9 que sofreu uma expansão na válvula de regulação;
- 12 – Ponto localizado após a expansão do fluido para a pressão referente a -40°C e antes da entrada do separador de líquido a -40°C ;
- 13 – Ponto localizado à saída, na parte inferior, do separador de líquido, portanto o fluido encontra-se no estado de líquido saturado;
- 14 – Ponto localizado na descarga das bombas de circulação, com as condições de entrada nos evaporadores dos túneis de congelação;
- 15 – Ponto localizado à saída dos evaporadores dos túneis de congelação e antes da entrada no retorno ao separador de líquido a -40°C ;
- 16 – Ponto localizado na descarga dos compressores, elevando o fluido do patamar de -40°C para a temperatura de condensação;
- 17 – Ponto localizado na descarga do compressor, elevando o fluido do patamar de -32°C para a temperatura de condensação;
- 18 – Ponto de mistura dos dois escoamentos (16 e 17);
- 19 - Ponto localizado à saída, na parte superior, do separador de líquido -40°C , antes de passar pelo permutador de sobreaquecimento, o fluido encontra-se no estado de vapor saturado;
- 20 - Ponto localizado à saída do permutador, antes de sofrer a expansão para a linha de pressão mais baixa.

Na Figura 5.2 é apresentado a marcação dos pontos termodinâmicos no esquema de princípio.

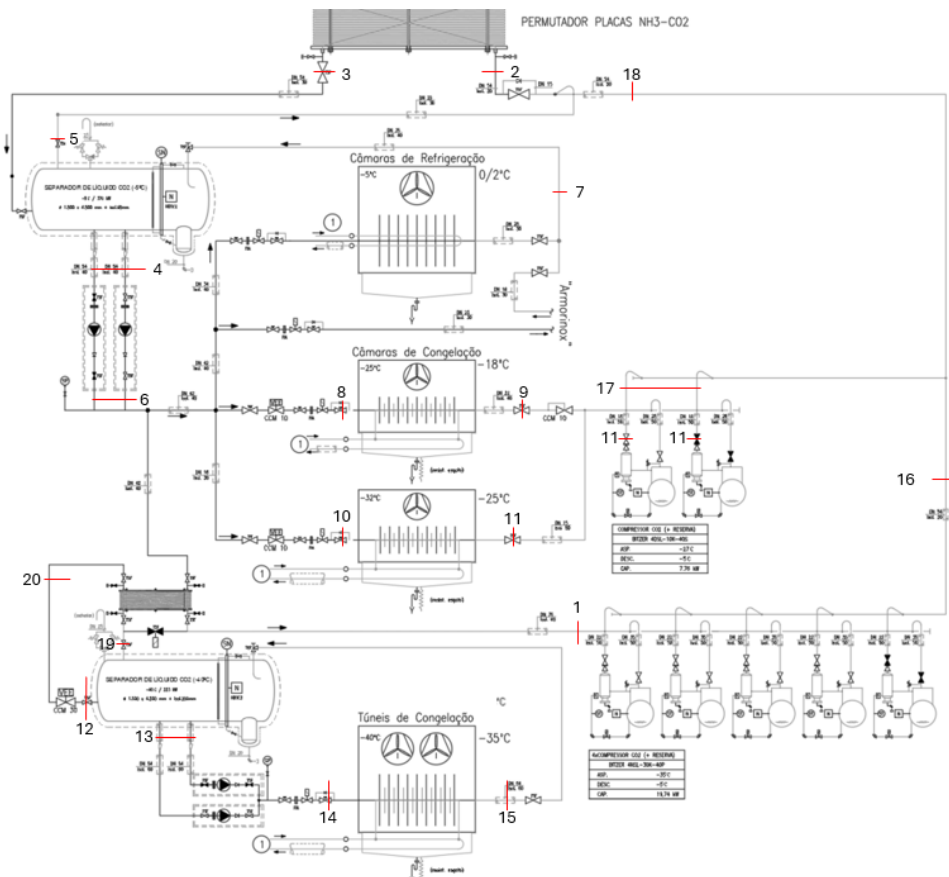


Figura 5.2 - Esquema de Princípio do circuito de R744 com a marcação dos pontos termodinâmicos.

Na Figura 5.3 encontra-se representado as evoluções no diagrama de Mollier, referente ao fluido frigorigéneo R744.

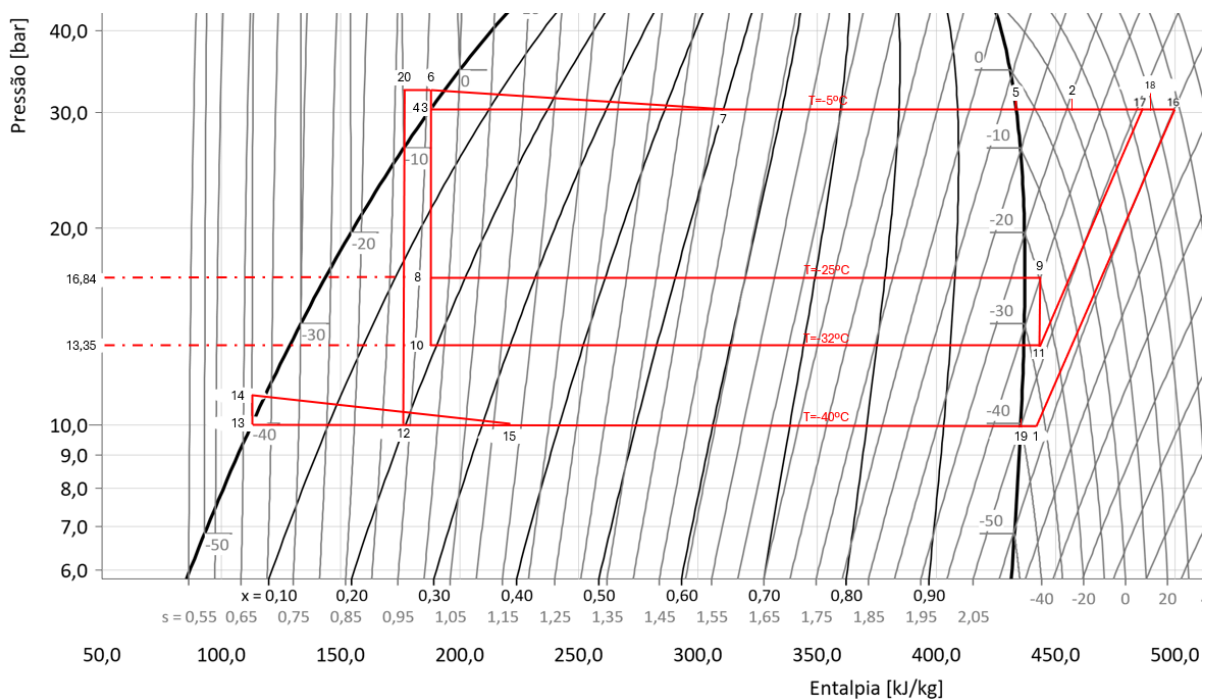


Figura 5.3 - Diagrama de Mollier - Circuito do R744.

5.1.1 Análise Entálpica do Circuito de Baixa Temperatura (CO₂)

A marcação dos pontos foi iniciada pelo ponto 3 e 4, que caso o permutador de placas CO₂/NH₃ esteja em bom funcionamento, terão as mesmas condições, sendo, portanto, líquido saturado. Já o ponto 5, tem as condições de vapor saturado, ambos a uma pressão de 30 bar, correspondente a -5°C. Para o ponto 6 foi feita uma primeira iteração, para perceber qual é o aumento de pressão, para tal foi utilizado o programa de seleção da marca *Lederle Hermetic*. Foram introduzidos os seguintes valores para o dimensionamento da bomba: a temperatura do fluido (-5 °C), a capacidade frigorífica de aproximadamente 370 kW, o número de recirculações (2 rec), e, por fim, uma pressão equivalente a 25 metros coluna de líquido (mcl), que a instalação precisa de superar.

Tipicamente, em instalações deste tipo, onde não é necessário vencer grandes distâncias nem desníveis significativos, o valor das perdas de carga não ultrapassa os 20 mcl. No entanto, a sua determinação exata é complexa, pois os fabricantes de evaporadores raramente fornecem dados detalhados sobre essas perdas. De forma empírica, sabe-se que estas costumam situar-se entre 0,5 e 0,8 bar, o que corresponde a aproximadamente 6 a 8 mcl. Acrescentando as perdas associadas às válvulas, curvas e diferenças de altura, o total ronda 20 mcl.

Para garantir uma margem de segurança adequada e evitar problemas operacionais, foi assumido um valor ligeiramente superior, fixando-se em 25 mcl. Esta escolha assegura que o sistema operará corretamente, mesmo perante pequenas variações nas condições reais de funcionamento.

Portanto através do programa de seleção, obteve-se que o aumento da pressão, nas bombas de circulação é de:

$$\Delta P_{BC1} = 0,234 \text{ MPa} = 2,34 \text{ bar}$$

O ponto 7 foi obtido, uma vez que se trata de evaporadores a trabalhar no regime de inundado. À saída do evaporador, o comportamento do fluido difere significativamente dos evaporadores de expansão direta, onde o fluido sairá em vapor saturado, ou até vapor sobreaquecido, caso seja considerado um sobreaquecimento à saída. No regime inundado, pelo contrário, existe uma quantidade controlada de líquido em excesso, garantindo uma troca térmica mais eficiente e uniforme ao longo de toda a superfície do evaporador.

Neste caso é considerado um número de recirculações, isto representa o rácio entre a quantidade de líquido que circula no evaporador e a quantidade de fluido efetivamente evaporada. Ou seja, no presente caso, o número adotado de recirculações é de 2, número tipicamente utilizado para aplicações em câmaras de refrigeração [33]. Este valor indica que circula o dobro da quantidade necessária para evaporação total,

ou seja, metade do fluido irá efetivamente evaporar no processo. Assim, o título do fluido à saída do evaporador será de aproximadamente 0,5, significando que 50% do fluido ainda se encontra em fase líquida. É importante salientar que o número de recirculações depende do tipo de aplicação, variando consoante as exigências térmicas da instalação. De nota que aplicações como os túneis de congelação, ou de alta potência, podem utilizar números de recirculação superiores (3 ou até 4), de forma a garantir maior estabilidade térmica [33].

Para obter os pontos 8 e 10, foi considerada a mesma entalpia dos pontos 3/4 e 6, mas com níveis de pressão consoante a temperatura pretendida.

Para os pontos 9, foi considerado um sobreaquecimento de 5°C à saída dos evaporadores, de modo a garantir que não irão gotículas de líquido para o compressor. Já para o ponto 11, foi considerado que tem as condições depois de uma expansão do ponto 9 para a linha de pressão do ponto 10, portanto o ponto 11 foi assumido que tem a mesma entalpia do ponto 9.

Para obter os pontos 13 e 19, através da linha de pressão equivalente à temperatura de -40°C, como se trata das duas saídas do fluido no separador de líquido, terão as condições de líquido saturado e vapor saturado, respetivamente.

Para o ponto 14 foi feita uma primeira iteração, para perceber qual é o aumento de pressão, foi utilizado novamente o programa da marca *Lederle Hermetic*.

Foram introduzidos os seguintes valores para o dimensionamento da instalação: a temperatura do fluido (-40 °C), a capacidade frigorífica de 223,6 kW, o número de recirculações (3 rec), e, por fim, uma pressão equivalente a 25 metros coluna de líquido (mcl), que a instalação precisa de superar, pelas mesmas razões enunciadas anteriormente.

Portanto através do programa de seleção, obteve-se que o aumento da pressão, nas bombas de circulação é de:

$$\Delta P_{BC1} = 0,274 \text{ MPa} = 2,74 \text{ bar}$$

Para o ponto 15, novamente tem de ser seguido o mesmo raciocínio utilizado para o ponto 7, uma vez que os túneis de congelação também irão trabalhar em regime de inundado. Neste caso foi assumido um número de recirculação de 3, ou seja, à saída do evaporador, o fluido irá ter um título de 0,33.

Como referido anteriormente, foi considerado a utilização de um permutador para aumentar a temperatura de entrada do fluido no compressor. Portanto para determinar as condições do ponto 1, foi considerado um sobreaquecimento de 5°C do ponto 19, sendo a temperatura do ponto 1 de -35°C.

Quadro 5.1 – Entalpias específicas circuito proposto de R744.

Entalpia específica (kJ/kg)	
Ponto 1	440,7
Ponto 3	188,2
Ponto 4	188,2
Ponto 5	433,4
Ponto 6	188,2
Ponto 7	311
Ponto 8	188,2
Ponto 9	442,8
Ponto 10	188,2
Ponto 11	442,8
Ponto 13	113
Ponto 14	113
Ponto 15	220,4
Ponto 19	435,3

O Quadro 5.1 foi utilizada para fazer a consulta dos valores das entalpias para realizar os cálculos seguintes.

Para obter as condições do ponto 20, realizou-se um balanço térmico, utilizando a seguinte equação, esta tem em conta a diferença de entalpias à entrada e saída, de ambos os lados, teria de ser considerado também o caudal, mas uma vez que o caudal é igual em ambos os lados, anulam-se [4].

$$h_6 - h_{20} = h_1 - h_{19} \Leftrightarrow h_{20} = h_6 - h_1 + h_{19} \quad (5.1)$$

Aplicando a fórmula (5.1):

$$h_{20} = 188,2 - 440,7 + 435,3 = 182,8 \text{ kJ/kg}$$

O ponto 12, tem a mesma entalpia do ponto 20. Uma vez que este ponto corresponde à expansão do ponto 20 para o nível de pressão a que corresponde -40°C , tendo este ponto um título de 0,217, após consulta do diagrama de Mollier.

Para determinar os pontos 16 e 17, com a entropia já conhecida dos pontos 1 e 11, é possível com a linha da pressão correspondente à temperatura de condensação, localizar os pontos com a mesma entropia. Em seguida, a entalpia foi identificada mantendo a entropia dos pontos 1 e 11, obtendo assim os pontos 16s e 17s, que representa a condição teórica caso os compressores tivessem um rendimento isentrópico de 100%. Por fim, para obter as condições reais dos pontos 16 e 17, foi aplicada a seguinte fórmula, que tem em conta o rendimento isentrópico do compressor, e as condições do fluido à entrada do compressor, e à saída no ciclo ideal [4].

$$h_{16} = \frac{h_{16s} - h_1}{\eta_{compressor}} + h_1 \quad (5.2)$$

$$h_{17} = \frac{h_{17s} - h_{11}}{\eta_{compressor}} + h_{11} \quad (5.3)$$

Em que:

$\eta_{compressor}$ – Rendimento isentrópico do compressor

Quadro 5.2 – Entalpias específicas compressores - circuito proposto de R744.

	Entalpia específica (kJ/kg)	Entropia específica (kJ/kg.K)
Ponto 1	440,7	2,073
Ponto 16s (ideal)	491,2	2,073
Ponto 11	442,8	2,037
Ponto 17s (ideal)	480,1	2,037

Aplicando as fórmulas (5.2) e (5.3) e substituindo com os valores no Quadro 5.2:

$$h_{16} = \frac{491,2 - 440,7}{0,85} + 440,7 = 500,11 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{17} = \frac{480,1 - 442,8}{0,85} + 442,8 = 486,68 \text{ kJ/kg}$$

Para obter o ponto 18, realizou-se um balanço térmico com os pontos 16 e 17. Para ser feito esse balanço, em primeiro lugar teve de ser calculado o caudal de cada ponto, ou seja, para o ponto 16 conta com o caudal que sai do separador de líquido de -40°C, que será a parte do fluido que é evaporado no evaporador inundado, enquanto o ponto 17, tem o caudal que passa pelas câmaras de congelação.

Para calcular o caudal que passa pelos túneis de congelação, e por sua vez o caudal que é aspirado pelo compressor, foi utilizada a fórmula (5.4), esta tem em conta a entalpia antes e depois dos evaporadores, ou seja, os pontos 14 e 15, [4].

$$\dot{Q}_{TC} = 223,6 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_{TC} = \frac{\dot{Q}_{TC}}{h_{15} - h_{14}} = \frac{223,6}{220,5 - 113} = 2,082 \text{ kg/s} \quad (5.4)$$

Em que:

\dot{Q}_{TC} – Somatório Potência frigorífica dos túneis de congelação (kW)

\dot{m}_{TC} – Caudal mássico de fluido frigorigéneo dos túneis de congelação $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$

Para calcular o caudal que irá para o compressor, foi feito um balanço mássico ao separador de líquido

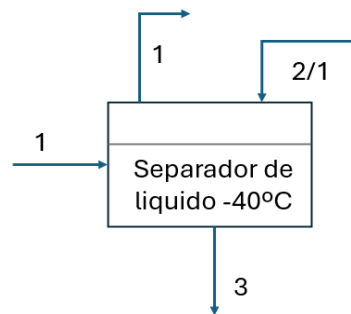


Figura 5.4 - Ilustração da distribuição do caudal no separador de líquido -40°C.

Como se verifica na Figura 5.4, sairá do separador 3 unidades, em líquido saturado, para os túneis de congelação, no retorno, entrarão no separador 2 unidades de líquido saturado, e 1 unidade de vapor saturado, sendo, portanto, essa 1 unidade que irá ser aspirada pelo compressor, e por fim de modo a equilibrar o sistema, se sai 1 unidade, tem de entrar a mesma quantidade, vindo do separador de líquido -5°C. Um ponto importante de ressaltar é que essa unidade de fluido novo que entra no separador de líquido, procedente do separador a -5°C, entra em estado de mistura, após ser expandido. Logo a componente líquida tem de conseguir garantir o caudal de líquido necessário, enquanto a componente de vapor, terá de ser também aspirada pelo compressor.

Portanto, a componente do caudal que irá para o compressor referente aos túneis de congelação, pode ser calculado utilizando a fórmula (5.5).

$$\dot{m}_{vapor\ TC} = \frac{\dot{m}_{TC}}{3} = \frac{2,082}{3} = 0,694\ kg/s \quad (5.5)$$

Em que:

$$\dot{m}_{vapor\ TC} - \text{Caudal mássico de vapor à saída dos túneis de congelação} \left(\frac{kg}{s} \right)$$

Já para a componente referente à expansão à entrada do separador de líquido, teve de ser utilizado um pressuposto base. A componente de líquido depois da expansão, tem de ser igual ao caudal de vapor que foi evaporado ao passar pelos túneis de congelação, de modo a não baixar o nível de líquido no interior do separador, nem começar a perder potência. Então para calcular a componente de líquido, sabendo a proporção entre líquido e vapor, é possível determinar a quantidade de vapor que se forma e, conseqüentemente, precisa ser aspirada.

$$\begin{bmatrix} 0,694 & 0,783 \\ \dot{m}_{\text{vapor } SL-40^{\circ}\text{C}} & 0,217 \end{bmatrix} \Leftrightarrow \dot{m}_{\text{vapor } SL-40^{\circ}\text{C}} = \frac{0,694 \times 0,217}{0,783} = 0,192 \text{ kg/s}$$

Em que:

$$\dot{m}_{\text{vapor } SL-40^{\circ}\text{C}} - \text{Caudal mássico de vapor à entrada do separador a } -40^{\circ}\text{C} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$$

Portanto o caudal total que é aspirado pelo compressor, pode ser calculado através da seguinte forma:

$$\dot{m}_{\text{compr}_{BP}} = \dot{m}_{\text{vapor } TC} + \dot{m}_{\text{vapor } SL-40^{\circ}\text{C}} = 0,694 + 0,192 = 0,886 \text{ kg/s} \quad (5.6)$$

Em que:

$$\dot{m}_{\text{compr}_{BP}} - \text{Caudal mássico de vapor do compressor de Baixa Pressão} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$$

Passando ao cálculo do fluido que passa nas câmaras de congelação.

$$\dot{Q}_{CC-25^{\circ}\text{C}} = 25,4 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{CC-32^{\circ}\text{C}} = 11 \text{ kW}$$

Em que:

$$\dot{Q}_{CC-25^{\circ}\text{C}} - \text{Somatório Potência frigorífica das câmaras de congelação } -25^{\circ}\text{C} \text{ (kW)}$$

$$\dot{Q}_{CC-32^{\circ}\text{C}} - \text{Somatório Potência frigorífica das câmaras de congelação } -32^{\circ}\text{C} \text{ (kW)}$$

Por fim, para calcular o caudal, fora utilizadas as fórmulas (5.7) e (5.8), tem em conta as entalpias antes e depois dos evaporadores, ou seja, os pontos 8 e 9, 10 e 11 [4].

$$\dot{m}_{CC-25^{\circ}\text{C}} = \frac{\dot{Q}_{CC-25^{\circ}\text{C}}}{h_9 - h_8} = \frac{25,4}{442,8 - 188,2} = 0,0998 \text{ kg/s} \quad (5.7)$$

$$\dot{m}_{CC-32^{\circ}\text{C}} = \frac{\dot{Q}_{CC-32^{\circ}\text{C}}}{h_{11} - h_{10}} = \frac{11}{442,8 - 188,2} = 0,0432 \text{ kg/s} \quad (5.8)$$

Em que:

$$\dot{m}_{CC-25^{\circ}\text{C}} - \text{Caudal mássico de fluido das câmaras de congelados } -25^{\circ}\text{C} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$$

$$\dot{m}_{CC-32^{\circ}\text{C}} - \text{Caudal mássico de fluido das câmaras de congelados } -32^{\circ}\text{C} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$$

Somando os dois caudais, obtém-se:

$$\dot{m}_{CC} = \dot{m}_{CC-25^{\circ}C} + \dot{m}_{CC-32^{\circ}C} = 0,0998 + 0,0432 = 0,143 \text{ kg/s} \quad (5.9)$$

Fazendo o balanço térmico, para descobrir a entalpia do ponto 18, aplicando a seguinte fórmula:

$$h_{16} \times \dot{m}_{compr_{BP}} + h_{17} \times \dot{m}_{CC} = h_{18} \times (\dot{m}_{compr_{BP}} + \dot{m}_{CC}) \quad (5.10)$$

Aplicando a fórmula:

$$h_{18} = \frac{500,11 \times 0,886 + 486,68 \times 0,1430}{(0,886 + 0,1430)} = 498,24 \text{ kJ/kg}$$

Fica só a faltar o ponto 2, teve de ser feito um balanço térmico com os pontos 18 e 5. Mas em primeiro lugar teve de ser calculado o caudal das câmaras de refrigeração e *Armorinox*, para obter o caudal do ponto 5.

$$\dot{Q}_{CR} = 74,3 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{AR} = 35 \text{ kW}$$

Em que:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{CR} & - \text{Potência frigorífica das câmaras de refrigeração (kW)} \\ \dot{Q}_{AR} & - \text{Potência frigorífica do Armorinox (kW)} \end{aligned}$$

Por fim, para calcular o caudal, foi utilizada a seguinte fórmula, esta tem em conta a entalpia antes e depois dos evaporadores, ou seja, os pontos 6 e 7 [4].

$$\dot{m}_{CR,AR} = \frac{\dot{Q}_{CR} + \dot{Q}_{AR}}{h_7 - h_6} = \frac{74,3 + 35}{311 - 188,2} = 0,890 \text{ kg/s} \quad (5.11)$$

Em que:

$$\dot{m}_{CR,AR} - \text{Caudal mássico de fluido das câmaras de refrigeração e Armorinox} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$$

Dentro do separador o caudal que é aspirado, é a quantidade de fluido de retorno que evaporou, nos evaporadores. Como definido anteriormente o número de recirculações é de 2, portanto o caudal que irá para o permutador para ser condensado, vindo do separador de líquido, é calculado da seguinte forma:

$$\dot{m}_{\text{ponto } 5} = \frac{\dot{m}_{CR.AR}}{2} = \frac{0,890}{2} = 0,445 \text{ kg/s} \quad (5.12)$$

Em que:

$$\dot{m}_{\text{ponto } 5} - \text{Caudal mássico de fluido do ponto 5} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$$

Fazendo o balanço térmico, para descobrir a entalpia do ponto 2, aplicando a seguinte fórmula:

$$\dot{m}_{\text{Permutador}} = \dot{m}_{\text{compr}_{BP}} + \dot{m}_{CC} + \dot{m}_{\text{ponto } 5} \quad (5.13)$$

$$h_{18} \times (\dot{m}_{\text{compr}_{BP}} + \dot{m}_{CC}) + h_5 \times \dot{m}_{\text{ponto } 5} = h_2 \times \dot{m}_{\text{Permutador}} \quad (5.14)$$

Em que:

$$\dot{m}_{\text{Permutador}} - \text{Caudal mássico de fluido que passa no permutador } NH_3/CO_2 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$$

Aplicando as fórmulas:

$$\dot{m}_{\text{Permutador}} = 0,886 + 0,143 + 0,445 = 1,474 \text{ kg/s}$$

$$h_2 = \frac{498,24 \times (0,886 + 0,143) + 433,4 \times 0,445}{1,474} = 478,66 \text{ kJ/kg}$$

No Quadro 5.3 é apresentado uma síntese dos resultados obtidos:

Quadro 5.3 – Condições Termodinâmicas - Proposta circuito - R744.

	Entalpia específica (kJ/kg)	Pressão (Bar)	Temperatura (°C)	Título x
Ponto 1	440,7	10,05	-35	-
Ponto 2	478,66	30,46	29	-
Ponto 3	188,2	30,46	-5	0
Ponto 4	188,2	30,46	-5	0
Ponto 5	433,4	30,46	-5	1
Ponto 6	188,2	32,80	-5	-
Ponto 7	311	30,46	-5	0,5
Ponto 8	188,2	16,84	-25	0,151
Ponto 9	442,8	16,84	-20	-
Ponto 10	188,2	13,35	-32	0,193
Ponto 11	442,8	13,35	-27	-
Ponto 12	182,8	10,05	-40	0,217
Ponto 13	113	10,05	-40	0
Ponto 14	113	12,79	-40	-
Ponto 15	220,4	10,05	-40	0,33
Ponto 16	500,1	30,46	48,2	-
Ponto 17	486,68	30,46	36,1	-
Ponto 18	498,24	30,46	46,7	-
Ponto 19	435,3	10,05	-40	1
Ponto 20	182,8	32,8	-7,2	-

5.1.2 Avaliação das Potências Energéticas do Sistema a CO₂

Nesta secção calculam-se todas as potências necessárias para o cálculo das eficiências. Também foi calculado a potência que irá ser trocada no permutador de placas NH₃/CO₂, uma vez que a seguir será necessário dimensionar o circuito a NH₃.

Começando pelo cálculo da potência mecânica dos compressores, para foi utilizada as fórmulas (5.15) e (5.16), que tem em conta, o caudal que passa por cada um deles, e a entalpia na aspiração e na descarga [4].

$$\dot{W}_{c_{1/16}} = \dot{m}_{compr_{BP}} \times (h_{16} - h_1) \quad (5.15)$$

$$\dot{W}_{c_{11/17}} = \dot{m}_{CC} \times (h_{17} - h_{11}) \quad (5.16)$$

Em que:

$\dot{W}_{c_{1/16}}$ – Potência Mecânica do compressor (pontos 1 → 16) (kW)

$\dot{W}_{c_{11/17}}$ – Potência Mecânica do compressor (pontos 11 → 17) (kW)

Aplicando as fórmulas (5.15) e (5.16):

$$\dot{W}_{c_{1/16}} = 0,886 \times (500,1 - 440,7) = 52,65 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{c_{11/17}} = 0,1430 \times (486,68 - 442,8) = 6,27 \text{ kW}$$

A potência trocada no permutador, sendo considerada a potência de condensação do circuito CO₂, ou seja, a potência necessária que precisa de ser retirada ao fluido, para mudar de fase, passando de vapor sobreaquecido, para líquido saturado. Para tal foi utilizada a equação 5.17, que tem em conta o caudal total que passa pelo permutador, e as entalpias antes e depois de passar no mesmo [4].

$$\dot{Q}_{Cond \text{ CO}_2} = \dot{m}_{permutador} \times (h_2 - h_3) \quad (5.17)$$

Em que:

$$\dot{Q}_{Cond \text{ CO}_2} - \text{Potência de condensação do circuito CO}_2 \text{ (kW)}$$

Aplicando a fórmula:

$$\dot{Q}_{Cond \text{ CO}_2} = 1,474 \times (478,66 - 188,2) = 428,23 \text{ kW}$$

Este resultado evidencia que, como se trata de um sistema em cascata, a potência necessária para a condensação do CO₂ está diretamente dependente da capacidade frigorífica disponível no circuito de NH₃. Ou seja, o sistema de NH₃ foi dimensionado de forma a conseguir garantir potência suficiente para absorver e remover o calor correspondente ao processo de condensação do CO₂, assegurando o correto funcionamento e equilíbrio térmico de todo o sistema.

5.2 Circuito NH₃ (R717)

Na Figura 5.5 está representado o esquema de princípio do circuito NH₃, respeitando os pressupostos desenvolvidos ao longo deste capítulo.

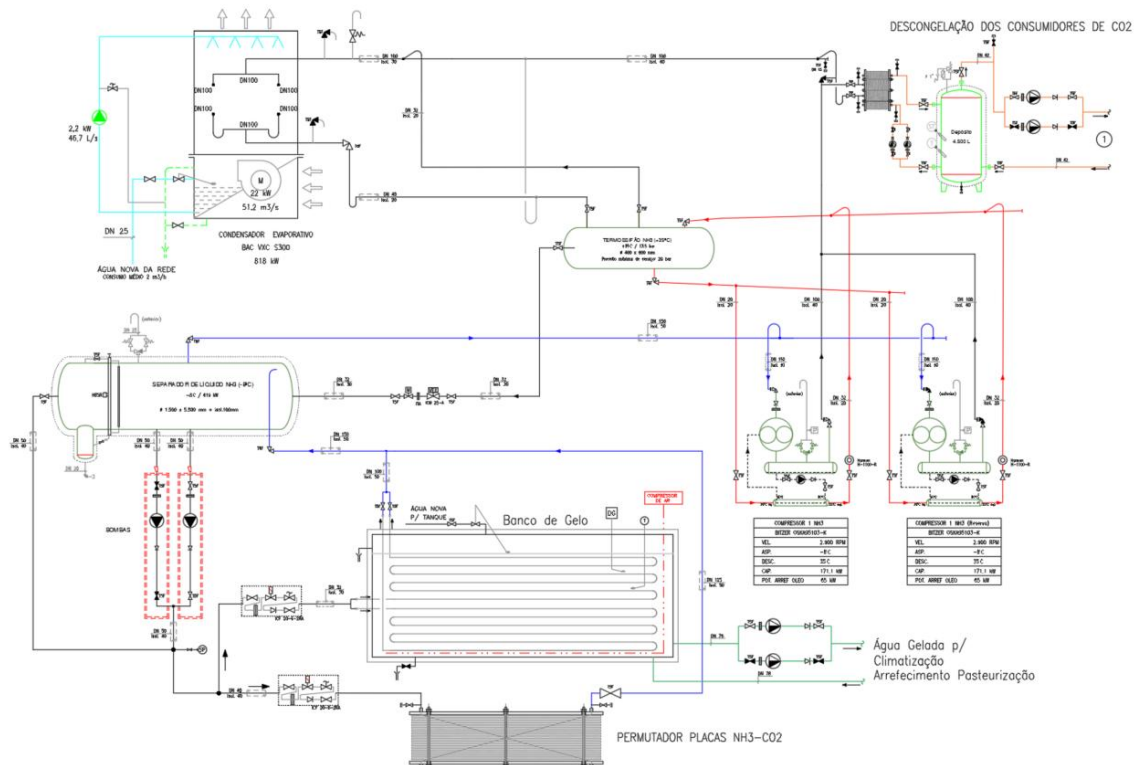


Figura 5.5 - Esquema de Princípio - Circuito do R717.

Um dos primeiros pressupostos definidos para este circuito foi a utilização de um sistema fechado com água glicolada, destinado ao aquecimento e descongelamento das câmaras e túneis. Para tal o local ideal para colocar esse permutador para transferir calor do NH₃ para a água de forma mais eficiente, seria na descarga do compressor, local onde as temperaturas são mais elevadas. Esta localização oferece uma vantagem adicional, uma vez que reduz a temperatura à entrada do condensador, fazendo com que não seja preciso um condensador tão potente.

Contudo, um dos principais desafios desta aplicação, seria a temperatura demasiado elevada na descarga. Uma vez que num circuito a NH₃, assumindo uma temperatura de condensação de 35°C, a temperatura do fluido à saída do compressor pode facilmente atingir valores superiores a 110 °C, o que representaria um risco significativo para o circuito de água glicolada, podendo levar à sua evaporação.

A solução encontrada para este problema, foi a utilização de um compressor do tipo parafuso. Este tipo de equipamento requer uma grande quantidade de óleo para o seu funcionamento, para a lubrificação e vedação do mesmo. Esta quantidade de óleo é responsável por absorver uma grande quantidade de calor, limitando assim a temperatura de descarga a cerca de 80°C, valor da temperatura de descarga tipicamente utilizado para este tipo de compressor.

Esta solução cria outro problema, a necessidade de arrefecer eficientemente o óleo, uma vez que o ponto ideal do óleo à entrada no compressor é de 40°C, segundo a fabricante de compressores *Bitzer*. Portanto teve de ser encontrado um mecanismo eficiente para fazer este arrefecimento do óleo, após análise de várias opções, a optado pelo uso de um termossifão. Este mecanismo apresenta a vantagem de não implicar consumos energéticos adicionais, já que funciona por gravidade e diferenças de densidade. O seu princípio de funcionamento consiste num reservatório, contendo líquido saturado proveniente do condensador a 35°C. Deste reservatório, uma linha inferior conduz o líquido até um permutador de fluxos cruzados, localizado a uma cota inferior, nesse permutador ocorre a troca térmica com o óleo quente. Nesse permutador o óleo é arrefecido pelo fluido, enquanto o fluido irá evaporar devido à absorção do calor. O vapor tendo uma menor densidade, sobe naturalmente até ao topo do termossifão. No termossifão esse vapor regressa ao condensador através de uma picagem superior, uma vez que o condensador tem uma cota superior, não haverá a necessidade de equipamentos auxiliares para a circulação.

Ainda no termossifão existe uma picagem para o separador de líquido, onde na sua entrada tem uma válvula de expansão, que reduz a pressão do fluido até atingir uma temperatura de -8 °C. Esse separador de líquido serve para distribuir o fluido para o banco de gelo, e para o permutador de placas NH₃/CO₂, enquanto o vapor é aspirado pela parte superior, para seguir novamente para o compressor.

Foi assumida uma temperatura de -8 °C no separador de líquido, por se tratar de um valor adequado para garantir uma condensação eficiente do CO₂ no permutador de placas. Além disso, esta temperatura revela-se igualmente vantajosa para o funcionamento do banco de gelo, assegurando um bom equilíbrio entre a eficiência energética do sistema e as necessidades de refrigeração.

Há ainda um separador de óleo a seguir ao compressor que faz a separação do fluido e do óleo, uma vez que o óleo é mais denso, acumula-se na parte inferior do separador, este óleo quente, é depois aspirado por uma bomba, para depois passar no permutador para arrefecer e retornar ao compressor.

Foi feito o traçado dos pontos no diagrama de Mollier, sendo identificados 12 pontos principais no ciclo de refrigeração. Estes pontos são listados de seguida:

- 1 – Ponto localizado à saída do separador de líquido e na linha de aspiração do compressor;
- 2 – Ponto fictício localizado na descarga do compressor, e antes da entrada no separador de óleo;
- 3 – Ponto localizado à saída do separador de óleo, e antes de passar pelo permutador da água glicolada;
- 4 – Ponto localizado à saída do permutador da água glicolada;
- 5 – Ponto localizado à saída do condensador, e na picagem no termossifão para o permutador do óleo;

- 6 – Ponto localizado na saída do termostifão, depois de sofrer a expansão, à entrada do separador de líquido;
- 7 – Ponto localizado na saída do separador de líquido, em líquido saturado;
- 8 – Ponto localizado na descarga das bombas, à entrada do banco de gelo e do permutador de placas;
- 9 – Ponto localizado à saída do banco de gelo e do permutador de placas, antes de retornar ao separador de líquido;
- 10 – Ponto localizado no retorno do termostifão, após passar no permutador do óleo;
- 11 – Ponto localizado na picagem na parte superior do termostifão, para o condensador;
- 12 – Ponto de mistura (11 e 4), localizado à entrada do condensador;

Para uma melhor visualização dos pontos no esquema de princípio, pode ser observado a Figura 5.6. Pode também ser observado a representação dessas evoluções no diagrama de Mollier, referente ao fluido frigorigéneo R717 na Figura 5.7.

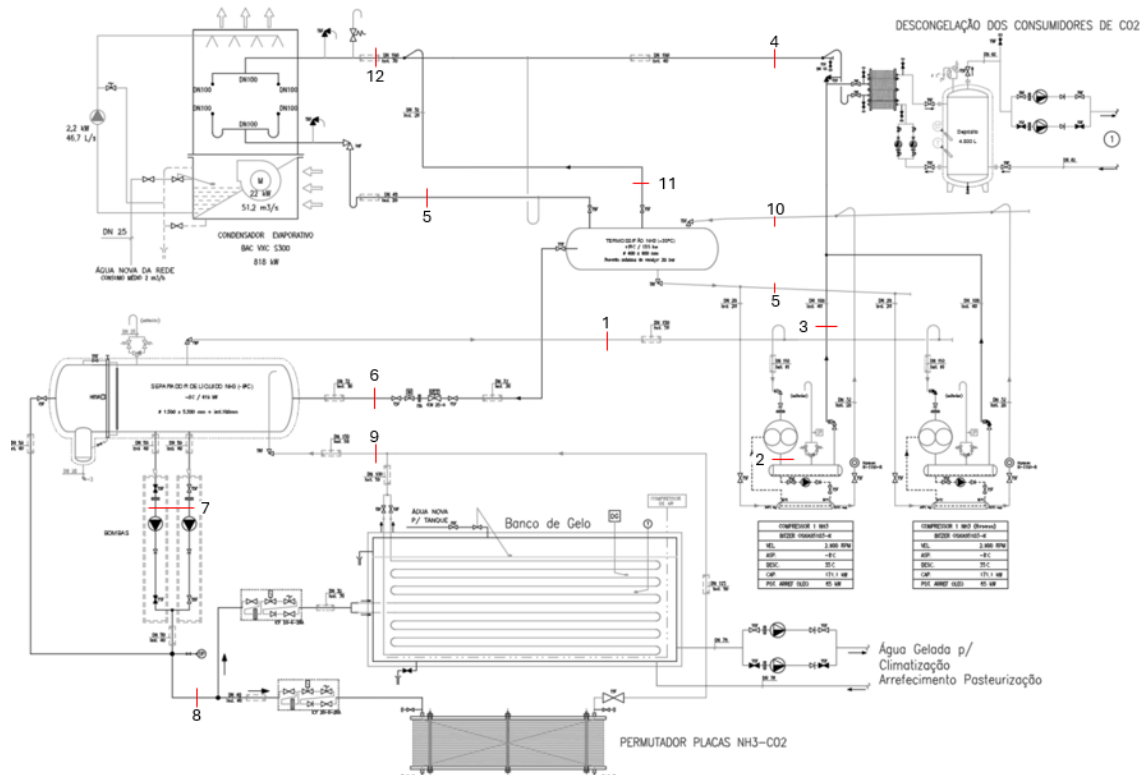


Figura 5.6 - Esquema de Princípio do circuito de R717 com a marcação dos pontos termodinâmicos.

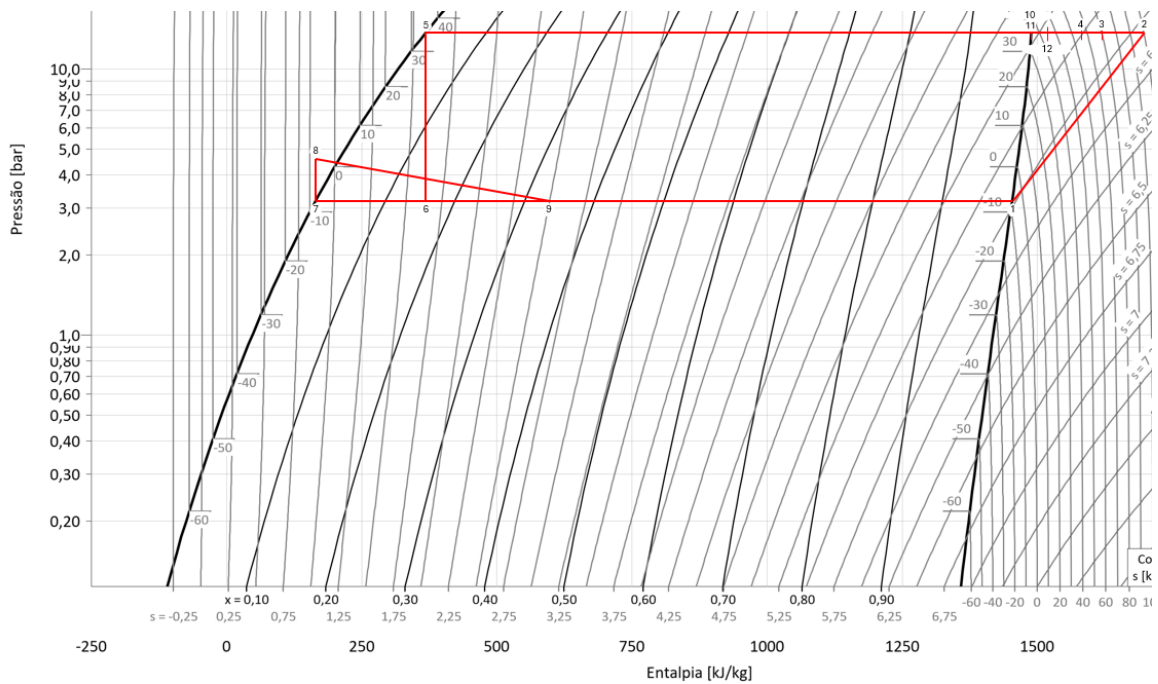


Figura 5.7 - Diagrama de Mollier - Circuito de R717.

5.2.1 Cálculo Entálpico do Circuito de Alta Temperatura (NH₃)

Para a representação no diagrama de Mollier iniciou-se a marcação pelo ponto 5, assumindo que o fluido sai do condensador, em líquido saturado a 35°C. Já o ponto 6 tem a mesma entalpia específica do ponto 5, mas na temperatura de -8°C (pressão de 3,14 bar). Na mesma linha de pressão obtêm-se os pontos 7 (líquido saturado) e o ponto 1 (vapor saturado). Para o ponto 8 foi feita uma primeira iteração, para perceber qual é o aumento de pressão, foi utilizado novamente o programa de seleção da marca *Lederle Hermetic*. Foram introduzidos os seguintes valores para o dimensionamento da instalação: a temperatura do fluido (-8 °C), a capacidade frigorífica de aproximadamente 678 kW, o número de recirculações, e, por fim, uma pressão equivalente a 25 metros coluna de líquido (mcl), que a instalação precisa de superar. Mantendo os mesmos pressupostos relativamente às perdas de carga apresentadas anteriormente (capítulo 5.1.1)

Portanto através do programa foi obtido que o aumento da pressão, nas bombas de circulação é de:

$$\Delta P_{BC1} = 0,159 \text{ MPa} = 1,59 \text{ bar}$$

Para o ponto 9, novamente tem de ser seguido o mesmo raciocínio utilizado para o circuito de CO₂, quando os equipamentos trabalhavam em regime inundado. Neste caso foi assumido um número de recirculação de 3, ou seja, à saída do banco de gelo e do permutador, o fluido irá ter um título de 0,33 [33].

O ponto 1, foi considerado o fluido à pressão de 3,14 bar, em vapor saturado.

Para determinar o ponto 2, com a entalpia e a pressão já conhecida do ponto 1, é possível ir obter também a entropia do ponto 1. Assim com essa entropia, indo à linha da pressão correspondente à temperatura de condensação (pressão 13,47 bar) e localizar o ponto com a mesma entropia. Em seguida, a entalpia foi identificada, obtendo assim o ponto 2s, que representa a condição teórica caso o compressor tivesse um rendimento isentrópico de 100%.

Por fim, para obter as condições reais do ponto 2, foi aplicada a seguinte fórmula, que tem em conta o rendimento isentrópico do compressor, e as condições do fluido à entrada do compressor, e à saída no ciclo ideal [4].

$$h_2 = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{compressor}} + h_1 \quad (5.18)$$

Em que:

$\eta_{compressor}$ – Rendimento isentrópico do compressor

Com as entalpias apresentadas no Quadro 5.4, e o rendimento de 85%, foi possível calcular a entalpia do ponto 2.

Quadro 5.4 - Entalpias específicas - Câmaras de Congelados.

	Entalpia específica (kJ/kg)	Entropia específica (kJ/kg.K)
Ponto 1	1452	s=5,726
Ponto 2s (ideal)	1662	s=5,726

Aplicando a fórmula:

$$h_2 = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{compressor}} + h_1 = \frac{1662 - 1452}{0,85} + 1452 = 1699,06 \text{ kJ/kg}$$

Para o ponto 3, com base no que foi assumido, tem uma temperatura de 80°C, na linha de pressão da temperatura de condensação (pressão de 13,47 bar).

Para o ponto 4, localizado à saída do permutador que troca calor com o circuito da água glicolada, foi calculada a potência trocada. A potência de descongelção genericamente é semelhante à potência frigorífica, neste caso é o somatório de todos os equipamentos de refrigeração, à exceção o *Armorinox*, uma vez que na instalação original este não contava com sistema de descongelção, isto pode ter a ver com o tipo de equipamento já contar com algum tipo de resistência elétrica, ou algo semelhante.

Inicialmente teve de ser definido o tempo de descongelação diário, o ideal é entre 3 e 6 descongelações, de 30 minutos cada, portanto para este caso foi assumido 4 descongelações, dando um total de tempo de funcionamento de 2 horas [33]. Na realidade se o sistema estiver bem automatizado, a descongelação funcionará alternadamente entre os equipamentos, ou seja, a descongelação não acontecerá ao mesmo tempo em todos os equipamentos, mas sim alternativamente, mas como a nível do cálculo tem de ser considerado a situação mais crítica, foi assumido, que a descongelação será feita apenas nessas 2 horas, para todas as câmaras.

Assumiu-se que a instalação irá funcionar 20 horas por dia. Esta opção, em vez das 24 horas diárias possíveis, foi tomada por dois motivos: Primeiro é para reservar tempo para operações de manutenção, a segunda é para concentrar o funcionamento nos períodos de vazio e super vazio, quando a eletricidade é mais barata. Desta forma, considera-se que a manutenção decorrerá preferencialmente nas horas de ponta, que apresentam custos de energia mais elevados.

Em primeiro lugar foi calculado a energia trocada no permutador, este cálculo é feito tendo em conta a potência frigorífica, e o tempo de funcionamento da descongelação, utilizando as seguintes equações [33]:

$$\dot{Q}_{frig_{desc}} = \dot{Q}_{CR} + \dot{Q}_{CC-32^{\circ}C} + \dot{Q}_{CC-25^{\circ}C} + \dot{Q}_{TC} \quad (5.19)$$

$$E_{permutador} = \dot{Q}_{frig_{desc}} \times N_{horas_{desc}} \times 3600 \quad (5.20)$$

Em que:

$E_{permutador}$ – Energia térmica trocada no permutador (kJ)

$\dot{Q}_{frig_{desc}}$ – Potência frigorífica total (menos Armorinox)(kW)

$N_{horas_{desc}}$ – Número de horas de funcionamento do circuito de descongelação (h)

Aplicando as equações:

$$\dot{Q}_{frig_{desc}} = 74,3 + 11 + 25,4 + 223,6 = 334,3 \text{ kW}$$

$$E_{permutador} = 334,3 \times 2 \times 3600 = 2406960 \text{ kJ}$$

Com esta energia, dividindo pelo número de horas de funcionamento da instalação, obtém-se a potência térmica trocada no permutador, a nível teórico, este cálculo reflete a energia que é necessário para a descongelação, é transferida para a água, durante o tempo de funcionamento da instalação, obtendo assim uma potência. Foi ainda considerado um coeficiente de segurança de 50%, para garantir que existe potência suficiente para garantir as necessidades do circuito de água.

Para tal, foi utilizado a equação 5.21 [33]:

$$\dot{Q}_{perm_{desc}} = \frac{E_{permutador}}{N_{horas_{instalação}} \times 3600} \times CS \quad (5.21)$$

Em que:

$\dot{Q}_{perm_{desc}}$ – Potência trocada no permutador de descongelação (kW)
 $N_{horas_{instalação}}$ – Número de horas de funcionamento da instalação (h)
 CS – Coeficiente de Segurança

Aplicando a equação:

$$\dot{Q}_{perm_{desc}} = \frac{2406960}{20 \times 3600} \times 1,5 = 50,15 \text{ kW}$$

Para calcular a entalpia do ponto 4, foi calculado o caudal de fluido frigorígeno que passa pelo permutador. Sendo também calculado o caudal que passa no banco de gelo e o que passa pelo permutador NH₃/CO₂.

Para tal foi utilizado as entalpias do ponto 8 e 9, pontos referentes à entrada e saída dos equipamentos, no Quadro 5.5 são apresentadas as entalpias específicas desses pontos.

Quadro 5.5 - Entalpia específica ponto 8 e 9 - Circuito R717.

Entalpia específica (kJ/kg)	
Ponto 8	164,3
Ponto 9	593,5

5.2.1.1 Banco de Gelo

Para o Banco de gelo foi utilizado o mesmo raciocínio utilizado para o circuito da água de descongelação, uma vez que ambos os sistemas que este abastece não irão estar sempre em funcionamento. Para tal foi assumido que o tempo de funcionamento do sistema de pasteurização é de 5 horas, valor bastante prudente, uma vez que este sistema é de arrefecimento rápido, necessitando de pouco tempo de funcionamento. Para o sistema de climatização foi assumido um tempo de funcionamento de 10 horas, sendo referente ao horário de trabalho dos funcionários, com uma certa margem. Portanto:

$$t_{func_{pasteurização}} = 5 \text{ horas}$$

$$t_{func_{climat}} = 10 \text{ horas}$$

Em que:

$t_{func_{pasteurização}}$ – Tempo de funcionamento sistema de pasteurização (h)

$t_{func_{climat}}$ – Tempo de funcionamento sistema de climatização (h)

Utilizando a fórmula (5.22), pode ser calculada a energia trocada no banco de gelo, tendo em conta as potências que cada sistema requer:

$$\dot{Q}_{Pasteurização} = 390 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{climat} = 205 \text{ kW}$$

$$E_{BG} = \dot{Q}_{Pasteurização} \times t_{func_{pasteurização}} \times 3600 + \dot{Q}_{climat} \times t_{func_{climat}} \times 3600 \quad (5.22)$$

Em que:

$\dot{Q}_{Pasteurização}$ – Potência Térmica requerida para o sistema de pasteurização (kW)

\dot{Q}_{climat} – Potência Térmica requerida para o sistema de climatização (kW)

E_{BG} – Energia térmica trocada no Banco de Gelo (kJ)

Aplicando a fórmula (5.22):

$$E_{BG} = 390 \times 5 \times 3600 + 205 \times 10 \times 3600 = 14400000 \text{ kJ}$$

Com esta energia, e dividindo pelo tempo de funcionamento da instalação (20 horas), obtém-se a potência necessária de alimentação do banco de gelo, considerando ainda um coeficiente de segurança de 25%, para garantir que a instalação tem capacidade para as necessidades. Utilizando a seguinte fórmula [33]:

$$\dot{Q}_{BG} = \frac{E_{BG}}{N_{horas_{instalação}} \times 3600} \times CS \quad (5.23)$$

Em que:

\dot{Q}_{BG} – Potência Térmica trocada no banco de gelo (kW)

Aplicando a fórmula (5.23):

$$\dot{Q}_{BG} = \frac{14400000}{20 \times 3600} \times 1,25 = 250 \text{ kW}$$

Aplicando a seguinte fórmula, pode ser calculado o caudal de fluido frigorífero necessário passar no banco de gelo [4]:

$$\dot{m}_{BG} = \frac{\dot{Q}_{BG}}{h_9 - h_8} \quad (5.24)$$

Em que:

\dot{m}_{BG} – Caudal de fluido frigorífero – Banco de Gelo (kg/s)

Aplicando a fórmula (5.24):

$$\dot{m}_{BG} = \frac{250}{593,5 - 164,3} = 0,582 \text{ kg/s}$$

5.2.1.2 Permutador NH₃/CO₂

No caso deste permutador, não foi desenvolvido o mesmo raciocínio utilizado para o Banco de Gelo. Através de um conjunto de válvulas colocadas à entrada do permutador é possível regular o caudal de modo a só haver passagem quando o circuito de CO₂ está em funcionamento (foi assumido o valor de 16h). Portanto a potência utilizada para o dimensionamento, é a potência instantânea, igual à potência de condensação calculado para o circuito de CO₂. Para não haver o caudal do permutador a passar pelo banco de gelo, quando o circuito de CO₂ não tiver em funcionamento, foi criado um *bypass*, retornando esse caudal ao separador de líquido. Não foi utilizado bombas de velocidade variável, uma vez que como este tipo de fluidos não são considerados incompressíveis, como a água e o óleo, ou seja, são fluidos muito voláteis a diferença de pressões, podendo causar cavitação, em bombas de velocidade variável.

Aplicando fórmula (5.25), pode ser calculado o caudal de fluido frigorígeno necessário passar no banco de gelo [4]:

$$\dot{m}_{perm_{NH_3}} = \frac{\dot{Q}_{Cond_{CO_2}}}{h_9 - h_8} \quad (5.25)$$

Em que:

$\dot{m}_{perm_{NH_3}}$ – Caudal de fluido frigorígeno NH₃ – Permutador (kg/s)

Substituído na fórmula (5.25):

$$\dot{m}_{perm_{NH_3}} = \frac{428,23}{593,5 - 164,3} = 0,998 \text{ kg/s}$$

Portanto o caudal total, que sairá do separador de líquido -8°C para os equipamentos, foi calculado tendo por base os cálculos realizados nos capítulos 5.2.1.1 e 5.2.1.2:

$$\dot{m}_{NH_3} = \dot{m}_{BG} + \dot{m}_{perm_{NH_3}} = 0,582 + 0,998 = 1,580 \text{ kg/s} \quad (5.26)$$

Em que:

\dot{m}_{NH_3} – Caudal total de fluido frigorígeno Separador Líquido NH₃ (kg/s)

Como estes equipamentos, tanto o banco de gelo, quando o permutador, vão funcionar em regime de inundado, por consequência teve de ser novamente considerado o número de recirculações. Foi assumido 3 recirculações para ambos os casos, uma vez que é uma aplicação com potências elevadas, semelhante aos túneis de congelação, ou seja, o título do fluido é de 0,33 à saída.

Portanto o caudal que irá evaporar na passagem por esses equipamentos, e por sua vez terá de sair do separador de líquido é:

$$\dot{m}_{SL-8^{\circ}C} = \frac{\dot{m}_{NH_3}}{3} = \frac{1,580}{3} = 0,527 \text{ kg/s} \quad (5.27)$$

Em que:

$\dot{m}_{SL-8^{\circ}C}$ – Caudal de vapor que retorna ao Separador Líquido NH_3 (kg/s)

Para calcular o caudal de vapor que é aspirado pelo compressor, falta ainda considerar a componente do fluido que após a expansão fica em estado de vapor.

Para garantir o equilíbrio do separador de líquido, o caudal mássico de líquido que entra nele deve ser igual ao caudal mássico de vapor que retorna dos equipamentos, e por sua vez irá ser aspirado para o compressor.

Assim, para determinar o caudal de vapor obtido após a expansão, foi utilizada a informação do título no ponto 6, que corresponde à fração de vapor presente após a expansão. Neste caso, o título é 0,158, o que significa que 15,8% da massa total do fluido está na fase gasosa, enquanto 84,2% permanece na fase líquida.

Dado que já é conhecido o caudal de líquido e sabendo a proporção entre líquido e vapor, é possível determinar a quantidade de vapor que se forma e, consequentemente, precisa ser aspirada.

$$\begin{bmatrix} 0,480 & 0,842 \\ \dot{m}_{vapexp} & 0,158 \end{bmatrix} \Leftrightarrow \dot{m}_{vapexp} = \frac{0,527 \times 0,158}{0,842} = 0,099 \text{ kg/s} \quad (5.28)$$

Em que:

\dot{m}_{vapexp} – Caudal mássico de vapor após expansão (kg/s)

Portanto o caudal total que é aspirado pelo compressor, e por sua vez passará pelo permutador da água glicolada quente é:

$$\dot{m}_{CompNH_3} = \dot{m}_{SL-8^{\circ}C} + \dot{m}_{vapexp} = 0,527 + 0,099 = 0,626 \text{ kg/s} \quad (5.29)$$

Em que:

$$\dot{m}_{CompNH_3} - \text{Caudal de vapor aspirado pelo compressor } NH_3 \text{ (kg/s)}$$

Por fim, pode finalmente ser calculada a entalpia do ponto 4, aplicando a seguinte fórmula [4]:

$$\dot{Q}_{perm_{desc}} = \dot{m}_{CompNH_3} \times (h_3 - h_4) \quad (5.30)$$

Substituindo, sabendo a entalpia do ponto 3:

$$h_4 = h_3 - \frac{\dot{Q}_{perm_{desc}}}{\dot{m}_{CompNH_3}} = 1619 - \frac{50,15}{0,626} = 1538,84 \text{ kJ/kg}$$

Para os pontos 10 e 11, foi assumido o estado de vapor saturado, à pressão da temperatura de condensação (13,47 bar). Para ser possível perceber as condições termodinâmicas do ponto 12, visto que é um ponto de mistura do ponto 4 com 11. Em primeiro lugar foi calculada a potência térmica que precisa ser trocada no permutador de arrefecimento de óleo, de modo a perceber o caudal de fluido que é evaporado, e por sua vez retornará para o termossifão e de seguida aspirado, para se misturar com o ponto 4, para entrar no condensador. Foram feitas duas abordagens, a primeira foi através da utilização o programa de seleção da marca *Bitzer*, a segunda e de modo a fazer uma análise crítica sobre a veracidade dos valores dados pela marca, foi feita uma análise teórica.

Começando pela abordagem através do programa da *Bitzer*, foi introduzido a temperatura de aspiração, ou temperatura de evaporação, sendo -8°C , e a temperatura de condensação, que como foi assumido anteriormente é de 35°C , por fim foi também introduzido a capacidade frigorífica, ou seja, foi feito o somatório das potências do banco de gelo, e do permutador NH_3/CO_2 , como pode ser visto de seguida:

$$\dot{Q}_{frig_{NH_3}} = \dot{Q}_{BG} + \dot{Q}_{Cond\ CO_2} = 250 + 428,23 = 678,23 \text{ kW} \quad (5.31)$$

Em que:

$$\dot{Q}_{frig_{NH_3}} - \text{Potência frigorífica do circuito } NH_3 \text{ (kW)}$$

Introduzindo os valores no programa do fabricante, foi escolhido o modelo OSKA95103-K, sendo o modelo com uma capacidade frigorífica superior à necessária, salvaguardando as necessidades da instalação.

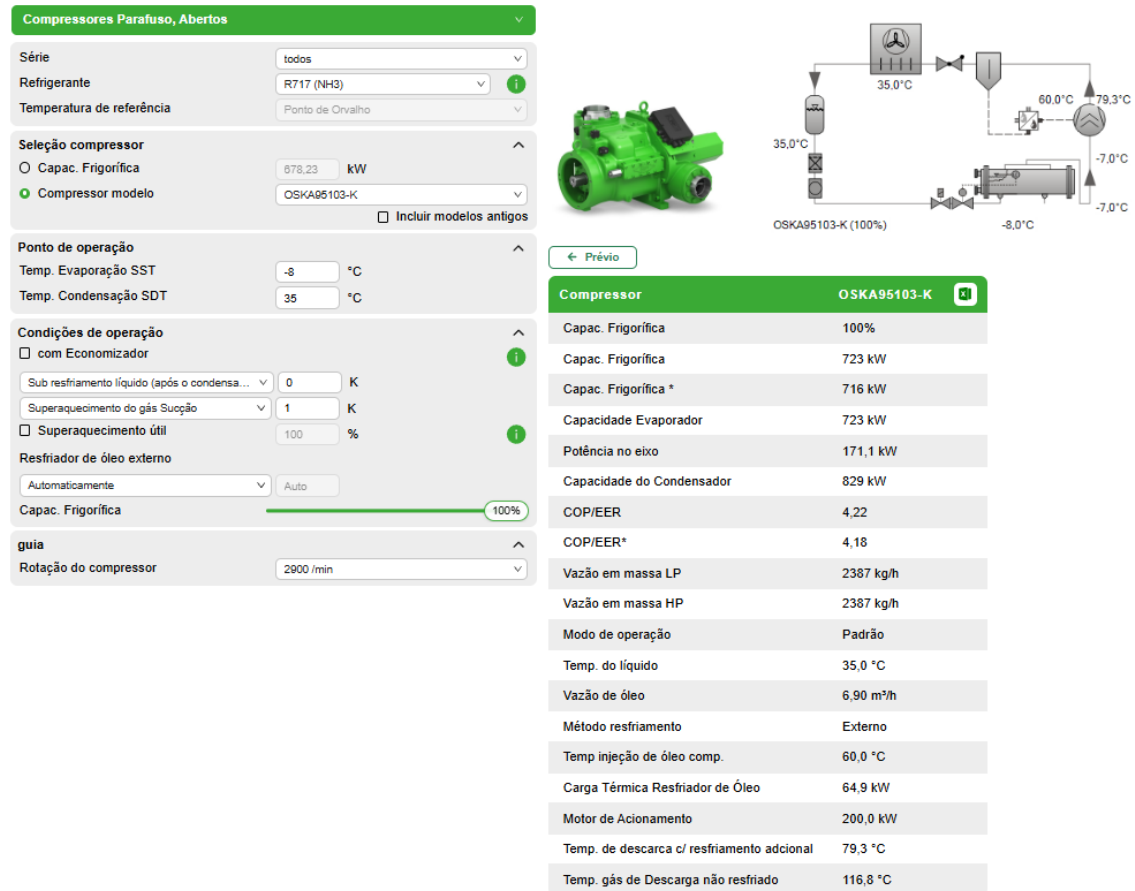


Figura 5.8 - Compressor parafuso, aberto, NH₃ – Bitzer.

Analisando a Figura 5.8, verifica-se que a carga térmica que necessita ser retirada do óleo para diminuir a temperatura de 79,3°C, para 60°C é de:

$$\dot{Q}_{oleo_{Bitzer}} = 64,9 \text{ kW}$$

Em que:

$$\dot{Q}_{oleo_{Bitzer}} - \text{Potência Térmica a retirar ao óleo segundo fabricante Bitzer (kW)}$$

O programa ainda disponibiliza o caudal volúmico de óleo que necessita de circular pelo compressor. Este caudal pode parecer bastante elevado, mas é o reflexo das exigências do sistema, em termos de lubrificação, vedação e principalmente para o arrefecimento do fluido.

$$\dot{V}_{oleo_{Bitzer}} = 6,9 \text{ m}^3/\text{h}$$

Em que:

$$\dot{V}_{oleoBitzer} - \text{Caudal volúmico de óleo (m}^3/\text{h)}$$

A densidade do óleo para este tipo de aplicação pode variar entre 700 kg/m³ e 950 kg/m³ [35]. Foi assumido o valor de 850 kg/m³. Portanto convertendo o caudal volúmico em caudal mássico utilizando a equação 5.32, obtém-se:

$$\dot{m}_{oleoBitzer} = \frac{\dot{V}_{oleoBitzer} \times \rho_{oleo}}{3600} \quad (5.32)$$

Em que:

$$\rho_{oleo} - \text{Densidade do óleo (kg/m}^3\text{)}$$

$$\dot{m}_{oleoBitzer} - \text{Caudal mássico de óleo (kg/s)}$$

Substituindo:

$$\dot{m}_{oleoBitzer} = \frac{6,9 \times 850}{3600} = 1,63 \text{ kg/s}$$

Este caudal foi utilizado no cálculo da potência térmica teórica, este caudal não foi também calculado, uma vez que na indústria, os projetistas utilizam os valores estabelecidos pelas marcas, sendo valores mais seguras, não pondo em causa o bom funcionamento do equipamento.

Passando ao cálculo teórico, em primeiro lugar, foi assumido o calor específico do óleo a utilizar, geralmente são utilizados óleos minerais, devido à sua compatibilidade química e estabilidade térmica, mas como neste caso a temperatura de entrada no compressor é de 60°C, é demasiado elevado para este tipo de óleo, e, portanto, foi utilizado óleo sintético. O intervalo de valores é o seguinte [36][37]:

- Calor específico óleo sintético: $C_p \in [1,8 ; 2,5] \frac{kJ}{kg \cdot K}$

Com base neste intervalo foi assumido:

$$C_{p_{oleo}} = 2 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

Em que:

$$C_{p_{oleo}} - \text{Calor específico do óleo} \left(\frac{kJ}{kg \cdot K} \right)$$

A nível do intervalo de temperatura a utilizar, foram considerados os valores disponibilizados pelo fabricante:

- Temperatura de injeção no compressor: 60°C
- Temperatura de descarga: 78,2°C

Aplicando fórmula (5.33) foi calculada a potência térmica teórica necessária ser trocada no permutador entre o fluido frigorígeno e o óleo:

$$\dot{Q}_{oleoTeorico} = \dot{m}_{oleoBitzer} \times C_{p_{oleo}} \times \Delta T_{oleo} \quad (5.33)$$

Em que:

$$\dot{Q}_{oleoTeorico} - \text{Potência térmica teórica a retirar ao óleo (kW)}$$

Substituindo:

$$\dot{Q}_{oleoTeorico} = 1,63 \times 2 \times (79,3 - 60) = 62,89 \text{ kW}$$

Fazendo a comparação do valor teórico com o valor disponibilizado pelo fabricante, obtém-se:

$$\frac{\dot{Q}_{oleoTeorico} - \dot{Q}_{oleoBitzer}}{\dot{Q}_{oleoTeorico}} = \frac{62,89 - 64,8}{62,89} = -0,03 \approx 3\% \quad (5.34)$$

Ou seja, a diferença é aproximadamente 3%, considerando os valores corretos.

Com esta potência já calculada, e com as condições termodinâmicas à saída e no retorno do termosifão, calculou-se o caudal necessário de fluido frigorígeno para arrefecer o óleo até à temperatura pretendida, utilizando a fórmula (5.35) [4]:

$$\dot{m}_{NH_3arref_{oleo}} = \frac{\dot{Q}_{oleoBitzer}}{h_{10} - h_5} \quad (5.35)$$

Em que:

$$\dot{m}_{NH_3arref_{oleo}} - \text{Caudal mássico de fluido para o arrefecimento do óleo} \left(\frac{kg}{s} \right)$$

Foi utilizada a potência térmica do fabricante uma vez que é o valor maior entre as duas potências, dando um acréscimo na segurança dos resultados. E com as entalpias apresentadas no Quadro 5.6 foi possível obter o caudal de fluido necessário para o arrefecimento do óleo.

Quadro 5.6 - Entalpia específica ponto 5 e 10/11 - Circuito R717.

Entalpia específica(kJ/kg)	
Ponto 5	366,8
Ponto 10=11	1488

Substituindo:

$$\dot{m}_{NH_3arref_{oleo}} = \frac{64,8}{1488-366,8} = 0,058 \text{ kg/s}$$

Foi efetuado o balanço térmico, dos pontos 11 e 4, para obter a entalpia do ponto 12, utilizando a fórmula (5.36):

$$h_{11} \times \dot{m}_{NH_3arref_{oleo}} + h_4 \times \dot{m}_{Comp_{NH_3}} = h_{12} \times (\dot{m}_{NH_3arref_{oleo}} + \dot{m}_{Comp_{NH_3}}) \quad (5.36)$$

Aplicando a fórmula (5.36):

$$h_{12} = \frac{1488 \times 0,058 + 1538,84 \times 0,626}{(0,058 + 0,626)} = 1534,53 \text{ kJ/kg}$$

No Quadro 5.7 é apresentado uma síntese dos resultados obtidos.

Quadro 5.7 – Condições Termodinâmicas - Proposta circuito - R717.

	Entalpia específica (kJ/kg)	Pressão (Bar)	Temperatura (°C)	Título
Ponto 1	1452	3,14	-8	1
Ponto 2	1699,06	13,47	110,7	-
Ponto 3	1619	13,47	80	-
Ponto 4	1538,84	13,47	51	-
Ponto 5	366,8	13,47	35	0
Ponto 6	366,8	3,14	-8	0,149
Ponto 7	164,3	3,14	-8	0
Ponto 8	164,3	3,14+1,59=4,73	-8	-
Ponto 9	593,5	3,14	-8	0,33
Ponto 10	1488	13,47	35	-
Ponto 11	1488	13,47	35	-
Ponto 12	1534,54	13,47	49,6	-

5.2.2 Avaliação das Potências do Sistema a NH₃

Nesta secção, apresentam-se as potências necessárias para o cálculo das eficiências. Começando pela potência mecânica do compressor, foi utilizada a fórmula (5.37), que tem em conta, o caudal que passa, e a entalpia na aspiração e na descarga, considerando a descarga o ponto 2, uma vez que o arrefecimento do ponto 2 para 3, é realizado pelo óleo [4].

$$\dot{W}_{c_{NH_3}} = \dot{m}_{Comp_{NH_3}} \times (h_2 - h_1) \quad (5.37)$$

Em que:

$$\dot{W}_{c_{NH_3}} - \text{Potência Mecânica do compressor } NH_3 \text{ (kW)}$$

Aplicando a fórmula (5.37).

$$\dot{W}_{c_{NH_3}} = 0,626 \times (1699,06 - 1452) = 154,56 \text{ kW}$$

Passando ao cálculo da potência de condensação. Potência necessária que precisa de ser retirada ao fluido, para mudar de fase, passando de vapor sobreaquecido, para líquido saturado. Para tal foi utilizada a fórmula (5.38), que tem em conta o caudal total que passa pelo permutador, e as entalpias antes e depois de passar [4].

$$\dot{Q}_{Cond_{NH_3}} = (\dot{m}_{NH_3_{arref_{oleo}}} + \dot{m}_{Comp_{NH_3}}) \times (h_{12} - h_5) \quad (5.38)$$

Em que:

$$\dot{Q}_{Cond_{NH_3}} - \text{Potência de condensação do circuito } NH_3 \text{ (kW)}$$

Aplicando a fórmula:

$$\dot{Q}_{Cond_{NH_3}} = (0,058 + 0,626) \times (1534,54 - 366,8) = 798,01 \text{ kW}$$

5.2.3 Circuito da Água de Descongelção

Nesta secção foi calculado o caudal mássico de água que passa pelo permutador, para depois ser utilizada para a descongelção das câmaras e túneis de congelação. Foi calculado o caudal instantâneo, sem recorrer ao uso do depósito, ou seja, é a quantidade de água necessário passar da temperatura mínima, para a temperatura máxima, para a descongelção de todos os equipamentos pretendidos. Para tal foi assumida uma diferença de temperatura que a água irá sofrer ao passar pelo permutador, sendo:

$$T_{entrada} = 20^{\circ}C$$

$$T_{saída} = 30^{\circ}C$$

Em que:

$$T_{entrada} - \text{Temperatura de entrada da água no permutador } (^{\circ}C)$$

$$T_{saída} - \text{Temperatura de saída da água no permutador } (^{\circ}C)$$

O calor específico da água glicolada, assumindo que a água será uma mistura de 20% de glicol, obtêm-se [38]:

$$Cp_{\text{água glicolada } 20\%} = 3,8 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

Em que:

$$Cp_{\text{água glicolada } 20\%} - \text{Calor específico água glicolada } 20\% \left(\frac{kJ}{kg \cdot K} \right)$$

Utilizando a fórmula (5.39), que tem em conta a potência trocada no permutador, e os parâmetros acabados de definir, foi calculado o caudal de água:

$$\dot{Q}_{perm,desc} = \dot{m}_{\text{água glicolada}} \times Cp_{\text{água glicolada } 20\%} \times (T_{saída} - T_{entrada}) \quad (5.39)$$

Em que:

$$\dot{m}_{\text{água glicolada}} - \text{Caudal mássico de água glicolada } \left(\frac{kg}{s} \right)$$

Substituindo:

$$\dot{m}_{\text{água glicolada}} = \frac{50,15}{3,8 \times (30 - 20)} = 1,32 \text{ kg/s}$$

5.2.4 Circuito do Banco de Gelo

Nesta secção foi calculado o caudal mássico de água que passará pelo Banco de Gelo, para depois ser utilizada tanto na parte da climatização, quanto para o arrefecimento os produtos pasteurizados. Foi calculado o caudal instantâneo, ou seja, o caudal que é necessário para o funcionamento de todos os sistemas ao mesmo tempo, dimensionando assim a instalação para a situação mais desfavorável.

Foi assumida uma diferença de temperatura para a água ao passar pelo Banco de Gelo, assumindo que a água sairá perto da temperatura de congelação, sendo:

$$T_{entrada} = 10^{\circ}C$$

$$T_{saída} \approx 0^{\circ}C$$

Em que:

$T_{entrada}$ – Temperatura de entrada da água no Banco de Gelo ($^{\circ}C$)

$T_{saída}$ – Temperatura de saída da água no Banco de Gelo ($^{\circ}C$)

O calor específico da água (valor a $4^{\circ}C$), obtêm-se [38]:

$$Cp_{\text{água}} = 4,205 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

Em que:

$Cp_{\text{água}}$ – Calor específico água $\left(\frac{kJ}{kg \cdot K}\right)$

A fórmula (5.40), que tem em conta a potência trocada do Banco de Gelo, e os parâmetros acabados de definir, pode calcular-se o caudal de água:

$$\dot{Q}_{BG} = \dot{m}_{\text{água}_{BG}} \times Cp_{\text{água}} \times (T_{entrada} - T_{saída}) \quad (5.40)$$

Em que:

$\dot{m}_{\text{água}_{BG}}$ – Caudal mássico de água no Banco de Gelo $\left(\frac{kg}{s}\right)$

Substituindo:

$$\dot{m}_{\text{água}_{BG}} = \frac{250}{4,205 \times (10 - 0)} = 5,95 \text{ kg/s}$$

6 Seleção de equipamentos

6.1 Pressupostos de Dimensionamento

Um dos pressupostos adotados no esquema de princípio, foi a adição de uma bifurcação a seguir ao permutador da água glicolada quente. Apesar da entalpia do ponto 12 (no circuito R717) não indicar que haja líquido à saída do mesmo, uma vez que a instalação foi projetada para as condições críticas. Quando ocorrer alguma alteração dessas condições, pode-se dar o caso de acontecer alguma condensação nesse permutador. Na situação de ocorrer alguma condensação no permutador, esse líquido será acumulado no sifão de saída e será arrastado pela velocidade do vapor. De seguida, foi criado um *bypass* para a linha de entrada no termossifão. Este sistema permite a separação natural do líquido e do vapor, sem necessidade de equipamentos adicionais, utilizando apenas o princípio da gravidade. Como as gotículas de líquido possuem maior densidade, estas tendem a descer pela bifurcação, enquanto o vapor segue para o condensador, garantindo que apenas a fase gasosa chega a esse equipamento. Este mecanismo funciona exclusivamente por diferença de cotas, garantindo que se ocorrer condensação no permutador, este seja redirecionado sem comprometer o funcionamento do circuito principal.

Foi ainda criado um *bypass* em paralelo para que o permutador possa ser retirado do circuito em caso de manutenção.

Ao analisar o esquema de princípio, destaca-se que a picagem do fluido para alimentação do separador de líquido no termossifão foi estrategicamente posicionada na lateral do reservatório denominado Termossifão a 50% da altura. Esta decisão deve-se ao facto de, durante o arranque da instalação, os compressores iniciarem imediatamente o seu funcionamento, enquanto o restante ciclo frigorífico demora algum tempo até estabilizar. Ou seja, na fase inicial, a condensação do fluido e o seu retorno ao termossifão não ocorrem de forma imediata.

Durante este período transitório, os compressores continuam a operar e necessitam de garantir o arrefecimento adequado do óleo para evitar sobreaquecimento e eventuais danos. Por este motivo, a picagem foi realizada lateralmente e acima do nível mínimo da reserva de fluido existente no termossifão. Essa reserva é dimensionada para assegurar um volume suficiente de fluido frigorigéneo para alimentar o circuito de arrefecimento do óleo durante, pelo menos, 5 a 7 minutos — valor que corresponde ao caudal necessário para assegurar a proteção dos compressores durante o arranque, até o ciclo estabilizar e retornar ao normal funcionamento. Este critério foi utilizado como pressuposto base para o dimensionamento do equipamento no capítulo seguinte [33].

Caso a picagem fosse feita na parte inferior do termossifão, essa reserva seria imediatamente drenada para a separador e, posteriormente, para os restantes equipamentos da instalação. Isso iria comprometer gravemente o sistema, uma vez que os compressores ficariam sem fluido suficiente para o arrefecimento do óleo, resultando numa elevação excessiva da temperatura de descarga. Tal situação poderia causar graves danos no compressor, como também risco de evaporação da água glicolada, e até comprometer a capacidade do condensador, que não estaria dimensionado para operar nessas condições extremas.

Na parte superior do separador de óleo, imediatamente a seguir ao compressor de parafuso, foi instalado um conjunto de válvulas de segurança com manómetro. Este sistema tem como objetivo atuar em caso de mau funcionamento, caso a pressão da instalação ultrapasse os níveis máximos de trabalho, comprometendo a segurança do sistema. Nessa situação, as válvulas são acionadas automaticamente, libertando o fluido para a atmosfera exterior. Como os compressores estarão localizados na sala de máquinas, essa descarga deverá ser devidamente canalizada para o exterior, de forma a garantir também a segurança dos funcionários. Trata-se de um mecanismo de segurança que, idealmente, nunca deverá ser acionado, mas cuja presença é essencial e legalmente obrigatória. Foi também adicionado esse conjunto de válvulas em todos os separadores de líquido, pela mesma razão mencionada.

A jusante das bombas de circulação do separador de líquido a -8°C (NH_3), foi instalado um sistema de *bypass* com retorno direto ao separador. Foi utilizada esta solução devido ao uso de bombas de circulação de velocidade fixa. Assim, nos momentos em que nem o banco de gelo, nem o permutador necessitem de fluido, seja porque o banco de gelo já atingiu a temperatura desejada, ou porque o circuito de CO_2 não esteja em funcionamento, o excesso de fluido a circular é desviado pelo *bypass* e retorna ao separador. Desta forma, é evitada a sobrepressão nas linhas e é garantida a continuidade do circuito sem comprometer o desempenho ou a segurança da instalação.

Em cada separador de líquido foi incorporado um conjunto de acessórios, cada um com uma função específica. Foi instalado um visor de nível, permitindo a monitorização visual do nível de líquido no interior do separador a partir do exterior. Adicionalmente, foi realizada uma picagem no nível mais baixo do separador, equipada com uma válvula de corte, fechada, com o objetivo de possibilitar a drenagem periódica de óleo que eventualmente se possa acumular. Esta configuração assegura que os resíduos sejam depositados nesse ponto mais baixo, evitando que sejam arrastados para o resto da instalação. Um ponto importante para este método funcionar, é garantir que ao ser feita a instalação deste equipamento, ele seja montado ligeiramente inclinado, de modo a garantir que todos esses resíduos mais densos, serão acumulados no local pretendido.

No que diz respeito ao circuito de descongelação, este é essencial para garantir o bom funcionamento dos evaporadores, uma vez que na superfície das alhetas as temperaturas são negativas, e conseqüentemente dá-se a formação de gelo entre elas devido à humidade presente no ar. A formação de gelo excessiva compromete a troca térmica no evaporador, reduzindo a eficiência do sistema, podendo chegar mesmo a obstruir a passagem do ar.

Com o circuito de descongelação, o calor é aplicado fazendo com que o gelo se transforme em água, a qual escorre para os tabuleiros de condensados, localizados sob os evaporadores. Contudo, nas câmaras de congelados, e nos túneis de congelação, como a temperatura no interior da câmara é negativa, existe o risco dessa água voltar a congelar antes de ser drenada, obstruindo os tabuleiros. Para prevenir esta situação, é necessário instalar um sistema de aquecimento auxiliar, normalmente composto por resistências elétricas, que mantém os tabuleiros a uma temperatura positiva durante a descongelação, assegurando o escoamento da água.

Em vez de termos um gasto extra, com as resistências, pode ser feita uma alimentação dessa água de descongelação também para os tabuleiros. Apesar disto requerer uma potência de descongelação um pouco maior, uma vez que foi feita uma majoração, e considerando que os sistemas são controlados de forma faseada, evitando que todos os circuitos de descongelação operem em simultâneo, esta abordagem não apresenta riscos operacionais significativos. Foi ainda adicionado uma pequena resistência elétrica no esgoto dos condensados, para salvaguardar que nenhuma água congele no seu interior.

De modo que a água no interior do depósito esteja à temperatura pretendida, foram adicionadas bombas de circulação extras que fazem a água circular pelo permutador, garantindo que toda a água esteja a uma temperatura indicada para realizar a descongelação.

Observando a Figura 6.1, pode ser verificado que foram adicionadas válvulas nas entradas e saídas dos permutadores. O principal propósito desta instalação é para facilitar a manutenção dos mesmos. Isto porque, periodicamente, é necessário ser feita a limpeza desses equipamentos, e geralmente essa limpeza é feita introduzindo um tipo de fluido de limpeza na entrada, e retirando à saída.

Com a instalação destas válvulas, basta apenas fechar as válvulas de seccionamento, e através dessa tubagem pode ser feito a adição do fluido de limpeza, sem necessidade de desmontar ou remover o permutador do local. Esta solução torna o processo significativamente mais rápido e eficiente, além de reduzir custos operacionais associados à desmontagem e reinstalação.

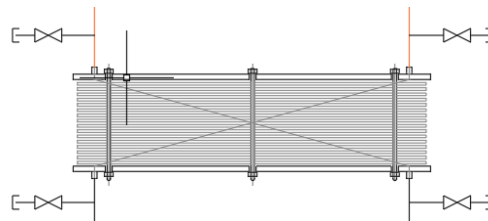


Figura 6.1 - Representação Válvulas para manutenção de Permutadores.

As válvulas de retenção, como pode ser visível no exemplo da Figura 6.2, foram instaladas nas entradas da maioria dos equipamentos localizados no lado do CO₂ (nomeadamente evaporadores, compressores e permutadores) com o principal objetivo de aumentar a segurança do sistema. Esta medida justifica-se pelo comportamento termodinâmico particular do fluido, cuja pressão interna aumenta de forma acentuada mesmo com variações ligeiras de temperatura.

Durante operações de manutenção, é comum proceder-se ao fecho das válvulas de seccionamento. No entanto, por vezes, estas permanecem fechadas, por lapso dos operadores, após a intervenção, o que pode resultar no aprisionamento do fluido no interior do equipamento. Nestes casos, a acumulação de pressão, devido ao aquecimento do fluido confinado, pode levar a situações de risco elevado, incluindo a possibilidade de rutura ou explosão do componente.

A instalação destas válvulas de segurança permite, em cenários de sobrepressão, a libertação controlada do gás para o restante circuito da instalação, assegurando assim o alívio da pressão interna e mitigando significativamente o risco de acidentes.

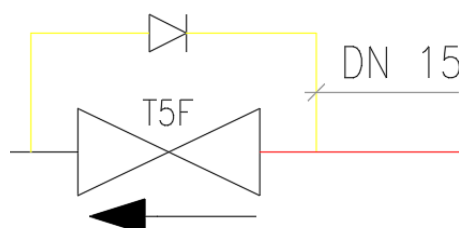


Figura 6.2 - Representação Válvulas de segurança.

6.2 Separador de líquido

O separador de líquido é um dos componentes mais críticos e sensíveis no projeto de sistemas de refrigeração industrial. Um dimensionamento inadequado pode resultar em sérios problemas operacionais, incluindo danos mecânicos aos compressores, instabilidades no controle de nível, aumento do consumo energético e falhas no desempenho térmico do sistema [39]. Enquanto práticas empíricas e “regras de boa prática” vêm sendo amplamente utilizadas ao longo das últimas décadas, especialmente para sistemas com amoníaco, a crescente adoção de fluidos alternativos, como o dióxido de carbono, exige abordagens mais rigorosas e fundamentadas para o projeto desses equipamentos.

Foi utilizada uma abordagem sistemática para o dimensionamento de separadores horizontais por gravidade, com foco na separação eficaz da fase líquida da fase vapor e na adequada reserva volumétrica de líquido [39].

6.2.1 Separador de líquido NH₃ (-8°C)

Em primeiro lugar, foram definidos os pressupostos iniciais para o dimensionamento:

- Fluido: Amoníaco (NH₃)
- Potência Frigorífica: $\dot{Q}_{frig_{NH_3}} = 678,23 \text{ kW}$
- Temperatura: -8°C
- Pressão: 3,14 bar
- Densidade do vapor: $\rho_{vapor} = 2,585 \text{ kg/m}^3$
- Densidade do líquido: $\rho_{liquido} = 649,3 \text{ kg/m}^3$
- Caudal mássico de vapor: $\dot{m}_{Comp_{NH_3}} = 0,626 \text{ kg/s}$
- Caudal mássico de líquido: $\dot{m}_{NH_3} = 1,580 \text{ kg/s}$
- Velocidade máxima do vapor: $v_{vapor} = 0,44 \text{ m/s}$
- Percentagem de líquido na altura = 33%
- H/D = 0,28
- Minutos de funcionamento: $N_{minutos} = 15 \text{ minutos}$

Para obter a velocidade máxima do vapor dentro do separador, foi utilizado um gráfico da velocidade admissível de vapor dentro de um separador de líquido, consoante o tipo de fluido e a sua temperatura, como pode ser verificado na Figura 6.3:

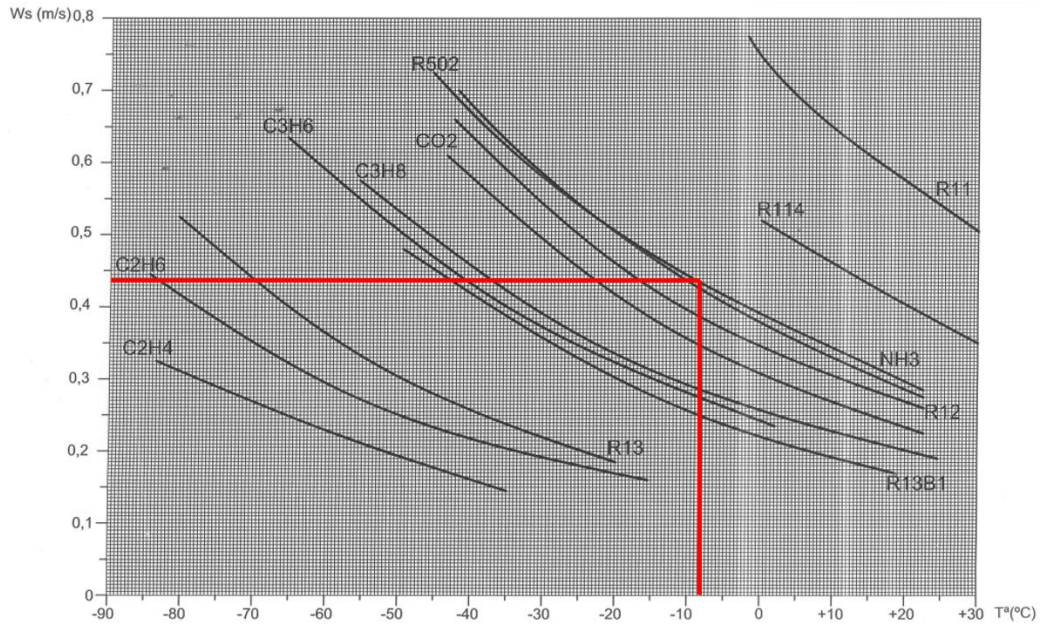


Figura 6.3 - Gráfico de velocidade do vapor no separador de líquido NH_3 . Adaptado [40].

A nível da percentagem de líquido, a altura mínima de líquido dentro do separador de líquido, tem de corresponder a 33% do diâmetro [39]

De seguida através da Figura 6.4, e com o valor da altura mínima de líquido no separador, obtém-se o coeficiente da fase líquida e vapor, dentro do separador, ou seja, a percentagem de volume que corresponde a fase de líquido dentro do separador.

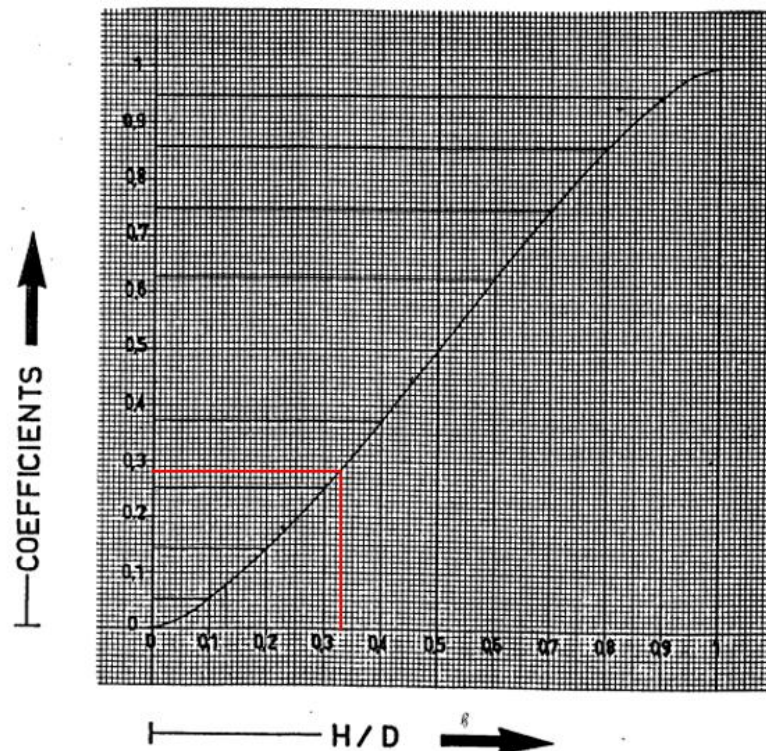


Figura 6.4 - Coeficiente da Fase líquida - Separador de líquido NH_3 – Adaptado [41].

Por fim, foi seguido um raciocínio similar estabelecido para o termossifão, em que o volume de líquido dentro do separador, tem de conseguir garantir 15 min do funcionamento da instalação.

Começando o dimensionamento, em primeiro lugar foi convertido o caudal mássico em caudal volúmico, utilizando a seguinte fórmula [4]:

$$\dot{V} = \dot{m} \times \frac{1}{\rho} \quad (6.1)$$

Em que:

$$\dot{V} - \text{Caudal volúmico} \left(\frac{m^3}{s} \right)$$

Substituindo:

$$\dot{V}_{liqNH_3} = \dot{m}_{NH_3} \times \frac{1}{\rho_{liquido}} = 1,580 \times \frac{1}{649,3} = 0,0024 \text{ m}^3/s$$

$$\dot{V}_{vapNH_3} = \dot{m}_{CompNH_3} \times \frac{1}{\rho_{vapor}} = 0,626 \times \frac{1}{2,585} = 0,2420 \text{ m}^3/s$$

Em que:

$$\dot{V}_{liqNH_3} - \text{Caudal volúmico de líquido} \left(\frac{m^3}{s} \right)$$

$$\dot{V}_{vapNH_3} - \text{Caudal volúmico de vapor} \left(\frac{m^3}{s} \right)$$

De seguida pode ser calculada a área necessária, para garantir que a velocidade do vapor dentro do separador não ultrapassa o valor pretendido, através da fórmula (6.2) [4]:

$$A_{vapor} = \frac{\dot{V}_{vapNH_3}}{v_{vapor}} \quad (6.2)$$

Em que:

$$A_{vapor} - \text{Área de vapor} (m^2)$$

Substituindo:

$$A_{vapor} = \frac{0,2420}{0,44} = 0,550 \text{ m}^2$$

Com o coeficiente H/D, é possível obter a área de líquido correspondente:

$$A_{liq} = \frac{0,550 \times 0,28}{0,72} = 0,214 \text{ m}^2 \quad (6.3)$$

Em que:

$$A_{liq} - \text{Área de líquido (m}^2\text{)}$$

Portanto é possível obter a área da secção do separador, fazendo o somatório das áreas das duas fases, e por sua vez é possível obter o raio do separador.

$$A_{separador_{NH_3}} = A_{vapor} + A_{liq} \quad (6.4)$$

$$A_{separador_{NH_3}} = \pi \times r_{separador}^2 \quad (6.5)$$

Em que:

$$A_{separador_{NH_3}} - \text{Área total do separador } NH_3 \text{ (m}^2\text{)}$$

$$r_{separador} - \text{Raio do separador } NH_3 \text{ (m)}$$

Substituindo:

$$A_{separador_{NH_3}} = 0,550 + 0,214 = 0,764 \text{ m}^2$$

$$r_{separador} = \sqrt{\frac{A_{separador_{NH_3}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{0,764}{\pi}} = 0,493 \text{ m}$$

O volume necessário para garantir o funcionamento da instalação por pelo menos 15 min, foi calculado de modo a garantir o correto funcionamento, uma vez que haverá oscilações na superfície do líquido, foi feita uma majoração de 20%, ao volume:

$$V_{liq} = \dot{V}_{liq_{NH_3}} \times 60 \times N_{minutos} \times 1,2 \quad (6.6)$$

Em que:

$$V_{liq} - \text{Volume de líquido no separador } NH_3 \text{ (m}^3\text{)}$$

$$N_{minutos} - \text{Número de minutos de garantia de volume}$$

Substituindo:

$$V_{liq} = 0,0024 \times 60 \times 15 \times 1,2 = 2,628 \text{ m}^3$$

Foi possível obter o volume de vapor em relação ao líquido:

$$\left[\begin{array}{cc} 2,628 & 0,28 \\ V_{vap} & 0,72 \end{array} \right] \Leftrightarrow V_{vap} = \frac{2,628 \times 0,72}{0,28} = 6,665 m^3$$

Em que:

$$V_{vap} - \text{Volume de vapor no separador } NH_3 \text{ (m}^3\text{)}$$

Portanto o volume total que o reservatório é:

$$V_{separador_{NH_3}} = V_{liq} + V_{vap} = 2,628 + 6,665 = 9,387 m^3 \quad (6.7)$$

Em que:

$$V_{separador_{NH_3}} - \text{Volume do separador } NH_3 \text{ (m}^3\text{)}$$

Uma vez que este tipo de reservatórios pode ser fabricado à medida, foi adotada uma abordagem de tentativa e erro para determinar as dimensões ideais — nomeadamente, o comprimento e o diâmetro — de modo a satisfazer o volume previamente calculado. Foi importante, no entanto, garantir um compromisso entre estas duas dimensões, evitando que o reservatório fique excessivamente largo ou demasiado comprido. O objetivo foi encontrar um meio-termo que assegure a eficiência do sistema e facilite a sua integração no espaço disponível.

Chegando ao seguinte resultado:

$$\text{Diâmetro} = 1500 \text{ mm} = 1,5 \text{ m}$$

$$\text{Comprimento} = 5500 \text{ mm} = 5,5 \text{ m}$$

$$\text{Volume} = 9,71 \text{ m}^3$$

Dessa forma, foi necessário assegurar junto do fabricante um reservatório com dimensões de 1500 mm de diâmetro por 5500 mm de comprimento, capaz de suportar pressões superiores a 3,14 bar.

6.2.2 Separador de líquido CO₂ (-5°C)

Em primeiro lugar, foram definidos os pressupostos iniciais para o dimensionamento:

- Fluido: Dióxido de Carbono (CO₂)
- Potência Frigorífica: $\dot{Q}_{frigorif_{CO_2}} = 370 \text{ kW}$
- Temperatura: -5°C
- Pressão: 30,46 bar
- Densidade do vapor: $\rho_{vapor} = 83,31 \text{ kg/m}^3$
- Densidade do líquido: $\rho_{liquido} = 956,4 \text{ kg/m}^3$
- Caudal mássico de vapor: $\dot{m}_{ponto\ 5} = 0,445 \text{ kg/s}$
- Caudal mássico de líquido: $\dot{m}_{SL-5} = 1,919 \text{ kg/s}$
- Velocidade máxima do vapor: $v_{vapor} = 0,33 \text{ m/s}$
- Percentagem de líquido na altura = 33%
- H/D = 0,28
- Minutos de funcionamento: $N_{minutos} = 15 \text{ minutos}$

Para obter a velocidade máxima do vapor dentro do separador, pode ser observado a Figura 6.5:

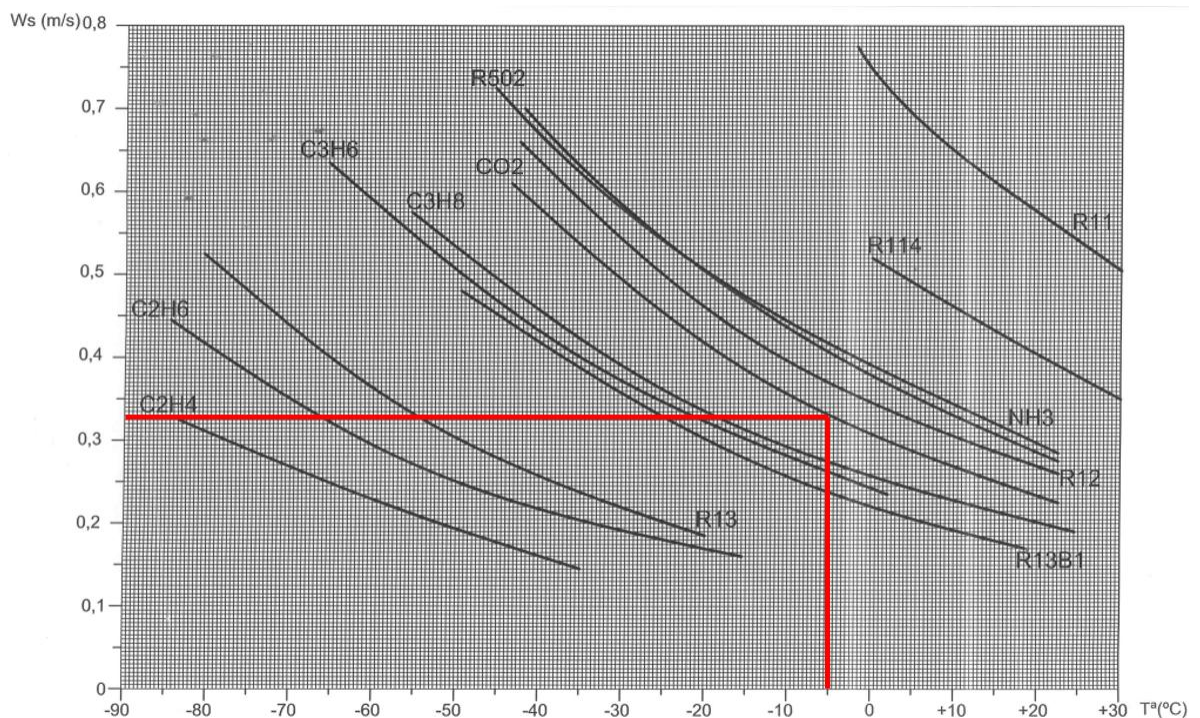


Figura 6.5 - Gráfico de velocidade do vapor no separador de líquido CO₂ (-5°C). Adaptado [40].

Aplicando exatamente o mesmo raciocínio realizado para o dimensionamento do separador NH₃, obtêm-se o seguinte volume mínimo:

$$V_{\text{separador}_{CO_2(-5^\circ C)}} = 7,74 \text{ m}^3$$

Logo:

$$\begin{aligned} \text{Diâmetro} &= 1500 \text{ mm} = 1,5 \text{ m} \\ \text{Comprimento} &= 4500 \text{ mm} = 4,5 \text{ m} \\ \text{Volume} &= 7,95 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Dessa forma, foi necessário assegurar junto ao fabricante um reservatório com dimensões de 1500 mm de diâmetro por 4500 mm de comprimento, capaz de suportar pressões superiores a 30,46 bar.

6.2.3 Separador de líquido CO₂ (-40°C)

Em primeiro lugar, vão ser definidos os pressupostos iniciais para o dimensionamento:

- Fluido: Dióxido de Carbono (CO₂)
- Potência Frigorífica: $\dot{Q}_{frigTC} = 223 \text{ kW}$
- Temperatura: -40°C
- Pressão: 10 bar
- Densidade do vapor: $\rho_{vapor} = 26,17 \text{ kg/m}^3$
- Densidade do líquido: $\rho_{líquido} = 1116 \text{ kg/m}^3$
- Caudal mássico de vapor: $\dot{m}_{comprBP} = 0,886 \text{ kg/s}$
- Caudal mássico de líquido: $\dot{m}_{TC} = 2,081 \text{ kg/s}$
- Velocidade máxima do vapor: $v_{vapor} = 0,58 \text{ m/s}$
- Percentagem de líquido na altura = 33%
- H/D = 0,28
- Minutos de funcionamento: $N_{minutos} = 15 \text{ minutos}$

Para obter a velocidade máxima do vapor dentro do separador, pode ser observado a Figura 6.6:

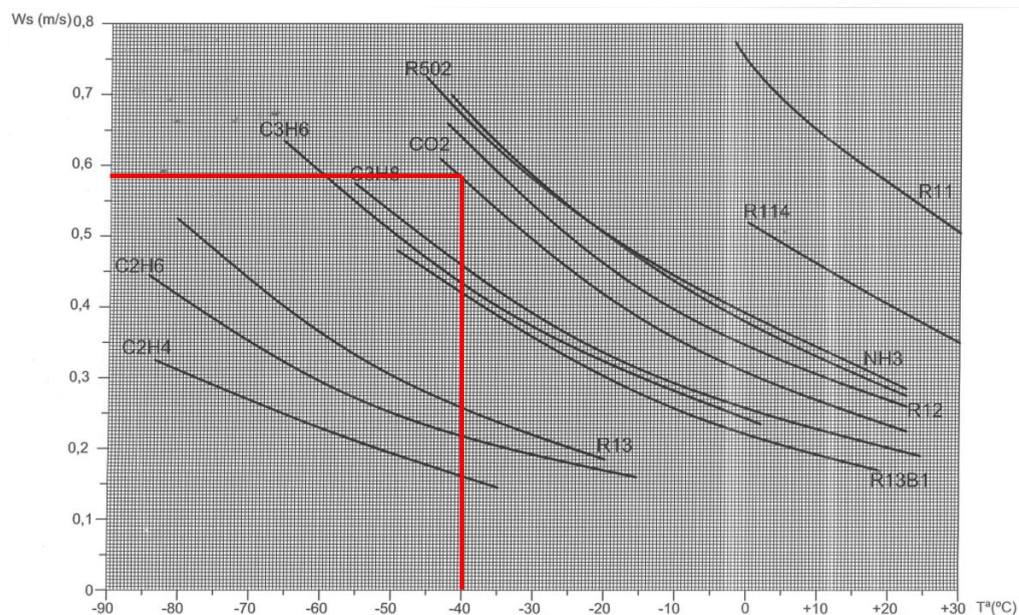


Figura 6.6 - Gráfico de velocidade do vapor no separador de líquido CO₂ (-40°C) [40].

Aplicando exatamente o mesmo raciocínio realizado para o dimensionamento do separador NH₃, obtêm-se o seguinte volume mínimo:

$$V_{\text{separador}_{CO_2(-40^\circ C)}} = 7,20 \text{ m}^3$$

Logo:

$$\text{Diâmetro} = 1500 \text{ mm} = 1,5 \text{ m}$$

$$\text{Comprimento} = 4200 \text{ mm} = 4,2 \text{ m}$$

$$\text{Volume} = 7,42 \text{ m}^3$$

Dessa forma, foi necessário assegurar junto do fabricante um reservatório com dimensões de 1500 mm de diâmetro por 4200 mm de comprimento, capaz de suportar pressões superiores a 10 bar.

6.3 Termossifão

Para seleccionar o reservatório que desempenhará a função de termossifão, foi utilizado o pressuposto mencionado anteriormente: o volume até ao ponto de picagem para o separador de líquido — ou seja, a reserva destinada ao arrefecimento do óleo — deverá ser suficiente para garantir um caudal contínuo durante, pelo menos, 6 minutos, sendo esta regra estabelecida, como “boa prática” na área de projeto. Assim, o primeiro passo foi determinar o volume necessário do reservatório. Para isso, considera-se a densidade do fluido (líquido saturado a -8 °C):

$$\rho_{-8^\circ C} = 510 \text{ kg/m}^3$$

Com base nesta densidade, foi calculado o volume necessário através da fórmula (6.8), no numerador foi multiplicado por dois, uma vez que se pretende o volume total, e não apenas a metade de segurança. Uma vez que haverá oscilações na superfície do líquido, foi feita uma majoração de 20%, ao volume:

$$V_{\text{termossifão}} = \frac{(\dot{m}_{NH_3 \text{ arref. oleo}} \times 60 \times N_{\text{minutos}}) \times 2}{\rho_{-8^\circ C}} \times 1,2 \quad (6.8)$$

Em que:

$$V_{\text{termossifão}} - \text{Volume mínimo do termossifão (m}^3\text{)}$$

$$N_{\text{minutos}} - \text{Número de minutos de caudal necessário}$$

Substituindo:

$$V_{\text{termossifão}} = \frac{(0,058 \times 60 \times 6) \times 2}{510} \times 1,2 = 0,098 \text{ m}^3$$

Uma vez que este tipo de reservatórios pode ser fabricado à medida, foi adotada uma abordagem de tentativa e erro para determinar as dimensões ideais — nomeadamente, o comprimento e o diâmetro — de modo a satisfazer o volume previamente calculado. Importou, no entanto, garantir um compromisso entre estas duas dimensões, evitando que o reservatório fique excessivamente largo ou demasiado comprido. O objetivo foi encontrar um meio-termo que assegure a eficiência do sistema e facilite a sua integração no espaço disponível. Chegando ao seguinte resultado:

$$\text{Diâmetro} = 400 \text{ mm}$$

$$\text{Comprimento} = 800 \text{ mm}$$

$$\text{Volume} = 0,10 \text{ m}^3$$

Dessa forma, foi necessário assegurar junto do fabricante um reservatório com dimensões de 400 mm de diâmetro por 800 mm de comprimento, capaz de suportar pressões superiores a 13,5 bar.

6.4 Depósito da Água de Descongelação

Para ser feito o dimensionamento deste depósito, tem de ser feita algumas considerações, a primeira é que, para o dimensionamento do permutador e para o cálculo do caudal, foi calculado como o caudal instantâneo, ou seja, para ser feita a descongelação de todos os equipamentos ao mesmo tempo. Para o dimensionamento do depósito, podemos ser menos conservadores, e assume-se que o depósito, terá de conseguir fornecer água quente para uma hora de funcionamento para o caudal crítico. O que não acontecerá uma vez que se a instalação estiver bem programa, os equipamentos irão ser descongelados desfasadamente, ou seja, as duas horas de descongelação utilizadas, serão distribuídas ao longo de todo o horário de funcionamento do sistema.

Portanto como referido, o depósito servirá apenas como uma reserva, que neste caso representará uma hora do caudal instantâneo.

$$\dot{m}_{\text{água glicolada}} = 1,32 \text{ kg/s}$$

Para converter o caudal mássico, para o caudal volúmico, foi considerada a seguinte densidade [42]:

$$\rho_{\text{água glicolada}} = 1106,2 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{V}_{\text{água glicolada}} = 0,00119 \text{ m}^3/\text{s}$$

Portanto, aplicando a seguinte equação pode ser obtido o volume necessário do reservatório:

$$V_{\text{água descongelação}} = \dot{V}_{\text{água glicolada}} \times 3600 = 0,00119 \times 3600 = 4,28 \text{ m}^3 \approx 4300 \text{ L} \quad (6.9)$$

Ao ser feita uma análise crítica, 4300 litros, pode parecer um volume elevado. Mas feita a comparação com outras instalações, o volume deste tipo de sistemas pode ser superior aos 20000 litros, consoante as necessidades. Em suma de modo a ter um pouco de margem de segurança, foi considerado um reservatório de 4500 litros.

6.5 Bombas de circulação

Esta instalação contará com diversos tipos de bombas:

- Bombas de circulação NH₃;
- Bombas de circulação CO₂;
- Bomba de circulação água gelada;
- Bomba de circulação água quente glicolada para descongelação;

Para fazer a seleção das bombas foi utilizado o programa de seleção da marca Hermetic para as bombas dos circuitos a NH₃ e CO₂, e o programa da marca Grundfos para os circuitos de descongelação e de água gelada.

6.5.1 Bombas de circulação NH₃

No Quadro 6.1 foram indicados os valores introduzidos no programa, no Quadro 6.2 foi indicado o modelo da bomba selecionada e a sua potência absorvida.

Quadro 6.1 - Dados introduzidos no programa Hermetic – Bombas de Circulação NH₃.

Valores introduzidos	
Capacidade frigorífica	678,23 kW
Temperatura de Evaporação	-8°C
Perdas de Carga	25 mcl
Número de recirculação	3

Quadro 6.2 – Bomba selecionada – Bombas de Circulação NH₃.

Bomba CAM 2/4	
Potência absorvida	2,25 kW

6.5.2 Bombas de circulação CO₂

No Quadro 6.3 e Quadro 6.5 foram indicados os valores introduzidos no programa, no Quadro 6.4 e Quadro 6.6 foi indicado o modelo da bomba selecionada e a sua potência absorvida.

Quadro 6.3 - Dados introduzidos no programa Hermetic – Bombas de Circulação CO₂ (-5°C).

Valores introduzidos	
Capacidade frigorífica	370 kW
Temperatura de Evaporação	-5°C
Perdas de Carga	25 mcl
Número de recirculação	2

Quadro 6.4 – Bomba selecionada – Bombas de Circulação CO₂ (-5°C).

Bomba CNF 40-200	
Potência absorvida	4,23 kW

Quadro 6.5 - Dados introduzidos no programa Hermetic – Bombas de Circulação CO₂ (-40°C).

Valores introduzidos	
Capacidade frigorífica	223,6 kW
Temperatura de Evaporação	-40°C
Perdas de Carga	25 mcl
Número de recirculação	3

Quadro 6.6 – Bomba selecionada – Bombas de Circulação CO₂ (-40°C).

Bomba CAM 2/3	
Potência absorvida	2,77 kW

6.5.3 Bomba de descongelção

No Quadro 6.7 foram indicados os valores introduzidos no programa, no Quadro 6.8 foi indicado o modelo da bomba selecionada e a sua potência absorvida.

Quadro 6.7 - Dados introduzidos no programa da Grundfos– Bomba de descongelção.

Valores introduzidos	
Caudal de água	1,3 L/s
Temperatura	30°C
Perdas de Carga	25 mcl

Quadro 6.8 – Bomba selecionada – Circuito de descongelção.

Bomba TPE 40-270/2 A-F-A-BQQE-HWB	
Potência absorvida	1,5 kW

6.5.4 Bomba de água gelada

No Quadro 6.9 foram indicados os valores introduzidos no programa, no Quadro 6.10 foi indicado o modelo da bomba selecionada e a sua potência absorvida.

Quadro 6.9 - Dados introduzidos no programa da Grundfos– Bomba de água gelada.

Valores introduzidos	
Caudal de água	5,98 L/s
Temperatura	2°C
Perdas de Carga	25 mcl

Nota: Foi assumido o valor de 2°C, uma vez que é valor mais baixo que o programa permite.

Quadro 6.10 – Bomba selecionada – Circuito da água gelada.

Bomba TPE 50-290/2	
Potência absorvida	3 kW

6.6 Compressores

6.6.1 Compressor NH₃

A seleção deste equipamento foi realizada anteriormente com o programa de seleção da Bitzer, utilizando os dados introduzidos no Quadro 6.11:

Quadro 6.11 - Dados introduzidos no programa Bitzer - Compressor NH₃.

Valores introduzidos	
Capacidade frigorífica	678,23 kW
Temperatura de Evaporação	-8°C
Temperatura de Condensação	35°C
Tipo de compressor	Parafuso, aberto

Nota: A capacidade frigorífica é o somatório das potências frigoríficas do banco de gelo e do permutador NH₃/CO₂.

Segundo o programa o modelo mais indicado foi o OSKA95103-K. As respetivas fichas técnicas estão incluídas em anexo.

No Quadro 6.12 apresenta as principais características do compressor de NH₃:

Quadro 6.12 – Características Principais - Compressor NH₃.

Compressor OSKA95103-K	
Capacidade frigorífica	723 kW
Potência do eixo	171,1 kW
COP/ERR	4,22

Para salvaguardar a instalação, vão ser utilizados dois compressores, sendo um deles de reserva, em caso de falha, ou de manutenção do outro.

É importante mencionar que, ao adquirir o compressor, o fabricante também fornecerá o sistema completo de arrefecimento do óleo, incluindo a bomba, os filtros e o permutador de calor. Por esse motivo, neste capítulo dedicado à seleção de equipamentos, esses componentes não serão especificados individualmente, já que estarão incluídos no fornecimento do próprio fabricante.

6.6.2 Compressores CO₂

Serão necessários dois tipos de compressores para o circuito do fluido R744, um para fazer a compressão do fluido proveniente das câmaras de congelados, e outro para o fluido proveniente dos túneis de congelação.

Começando pelo compressor responsável pelo fluido das câmaras de congelados, através do programa de seleção da Bitzer, com dados introduzidos do Quadro 6.13:

Quadro 6.13 - Dados introduzidos no programa Bitzer - Compressor CO₂ (Câmaras de Congelados).

Valores introduzidos	
Capacidade frigorífica	36,4 kW
Temperatura de Evaporação	-32°C
Temperatura de Condensação	-5°C
Sobreaquecimento	5 K

Segundo o programa o modelo mais indicado seria o 4DSL-10K-40S. As respetivas fichas técnicas estão incluídas em anexo.

No Quadro 6.14 podem ser vistas as informações mais importantes do compressor selecionado:

Quadro 6.14 – Características Principais - Compressor CO₂ (Câmaras de Congelados).

Compressor 4DSL-10K-40S	
Capacidade frigorífica	37,4 kW
Potência absorvida	7,76 kW
COP/ERR	4,81
Tipo de Compressor	Pistão, Semi-Herméticos

Para salvaguardar a instalação, vão ser utilizados dois compressores, sendo um deles de reserva, em caso de falha, ou de manutenção do outro.

Para o compressor dos túneis de congelação, foi introduzido dados do Quadro 6.15, no programa da Bitzer:

Quadro 6.15 - Dados introduzidos no programa Bitzer - Compressor CO₂ (Túneis de Congelação).

Valores introduzidos	
Capacidade frigorífica	223 kW
Temperatura de Evaporação	-40°C
Temperatura de Condensação	-5°C
Sobreaquecimento (Permutador)	5 K

Segundo o programa o modelo mais indicado seria o 4NSL-30K-40P. As respetivas fichas técnicas estão incluídas em anexo.

No Quadro 6.16 podem ser vistas as informações mais importantes do compressor selecionado:

Quadro 6.16 – Características Principais - Compressor CO₂ (Túneis de Congelação).

Compressor 4NSL-30K-40P	
Capacidade frigorífica	66,8 kW
Potência absorvida	19,74 kW
COP/ERR	3,39

Neste caso o número de compressores é diferente, como pode ser observado no Quadro 6.16, a capacidade frigorífica de um compressor, fica muito aquém do necessário, portanto vai ser necessário colocar em paralelo o número suficiente para garantir as necessidades da instalação. Esse número pode ser obtido dividindo a capacidade frigorífica necessária, pela capacidade frigorífica de um compressor.

$$\frac{Cap_{frig_{instalação}}}{Cap_{frig_{Compressor}}} = \frac{223}{66,8} = 3,34 \approx 4 \text{ Compressores}$$

Serão necessários 4 compressores para garantir as necessidades da instalação, e por motivos de segurança foi adicionado mais um compressor de reserva. Logo terão de ser instalados cinco compressores.

6.7 Condensador

Para a seleção do condensador, foi adotado um modelo do tipo evaporativo, conforme recomendação do fabricante, por apresentar a melhor relação custo-benefício. O equipamento escolhido foi o Baltimore Aircoil VXC S300, com capacidade de 818 kW, selecionado por meio do programa de seleção do próprio fabricante. Embora a potência requerida seja ligeiramente inferior à fornecida por este modelo, ele mostrou-se a opção mais adequada dentro do catálogo disponível, segundo o fabricante.

O Quadro 6.17 apresenta as principais características do equipamento:

Quadro 6.17 - Características Principais – Condensador.

Condensador Baltimore Aircoil VXC S300		
Capacidade	818	kW
Equipamentos auxiliares		Potência absorvida
Bomba de água	2,2	kW
Ventiladores	22	kW

6.8 Permutadores

Para fazer a seleção destes equipamentos, foi necessário contactar o fabricante Flowtherm e Alfa Lavar, indicando os dados de cada permutador (fluidos, condições de entrada e saída e caudal). Com base nesses dados, os fabricantes indicou os modelos apresentados no Quadro 6.18.

Quadro 6.18 - Permutadores Selecionados.

Permutadores		
Tipo	Modelo	Potência Térmica (kW)
Permutador NH₃/CO₂	Alfa Laval T10-EWFXc	430
Permutador Descongelamento	Kelvion PHE GmbH LWC100T CDL-16	50
Permutador CO₂	Kelvion Brazed PHE GmbH GBH 600L-40	4

Encontram-se em anexo as fichas técnicas dos permutadores.

6.9 Evaporadores

Para a escolha dos evaporadores tanto das câmaras de refrigeração, como das câmaras de congelados, foi utilizado o Software CproSelect-Quíron da fabricante Centauro. Já para os evaporadores dos túneis de congelação, teve de ser feito um pedido ao fabricante, informando os detalhes necessários, uma vez que ultrapassava as capacidades disponíveis no software. No Quadro 6.19, Quadro 6.20 e Quadro 6.21 são apresentados os modelos dos evaporadores selecionados.

Quadro 6.19 - Evaporadores TC selecionados.

Túneis de congelação				
Designação	Potência Frigorífica (kW)	T. evaporação (°C)	Evaporador	Potência Frigorífica nominal (kW)
Convencional	65	-40	BSUSI/E 10Z2/2966	65
Células de congelação 1	18,2	-40	BSUTI/E 10X2/1265	19
Células de congelação 2	18,2	-40	BSUTI/E 10X2/1265	19
Células de congelação 3	18,2	-40	BSUTI/E 10X2/1265	19
Células de congelação 4	18,2	-40	BSUTI/E 10X2/1265	19
Star Frost	85,8	-40	BSUSI/E 10Z3/3902	86

Quadro 6.20 - Evaporadores CR selecionados.

Câmaras de Refrigeração					
Designação		Potência Frigorífica (kW)	T. evaporação (°C)	Evaporador	Potência Frigorífica nominal (kW)
Refrigerados	1	15	-5	CBN 4F3/16 CO2	24,20
Diversos	2	5,3	-5	CBL 6B1/5 CO2	7,78
Expedição	3	7	-5	CBL 6B3/8 CO2	12,06
Espera	4	4	-5	CBL 6B2/5 CO2	7,78
Espera Salgados e Pizza	5	2,5	-5	CBL 6B1/2 CO2	3,54
Massas	6	1,5	-5	CBL 6B1/2 CO2-ES	1,7
Lote 1	7	3	-5	CBN 4B1/3 CO2	4,07
Lote 2	8	3	-5	CBN 4B1/3 CO2	4,07
Charcutaria	12	2,5	-5	CBL 6B1/2 CO2	3,54
Batata tratada	13	4	-5	CBL 6B2/5 CO2	7,78
Fruta	14	3	-5	CBN 4B1/3 CO2	4,07
Legumes	15	6	-5	CBN 4B2/6 CO2	9,17
Aves	16	4	-5	CBL 6B2/5 CO2	7,78
Carnes	17	4	-5	CBL 6B2/5 CO2	7,78
Lixos	18	2,5	-5	CBL 6B1/2 CO2	3,54
Descongelação Carne	9	1,5	-5	CBL 6B1/2 CO2-ES	1,7
Descongelação Peixe	10	1,5	-5	CBL 6B1/2 CO2-ES	1,7
Conservação Bacalhau	11	4	-5	CBL 6B2/5 CO2	7,78

No caso específico da câmara de conservação de bacalhau, a instalação original incluía um sistema de reaquecimento, uma vez que este tipo de câmara exige um controlo rigoroso da humidade relativa no seu interior. Para otimizar essa função, foi optado por aproveitar o próprio circuito de descongelação com água glicolada quente como meio de regulação da humidade. Este sistema permite realizar um ajuste dinâmico através do equilíbrio entre temperaturas: quando a humidade no interior da câmara encontra-se acima do valor ideal, é ativado o circuito de descongelação, o que provoca um ligeiro aumento da temperatura ambiente. Como consequência, o evaporador é forçado a funcionar com maior intensidade, removendo parte do excesso de humidade por condensação do vapor de água.

Já nos casos das câmaras de descongelação da carne e do peixe, foi mantido o sistema original, que recorre ao uso de um humidificador externo e independente para o controlo da humidade. Esta decisão foi tomada com a necessidade de um controlo mais direto e estável da introdução de humidade, essencial para os processos de descongelação gradual e uniforme desses produtos, mantendo assim a qualidade do produto.

Quadro 6.21 Evaporadores CC seleccionados.

Câmaras de Congelação					
Designação		Potência (kW)	T evaporação	Evaporador	Potência nominal
Conservação	1	10,6	-25	CBL 6F3/13 CO2	19,05
Expedição	2	5,3	-25	CBL 6B3/8 CO2-ES	10,05
Ultracongelados	3	4	-25	CBL 6B2/5 CO2	7,78
Carne	4	5,5	-25	CBL 6B3/8 CO2-ES	10,05
Peixe	5	5,5	-32	DD 7C2/5 CO2	6,86
Legumes	6	5,5	-32	DD 7C2/5 CO2	6,86

6.10 Banco de Gelo

No caso do banco de gelo, o modelo do equipamento não foi alterado, uma vez que este possui a versatilidade de operar tanto com água glicolada quanto com o fluido R717. Assim, foi mantido o modelo originalmente previsto na instalação, sendo utilizado o equipamento do fabricante Baltimore, modelo TSU-C/D 790D-1440D.

6.11 Tubagem

Para fazer o dimensionamento das tubagens foram feitas algumas considerações, foi estabelecida uma velocidade máxima de 1 m/s para as linhas de líquido, uma velocidade máxima de 12 m/s para as linhas de aspiração e descarga e uma velocidade máxima inferior a 10 m/s nas restantes linhas [3]. Já para o caso de o fluido se encontrar em duas fases (fase de mistura) a velocidade assumida é de 10 m/s, uma vez que dentro da tubagem, a percentagem de vapor na secção é muito superior à do líquido, relacionado às diferentes densidades.

Para o dimensionamento das tubagens, foi utilizado o software Danfoss – CoolSelector2. Nele foram inseridas as especificações relativas a cada tipo de tubagem. No caso das tubagens do sistema de arrefecimento de óleo do compressor de parafuso, foi considerado um sistema do tipo gravítico. Para as saídas dos evaporadores, foi definido se a circulação é feita por bomba (com o respetivo número de circulação assumido) ou se se trata de um sistema de expansão direta (tipo seco). Foram também dimensionadas as linhas de retorno ao separador de líquido e as linhas de aspiração da bomba. Onde os dados necessários indicar foram, a temperatura de evaporação e condensação, e também o caudal mássico que passa por cada troço.

Um ponto importante que pode ser notado ao analisar os resultados, é que as tubagens de vapor de NH₃, são muito maiores que as de líquido, isto tem a ver que o amoníaco é um dos fluidos onde o valor da diferença de densidade entre a fase de vapor e a fase líquida é maior. Assim, para o mesmo caudal mássico, o caudal volúmico de vapor é muito superior ao de líquido. Já no caso do CO₂ essa diferença é muito menos acentuada, uma vez que a diferença de densidades das duas fases é menor, comparativamente com o amoníaco.

6.11.1 Tubagens NH₃

Todas as tubagens são de aço, segundo a norma DIN-EN. Para este circuito irão ser dimensionados 15 tubagens diferentes, como se pode observar na Figura 6.7.

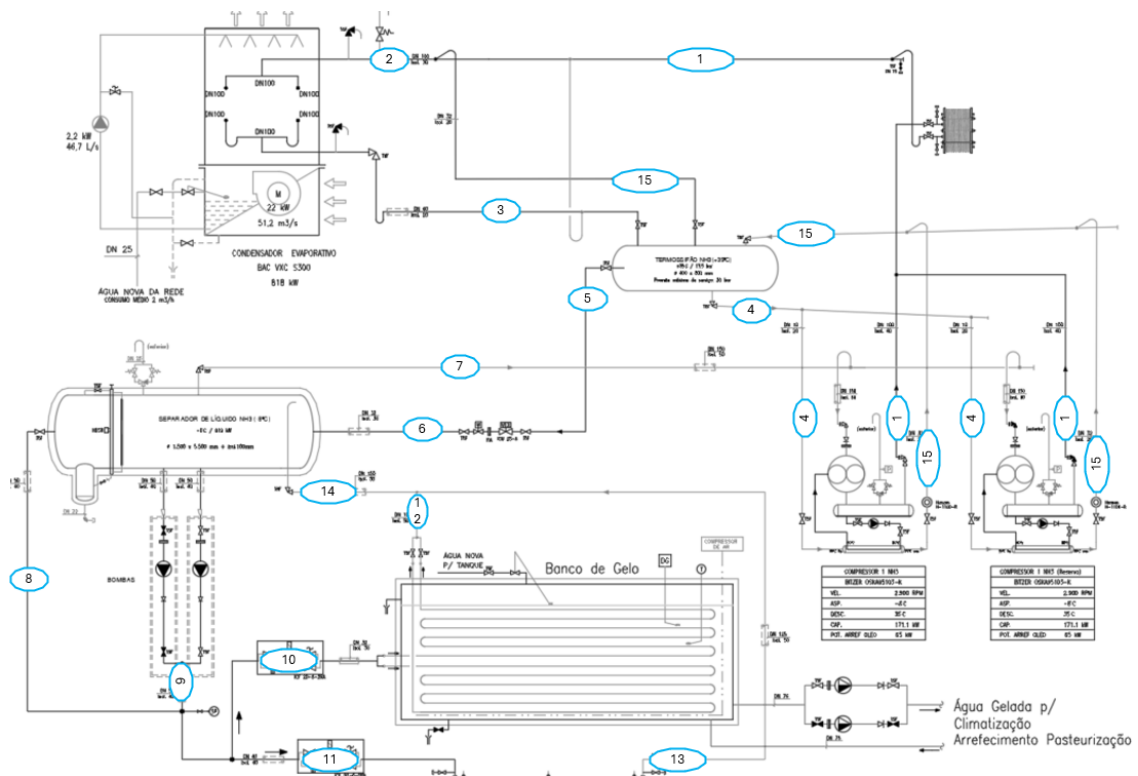


Figura 6.7 - Numeração tubagens NH₃.

No Quadro 6.22 é apresentado o diâmetro referente a cada número, com a indicação do estado do fluido e a respetiva velocidade.

Quadro 6.22 - DN da Tubagem do circuito NH₃.

Tubagens NH ₃			
Numeração	Diâmetro nominal (DN)	Estado Físico	Velocidade (m/s)
1	100	Vapor	10,94
2	100	Vapor	11,95
3	40	Líquido	0,78
4	10	Líquido	0,67
5	32	Líquido	0,96
6	32	Mistura (x=0,158)	0,96

7	200	Vapor	7,83
8	65	Líquido	0,62
9	65	Líquido	0,62
10	32	Líquido	0,82
11	50	Líquido	0,66
12	100	Mistura (x=0,33)	8,42
13	125	Mistura (x=0,33)	9,55
14	200	Mistura (x=0,33)	6,15
15	20	Vapor	4,93

Nota: Nos casos das tubagens número 4 e 15 (tubagens referentes ao arrefecimento do óleo do compressor), segundo o software seriam esses valores indicados no quadro. Mas fazendo uma análise crítica, esses valores são muito pequenos, e qualquer movimento ou manutenção na instalação, pode provocar a quebra do tubo, logo, seria recomendado o uso de uma tubagem maior. Foi efetuado um segundo teste, utilizando a potência necessária para realizar o arrefecimento (64,9 kW) e foi recomendado pelo software as tubagens DN 20 e DN 32, respetivamente.

6.11.2 Tubagens CO₂

Todas as tubagens são de aço, segundo a norma DIN-EN. Para este circuito irão ser dimensionados 25 tubagens diferentes, como se pode observar na Figura 6.8.

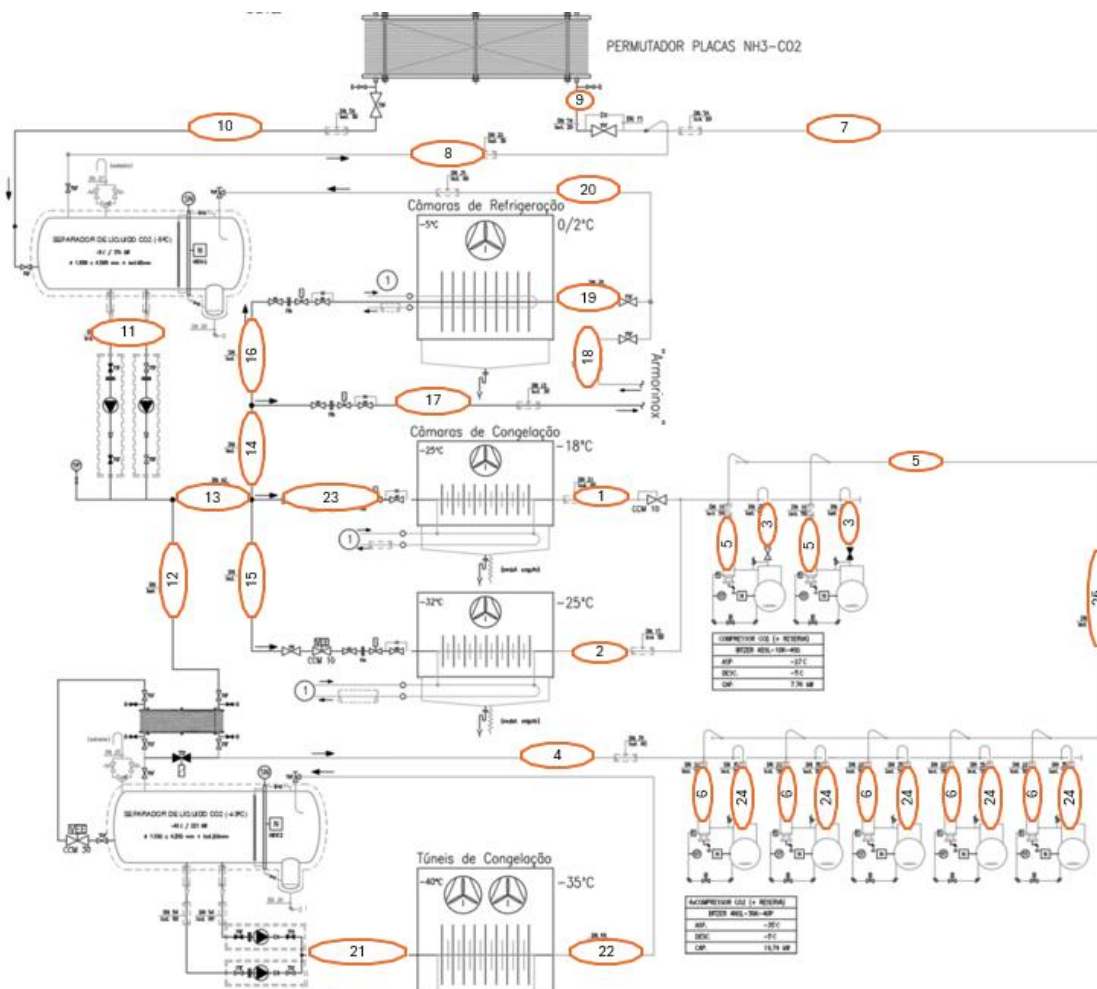


Figura 6.8 - Numeração tubagens CO₂.

No Quadro 6.23 é apresentado o diâmetro referente a cada número, com a indicação do estado do fluido e a respetiva velocidade.

Quadro 6.23 – DN da Tubagem do circuito CO₂.

Tubagens CO₂			
Numeração	Diâmetro nominal (DN)	Estado Físico	Velocidade (m/s)
1	22	Vapor	7,52
2	15	Vapor	9,76
3	28	Vapor	8,71
4	76	Vapor	8,59
5	18	Vapor	11,95
6	22	Vapor	11,89
7	54	Vapor	9,51
8	35	Vapor	8,15
9	54	Vapor	10,64
10	54	Líquido	0,77
11	54	Líquido	0,99
12	42	Líquido	0,75
13	42	Líquido	0,88
14	42	Líquido	0,77
15	15	Líquido	0,34
16	35	Líquido	0,75
17	22	Líquido	0,95
18	18	Mistura (x=0,5)	9,60
19	28	Mistura (x=0,5)	7,91
20	35	Mistura (x=0,5)	7,22
21	54	Líquido	0,95
22	64	Mistura (x=0,33)	8,83
23	18	Líquido	0,52
24	35	Vapor	8,82
25	54	Vapor	7,55

6.11.3 Tubagens Hidráulicas

Para este tipo de tubagens, foi assumida uma velocidade máxima de 1,50 m/s.

Para o dimensionamento foi utilizado o Software Danfoss – CoolSelector2, seguindo o mesmo raciocínio utilizado nos casos anteriores, e os resultados podem ser observados no Quadro 6.24.

Quadro 6.24 - DN da Tubagem dos Circuitos Hidráulicos.

Tubagens Hidráulicas			
Circuito	Caudal (kg/s)	Diâmetro Nominal (DN)	Velocidade (m/s)
Água Banco de Gelo	5,95	76	1,46
Água de Descongelção	1,32	42	1,10

6.12 Válvulas de Expansão

Para selecionar as válvulas de expansão utilizou-se o software Danfoss – CoolSelector2. Indicaram-se o tipo de fluido, o caudal, e as temperaturas de entrada e saída da mesma. Obtendo-se modelos apresentados no Quadro 6.25:

Quadro 6.25 - Válvulas de Expansão Selecionadas.

Válvulas de Expansão				
Circuito	Caudal (kg/s)	Temperatura entrada (°C)	Temperatura saída (°C)	Modelo Selecionado
NH ₃	0,527	35	-8	ICM 25-A
Câmaras de Congelados (-25°C)	0,0998	-5	-25	CCM 10
Saída Câmara de Congelados (-25°C)	0,0998	-20	-27	CCM 10
Câmaras de Congelados (-32°C)	0,0432	-5	-32	CCM 10
Túneis de Congelação	0,886	-5	-40	CCM 30

6.13 Acessórios

- **Válvulas de corte/seccionamento** – Este tipo de válvula é o mais utilizado em toda a instalação, instalado antes e depois de qualquer equipamento, com a função de possibilitar a remoção e a manutenção dos equipamentos. Para esta aplicação, serão utilizados os modelos T5F e T6F, da fabricante Parker, escolhidos conforme o tipo de ligação necessário, o modelo T5F possui entrada e saída alinhada na mesma direção, enquanto o modelo T6F realiza uma mudança de direção de 90°. Estes modelos destacam-se pela ampla gama de tamanhos disponíveis, bem como pela sua compatibilidade com uma vasta faixa de temperaturas e pressões de operação.
- **Válvulas antirretorno** – A principal função deste tipo de válvula é impossibilitar que o fluido percorra a tubagem em sentido contrário ao pretendido, sendo maioritariamente localizadas a seguir a compressores e bombas.
- **Filtros** – A função destes filtros é impedir que partículas que possam vir a existir nas tubagens, entrem para os equipamentos, ou se acumulem nos depósitos.
- **Visor de líquido** – Este equipamento é utilizado no circuito do termostato. O modelo selecionado é o Hansen H-1100-R.
- **Estação de Válvulas** – Instalada à entrada do banco de gelo, e do permutador NH₃/CO₂, este tipo de válvulas ICF 20-6-2RA, integra múltiplas funções essenciais em um único corpo compacto, otimizando o espaço e simplificando a instalação e manutenção de sistemas de refrigeração [43]. Esta pode incorporar diversos módulos que desempenham funções essenciais no controlo de sistemas de refrigeração. Entre esses módulos, destacam-se a válvula de corte, que regula o fluxo; o filtro, responsável por remover impurezas do sistema; a válvula solenoide, que permite o controlo automático do fluxo; e a haste de acionamento manual, que possibilita o seu uso numa situação de emergência ou para manutenção. Além disso, podem ser incluídas válvulas de regulação manual, utilizadas para ajustes finos do fluxo, e válvulas de retenção, que evitam o retorno indesejado do fluido. A combinação desses componentes em um único corpo modular confere à válvula elevada flexibilidade e eficiência operacional [43]. Apesar desta válvula ter uma vasta gama de aplicações, a sua desvantagem é o seu custo, e, portanto, muitas vezes opta-se por outras soluções, mais simples e baratas.

6.14 Isolamento

Para minimizar as perdas e ganhos de calor ao longo da tubagem, todas as tubagens, são isoladas. O isolamento a utilizar é o de espuma flexível de neopreno do tipo “Armaflex” da Armstrong, este isolamento também serve para evitar a condensação na tubagem, devido ao contacto com o ar ambiente, reduzindo assim o risco de corrosão. Esta também tem a vantagem de atenuar o ruído, em até 30 dB(A) [44].

Para escolher a espessura do isolamento foi considerada a legislação disponibilizada no Diário da República, Portaria N. °138-I/2021. Na Figura 6.9 são indicadas as espessuras de isolamento a considerar, tendo em conta o diâmetro da tubagem e a temperatura do fluido.

Diâmetro exterior (mm)	Fluido interior quente				Fluido interior frio			
	Temperatura do fluido (°C)				Temperatura do fluido (°C)			
	40 a 65	66 a 100	101 a 150	151 a 200	-20 a -10	-9,9 a 0	0,1 a 10	10 <
D ≤ 35	20	20	30	40	40	30	20	20
35 < D ≤ 60	20	30	40	40	50	40	30	20
60 < D ≤ 90	30	30	40	50	50	40	30	30
90 < D ≤ 140	30	40	50	50	60	50	40	30
D > 140	30	40	50	60	60	50	40	30

Figura 6.9 - Espessuras mínimas de isolamento de tubagens (mm)[45].

Utilizando os mesmos pressupostos da Figura 6.7 e Figura 6.8, foram obtidos as seguintes espessuras de isolamento, apresentadas no Quadro 6.26 e Quadro 6.27, respetivamente.

Quadro 6.26 - Isolamento das tubagens de NH₃.

Isolamento Tubagens NH ₃			
Numeração	Diâmetro nominal (DN)	Temperatura (°C)	Espessura Isolamento (mm)
1	100	80	40
2	100	47,5	30
3	40	35	20
4	10	35	20
5	32	35	20
6	32	-8	40
7	200	-8	50
8	65	-8	40
9	65	-8	40
10	32	-8	30
11	50	-8	40
12	100	-8	50
13	125	-8	50
14	200	-8	50
15	15	35	20

Quadro 6.27 - Isolamento das tubagens de CO₂.

Isolamento Tubagens CO ₂			
Numeração	Diâmetro nominal (DN)	Temperatura (°C)	Espessura Isolamento (mm)
1	22	-20	40
2	15	-27	50*
3	28	-27	50*
4	76	-40	60*
5	18	36,1	20
6	22	41,2	20
7	54	40,4	20
8	35	-5	30
9	54	22,8	20
10	54	-5	40
11	54	-5	40
12	42	-5	40
13	42	-5	40
14	42	-5	40
15	15	-5	30
16	35	-5	40
17	22	-5	30
18	18	-5	30
19	28	-5	30
20	35	-5	40
21	54	-40	60*
22	64	-40	60*
23	18	-5	30
24	35	-40	50
25	54	41,2	20

* Estão fora dos parâmetros definidos na legislação, foi feito um acréscimo na espessura, para salvaguardar a instalação.

Foi também dimensionada a espessura do isolamento para os reservatórios uma vez que sem esse isolamento, estariam muito expostos à criação de condensados, e por sua vez, à degradação do mesmo. Para tal foi utilizado o programa de seleção do fabricante Armacell – Armawin. Os dados requeridos pelo programa são:

- Dimensões dos separadores (Diâmetro, comprimento e espessura ($e = 2mm$))
- Fluido frigorífero: R717 e R744;
- Tipo de isolamento: Foi utilizado o tipo ArmaFlex Ultima, com um revestimento com uma liga de Alumínio e zinco, ligeiramente oxidado;
- Temperatura do fluido no interior do separador: (-8°C, -5°C, -40°C);
- Temperatura do meio ambiente: ($T_{ambiente} = 24°C$);
- Densidade do Fluxo de Calor: ($k = 12 W/m$) [46].

Foram obtidos os valores apresentados no Quadro 6.28:

Quadro 6.28 - Espessura Isolamento - Separadores de líquido.

Separador	Espessura do Isolamento (mm)
-40°C (CO ₂)	200
-5°C (CO ₂)	90
-8°C (NH ₃)	100

6.15 Identificação de Tubagens

Independentemente do tipo de fluido refrigerante, a identificação das tubagens em instalações frigoríficas deve seguir o DNP Guia 5:2016. Este guia fornece orientações para reconhecer rapidamente o fluido utilizado, o seu estado físico (líquido ou vapor, quente ou frio) e o sentido do fluxo. Define um sistema de cores, tipos de inscrições e dimensões, garantindo uma identificação clara e imediata dos fluidos em qualquer ponto do sistema [47].

Esta simbologia deve repetir-se com as seguintes regras [47]:

- Junto a válvulas ou flanges;
- Adjacente a mudanças de direção (curvas, ramificações, “Tês”);
- De ambos os lados quando uma tubagem atravessa paredes, tetos ou pavimentos;
- A intervalos regulares, não excedendo os 6 metros, onde a tubagem for visível;
- De 2 em 2 metros caso a tubagem esteja em tetos falsos ou em espaços vazios que uma pessoa possa aceder para manutenção ou reparação.

As etiquetas, de formato retangular, devem ser coladas ou pintadas na tubagem, devendo possuir campos distintos para indicar a cor de fundo, a cor de identificação e a cor de estado do fluido refrigerante, bem como o sentido do escoamento [48].

Na Figura 6.10 são apresentadas as etiquetas segundo o Guia 5:2016 do IPQ:

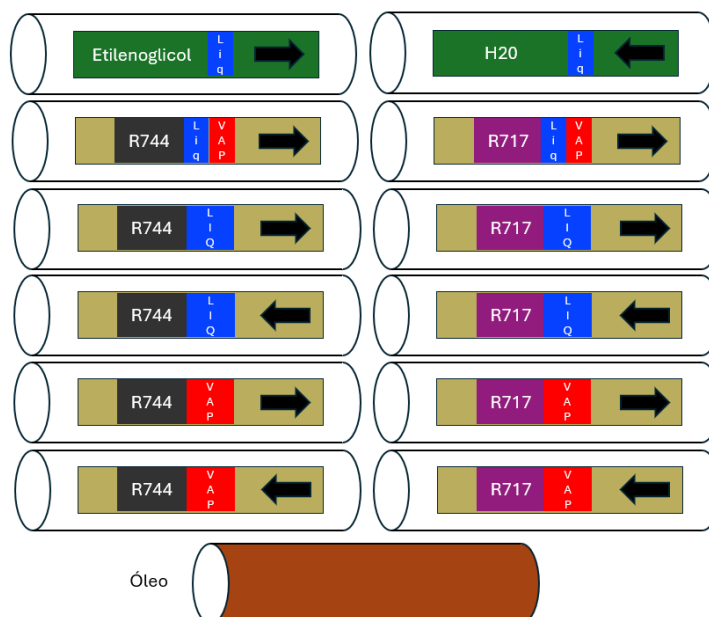


Figura 6.10 - Identificação de Tubagens – adaptado [48].

6.16 Segurança

6.16.1 Dispositivo de Segurança contra Sobre Pressões

A pressão máxima admissível para esta instalação não deve ser excedida em nenhuma circunstância, de forma a garantir a integridade dos equipamentos utilizados na instalação frigorífica [49]. Juntamente com os compressores, considerou-se o fornecimento e montagem de pressostatos de baixa e de alta pressão, na tubagem de aspiração e de descarga, para proteger os mesmos de pressões demasiado altas e/ou baixas. No caso dos compressores alternativos é ainda instalado um pressostato diferencial, interligado ao cárter e à tubagem de descarga, para garantir o funcionamento do compressor com o diferencial mínimo recomendado para a boa circulação do óleo. Por fim, todos os compressores devem ser instalados com um termostato na descarga, para proteger os componentes a jusante de temperaturas demasiado elevadas [49].

Já nos separadores de líquido, e nos separadores de óleo dos compressores parafuso, também foi utilizado um sistema de válvulas, que quando a pressão no seu interior é superior à prevista, elas disparam, fazendo um *bypass* desse fluido para o exterior.

6.16.2 Deteção de Fugas

Uma fuga pode ser definida como um processo de libertação não controlada de um determinado fluido por um caminho físico, genericamente, um orifício de dimensões irregulares [50].

Todos os gases sob pressão podem causar fugas nas tubagens e depósitos, quando as circunstâncias assim o permitem. As fugas de fluido frigorigéneo são normalmente provocadas por danos causados pelo calor, corrosão ou vibração. Mas casos imprevistos também devem ser considerados como choques ou fugas durante as substituições de equipamentos e operações de manutenção [51].

Existem diversos métodos de deteção de fugas nas instalações, um dos métodos mais abrangentes, e indicados para estes tipos de fluidos é o detetor do tipo infravermelho, uma vez que tem uma vida de utilização longa, permite detetar diversos fluidos e tem uma medição precisa, tem a desvantagem de ser mais dispendioso relativamente a outras soluções [50].

Devido à toxicidade do amoníaco, é obrigatória a instalação de um detetor, na sala de máquinas, ou em todos os espaços, onde este fluido passe. Este detetor terá dois níveis de alarme, consoante as seguintes concentrações [49]:

- Alarme de nível inferior: 380 mg/m³ (500 ppm(V/V));
- Alarme de nível superior: 22 800 mg/m³ (30 000 ppm (V/V));

Em caso de alarme de nível inferior, deve ser acionado um alarme luminoso e sonoro, bem como deve ser acionada a ventilação mecânica para diminuir a concentração de amoníaco no ar. No alarme de nível superior a instalação frigorífica deve ser automaticamente desligada. Para garantir o funcionamento do sistema de alarme, tanto a ventilação como a deteção devem ter uma alimentação elétrica independente da instalação frigorífica [49].

Estes devem ser montados de forma que seja de fácil acesso, para inspeções. Devendo ser calibrados anualmente ou de acordo às especificações do fabricante [51].

Acerca do dióxido de carbono apesar de não ser tóxico nem ter odor, apresenta riscos à saúde porque pode deslocar o oxigénio do ar e afetar a respiração. Por essa razão segundo a norma europeia EN378:2008, é exigido a instalação de sistemas de deteção de gás em máquinas e áreas de risco [52].

Estes detetores terão de ter três níveis de alarme, consoante as seguintes concentrações [52]:

- Pré-alarme: não aplicável em locais com CO₂ natural, até 1000 ppm;
- Alarme de fuga: 2000 ppm - alerta para manutenção, alarme luminoso.
- Alarme principal: >5000 ppm - alarme de emergência, sirene, instalação é automaticamente desligada.

De acordo com a regulamentação, o sistema deve passar por uma inspeção anual feita por técnicos autorizados. Também é essencial que os detetores sejam alimentados por uma fonte de energia ininterrupta (UPS) por pelo menos 60 minutos em caso de falha elétrica. Os detetores instalados no interior das câmaras frigoríficas, devem ser apropriados, pois a tecnologia infravermelha pode falhar com condensação e nevoeiro. Por fim, sinais visuais e sonoros devem ser instalados de forma a não ficarem visíveis ao público, evitando pânico desnecessário [52].

6.17 Layout da Instalação

Nesta secção é apresentado o layout da instalação, demonstrando a disposição de todos os equipamentos, como UTAs e evaporadores, e a distribuição das tubagens ao longo do piso. Este piso é localizado no piso acima da sala de máquinas, e, portanto, existe três locais dedicados à subida/descida das tubagens. Por fim, é apresentado o significado atribuído a cada cor do esquema, de modo a facilitar a leitura e interpretação do layout.

- Vermelho – Circuito da descongelação;
- Azul Claro – Circuitos das Câmaras de Congelados e de Refrigerados (de notar que existe uma válvula de expansão à entrada de cada câmara de congelados, para ser atingida a temperatura de evaporação pretendida);
- Azul Escuro – Circuito dos Túneis de Congelação;
- Verde – Saída dos evaporadores das câmaras de congelados;
- Laranja – Circuito da água glicolada gelada;

O Layout foi dividido em duas partes, estando representadas na Figura 6.11 e Figura 6.12. Pode ser encontrado no apêndice C, para uma melhor visualização.

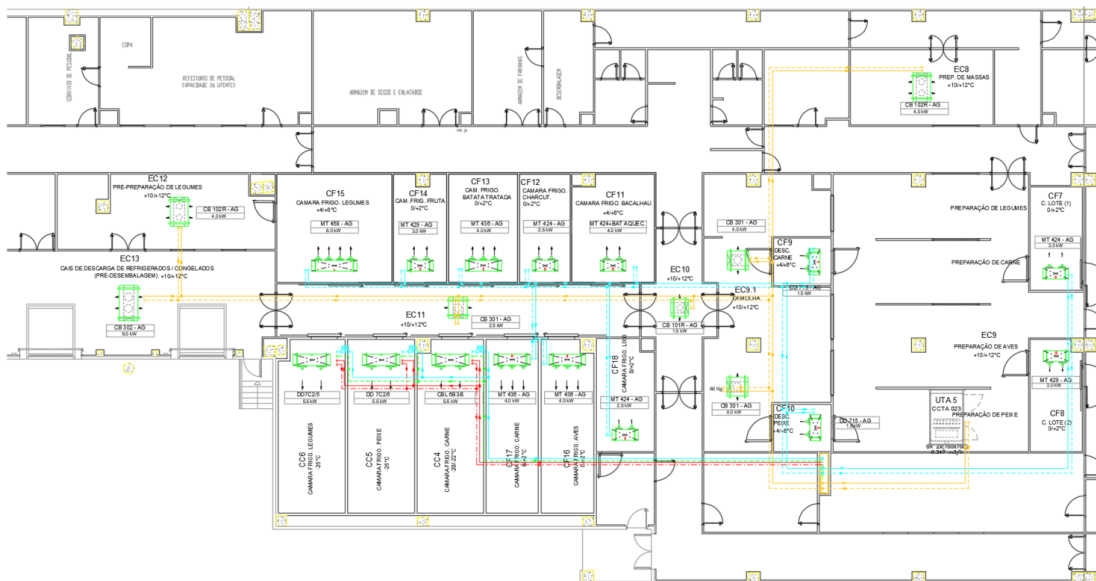


Figura 6.11 - Layout da Instalação - 1/2.

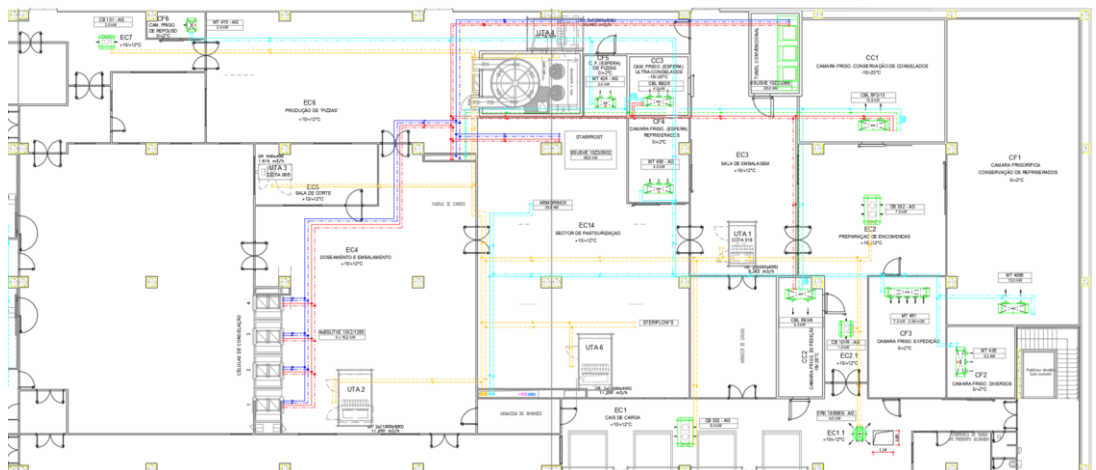


Figura 6.12 - Layout da Instalação - 2/2.

6.18 Implantação de equipamentos na Sala de máquinas

Nesta secção é apresentada uma proposta para a instalação da sala de máquinas, desenvolvida com recurso ao software SketchUp. Foi elaborado um modelo tridimensional para representar a disposição e posicionamento dos diversos equipamentos, foi tido em conta os pressupostos previamente definidos, nomeadamente no que diz respeito às diferenças de cota entre determinados equipamentos.

A área técnica destinada à sala de máquinas possui cerca de 370 m² e um pé-direito de 4,5 metros, sendo este o mesmo espaço utilizado na instalação original. O objetivo é garantir uma disposição eficiente e funcional dos equipamentos, considerando as exigências operacionais do projeto.

A opção pelo SketchUp deve-se à sua facilidade de uso, precisão e capacidade de visualização em três dimensões, o que permite uma melhor compreensão da organização do espaço e facilita a comunicação entre os vários intervenientes no projeto. A modelação 3D torna-se, assim, uma ferramenta essencial para antecipar e retificar possíveis interferências, otimizar a ocupação da área disponível e apoiar futuras decisões de engenharia.

A instalação foi dividida por cores, para facilitar o seu entendimento, passando agora a enumerar:

- Vermelho – NH₃ - Circuito do termossifão e arrefecimento do óleo dos compressores parafuso;
- Branco – NH₃ – Aspiração dos compressores, e linha de líquido a -8°C para o banco de gelo e o Permutador NH₃/CO₂;
- Amarelo – NH₃ – Descarga dos compressores, linha de vapor até ao compressor, e linha retorno do compressor para o termossifão;
- Azul escuro – CO₂ – Linha de líquido e vapor a -40°C que abastece os túneis de congelação, o fluido é proveniente do separador de líquido a -40°C, e linha de aspiração dos compressores;
- Azul Claro – CO₂ – Linha de líquido a -5°C que abastece todas as câmaras, linha de líquido que é expandido à entrada do separador de líquido a -40°C, descarga dos compressores, e linha de vapor que passa pelo Permutador NH₃/ CO₂;
- Verde – CO₂ – Linhas de aspiração e descarga dos compressores das câmaras de congelados, e que liga à linha principal de descarga que irá para o Permutador NH₃/ CO₂;
- Preto – NH₃ e CO₂ – Linhas de bypass;
- Laranja – Circuito da água de congelação, que abastece os equipamentos de climatização e o arrefecimento dos produtos da pasteurização;
- Verde Menta – Linha de descongelação dos evaporadores das câmaras e túneis de congelação.

De seguida é apresentado um conjunto de figuras para demonstrar a constituição da sala de máquinas. Na lista abaixo foram feitas as explicações de cada figura.

- Figura 6.13, Figura 6.14 e Figura 6.15 – É apresentado vistas gerais da instalação, com todos os circuitos representados, incluindo a representação do condensador, que é localizado no andar acima da instalação;
- Figura 6.16 e Figura 6.17 – Vistas globais do circuito NH3;
- Figura 6.18 – Vista detalhada do circuito de NH3 do arrefecimento de óleo dos compressores parafuso;
- Figura 6.19, Figura 6.20, Figura 6.21 e Figura 6.22 – Vistas globais do circuito CO2;
- Figura 6.23 – Vista detalhada do Permutador NH3/ CO2 e do Permutador de sobreaquecimento, também é possível verificar a presença do *bypass* no segundo permutador, tal como foi definido anteriormente;
- Figura 6.24 - Vista detalhada da linha de descarga dos compressores parafuso, do permutador destinado ao aquecimento da água do circuito de descongelação, e do circuito da água de descongelação;
- Figura 6.25 - Vista detalhada das ligações ao condensador;
- Figura 6.26 – Vista detalhada do circuito de água gelada, e das alimentações e retornos do circuito de NH3 ao Banco de gelo e ao Permutador NH3/ CO2;
- Figura 6.27 – Vista proposta de disposição da sala de controlo, representando uma secretária com um computador, e os quadros elétricos para o controlo da instalação;
- Figura 6.28 – Vista das 3 subidas das tubagens.

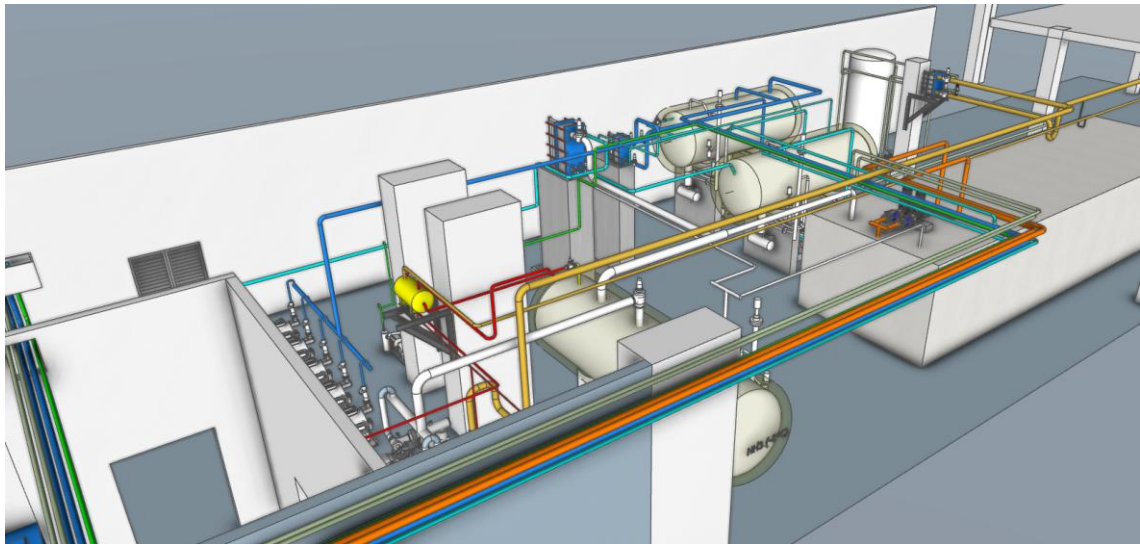


Figura 6.13 - Vista geral da Instalação – 1.

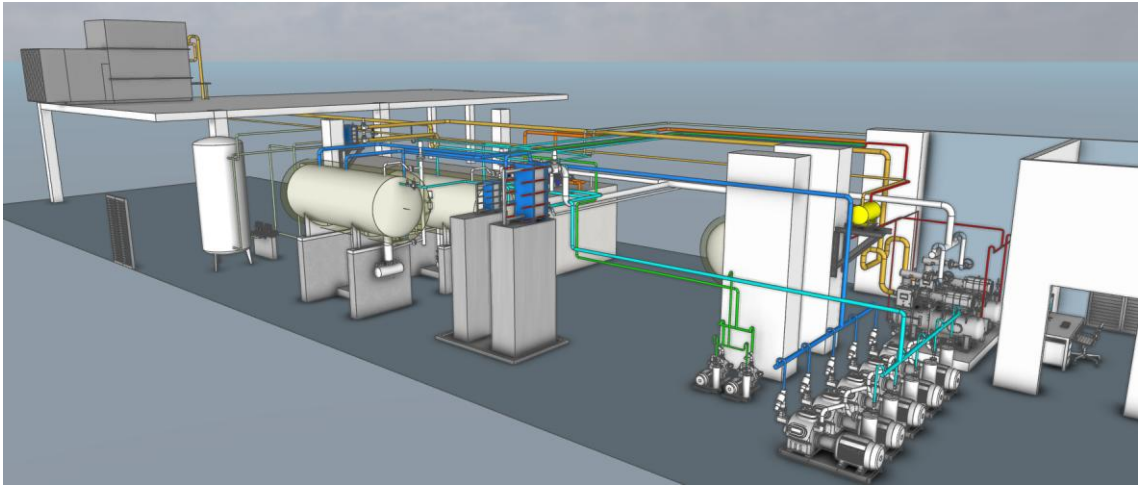


Figura 6.14 - Vista geral da Instalação – 2.

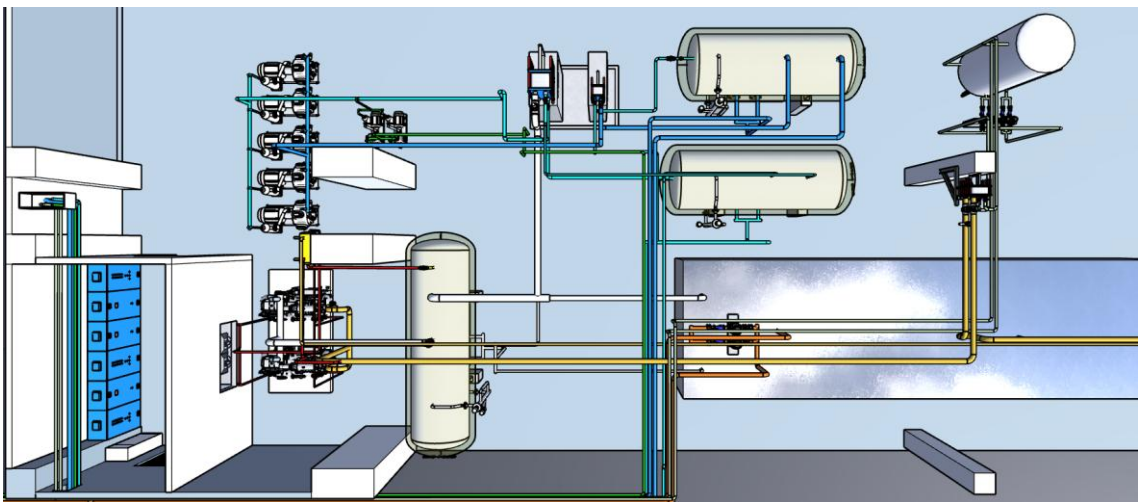


Figura 6.15 - Vista Superior.

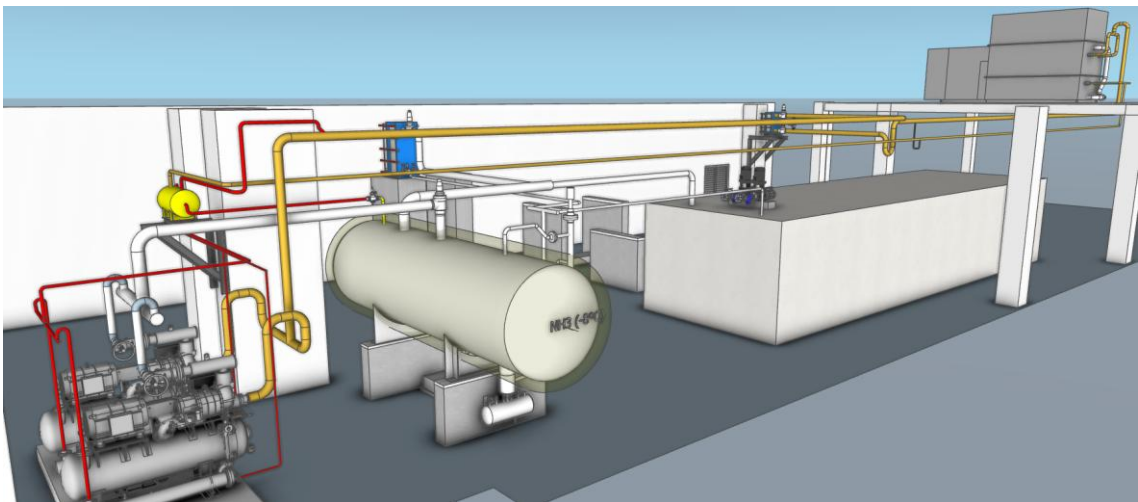


Figura 6.16 - Circuito NH₃ – 1.

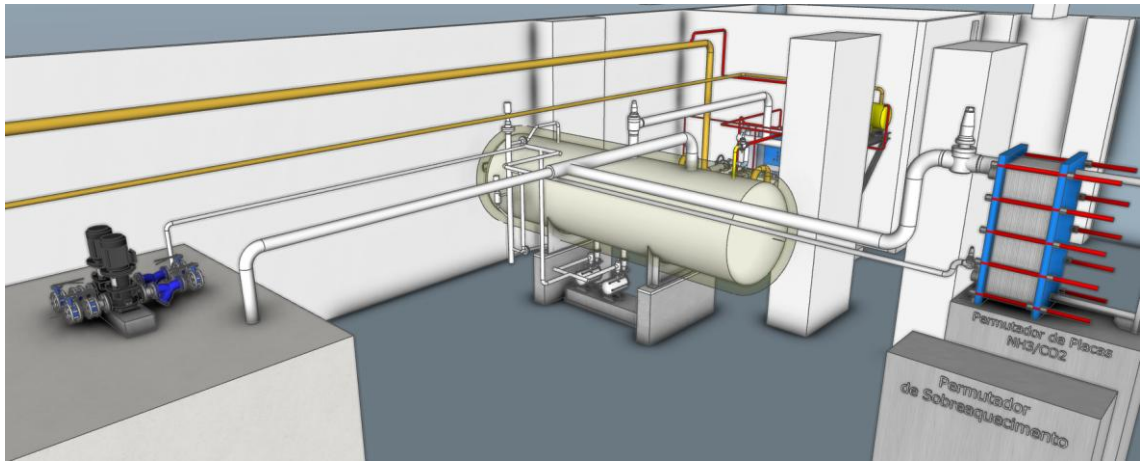


Figura 6.17 - Circuito NH₃ – 2.

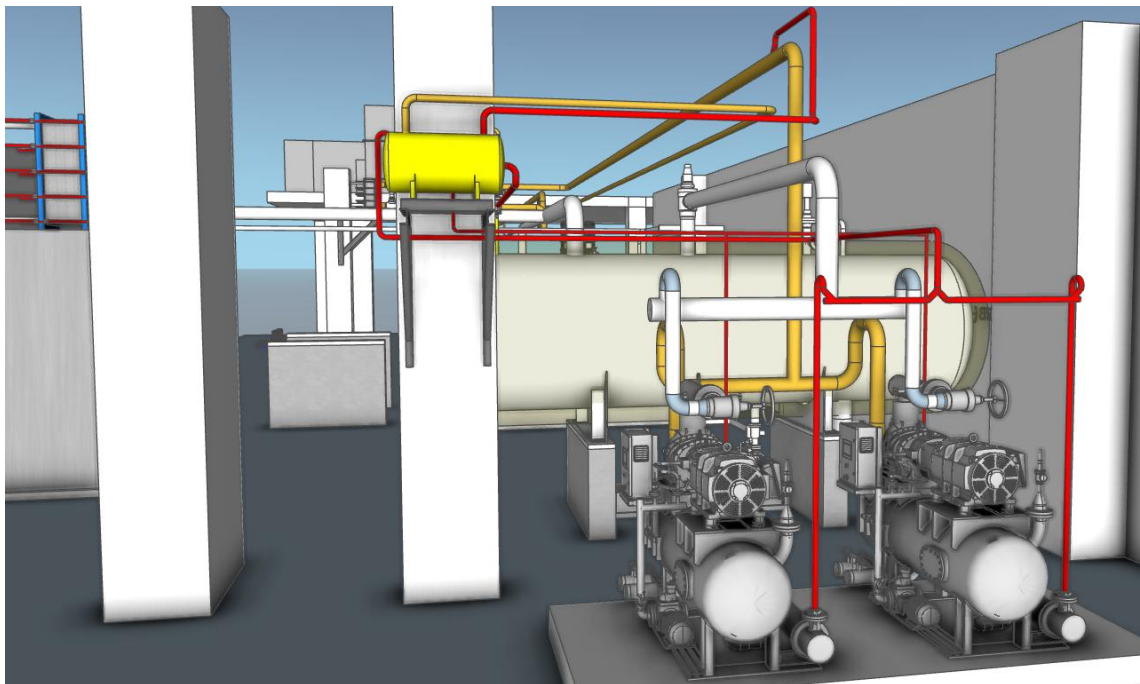


Figura 6.18 - Circuito do Termossifão e Arrefecimento do óleo.

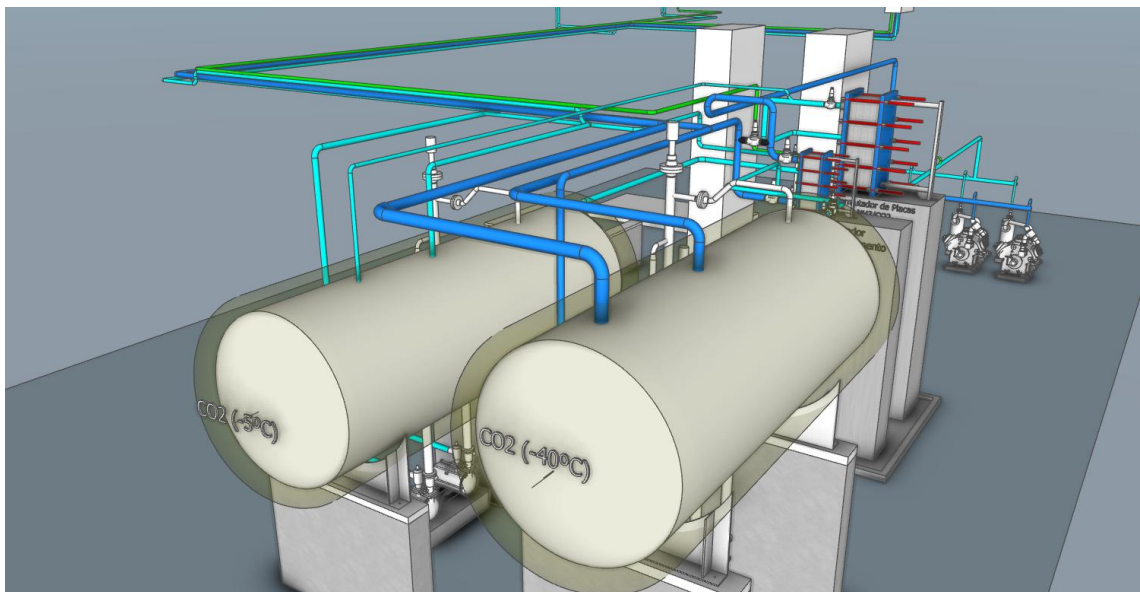


Figura 6.19 - Circuito de CO₂ – 1.

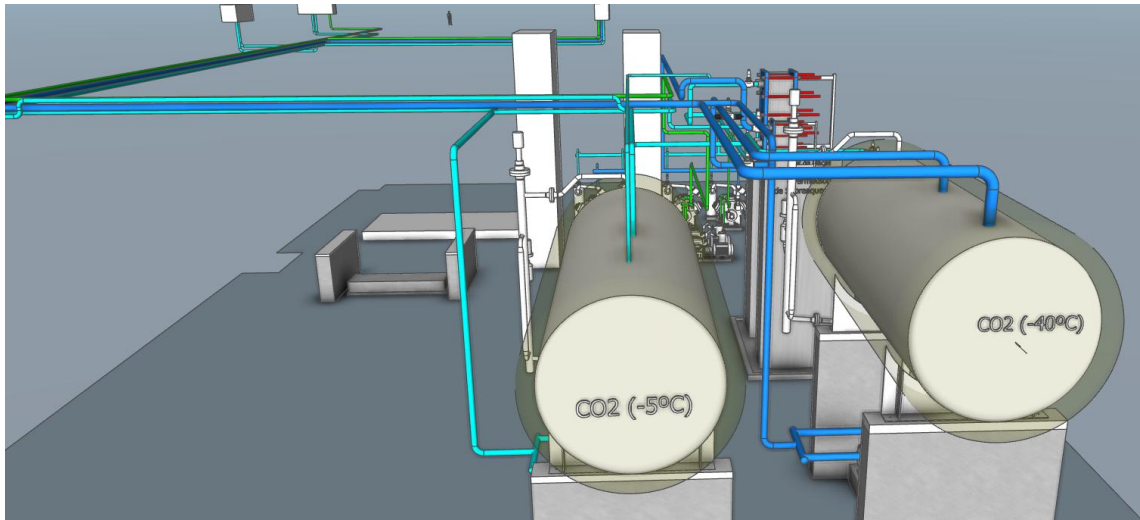


Figura 6.20 - Circuito de CO₂ – 2.

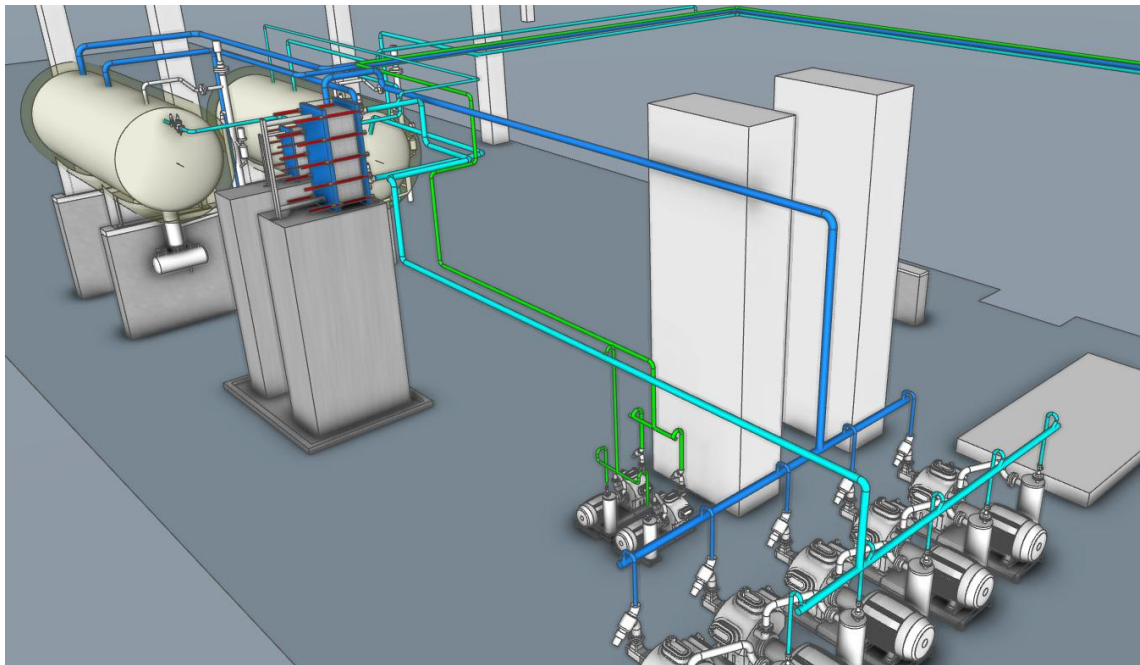


Figura 6.21 - Circuito de CO₂ – 3.

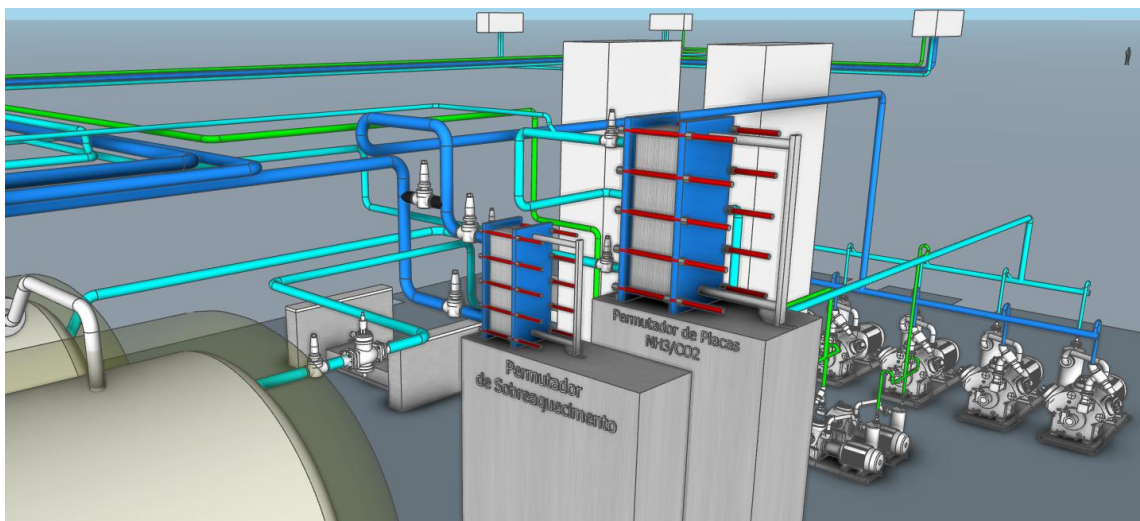


Figura 6.22 - Circuito de CO₂ – 4.

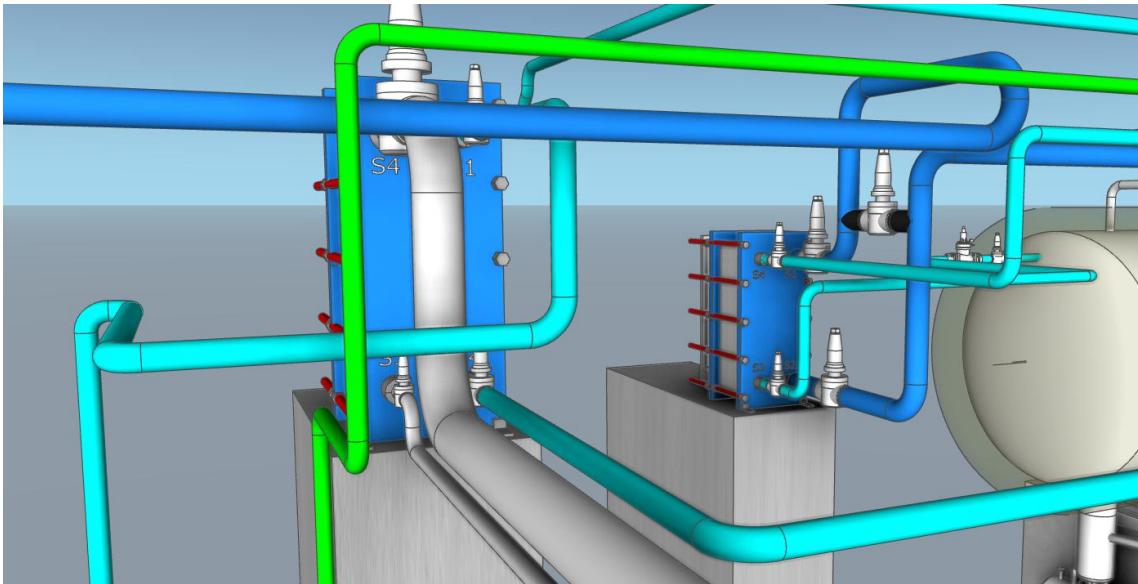


Figura 6.23 - Permutador $\text{NH}_3\text{-CO}_2$ e Permutador de Sobreaquecimento.

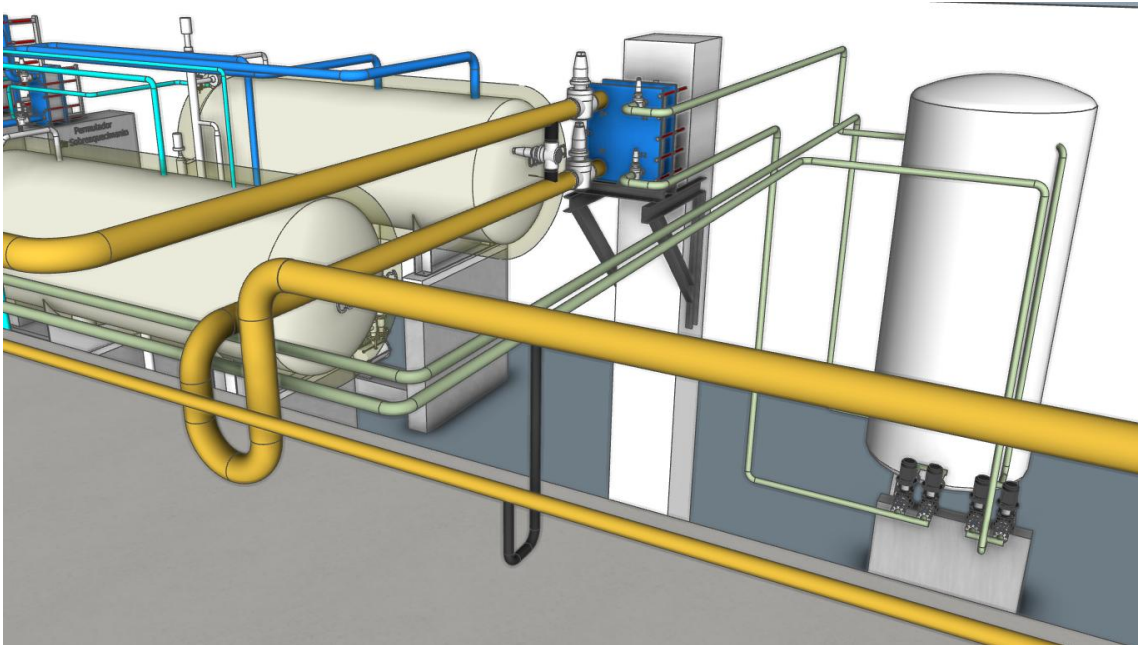


Figura 6.24 - Permutador e Circuito de Descongelamento.

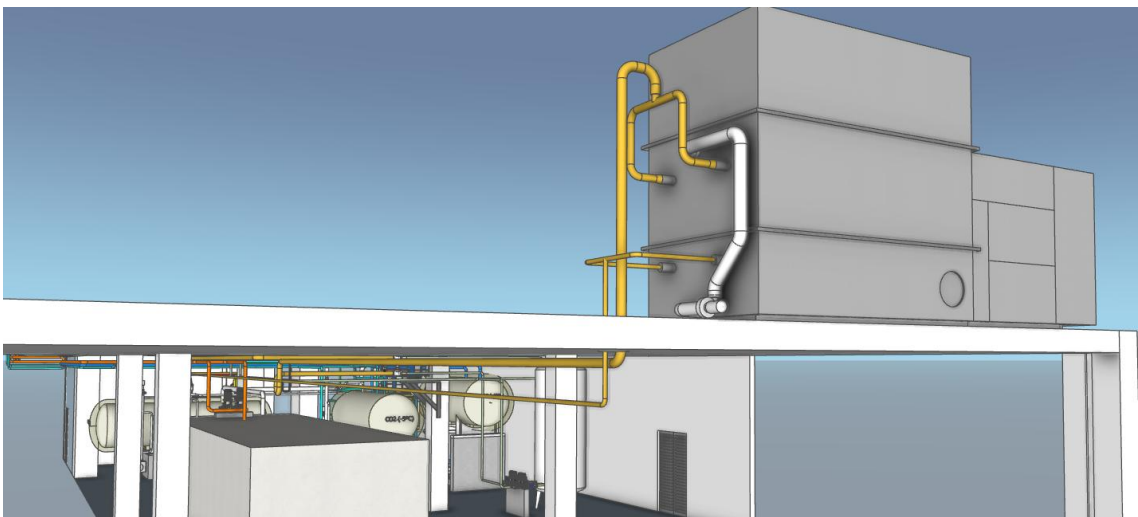


Figura 6.25 – Condensador.

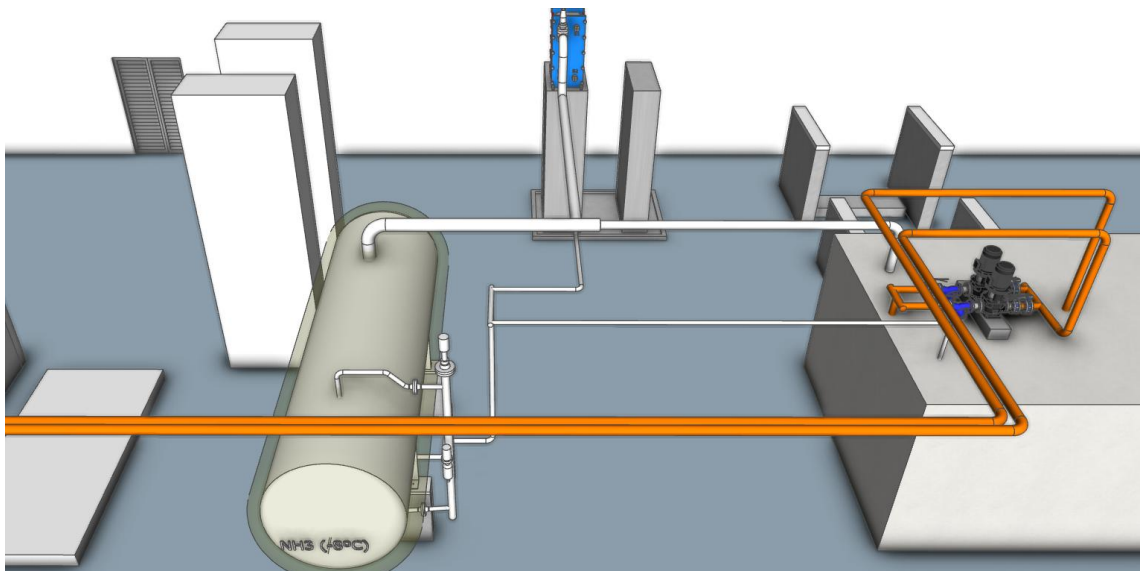


Figura 6.26 - Circuito de água gelada.

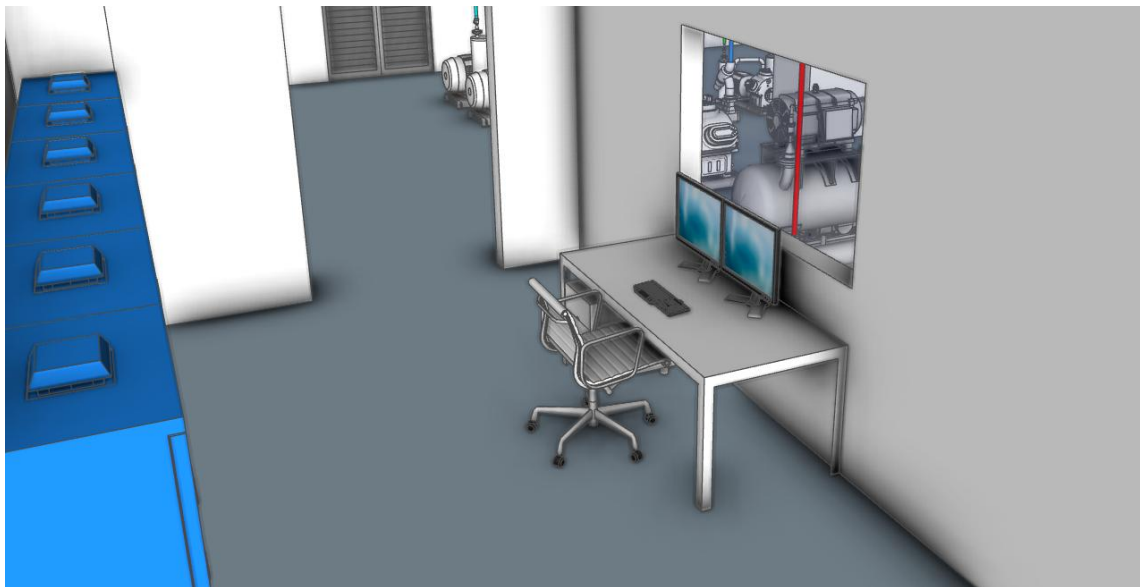


Figura 6.27 - Sala de controlo.

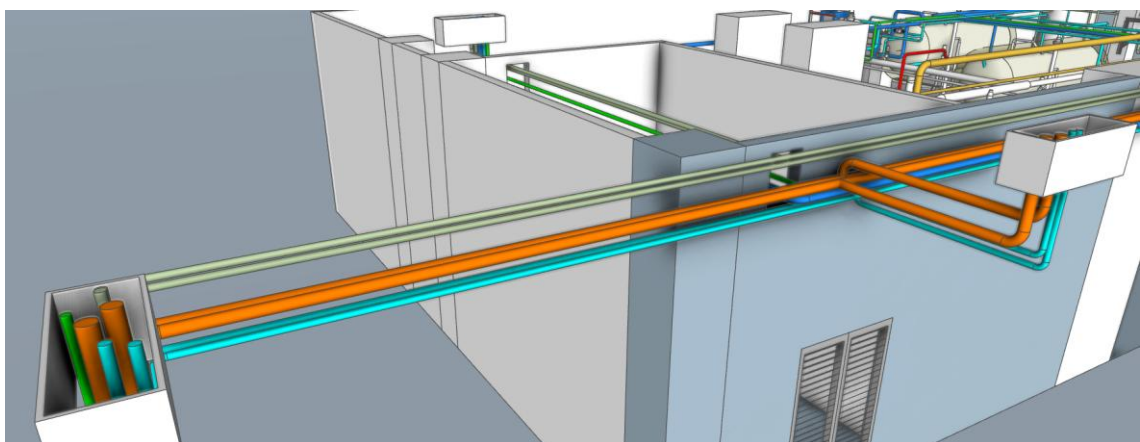


Figura 6.28 - Subida das Tubagens.

7 Comparação dos sistemas

Este capítulo apresenta uma análise comparativa entre a instalação frigorífica original e a instalação otimizada, com o objetivo de avaliar de forma abrangente os ganhos obtidos com as medidas implementadas.

Na avaliação foram considerados diversos parâmetros. Em primeiro lugar, foi analisada a potência elétrica absorvida, que representa diretamente o consumo energético dos equipamentos, e o Coeficiente de Performance (COP), que relaciona a potência frigorífica produzida com a potência elétrica consumida, permitindo quantificar a eficiência do sistema. Seguidamente, foram avaliadas as emissões anuais de CO₂, resultantes do consumo de eletricidade, bem como as fugas de fluido frigorífero, responsáveis pelas emissões diretas de gases com efeito de estufa. Estes dois fatores são depois integrados no índice de TEWI (*Total Equivalent Warming Impact*), que combina as emissões diretas e indiretas ao longo da vida útil da instalação, constituindo uma métrica global do impacto ambiental associado [6]. Por fim, foram também analisados os custos elétricos, tanto numa perspetiva anual como ao longo da vida útil do sistema, de modo a quantificar o impacto económico do consumo elétrico.

A análise conjunta destes indicadores possibilita uma comparação clara entre a situação original e a otimizada, permitindo avaliar não apenas as melhorias na eficiência energética, mas também a redução dos impactos ambientais e os benefícios económicos associados às medidas de otimização.

7.1 Balanço Global de Potências da Instalação

Nesta secção foi feito o somatório de todas as potências frigoríficas e potências absorvidas. Foram incluídas as dos compressores, das bombas de circulação e dos equipamentos auxiliares associados ao funcionamento dos condensadores.

7.1.1 Balanço de Potências – Cenário Base

No Quadro 7.1 e Quadro 7.2 são apresentados os somatórios das potências frigoríficas e potências absorvidas da instalação original.

Quadro 7.1 - Potência frigorífica - Instalação Original.

Potências Frigoríficas		
Designação		Potência (kW)
Túneis de Congelação		223,6
Câmaras de Congelação		36,4
Circuito Principal	Câmaras de Refrigeração	74,3
	Armorinox	35
	Climatizações	205
	Pasteurização	390
Total:		964,3

Quadro 7.2 – Potência Elétrica absorvida - Instalação Original.

Potência elétrica absorvida				
Compressores				
	Designação	Qtd	Pot abs /cada	
Convencional	D6TJ 250X SUB	3	21,1	kW
Células de congelação 1	GSB-B 4DJ-300X	1	18,7	kW
Células de congelação 2	GSB-B 4DJ-300X	1	18,7	kW
Células de congelação 3	GSB-B 4DJ-300X	1	18,7	kW
Células de congelação 4	GSB-B 4DJ-300X	1	18,7	kW
Star Frost	HSN7461-70-Semi hermetic	2	31,2	kW
Câmaras de congelação	D4SL 150X	3	7,4	kW
Circuito Principal	-	-	165	kW
Condensadores e Bombas				
Circuito				Potência Absorvida
Túneis de Congelação				13,5 kW
Câmaras de Congelação				2 kW
Circuito Principal (Bombas de circulação)				36 kW
Circuito Principal (Condensador)				17,2 kW
Total:				456,8 kW

7.1.2 Balanço de Potências – Cenário Otimizado

No Quadro 7.3 e Quadro 7.4 são apresentados os somatórios das potências frigoríficas e potências absorvidas da instalação otimizada.

Quadro 7.3 - Potência Frigorífica - Instalação Otimizada.

Potências Frigoríficas		
CO ₂		
Túneis de Congelação	223,6	kW
Câmaras de Congelados	36,4	kW
Armorinox	35	kW
Câmaras de Refrigeração	74,3	kW
NH ₃		
Climatização	205	kW
Pasteurização	390	kW
Total:	964,3	kW

Quadro 7.4 – Potência Elétrica Absorvida - Instalação Otimizada.

Potência elétrica absorvida				
Compressores				
Tipo	Designação	Qtd	Potência abs.	
NH ₃	OSKA95103-K	1	171,10	kW
CO ₂ – Câmaras de Congelados	4DSL-10K-40S	1	7,76	kW
CO ₂ – Túneis de Congelação	4NSL-30K-40P	4	19,74	kW
Bombas de circulação				
NH ₃	CAM 2/4	1	2,25	kW
CO ₂ (-5°C)	CNF 40-200	1	4,23	kW
CO ₂ (-40°C)	CAM 2/3	1	2,77	kW
Descongelação	TPE 40-270/2	1	1,50	kW
Banco de Gelo	TPE 50-290/2	1	3,0	kW
Condensador				
Bomba de água	-	1	2,20	kW
Ventilador	-	1	22	kW
Total:			295,80	kW

7.2 COP

Um dos métodos para fazer a comparação entre sistemas é através do cálculo do COP (Coeficiente de Performance). Este coeficiente representa a relação entre a capacidade frigorífica (quantidade de calor removido por unidade de tempo), ou seja, o pretendido pela instalação, e a potência elétrica consumida através de compressores ou bombas, ou seja, custos do funcionamento da instalação. A fórmula de cálculo do COP é a seguinte:

$$COP = \frac{\text{Capacidade Frigorífica (kW)}}{\text{Potência Elétrica Absorvida (kW)}} \quad (7.1)$$

Quanto maior o COP, mais eficiente é o sistema, uma vez que este significa que para a mesma remoção de calor do espaço desejado, terá menor consumo energético.

7.2.1 Instalação Original

O COP da instalação original foi calculado através do somatório das potências calculados na secção 7.1.1. No Quadro 7.5 é apresentado o resumo das potências a utilizar para o cálculo.

Quadro 7.5 - Resumo das Potências da Instalação Original.

Potências Instalação Original	
Potência Frigorífica	964,3 kW
Potência Elétrica Absorvida	456,8 kW

Por fim, com todas as potências já obtidas apresentadas no Quadro 7.5, pode calcular-se o COP, aplicando a equação 7.1:

$$COP_{Inst.Original} = \frac{964,3}{456,8} = 2,11$$

Em que:

$$COP_{Inst.Original} - \text{Valor do COP da Instalação Original}$$

7.2.2 Instalação Proposta

O COP da instalação proposta foi calculado através do somatório das potências calculados na secção 7.1.2. No Quadro 7.6 é apresentado o resumo das potências a utilizar para o cálculo.

Quadro 7.6 - Resumo das Potências da Instalação proposta.

Potências Instalação Proposta	
Potência Frigorífica	964,3 kW
Potência Elétrica Absorvida	295,8 kW

Por fim, com todas as potências já obtidas apresentadas no Quadro 7.6, foi possível calcular o COP, aplicando a equação 7.1:

$$COP_{Inst.proposta} = \frac{964,3}{295,8} = 3,26$$

Em que:

$$COP_{Inst.original} - \text{Valor do COP da Instalação Proposta}$$

7.2.3 Estudo Comparativo do COP

Por fim, foi feito o cálculo da percentagem de melhoria da eficiência que foi obtido pela proposta de otimização da instalação. Para tal foi utilizada a seguinte equação:

$$\% \text{ Melhoria} = \frac{COP_{Inst.proposta} - COP_{Inst.original}}{COP_{Inst.original}} \times 100 \quad (7.2)$$

Em que:

$$\% \text{ Melhoria} - \text{Percentagem de Melhoria da Eficiência}$$

Substituindo:

$$\% \text{ Melhoria} = \frac{3,26 - 2,11}{2,11} \times 100 = 54,4 \%$$

Em suma, a melhoria da eficiência obtida com esta otimização foi de aproximadamente 54%.

7.3 Emissões de CO₂

As emissões de dióxido de carbono (CO₂) constituem um dos principais indicadores ambientais utilizados para quantificar o impacto das atividades industriais no aquecimento global. A crescente pressão regulatória, reforça a necessidade de monitorizar e reduzir as emissões associadas aos processos produtivos. No setor da refrigeração industrial, a relevância desta análise é particularmente significativa, dado o elevado consumo energético.

O cálculo das emissões de CO₂ envolve o cálculo das emissões indiretas associadas ao sistema de refrigeração, ou seja, as emissões totais sem considerar as emissões diretas que ocorrem diretamente na instalação, como fugas. Para tal foi utilizada a equação (7.3) [6]:

$$Emissões_{CO_2} = E \times FE \times n \quad (7.3)$$

Em que:

$$Emissões_{CO_2} - Emissões de CO_2 (kg_{CO_2})$$

$$n - Vida útil da instalação (anos)$$

$$E - Consumo anual de energia dos equipamentos \left(\frac{kWh}{ano} \right)$$

$$FE - Fator de emissão de CO_2 da eletricidade utilizada \left(\frac{kg_{CO_2}}{kWh} \right)$$

Para tal foi assumido que a instalação para ambos os casos é projetada para funcionar durante 20 anos e com um fator de emissão de CO₂ da eletricidade de 0,159 kg_{CO₂}/kWh (valor referente a Portugal continental, no ano de 2022) [53].

7.3.1 Emissões de CO₂ – Estado atual

O valor do consumo anual de eletricidade, foi obtido através do seguinte cálculo:

$$Consumo_{eletrico_{original}} = Pot_{abs_{original}} \times N_{horas} \times N_{dias} \quad (7.4)$$

Em que:

$Consumo_{eletrico_{original}}$ – Consumo de Eletricidade anual – Original (kWh)

$Pot_{abs_{original}}$ – Potência absorvida pelos equipamentos (kW)

N_{horas} – Número de horas de funcionamento diário da instalação (h)

N_{dias} – Número de dias de funcionamento anual da instalação (dias)

Para o número de horas de funcionamento, foi assumido o valor utilizado para o circuito de NH₃, ou seja, de 20 horas diárias. Já para o número de dias de funcionamento, foi assumido que a instalação funcionará durante todo o ano, portanto de 365 dias.

Substituindo.

$$Consumo_{eletrico_{original}} = 456,8 \times 20 \times 365 = 3335 \text{ MWh/ano}$$

Portanto aplicando a equação 7.3, obtém-se:

$$Emissões_{CO_2_{original}} = (3335 \times 10^3 \times 0,159 \times 20) = 10\ 605\ 300 \text{ kg}_{CO_2}$$

Em conclusão, ao longo de toda a vida útil da instalação original, haverá uma emissão de CO₂ equivalente de mais de dez mil toneladas de CO₂.

7.3.2 Emissões de CO₂ – Após Otimização

Para a instalação otimizada foram utilizados os seguintes dados:

- Número de horas de Funcionamento Circuito NH₃= 20 horas
- Número de horas de Funcionamento Circuito CO₂= 16 horas

O valor do consumo anual de eletricidade, foi obtido através do seguinte cálculo:

$$\text{Consumo}_{\text{eletrOtim NH}_3} = \text{Pot}_{\text{absNH}_3} \times N_{\text{horasNH}_3} \times N_{\text{dias}} \quad (7.5)$$

$$\text{Consumo}_{\text{eletrOtim CO}_2} = \text{Pot}_{\text{absCO}_2} \times N_{\text{horasCO}_2} \times N_{\text{dias}} \quad (7.6)$$

Em que:

$\text{Consumo}_{\text{eletrOtim NH}_3}$ – Consumo de Eletricidade anual – Otimização (NH₃) (kWh)

$\text{Consumo}_{\text{eletrOtim CO}_2}$ – Consumo de Eletricidade anual – Otimização (CO₂) (kWh)

$\text{Pot}_{\text{absNH}_3}$ – Potência absorvida pelos equipamentos do circuito R717 (kW)

$\text{Pot}_{\text{absCO}_2}$ – Potência absorvida pelos equipamentos do circuito R744 (kW)

N_{horasNH_3} – Número de horas de funcionamento diário do circuito R717(h)

N_{horasCO_2} – Número de horas de funcionamento diário do circuito R744 (h)

N_{dias} – Número de dias de funcionamento anual da instalação (dias)

Para o número de dias de funcionamento, foi assumido que a instalação funcionará durante todo o ano, portanto de 365 dias.

Substituindo:

$$\text{Consumo}_{\text{eletrOtim NH}_3} = (197,6 \times 20) \times 365 = 1442 \text{ MWh/ano}$$

$$\text{Consumo}_{\text{eletrOtim CO}_2} = (98,2 \times 16) \times 365 = 574 \text{ MWh/ano}$$

Portanto aplicando a equação 7.3, obtém-se:

$$\text{Emissões}_{\text{CO}_2\text{original}}(\text{NH}_3) = 1442 \times 10^3 \times 0,159 \times 20 = 4\,585\,560 \text{ kg}_{\text{CO}_2}$$

$$\text{Emissões}_{\text{CO}_2\text{original}}(\text{CO}_2) = 574 \times 10^3 \times 0,159 \times 20 = 1\,825\,320 \text{ kg}_{\text{CO}_2}$$

$$\text{Emissões}_{\text{CO}_2\text{otimizada}} = 4\,585\,560 + 1\,825\,320 = 6\,410\,880 \text{ kg}_{\text{CO}_2}$$

Em conclusão, ao longo de toda a vida útil da instalação otimizada, haverá uma emissão de CO₂ equivalente de mais de seis mil toneladas de CO₂.

7.3.3 Estudo Comparativo Emissões de CO₂

Por fim, pode ser feito o cálculo da percentagem de melhoria das emissões de CO₂, que foi obtido pela proposta de otimização da instalação. Para tal, foi utilizada a seguinte equação:

$$\% \text{ Melhoria} = \frac{Emissões_{CO_2 \text{ original}} - Emissões_{CO_2 \text{ otimizada}}}{Emissões_{CO_2 \text{ original}}} \times 100 \quad (7.7)$$

Em que:

% Melhoria – Percentagem de Melhoria das emissões de CO₂

Substituindo:

$$\% \text{ Melhoria} = \frac{10\,605\,300 - 6\,410\,880}{10\,604\,155} \times 100 = 39,5 \%$$

Em suma, a melhoria obtida com esta otimização foi de aproximadamente 40%, ou de aproximadamente uma redução de mais de quatro mil toneladas CO₂, ao longo de toda a vida da instalação.

7.4 Índice TEWI

O cálculo do índice de TEWI envolve a soma das emissões diretas e indiretas associadas ao sistema de refrigeração. Para tal foi utilizada a seguinte equação [6]:

$$TEWI = (GWP \times L \times n) + (E \times FE \times n) \quad (7.8)$$

Em que:

GWP – Potencial de Aquecimento Global do Fluido Frigorigéneo

L – Quantidade de Fluido Frigorigéneo perdido por ano $\left(\frac{kg}{ano}\right)$

n – Vida útil da instalação (anos)

E – Consumo anual de energia dos equipamentos $\left(\frac{kWh}{ano}\right)$

FE – Fator de emissão de CO_2 da eletricidade utilizada $\left(\frac{kg\ CO_2}{kWh}\right)$

Novamente foi assumido que a instalação para ambos os casos é projetada para funcionar durante 20 anos e que o fator de emissão de CO_2 da eletricidade é de $0,159\ kg_{CO_2}/kWh$ (valor referente a Portugal continental, no ano de 2022) [53].

No que diz respeito às perdas de fluido frigorigéneo, estes valores podem variar significativamente, dependendo de vários fatores, como o tipo de instalação, bem como a frequência e qualidade da manutenção realizada, e pelo tipo de fluido utilizado.

Fluido fluorados e o dióxido de carbono, como são fluidos inodoros, a sua deteção torna-se mais difícil, exigindo a utilização de sensores específicos. Estes sensores, geralmente, só são acionados quando a concentração do fluido no ar já está elevada, o que pode permitir fugas mais prolongadas e de maior volume. Por essa razão, tipicamente na indústria, é comum considerar uma taxa de perda anual em torno dos 5% do volume total de fluido da instalação.

Já para o amoníaco, devido ao seu odor intenso e característico, à mínima fuga é facilmente detetável, o que permite uma rápida intervenção. Logo, as perdas de amoníaco tendem a ser residuais, podendo ser consideradas desprezáveis, ou aproximadamente 0%.

Para o cálculo das perdas por fugas, foi feita a quantificação dos comprimentos das tubagens, para obter o volume total de fluido da instalação, tendo como base o layout da instalação e esquema da implementação, realizado no capítulo 6.17 e 6.18, respetivamente. E aplicando a percentagem de fugas definido anteriormente, obtém-se o valor de perdas anualmente. Para o caso da instalação original, por falta de dados, foi apenas feito o somatório dos volumes dos dois circuitos (R744 e R717).

7.4.1 TEWI da Instalação Original

Para a instalação original foram utilizados os seguintes dados:

- Fluido refrigerante: R404A (GWP=3943) [54];
- Perdas de Fluido Refrigerante: 2,05 kg/ano;
- Consumo anual de Eletricidade: 3335 MWh/ano;
- Número de horas de funcionamento diárias: 20 horas;
- Número de dias de funcionamento anualmente: 365 dias;

Portanto aplicando a equação (7.8), obtém-se:

$$TEWI_{original} = (3943 \times 2,05 \times 20) + (3335 \times 10^3 \times 0,159 \times 20) = 10\,766\,963 \text{ kg}_{CO_2}$$

O índice de TEWI total do sistema é de 10 713 338 kg de CO₂ ao longo da vida útil da instalação.

7.4.2 TEWI Após Otimização

Para a instalação otimizada foram utilizados os seguintes dados:

- Fluido refrigerante: R717 (GWP=0) [19];
- Fluido refrigerante: R744 (GWP=1) [19];
- Perdas de Fluido Refrigerante R717: 0 kg/ano;
- Perdas de Fluido Refrigerante R744: 1,64 kg/ano;
- Consumo anual de Eletricidade (NH₃): 1442 MWh/ano;
- Consumo anual de Eletricidade (CO₂): 574 MWh/ano;
- Número de horas de Funcionamento Circuito NH₃= 20 horas;
- Número de horas de Funcionamento Circuito CO₂= 16 horas;
- Número de dias de funcionamento anualmente: 365 dias;

Aplicando a equação (7.8), obtém-se:

$$TEWI_{Otimização NH_3} = (0 \times 0 \times 20) + (1442 \times 10^3 \times 0,159 \times 20) = 4\,585\,560 \text{ kg}_{CO_2}$$

$$TEWI_{Otimização CO_2} = (1 \times 1,64 \times 20) + (574 \times 10^3 \times 0,159 \times 20) = 1\,825\,353 \text{ kg}_{CO_2}$$

$$TEWI_{Otimização} = TEWI_{Otimização NH_3} + TEWI_{Otimização CO_2} = 6\,410\,913 \text{ kg}_{CO_2}$$

O índice de TEWI total do sistema é de 6 410 913 kg de CO₂ ao longo da vida útil da instalação.

7.4.3 Estudo Comparativo do Índice de TEWI

O cálculo da percentagem de melhoria do índice de TEWI obtido com a proposta de otimização foi realizado através da seguinte equação:

$$\% \text{ Melhoria} = \frac{TEWI_{original} - TEWI_{otimização}}{TEWI_{original}} \times 100 \quad (7.9)$$

Em que:

% Melhoria – *Percentagem de Melhoria do Índice de TEWI*

Substituindo:

$$\% \text{ Melhoria} = \frac{10\,766\,963 - 6\,410\,913}{10\,766\,963} \times 100 = 40,5 \%$$

Em suma, a melhoria obtida com esta otimização foi de aproximadamente 41%, ou de aproximadamente uma redução de 4 356 050 kg CO₂, ao longo de toda a vida da instalação.

7.5 Custos de Eletricidade

Realizou-se um estudo comparativo dos custos anuais de eletricidade da instalação. Para este efeito, considerou-se que a instalação opera com um contrato de fornecimento elétrico estruturado em quatro períodos tarifários distintos: horas de ponta, horas cheias, horas de vazio normal e horas de super vazio. Assumiu-se ainda que o fornecimento se enquadra no nível de média tensão. A partir da consulta das tarifas de uso global, foram obtidos os seguintes valores de preço para cada tipo de horário [55]:

- Horas de Ponta: 0,017 €/kWh
- Horas de Cheias: 0,0156 €/kWh
- Horas de Vazio Normal: 0,0127 €/kWh
- Horas de Super Vazio: 0,0113 €/kWh

Fazendo a média dos valores, obtém-se um valor de 0,01415 €/kWh, que foi o valor utilizado para o cálculo. Com os valores apresentados no Quadro 7.7 foi possível fazer o cálculo dos custos anuais dos consumos elétricos.

Quadro 7.7 - Consumos anuais das duas instalações.

Consumo Anual de Eletricidade	
Instalação Original	3335 kWh/ano
Instalação Otimizada	2016 kWh/ano

Aplicando a seguinte fórmula, obtém-se os custos anuais:

$$Custos_{elétricos} = Tarifa_{elétrica} \times Consumo_{elétrico} \quad (7.10)$$

Em que:

$$\begin{aligned} \text{Custos}_{elétricos} & - \text{Custos elétricos anuais} \left(\frac{\text{€}}{\text{ano}} \right) \\ \text{Tarifa}_{elétrica} & - \text{Tárfifa média elétrica} \left(\frac{\text{€}}{\text{kWh}} \right) \\ \text{Consumo}_{elétrico} & - \text{Consumo anual elétrico} \left(\frac{\text{kWh}}{\text{ano}} \right) \end{aligned}$$

Substituindo:

$$\begin{aligned} \text{Custos}_{elétricos_{original}} & = 0,01415 \times 3335 \times 10^3 = 47\ 190,3 \text{ €} \\ \text{Custos}_{elétricos_{otimização}} & = 0,01415 \times 2016 \times 10^3 = 28\ 526,4 \text{ €} \end{aligned}$$

Logo, a poupança anual foi de:

$$\begin{aligned} \text{Poupança}_{elétricas_{anual}} & = \text{Custos}_{elétricos_{original}} - \text{Custos}_{elétricos_{otimização}} = \\ & = 47\ 190,3 - 28\ 526,4 = 18\ 663,9 \text{ €} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \% \text{Melhoria}_{custos_{elétricos}} & = \frac{\text{Custos}_{elétricos_{original}} - \text{Custos}_{elétricos_{otimização}}}{\text{Custos}_{elétricos_{original}}} \times 100 = \\ & = \frac{47\ 190,3 - 28\ 526,4}{47\ 190,3} \times 100 = 39,6\% \end{aligned}$$

Houve uma poupança total ao longo de toda a vida útil da instalação de:

$$\text{Poupança}_{elétricas_{vida\ útil}} = 18\ 663,9 \times 20 = 373\ 277 \text{ €}$$

No Gráfico 1 podem ser visto os custos elétricos das duas instalações, com a representação da poupança obtida com a otimização.

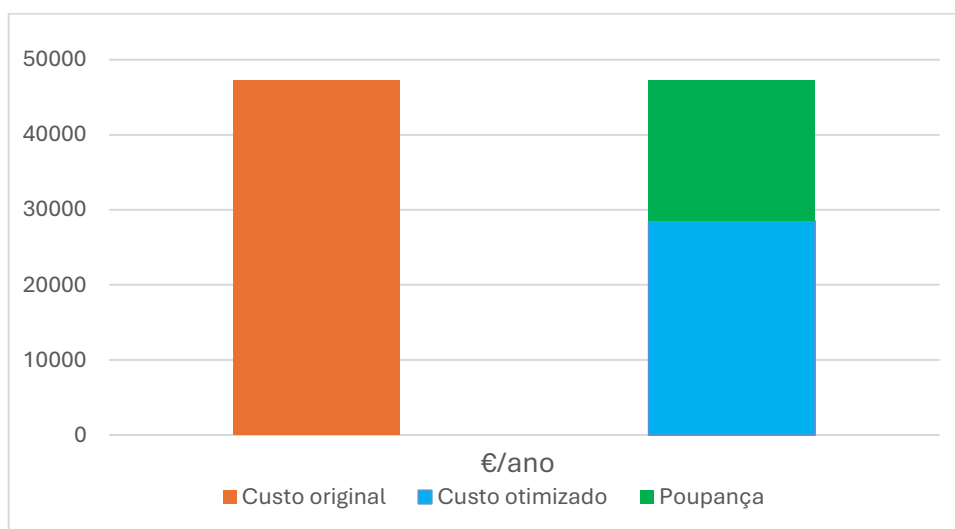


Gráfico 1 - Comparação dos custos elétricos anuais das duas instalações, com a poupança obtida.

7.6 Notas Conclusivas

O Quadro 7.8 apresenta a comparação entre a instalação frigorífica original e a instalação otimizada, destacando os principais parâmetros de desempenho energético, impacto ambiental e custos de operação.

Quadro 7.8 - Resultados comparativos da instalação frigorífica antes e após otimização.

	Instalação Original	Instalação Otimizada	Variação	%Melhoria
Potência Frigorífica (kW)	964,3	964,3	0	-
Potência Elétrica Absorvida (kW)	456,8	295,8	-161,0	35,2%
COP	2,11	3,26	+1,16	54,4%
Consumo Anual (MWh/ano)	3335	2016	-1319	39,6%
Emissões de CO₂ (kg CO₂)	10 605 300	6 410 880	-4 194 420	39,5%
Fugas (kg/ano)	2,05	1,64	-0,41	20%
Índice de TEWI (kgCO₂)	10 766 963	6 410 913	-4 356 050	40,5%
Custos Elétricos - Anual (€/ano)	47 190,3	28 526,4	-18 663,9	39,6%
Custos Elétricos - Vida útil (€)	943 806	570 528	-372 277	39,6%

A potência frigorífica foi mantida constante em 964,3 kW em ambas as configurações, garantindo que qualquer variação nos resultados obtidos estão exclusivamente relacionados com às alterações feitas na instalação e não à alteração da capacidade de refrigeração. Já a potência elétrica absorvida apresentou uma redução significativa, passando de 456,8 kW na instalação original para 295,8 kW na otimizada, o que representa uma redução da potência elétrica absorvida de 161 kW e uma melhoria de 35,2% no consumo de energia.

Esta melhoria está relacionada a três fatores principais, a primeira foi pela utilização de equipamentos mais recentes, portanto, é expectável que as eficiências dos equipamentos sejam superiores às utilizadas na instalação original. Outros dos fatores, foi a integração de todos os sistemas independentes, num só, o que leva a uma redução no número de compressores, bombas e condensadores, como foi o caso dos túneis e câmaras de congelação que na instalação original eram sistemas independentes, e ao agregá-los ao sistema principal, não só simplifica a instalação, como diminui o número de equipamentos em redundância, havendo, portanto, um decréscimo na potencia elétrica absorvida.

Por fim, a utilização de diferentes fluidos frigoríficos contribuiu também para a melhoria significativa do desempenho do sistema. As propriedades termodinâmicas de cada fluido foram exploradas de forma que operassem na sua gama de pressões preferenciais, potenciando o rendimento dos equipamentos. Assim, o CO₂ foi aplicado em regimes de baixa temperatura (baixa pressão), onde apresenta elevada eficiência e excelente capacidade de transferência térmica, enquanto o NH₃ foi utilizado em níveis de alta pressão, tirando partido do seu elevado calor latente de evaporação e do seu ponto crítico muito acima do ponto crítico do CO₂. Esta seleção criteriosa permitiu otimizar o funcionamento global da instalação e reduzir consumos de energia elétrica.

Esta redução na potência elétrica absorvida é refletida diretamente no aumento do COP, que passou de 2,11 para 3,26, correspondendo a um acréscimo de 54,4% na eficiência do sistema. Este resultado demonstra que a instalação otimizada consegue fornecer a mesma capacidade frigorífica com um consumo de energia elétrica substancialmente inferior, assegurando um funcionamento mais económico e sustentável.

Do ponto de vista ambiental, primeiramente foi feito o cálculo do consumo anual tendo em conta a potência elétrica absorvida e o número de horas de funcionamento da instalação anualmente, e obteve-se uma melhoria de 39,6%. De seguida verificou-se uma diminuição expressiva nas emissões anuais de CO₂, que passaram de 10 605 300 kgCO₂ para 6 410 880 kgCO₂, representando uma redução de 39,5%. Esta melhoria está diretamente relacionada com a diminuição da potência elétrica absorvida, ou seja, a diminuição do consumo anual elétrico (o que reduz as emissões indiretas).

Outro ponto de comparação, foi em relação às fugas na instalação, que diminuíram de 2,05 kg/ano para 1,64 kg/ano. Para esta comparação, primeiramente foi calculado o volume total da instalação, e depois consoante o tipo de fluido, considerado uma percentagem de perdas anual. Esta diminuição está especialmente relacionada com o circuito NH₃, uma vez que este fluido tem um odor característico, é facilmente detetável à mínima fuga, e, portanto, foi considerado que as fugas para esse fluido são de

aproximadamente 0%, ao contrário do que acontecia na instalação original e no circuito a CO₂, que foi considerado 5%.

O impacto combinado das emissões diretas (fugas) e indiretas (consumo de eletricidade) é representado pelo Índice de TEWI, que apresentou uma redução de 40,5%, passando de 10 766 963 kgCO₂ para 6 410 913 kgCO₂. Esta diminuição demonstra que as medidas implementadas têm um efeito significativo na mitigação do impacto ambiental ao longo da vida útil da instalação.

Em termos económicos, os custos elétricos anuais diminuíram de 47 190,3 € para 28 526,4 €, correspondendo a uma poupança de 39,6% por ano. Esta melhoria está novamente relacionada com a diminuição dos consumos elétricos anuais, que ao serem multiplicados pela tarifa média elétrica são obtidos os custos anuais elétricos.

Projetando os custos elétricos anuais para a vida útil do sistema, foi estimada uma economia acumulada de 372 277 €, o que reforça o impacto positivo da otimização não apenas no desempenho ambiental, mas também na viabilidade económica da operação.

Em síntese, esta análise comprova que a instalação otimizada apresenta ganhos significativos em todos os parâmetros avaliados: maior eficiência energética, redução expressiva das emissões de gases com efeito de estufa e diminuição relevante dos custos operacionais. Estes resultados validam a estratégia adotada, evidenciando que é possível alcançar melhorias substanciais no desempenho de sistemas frigoríficos sem comprometer a capacidade de refrigeração.

8 Conclusões e trabalhos futuros

O presente trabalho consistiu no estudo e desenvolvimento de uma proposta de otimização de uma instalação frigorífica existente. O fluido frigorífero R404A, de elevado impacto ambiental, foi substituído por fluidos naturais de baixo ou nulo impacto, nomeadamente o R744 e o R717. Esta abordagem enquadra-se no esforço global de descarbonização do setor industrial, promovido tanto por regulamentações internacionais, como o Regulamento (EU) n.º 517/2014 (F-Gas), como por objetivos estratégicos de eficiência energética e sustentabilidade.

Para além da alteração dos fluidos, foi modificada a filosofia de funcionamento da instalação, que originalmente operava com vários sistemas independentes. Uma medida de otimização foi agregar todos esses sistemas num só. Foi também proposta a implementação de um ciclo cascata NH_3/CO_2 , juntando os pontos benéficos de ambos os fluidos, uma vez que o CO_2 funciona melhor em baixas temperaturas e a permutar calor num patamar mais baixo que a temperatura ambiente, visto que o seu ponto crítico é bastante baixo. Já o NH_3 , por ter um ponto crítico muito superior, é o mais adequado para permutar calor com o meio ambiente.

Foi desenvolvido o esquema de princípio do novo circuito frigorífico, bem como todos os cálculos termodinâmicos de dimensionamento, incluindo a determinação de entalpias nos diversos pontos do ciclo, caudais mássicos, potências térmicas e potências mecânicas dos compressores.

Com os dados obtidos foi possível fazer a seleção dos equipamentos, essa escolha considerou as características específicas dos fluidos naturais, como a pressão e a temperatura do fluido. Foram selecionados separadores de líquido, bombas de circulação, compressores, evaporadores, permutadores e alguns acessórios compatíveis com estas exigências.

A análise comparativa entre o sistema original, e a solução proposta, revelou melhorias significativas em todos os parâmetros analisados. A potência frigorífica manteve-se constante (964,3 kW), garantindo que as diferenças se devem exclusivamente à eficiência do sistema. A potência elétrica absorvida foi reduzida de 456,8 kW para 295,8 kW, correspondendo a uma poupança de 35,2%. Como consequência, o Coeficiente de Performance (COP) aumentou de 2,11 para 3,26, uma melhoria de 54,4%, o que demonstra que a instalação otimizada produz a mesma capacidade frigorífica com menor consumo energético.

No que respeita ao impacto ambiental, as emissões anuais de CO₂ diminuíram em cerca de 39,5%, diminuindo de 10 605 300 kgCO₂ para 6 410 880 kgCO₂. Sobre as fugas de fluido frigorígeno também foram reduzidas de 2,05 kg/ano para 1,64 kg/ano (sendo este valor apenas da componente do R744, visto que foi considerada a não existência de fugas com R717). Este conjunto de fatores contribuiu para uma redução de 40,5% no Índice de TEWI, equivalente a menos 4 356 050 kgCO₂ ao longo da vida útil da instalação. Importa salientar que esta redução é atribuída principalmente ao menor consumo elétrico da rede e, conseqüentemente, à diminuição das emissões indiretas, mais do que à substituição dos HFCs por fluidos naturais de baixo GWP. Portando uma medida que poderia ser tomada, poderia ser a implementação de energias renováveis na instalação, como o uso de painéis fotovoltaicos, ou turbinas eólicas. Diminuindo a necessidade de recorrer à rede pública, e por sua vez reduzindo as emissões indiretas.

Em relação aos aspetos económicos, os custos elétricos anuais diminuíram de 47 190,3 € para 28 526,4 €, representando uma poupança anual de 39,6%. Ao longo da vida útil prevista da instalação, corresponde a uma economia acumulada de 372 277 €.

Este estágio representou uma oportunidade ímpar de aplicação prática dos conhecimentos adquiridos ao longo do percurso académico, permitindo o contacto direto com os desafios reais da engenharia de sistemas térmicos industriais. No decorrer deste processo, foi possível adquirir uma vasta gama de conhecimentos técnicos e metodológicos, transmitidos diretamente pela empresa. Tanto a nível da refrigeração, como funciona uma instalação real, métodos utilizados no projeto, formas de abordar e de verificar o correto dimensionamento da instalação. Como a nível da área da climatização, onde foi possível desenvolver juntamente com empresa, alguns projetos importantes para a sociedade, como sistemas de climatização de hospitais. Este trabalho final de mestrado não apenas contribui para a resolução de um caso concreto, como reforça o compromisso pessoal e profissional com soluções inovadoras, eficientes e alinhadas com os desafios globais da transição energética.

Para trabalho futuro, seria recomendada a implementação de sistemas de controlo avançado, nomeadamente através de automação por PLCs, de forma a permitir uma monitorização contínua dos parâmetros operacionais e otimização em tempo real do desempenho energético. Paralelamente, deve ser avaliada a viabilidade técnico-económica da incorporação de fontes de energia renovável, como sistemas fotovoltaicos ou turbinas eólicas, que contribuiriam para a redução da dependência energética da instalação e para uma eventual neutralidade carbónica. Por fim, seria pertinente expandir o estudo a outras tipologias de instalações da indústria alimentar, validando a replicabilidade e escalabilidade da metodologia desenvolvida neste trabalho em diferentes contextos de carga térmica e operacionalidade.

Referências bibliográficas

- [1] “Sistemas de compressão a vapor de único estágio,” Universidade Federal do Paraná. Accessed: Feb. 05, 2025. [Online]. Available: https://docs.ufpr.br/~rudmar/refri/material/2_SCVAPOR1E.pdf
- [2] J.S.Shilliday, “Investigation And Optimisation Of Commercial Refrigeration Cycles Using The Natural Refrigerant CO₂,” 2012. Accessed: Nov. 21, 2024. [Online]. Available: <http://bura.brunel.ac.uk/handle/2438/7454>
- [3] B. Almeida, “Otimização de sistema integrado em instalações frigoríficas e de AVAC, utilizando um fluido natural,” ISEL, 2024. Accessed: Apr. 11, 2025. [Online]. Available: <http://hdl.handle.net/10400.21/21676>
- [4] J. Ahamed, R. Saidur, and H. Masjuki, “A review on exergy analysis of vapor compression refrigeration system,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp. 1593–1600, 2010, Accessed: May 15, 2025. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.11.039>
- [5] J. Ferzola, “Análise global de um sistema de refrigeração,” UFRGS, 2010.
- [6] J. Garcia, “Slides de apoio da Unidade Curricular: Refrigeração do Mestrado em Engenharia Mecânica - Energia, Refrigeração e Climatização,” 2024.
- [7] R. Brown, *Compressors - Selection and Sizing*. 1997. Comunicação Privada
- [8] J. Mathias, “Análise do Efeito do Número de Recirculação no Desempenho Térmico e na Queda de Pressão de um Evaporador Inundado,” UVRS, 2017. Accessed: Apr. 11, 2025. [Online]. Available: <http://www.repositorio.jesuita.org.br/handle/UNISINOS/6487>
- [9] R. Riego, “Instalación y propuesta en marcha de um condensador evaporativo de 250 TR en Citrofrut planta Álamo, Temapache Veracruz,” Instituto Tecnológico Superior de Álamo Temapache, 2021.
- [10] M. Emani, R. Roy, and B. Mandal, “Development of Refrigerants: A Brief Review,” Indian Institute of Engineering Science and Technology, 2017.
- [11] R. Peixoto, “Substituição dos HCFC e os fluidos refrigerantes naturais: Cenário atual e tendências,” Instituto Mauá de Tecnologia, 2011.

- [12] Equipe Recigases, “Como são nomeados os fluidos refrigerantes?” Accessed: Jan. 24, 2025. [Online]. Available: <https://blog.recigases.com/blog/como-sao-nomeados-os-fluidos-refrigerantes>
- [13] Time Técnico Recigases, “o que significa gwp e odp???” Accessed: Jan. 26, 2025. [Online]. Available: <https://blog.recigases.com/blog/o-que-significa-gwp-e-odp>
- [14] M. Almeida, “Desenvolvimento e Implementação de Instalações de Refrigeração Comercial com Fluidos Naturais,” Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, 2019. Accessed: Mar. 28, 2025. [Online]. Available: <http://hdl.handle.net/10400.21/11950>
- [15] Opteon™ XL Fluidos Refrigerantes, “Segurança dos fluidos refrigerantes Opteon™ XL.” Accessed: Jan. 27, 2025. [Online]. Available: https://www.opteon.com/pt-br/-/media/files/opteon/safety-of-opteon-xl-en.pdf?rev=594817f6edb5479fa841f478c04810b0&sc_lang=pt-br
- [16] F. Branski and A. Rucinski, “Aspects of adapting the cooling installation in a food cold storage system to the applicable f-gas regulations,” Faculty of Power and Aeronautical Engineering, Warsaw University of Technology, Warsaw, Poland.
- [17] E. Lennox, “Regulamento F-Gas.” Accessed: Jan. 28, 2025. [Online]. Available: <https://www.lennoxemea.com/pt/regulations/f-gas>
- [18] R. Rebelo, “Uso de Fluidos Naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar Condicionado,” ISEP, 2017. Accessed: Mar. 28, 2025. [Online]. Available: <http://hdl.handle.net/10400.22/10402>
- [19] Ministério do Meio Ambiente, “Uso de Fluidos Alternativos em Sistemas de Refrigeração e Ar Condicionado Artigos Técnicos,” Brasília, 2011. Accessed: Nov. 21, 2025. [Online]. Available: https://www.protocolodemontreal.org.br/site/images/publicacoes/programa_brasileiro_eliminacao_hcfcs/Uso_de_Fluidos_Alternativos_em_Sistemas_de_Refrigeracao_e_Ar_Condicionado_-_Artigos_Tcnicos.pdf
- [20] Danfoss, “Carbon Dioxide (CO₂) - Refrigerants with low GWP.” Accessed: Jan. 28, 2025. [Online]. Available: <https://www.danfoss.com/en/about-danfoss/our-businesses/cooling/refrigerants-and-energy-efficiency/refrigerants-for-lowering-the-gwp/carbon-dioxide-co2/>
- [21] Intarcon, “Gases refrigerantes - Refrigeração a CO₂.” Accessed: Jan. 28, 2025. [Online]. Available: <https://www.intarcon.com/pt-pt/refrigeracao-por-co2/#:~:text=Desvantagens%20da%20utiliza%C3%A7%C3%A3o%20do%20CO2%20como%20refrigerante.&text=O%20CO2%20s%C3%B3%20%C3%A9%20adequado,pre%C3%A7o%20do%20sistema%20%C3%A9%20elevado.>

- [22] R. Loureiro, "Projeto de um ciclo de refrigeração a CO₂ aplicado num supermercado," ISEL, 2019. Accessed: Oct. 16, 2024. [Online]. Available: <http://hdl.handle.net/10400.21/12800>
- [23] J. Atalaia, "Estudo Comparativo de Instalações Frigoríficas Comerciais com CO₂ Transcrítico versus Amoníaco e Água Glicolada," ISEL, 2022. Accessed: Mar. 28, 2025. [Online]. Available: <http://hdl.handle.net/10400.21/14499>
- [24] Emerson Climate Technologies, "Commercial CO₂ Refrigeration Systems - Guide for Subcritical and Transcritical CO₂ Applications." Accessed: Jan. 28, 2025. [Online]. Available: <https://media.copeland.com/206b7ded-8a39-4b28-9094-b16b010717f1/2015CO2-07%20R4%20-%20Commerical%20CO2%20Handbook.pdf>
- [25] R. Loureiro, "Projeto de um ciclo de refrigeração a CO₂ aplicado num supermercado," ISEL, 2019. Accessed: Mar. 28, 2025. [Online]. Available: <http://hdl.handle.net/10400.21/12800>
- [26] A. Semedo, "Projeto de instalação frigorífica com utilização de energia eólica, solar fotovoltaica e correntes marítimas para Cabo Verde," ISEL, 2023. Accessed: Mar. 28, 2025. [Online]. Available: <http://hdl.handle.net/10400.21/17072>
- [27] Iiar, "*The CO₂ Handbook*." 2014. Comunicação Privada
- [28] A. Silva, "Aplicação dos Fluidos Naturais na Refrigeração para Supermercados: Sistemas Cascata com CO₂/NH₃." Accessed: Jan. 29, 2025. [Online]. Available: https://www.protocolodemontreal.org.br/site/images/publicacoes/programa_brasileiro_eliminacao_hcfcs/Uso_de_Fluidos_Alternativos_em_Sistemas_de_Refrigeracao_e_Ar_Condicionado_-_Artigos_Tcnicos.pdf#page=45
- [29] Beijer Ref Ibérica, "Refrigeración con Amoníaco NH₃ - Fluidos secundarios."
- [30] A. Ajuda, "Comparabilidade Energética Entre Sistemas de Ciclo de 1 Andar e de 2 Andares," ISEL, 2009.
- [31] F. Rodrigues, "HFCs e Soluções Alternativas Viáveis," ISEL, 2015. Accessed: Mar. 28, 2025. [Online]. Available: <http://hdl.handle.net/10400.21/4333>
- [32] H.Seabra - Frio Industrial, "Comunicação Privada," 2004.
- [33] L. Dimensionar, "Comunicação Privada."
- [34] Calculators Conversion, "Efficiency Conversion in Electric Motors." Accessed: Aug. 13, 2025. [Online]. Available: <https://www.calculatorsconversion.com/en/efficiency-conversion-in-electric-motors/>
- [35] ALS Global, "Análise da densidade do óleo: quando e por que fazer."
- [36] M. Neto, "Caracterização de Propriedades Termofísicas de Misturas de Óleos Lubrificantes E Fluidos Refrigerantes Naturais," Universidade Federal de Santa Catarina, 2006. Accessed: Mar. 28, 2025. [Online]. Available:

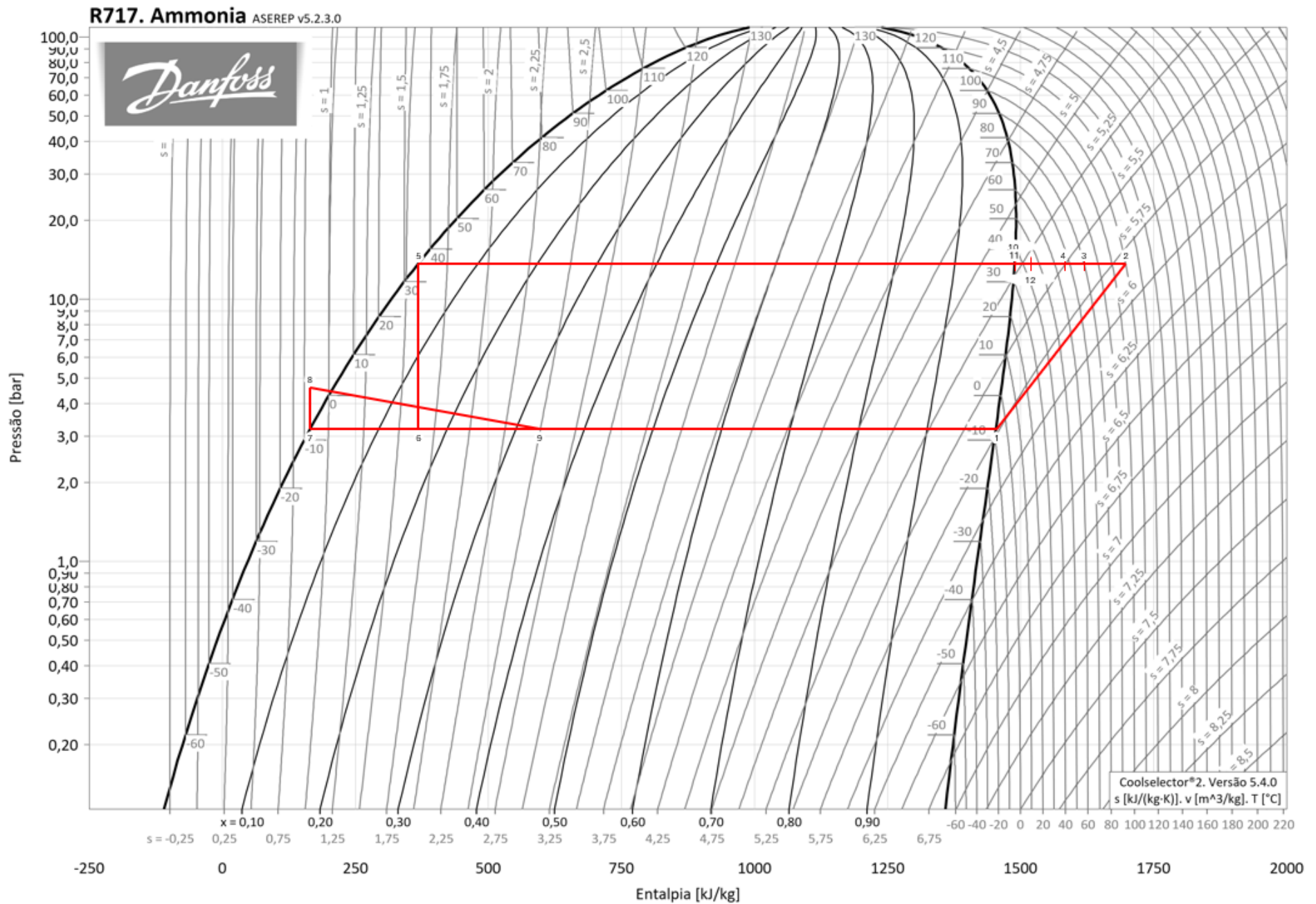
<https://repositorio.ufsc.br/bitstream/handle/123456789/88659/233812.pdf?sequence=1>

- [37] PUC-Rio - Certificação Digital nº0421076/CA, *Resfriamento de Óleo*. 2007. Accessed: Mar. 28, 2025. [Online]. Available: https://www.maxwell.vrac.puc-rio.br/11028/11028_5.PDF
- [38] P. Medeiros, C. Barbosa, and F. Fontes, “Propriedades Termofísicas de Fluidos Secundários à Base de Álcool para Termoacumulação,” UFRGN, 2010. Accessed: Apr. 03, 2025. [Online]. Available: <https://doi.org/10.15628/holos.2010.413>
- [39] B. Wiencke, “Fundamental principles for sizing and design of gravity separators for industrial refrigeration,” *International Journal Of Refrigeration*, vol. 34, no. 8, pp. 2092–2108, Dec. 2011, Accessed: Apr. 10, 2025. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.06.011>
- [40] DICOSTOCK, *Sepadores de Aspiración Con Sistema De Bombeo*. 2008.
- [41] “Volumes Partiels Dans Les Reservoirs Horizontaux - Comunicação Privada.”
- [42] M. Pereira, “Caraterização de poli (etileno glicóis) : PEGs,” ISEL, 2018. Accessed: May 08, 2025. [Online]. Available: <http://hdl.handle.net/10400.21/9626>
- [43] DanFoss, “ICF 20-6-2RA station,” Danfoss Product Store. Accessed: May 14, 2025. [Online]. Available: <https://store.danfoss.com/en/Climate-Solutions/Climate-Solutions-for-cooling/Valves/Valve-Station---ICF/Valve-Stations/ICF-15-65/Valve-station%2C-ICF-20-6-2RA%2C-20-mm%2C-Connection-standard%3A-ASME-B-36-10M-SCHEDULE-80/p/027L3013#documentWrapper>
- [44] E. Pereira, “Projeto de Entrepósito Logístico em Luanda,” IPS, 2013.
- [45] Portaria n.º 138-I/2021 Diário da República 1.ª série, *Ambiente e Ação Climática e Infraestruturas e Habitação*. pp. 120-(12).
- [46] A. Zbogor, F. J. Frandsen, P. A. Jensen, and P. Glarborg, “Heat transfer in ash deposits: A modelling tool-box,” *Prog Energy Combust Sci*, vol. 31, no. 5–6, pp. 371–421, Jan. 2005, doi: 10.1016/J.PECS.2005.08.002.
- [47] Instituto Português da Qualidade, “Utilização prática de fluidos frigorigéneos inflamáveis. Grupos de segurança A2L, A2 e A3,” 2024 Accessed: Apr. 24, 2025. [Online]. Available: https://storagewebsiteipq.blob.core.windows.net/website/prDNPGuia10_2024-pt-6626eefdcebb5.pdf
- [48] Instituto Português da Qualidade - Identificação de tubagens de fluidos em instalações frigoríficas, “DNP Guia 5:2016,” 2016
- [49] P. Santos, “Projecto e Concepção de Instalação Frigorífica a NH3, para uma Unidade de Congelação de Frangos em Contínuo, na Venezuela,” ISEL, 2015. Accessed: May 09, 2025. [Online]. Available: <http://hdl.handle.net/10400.21/4310>

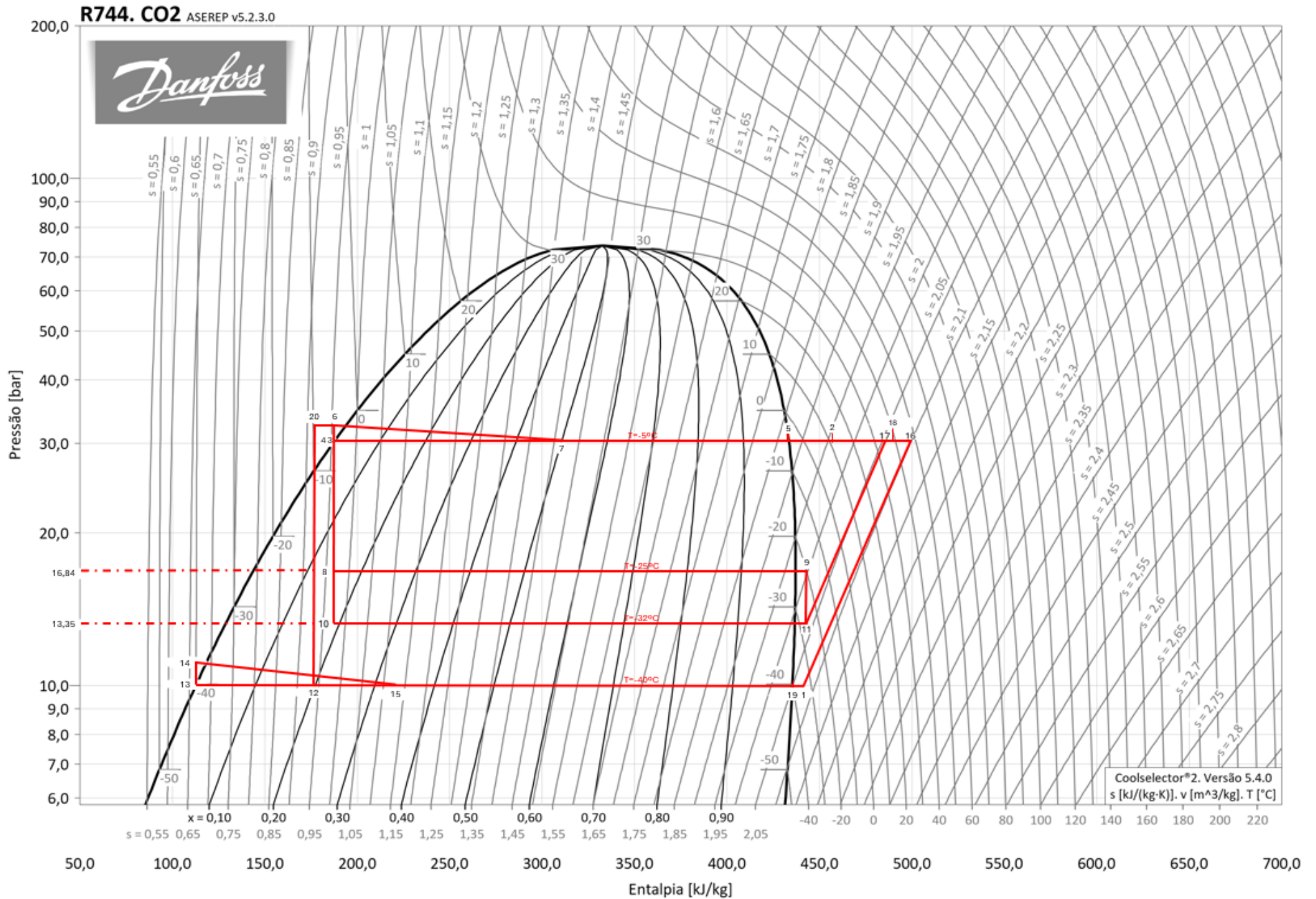
- [50] Instituto Português da Qualidade, “DNP Guia 4:2016 - Detecção de fugas em instalações frigoríficas,” 2016
- [51] D. Ribeiro, “Sala de Máquinas de uma Instalação Frigorífica a R717,” ISEL, Lisboa, 2013. Accessed: May 09, 2025. [Online]. Available: <http://hdl.handle.net/10400.21/2096>
- [52] SAMON - Safe Monitoring, “Carbon dioxide (CO₂) in refrigeration plants,” 2012
- [53] APA, “Fator de Emissão da Eletricidade 2024 Portugal.” Accessed: Apr. 23, 2025. [Online]. Available: https://apambiente.pt/sites/default/files/_Clima/Inventarios/FE_GEE_Eletricidade_2024_final.pdf
- [54] Y. Aricapa, J. Flores, A. Babiloni, J. Arellano, and J. Pabón, “Overview of low GWP mixtures for the replacement of HFC refrigerants: R134a, R404A and R410A,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 111, pp. 113–123, Accessed: Apr. 23, 2025. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.11.012>
- [55] ERSE - Entidade Reguladora dos Serviços Energéticos, “Tarifas e Preços para a Energia Elétrica e Outros Serviços em 2025,” 2024 Accessed: Aug. 12, 2025. [Online]. Available: <https://www.erse.pt/media/xczdo4as/tep-se-2025.pdf>

Apêndice A – Diagrama de Mollier

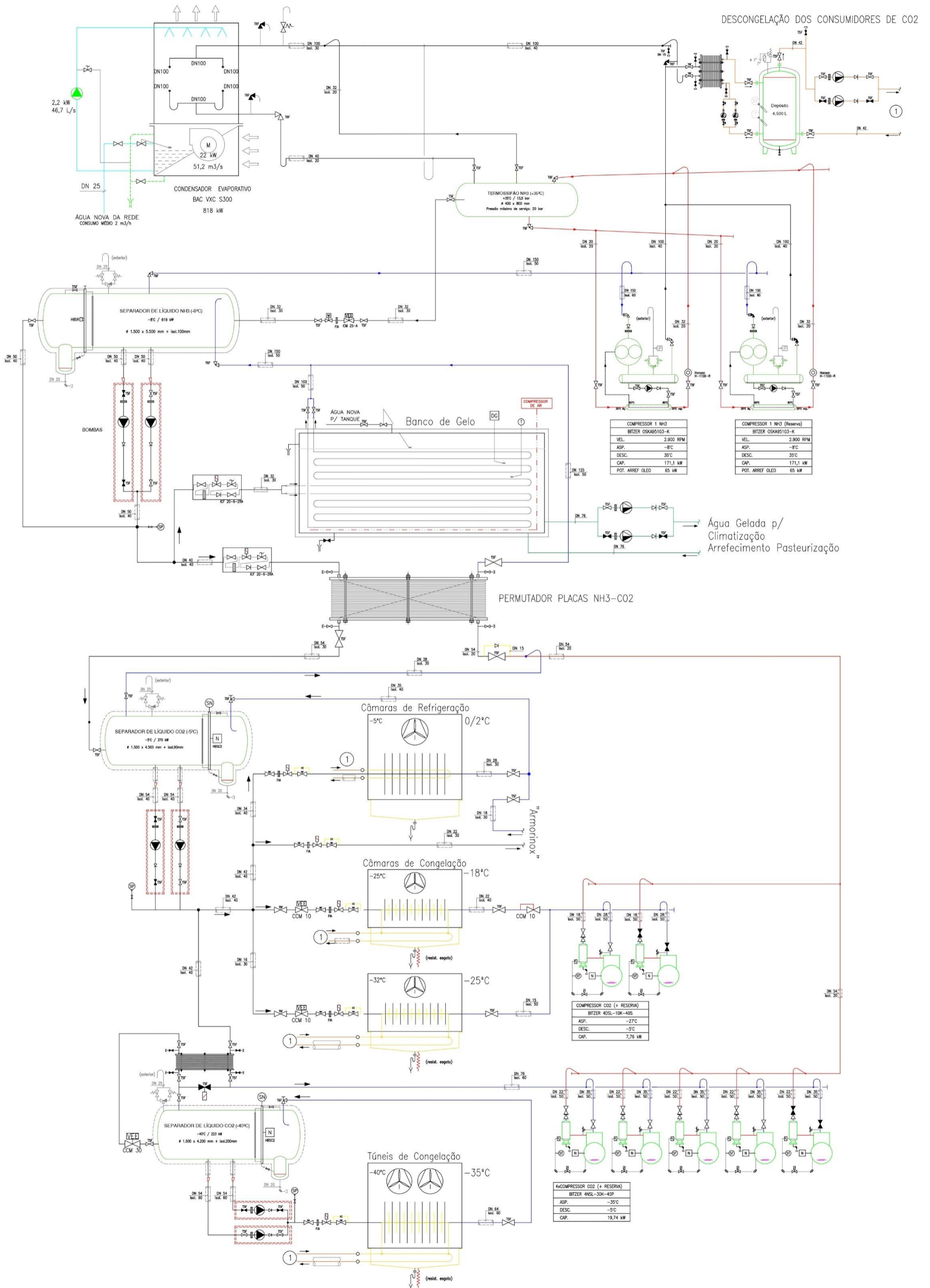
Apêndice A1 – Diagrama de Mollier R717



Apêndice A2 – Diagrama de Mollier R744



Apêndice B – Esquema de Princípio



Apêndice D – Mapa de Quantidades

Otimização de uma instalação frigorífica a NH₃/CO₂ para a indústria alimentar

Mapa de Quantidades

Ref. Item	Descrição	Uni.	Quant.
1	EQUIPAMENTOS		
1.1	Compressores de Parafuso - NH₃		
	Grupos electrocompressores para circuito de R717 do tipo parafuso. Capacidade unitária 171 kW; Asp. -8°C ; Desc. +35°C, equipados com quadro de controlo, consola de visualização, comunicação e todos os acessórios para bom funcionamento. Incluindo todas as válvulas, sensores, indicadores, bombas de óleo e equipamentos necessárias ao seu funcionamento. Modelo: Bitzer OSKA95103-K	un	2
1.2	Compressor de Pistão - Câmaras de congelados		
	Grupos electrocompressores para circuito de R744 do tipo pistão. Capacidade 7,8 kW; Asp. -27°C ; Desc. -5°C, equipado com quadro de controlo, consola de visualização, comunicação e todos os acessórios para bom funcionamento. Incluindo todas as válvulas, sensores, indicadores, bombas de óleo e equipamentos necessárias ao seu funcionamento. Modelo: Bitzer 4DSL-10K-40S	un	2
1.3	Compressor Alternativo - Arrefecimento de glicol		
	Grupos electrocompressores para circuito de R744 do tipo pistão. Capacidade 19,8 kW; Asp. -35°C ; Desc. -5°C, equipado com quadro de controlo, consola de visualização, comunicação e todos os acessórios para bom funcionamento. Incluindo todas as válvulas, sensores, indicadores, bombas de óleo e equipamentos necessárias ao seu funcionamento. Modelo: Bitzer 4NSL-30K-40P	un	5
1.4	Condensadores Evaporativos		
	Condensadores evaporativos de arrefecimento de R717 com ventiladores axiais acionados por variador de frequência. Incluindo panóplia de válvulas e todos os acessórios necessários ao seu bom funcionamento, incluindo protecção contra a corrosão (Baltibond ou fibra de vidro). Potência 818kW; temp. condensação +35°C. Modelo: Baltimore Aircoil VXC S300	un	1

Mapa de Quantidades

Ref. Item	Descrição	Uni.	Quant.
1.5	Separadores, Reservatórios e Bombas		
1.5.1	Separadores Líquido, incluindo, isolamentos térmicos, forra metálica, as respetivas panóplias de válvulas completas, sensores, sistemas, barriletes de óleo, estruturas de suporte e acessórios de montagem:		
1.5.1.1	Separador R744 a -40°C, com Ø1500 x 4200mm	un	1
1.5.1.2	Separador R744 a -5°C, com Ø1500 x 4500mm	un	1
1.5.1.3	Separador R717 a -8°C, com Ø1500 x 5500mm	un	1
1.6.2	Reservatório Termosifão com 400 x 800 mm, incluindo todos os acessórios, panóplias de válvulas completas, sensores, sistemas, bem como estruturas de suporte e acessórios de montagem:	un	1
1.6.3	Fornecimento e montagem de Grupos Electro-Bombas de Amónia NH3 para o separador do ponto 1.5.1.3 Incluindo a respetiva panóplia de válvulas, sensores e restantes acessórios. Modelo: Hermetic CAM 2/4	un	2
1.6.4	Fornecimento e montagem de Grupos Electro-Bombas de Dióxido de Carbono CO2 para o separador do ponto 1.5.1.1. Incluindo a respetiva panóplia de válvulas, sensores e restantes acessórios. Modelo: Hermetic CNF 40-200	un	2
1.6.5	Fornecimento e montagem de Grupos Electro-Bombas de Dióxido de Carbono CO2 para o separador do ponto 1.5.1.2. Incluindo a respetiva panóplia de válvulas, sensores e restantes acessórios. Modelo: Hermetic CAM 2/3	un	2
1.6.6	Depósito de água quente de descongelação com 4500 litros, incluindo todas as válvulas e acessórios representados no Esquema de Princípio bem como os necessários ao seu funcionamento	un	1
1.6	Permutadores de Calor		
1.6.1	Permutador de calor, do tipo de placas, próprio para funcionamento com R717 e R744 com a potência frigorífica de 430 kW, com panóplia de válvulas e com todos os acessórios e automatismos necessários ao seu bom funcionamento. Primário temp. evap. -8°C ; Secundário ent./saída +29 / -5°C. Modelo: Alfa Laval T10-EWFXc	un	1

Mapa de Quantidades

Ref. Item	Descrição	Uni.	Quant.
1.6.2	<p>Permutador de calor do tipo placas para a recuperação de calor na descarga dos compressores de R717 de parafuso, do sistema de recuperação calor/Circuito de descongelação, próprio para funcionamento com R717/água, incluindo panóplia de válvulas e com todos os acessórios e automatismos necessários ao seu bom funcionamento. Potência frigorífica 50kW ; temp. entrada primário +80°C ; saída secundário +30°C.</p>		
	Modelo: Kelvion PHE GmbH LWC100T CDL-16	un	1
1.6.3	<p>Permutador de calor, do tipo de placas para sobreaquecer circuito secundario, próprio para funcionamento com R744 no primário e secundário com a potência frigorífica de 4 kW, com panóplia de válvulas e com todos os acessórios e automatismos necessários ao seu bom funcionamento. Primário temp. evap. -5°C ; Secundário ent./saída -40°C / -35°C.</p>		
	Modelo: Kelvion Brazed PHE GmbH GBH 600L-40	un	1
1.7	Grupos Eletro-Bomba de Água		
1.7.1	<p>Grupos Eletro-Bombas para circulação de água quente glicolada aos evaporadores de R744. Motor elétrico IP55, IE4, com a respetiva panóplia de válvulas, sistema de medição do pH para detecção de fuga de NH3 e todos os acessórios e automatismos necessários ao seu bom funcionamento.</p>		
	Modelo: Grundfos TPE 40-270/2 A-F-A-BQQE-HWB	un	2
1.7.2	<p>Grupos Eletro-Bombas para circulação de água gelada, para alimentar as UTAS e o arrefecimento rapido da pasteurização, com respetiva panóplia de válvulas e todos os acessórios e automatismos necessários ao seu bom funcionamento. Inclui sistema de medição do pH para detecção de fuga de NH3, conjunto de enchimento para ligação ao circuito de água da rede.</p>		
	Modelo: TPE 50-290/2	un	2
1.8	Evaporadores		
1.8.1	<p>Evaporadores Cubicos dos Tuneis de Congelação (R744)</p> <p>Incluindo: Panóplias de válvulas, tabuleiros de recolha de condensados com encaminhamento para o esgoto; sensores de temperatura; estruturas e acessórios de suporte; esgoto em aço galvanizado isolado com espuma elastomérica e forra em alumínio e incluindo resistências eléctricas no interior do esgoto.</p>		
1.8.1.1	<p>Túnel de congelação convencional</p> <p>Evaporador para CO2; 65,00 kW ; Temp evaporação -40°C</p>		
	Modelo: Centauro BSUSI/E 10Z2/2966	un	1

Mapa de Quantidades

Ref. Item	Descrição	Uni.	Quant.
1.8.1.2	Células de congelação 1, 2, 3 ,4		
	Evaporador para CO2; 19,00 kW ; Temp evaporação -40°C	un	4
	Modelo: Centauro BSUT/E 10X2/1265		
1.8.1.2	Túnel de congelação Star Frost		
	Evaporador para CO2; 86,00 kW ; Temp evaporação -40°C	un	1
	Modelo: Centauro BSUSI/E 10Z3/3902		
1.8.2	Evaporadores Cubicos, para Câmaras de Congelados		
	Incluindo: Panóplias de válvulas, tabuleiros de recolha de condensados com encaminhamento para o esgoto; sensores de temperatura; estruturas e acessórios de suporte; esgoto em aço galvanizado isolado com espuma elastomérica e forra em alumínio e incluindo resistências eléctricas no interior do esgoto.		
1.8.2.1	Camãra de Conservação CC1		
	Evaporador para CO2; 19,05 kW ; Temp evaporação -25°C	un	1
	Modelo: Centauro CBL 6F3/13 CO2		
1.8.2.2	Camãra de Expedição CC2 e Câmara de Carne CC4		
	Evaporador para CO2; 10,05 kW ; Temp evaporação -25°C	un	2
	Modelo: Centauro CBL 6B3/8 CO2-ES		
1.8.2.3	Camãra de Ultracongelados CC3		
	Evaporador para CO2; 7,78 kW ; Temp evaporação -25°C	un	1
	Modelo: Centauro CBL 6B2/5 CO2		
1.8.2.4	Camãra de Peixe CC5 e Câmara de Legumes CC6		
	Evaporador para CO2; 6,86 kW ; Temp evaporação -32°C	un	2
	Modelo: Centauro DD 7C2/5 CO2		
1.8.3	Evaporadores Cubicos, para Câmaras de Refrigerados		
	Incluindo: Panóplias de válvulas, tabuleiros de recolha de condensados com encaminhamento para o esgoto; sensores de temperatura; estruturas e acessórios de suporte; esgoto em aço galvanizado isolado com espuma elastomérica e forra em alumínio		
1.8.3.1	Camãra de Refrigerados CR1		
	Evaporador para CO2; 24,20 kW ; Temp evaporação -5°C	un	1
	Modelo: Centauro CBN 4F3/16 CO2		

Mapa de Quantidades

Ref. Item	Descrição	Uni.	Quant.
1.8.3.2	Camãra de Diversos CR2		
	Evaporador para CO2; 7,78 kW ; Temp evaporação -5°C	un	1
	Modelo: Centauro CBL 6B1/5 CO2		
1.8.3.3	Camãra de Expedição CR3		
	Evaporador para CO2; 12,06 kW ; Temp evaporação -5°C	un	1
	Modelo: Centauro CBL 6B3/8 CO2		
1.8.3.4	Camãra de Espera CR4 e Conservação Bacalhau CR11		
	Evaporador para CO2; 7,78 kW ; Temp evaporação -2°C	un	2
	Modelo: Centauro CBL 6B2/5 CO2		
1.8.3.5	Camãra de Espera Salgados e Pizza CR5, Câmara de Charcutaria CR12 e Lixos CR18		
	Evaporador para CO2; 3,54 kW ; Temp evaporação -5°C	un	3
	Modelo: Centauro CBL 6B1/2 CO2		
1.8.3.6	Camãra de Massas CR6, Descongelação Carne CR9 e Descongelação Peixe CR10		
	Evaporador para CO2; 1,70 kW ; Temp evaporação -5°C	un	3
	Modelo: Centauro CBL 6B1/2 CO2-ES		
1.8.3.7	Camãra Lote 1 CR7, Lote 2 CR8 e Fruta CR14		
	Evaporador para CO2; 4,07 kW ; Temp evaporação -5°C	un	3
	Modelo: Centauro CBN 4B1/3 CO2		
1.8.3.8	Camãra de Batatas CR13, Aves CR16 e Carnes CR17		
	Evaporador para CO2; 7,78 kW ; Temp evaporação -5°C	un	3
	Modelo: Centauro CBL 6B2/5 CO2		
1.8.3.9	Camãra de Legumes CR15		
	Evaporador para CO2; 9,17 kW ; Temp evaporação -5°C	un	1
	Modelo: Centauro CBL 6B2/6 CO2		
1.9	Banco de Gelo		
1.9.1	Modelo: Baltimore TSU-C/D 790D-1440D	un	1

Mapa de Quantidades

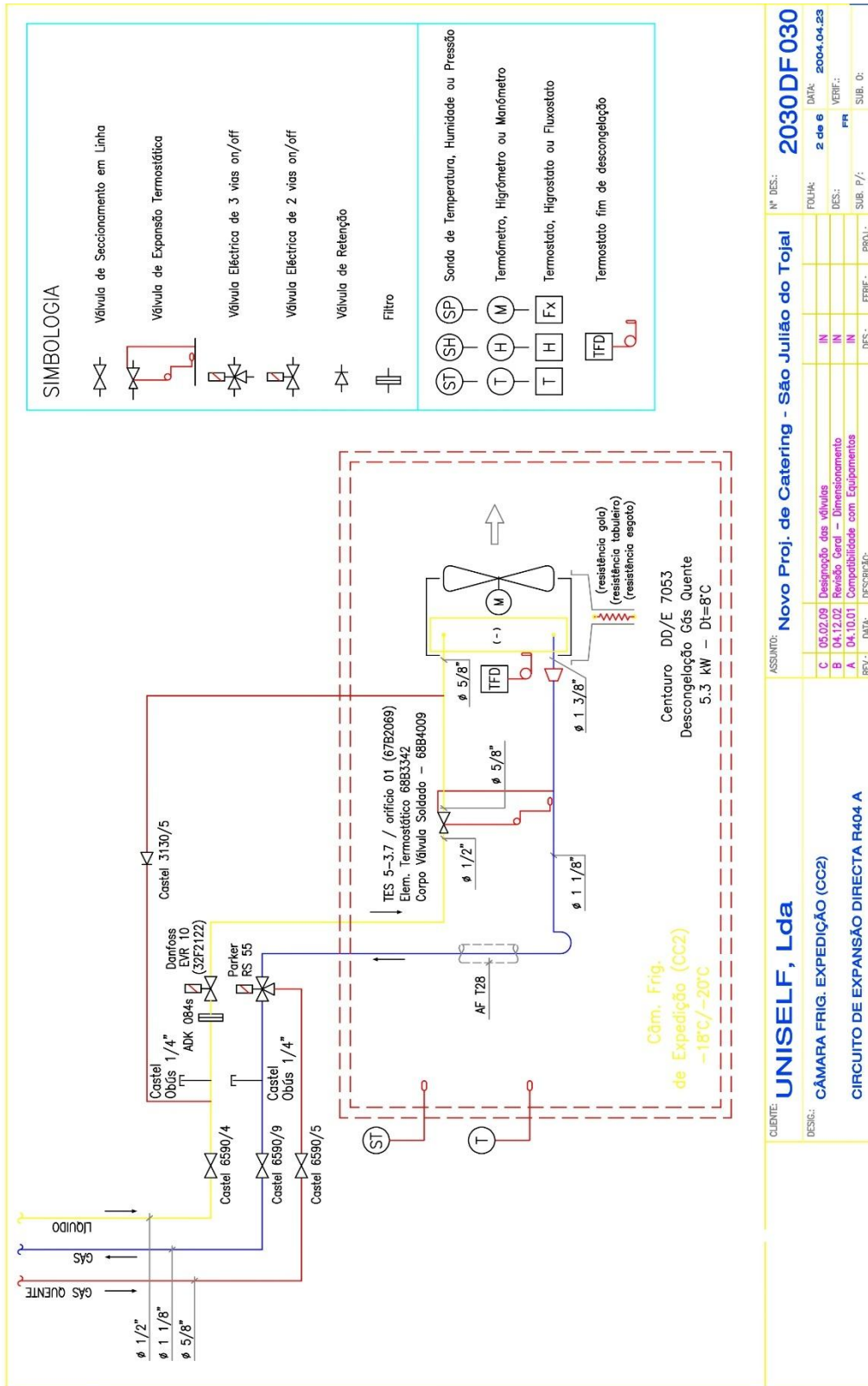
Ref. Item	Descrição	Uni.	Quant.
2	TUBAGENS		
2.1	Tubagem de circulação, em aço sem costura, com isolamento térmico e forra mecânica, incluindo respectivos suportes e todos os acessórios de montagem, incluindo a identificação das tubagens.		
2.1.1	Tubagem de NH3,		
2.1.1.1	DN 200	m	4
2.1.1.2	DN 150	m	9
2.1.1.3	DN 125	m	5
2.1.1.4	DN 100	m	56
2.1.1.5	DN 65	m	5
2.1.1.6	DN 50	m	6
2.1.1.7	DN 40	m	46
2.1.1.8	DN 32	m	24
2.1.1.9	DN 20	m	10
2.1.2	Tubagem de CO2		
2.1.2.1	DN 76	m	22
2.1.2.2	DN 64	m	115
2.1.2.3	DN 54	m	146
2.1.2.4	DN 42	m	111
2.1.2.5	DN 35	m	110
2.1.2.6	DN 28	m	119
2.1.2.7	DN 22	m	20
2.1.2.8	DN 18	m	35
2.1.2.9	DN 15	m	10
2.2	Tubagem de circulação de água quente glicolada, em tubo de síntese ABS, pré-isolado com espuma de poliuretano e revestimento final em tubo de polietileno e respectivos acessórios, suportes e fixações.		
2.2.1	DN 46 Nota: Valor estimado	m	200
2.3	Tubagem de circulação de água gelada em aço carbono, incluindo acessórios de montagem e suportagem.		

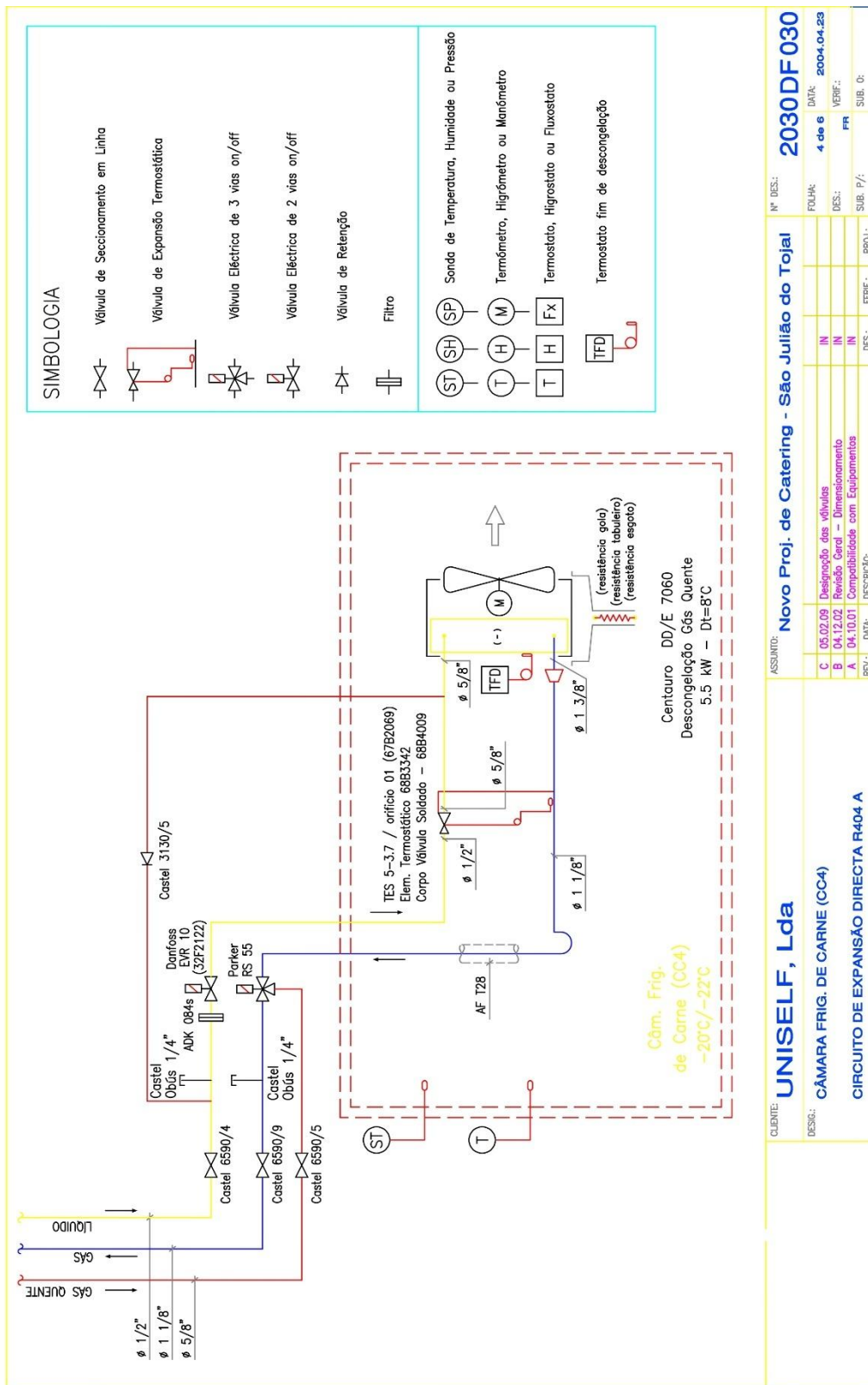
Mapa de Quantidades

Ref. Item	Descrição	Uni.	Quant.
2.3.1	DN 76 Nota: Valor estimado	m	150
3	VÁLVULAS		
3.1	Válvula de regulação de pressão do circuito R717, Temp. entr/saida: 35°C/-8°C Modelo: ICM 25-A	un	1
3.2	Válvula de regulação de pressão do circuito R744, Temp. entr/saida: -5°C/-27°C Modelo: CCM 10	un	4
3.3	Válvula de regulação de pressão do circuito R744, Temp. entr/saida: -22°C/-27°C Modelo: CCM 10	un	4
3.4	Válvula de regulação de pressão do circuito R744, Temp. entr/saida: -5°C/-32°C Modelo: CCM 10	un	2
3.5	Válvula de regulação de pressão do circuito R744, Temp. entr/saida: -5°C/-40°C Modelo: CCM 30	un	1
3.6	Estação de Válvulas do circuito R717, localizado na entrada do permutador NH3/CO2 e Banco de Gelo Modelo: ICF 20-6-2RA	un	2
4	REGULAÇÃO CONTROLO E SUPERVISÃO		
4.1	Sistema de deteção e alarme de NH3.		
	Fornecimento e montagem de sistema de deteção de fugas de amoníaco na casa de máquinas e junto a todas as panóplias de válvulas de amoníaco, incluindo os detetores de NH3, interligações, cablagens e central de alarme.	Un	1
4.2	Sistema de deteção e alarme de CO2.		
	Fornecimento e montagem de sistema de deteção de fugas de dióxido de carbono na casa de máquinas, no interior de todas as câmaras e túneis e junto a todas as panóplias de válvulas de dióxido de carbono, incluindo os detetores de CO2, interligações, cablagens e central de alarme.	Un	1
5	DIVERSOS		
5.1	Estruturas de suspensão e suporte		

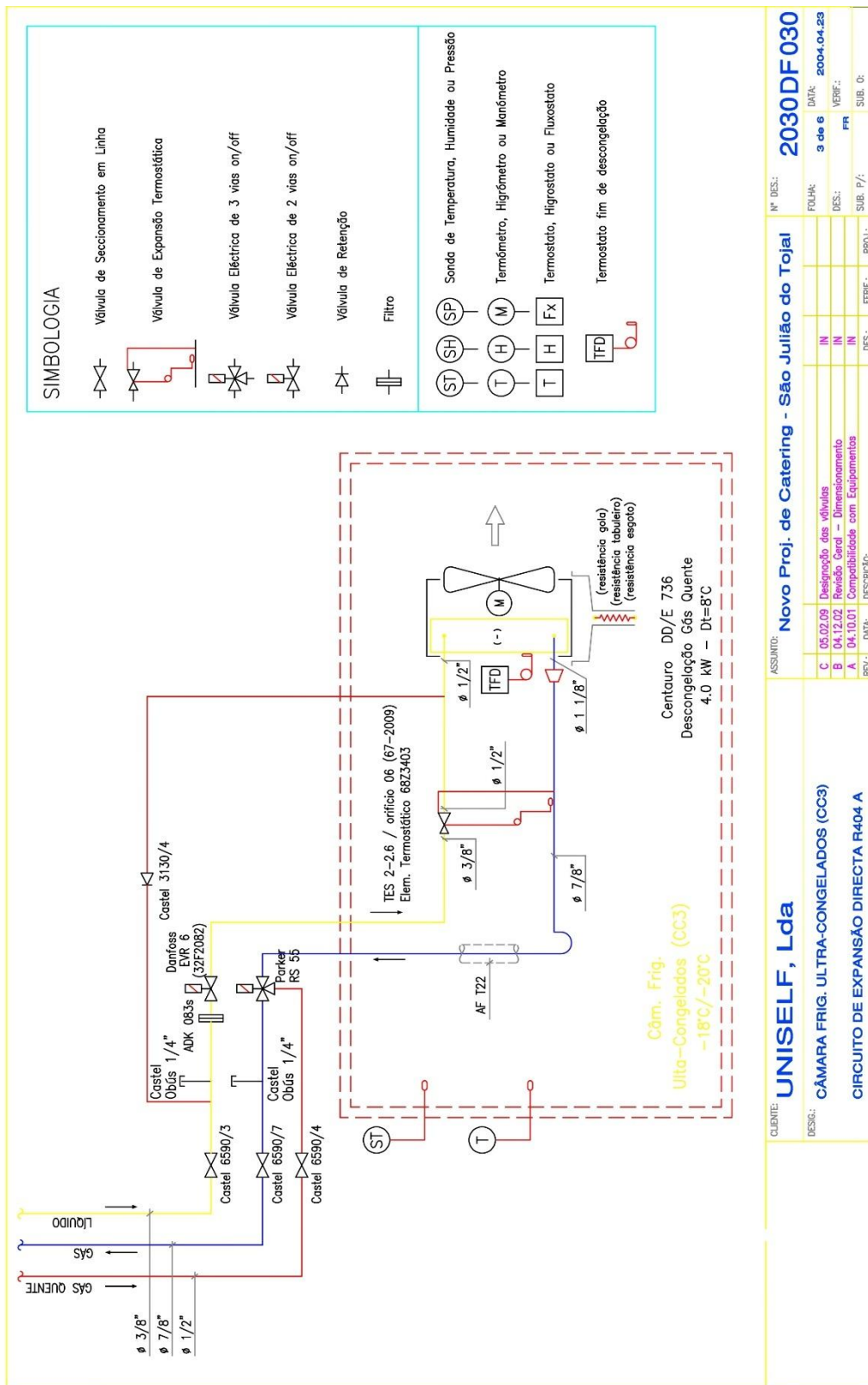
Mapa de Quantidades

Ref. Item	Descrição	Uni.	Quant.
	Estruturas auxiliares de suspensão e suporte à instalação dos equipamentos frigoríficos, tubagens e caminhos de cabos.	vg	1
	Nota: Em princípio a instalação já contará com essas estruturas, mas com a alteração dos equipamentos, e que por sua vez terão pesos diferentes, terão de ser verificadas.		
5.2	Fluidos		
	Carga inicial de fluidos para o funcionamento da instalação, nomeadamente, amoníaco, dióxido de carbono, óleos, água glicolada, água, gases de soldadura e para ensaios de pressão	vg	1
5.3	Testes, Ensaios e Afições		
	Arranque dos equipamentos, balanceamento dos sistemas, ensaios de rigidez, segurança, funcionamento e performance da instalação, inspeções radiográficas, instruções de funcionamento e manuais de manutenção, formação de operadores.	vg	1

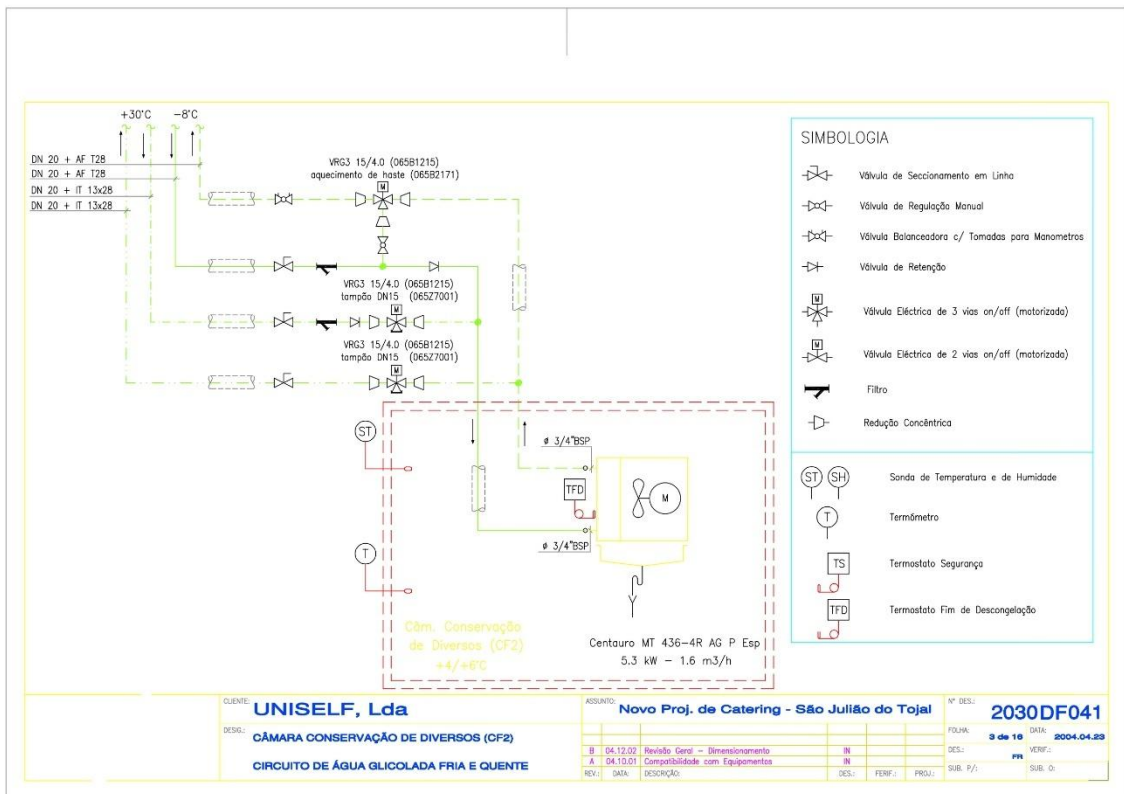
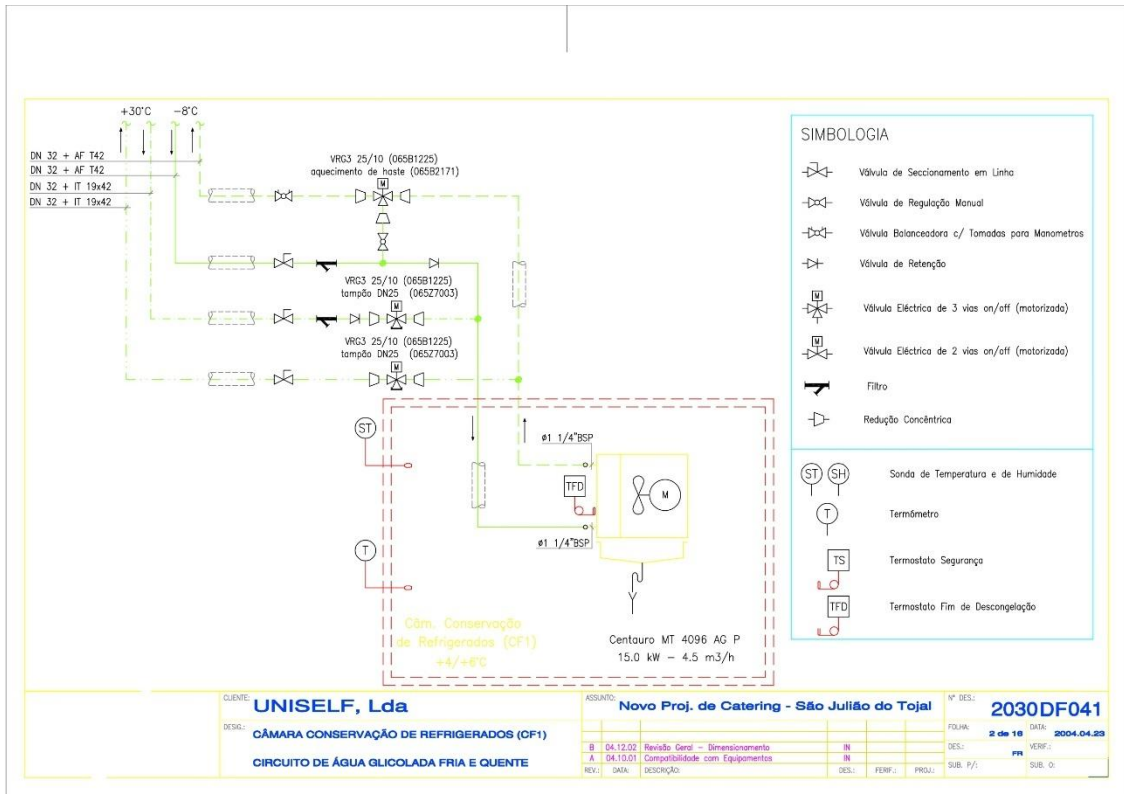


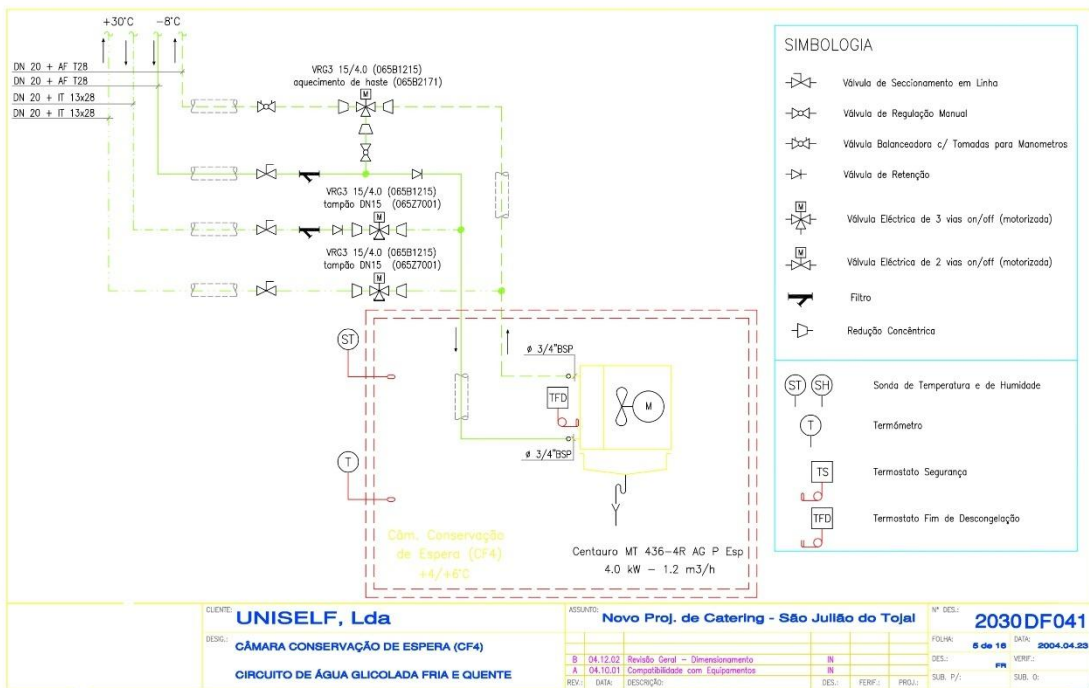
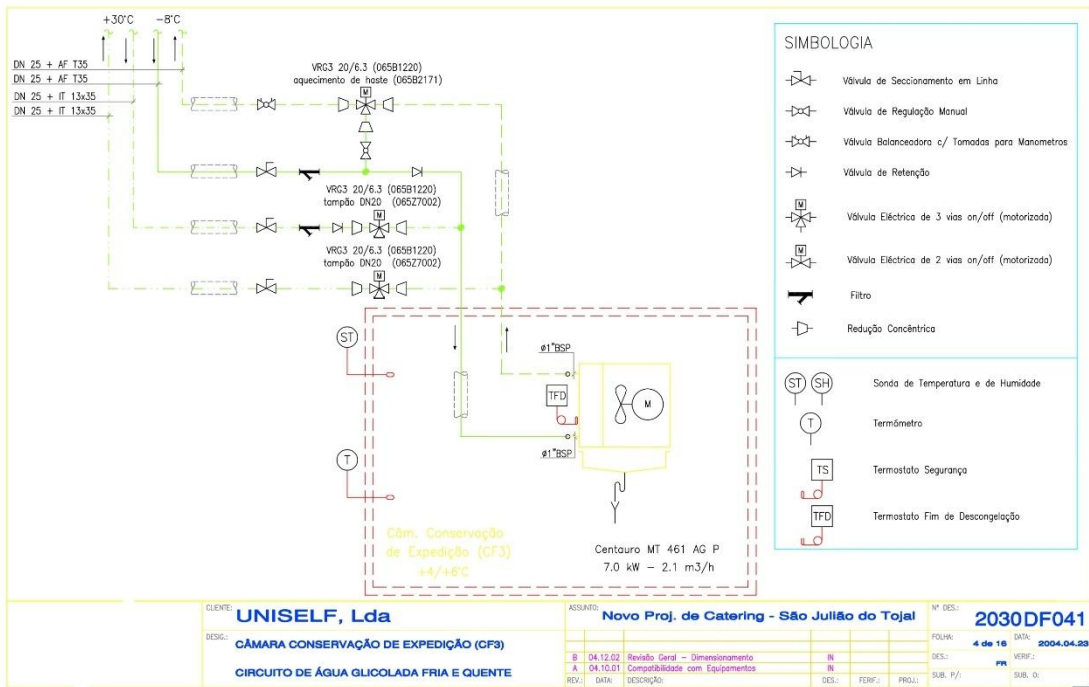


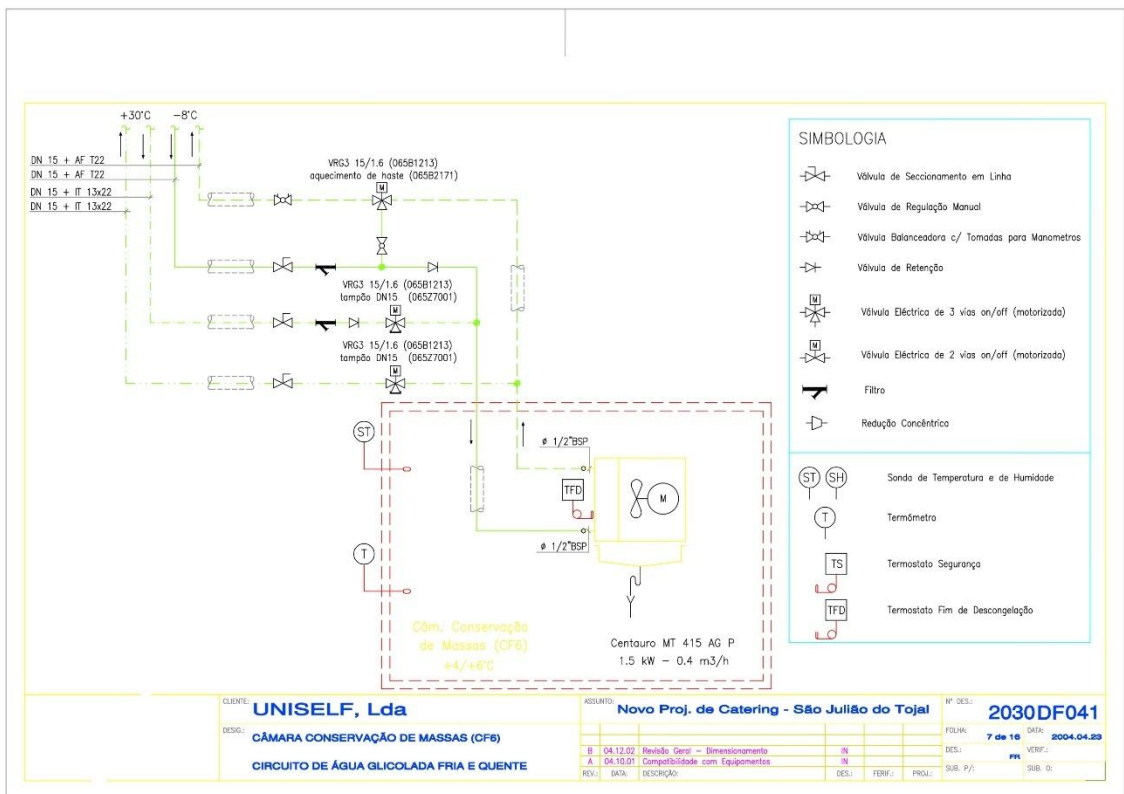
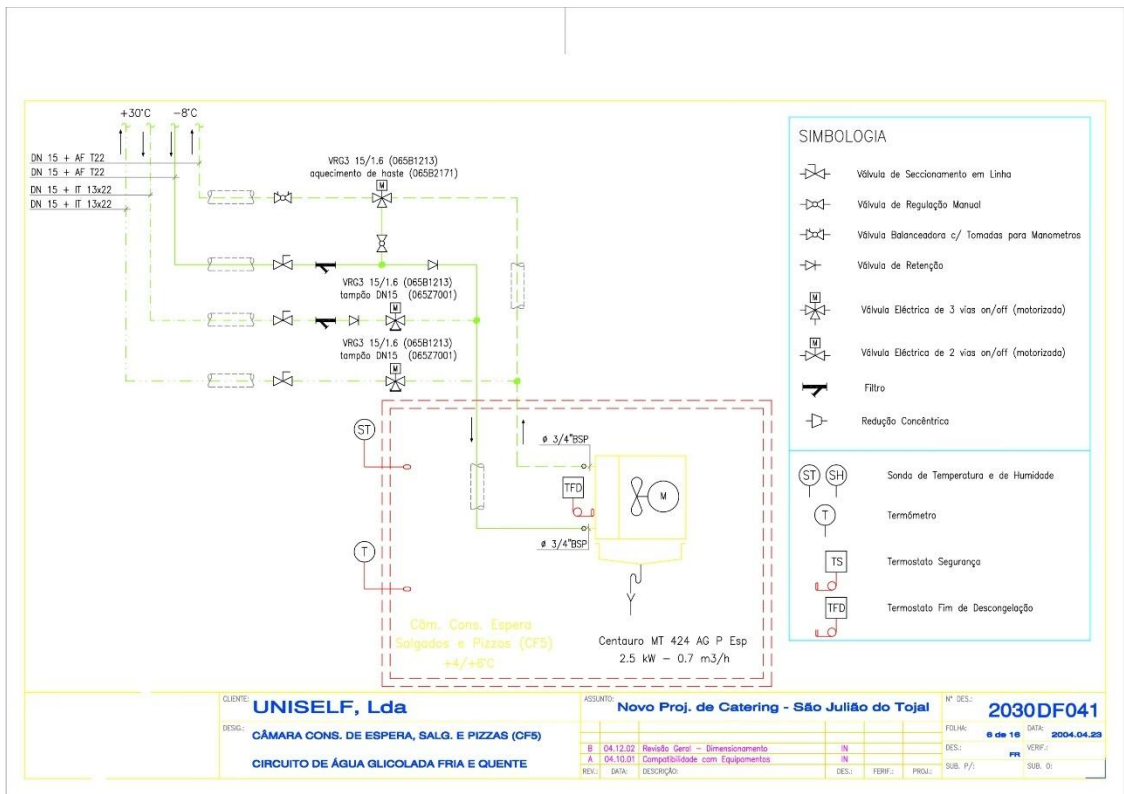
CLIENTE: UNISELF, Lda		ASSUNTO: Novo Proj. de Catering - São Julião do Tojal		Nº DES.: 2030DF030	
DESIG.: CÂMARA FRIG. DE CARNE (CC4)		FOLHA: 4 de 6		DATA: 2004.04.23	
DESCR.: CIRCUITO DE EXPANSÃO DIRECTA R404 A		DES.: PP		VERIF.: PP	
REV.: A		PROJ.: PP		SUB. P/:	
DESCR.: Designação das válvulas		DES.: IN		DATA: 2004.04.23	
REV.: B		PROJ.: IN		VERIF.: PP	
DESCR.: Revisão Geral - Dimensionamento		DES.: IN		SUB. P/:	
REV.: A		PROJ.: IN		DATA: 2004.04.23	
DESCR.: Compatibilidade com Equipamentos		DES.: PP		VERIF.: PP	
REV.: A		PROJ.: PP		SUB. P/:	
DESCR.: Termostato fim de descongelação		DES.: PP		DATA: 2004.04.23	
REV.: A		PROJ.: PP		VERIF.: PP	
DESCR.: Termostato fim de descongelação		DES.: PP		SUB. P/:	

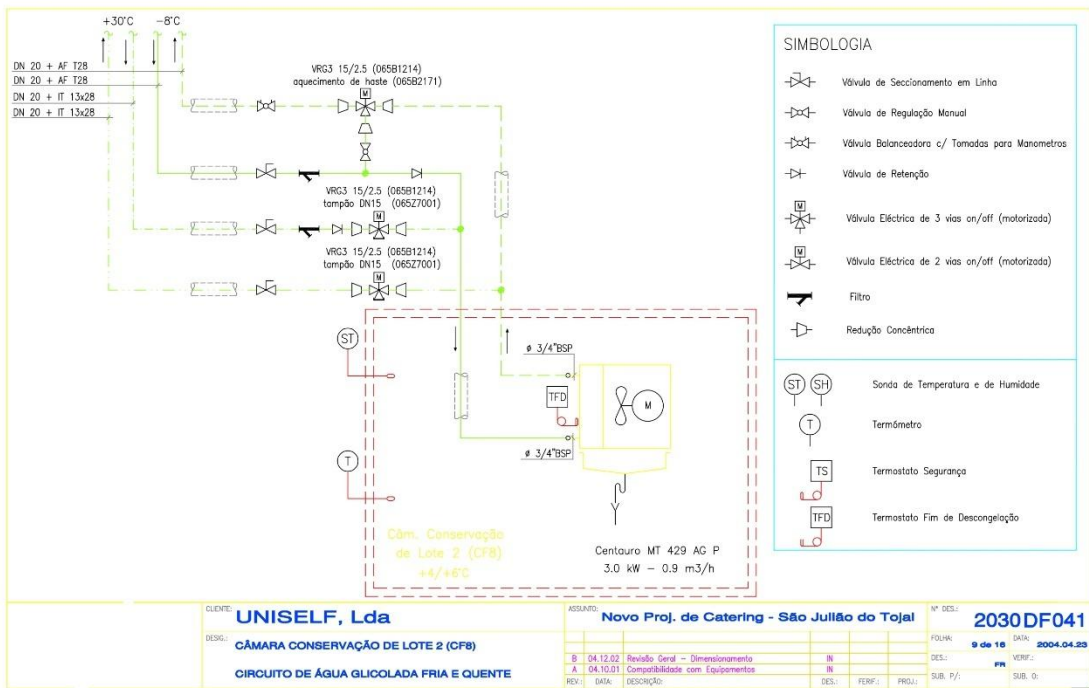
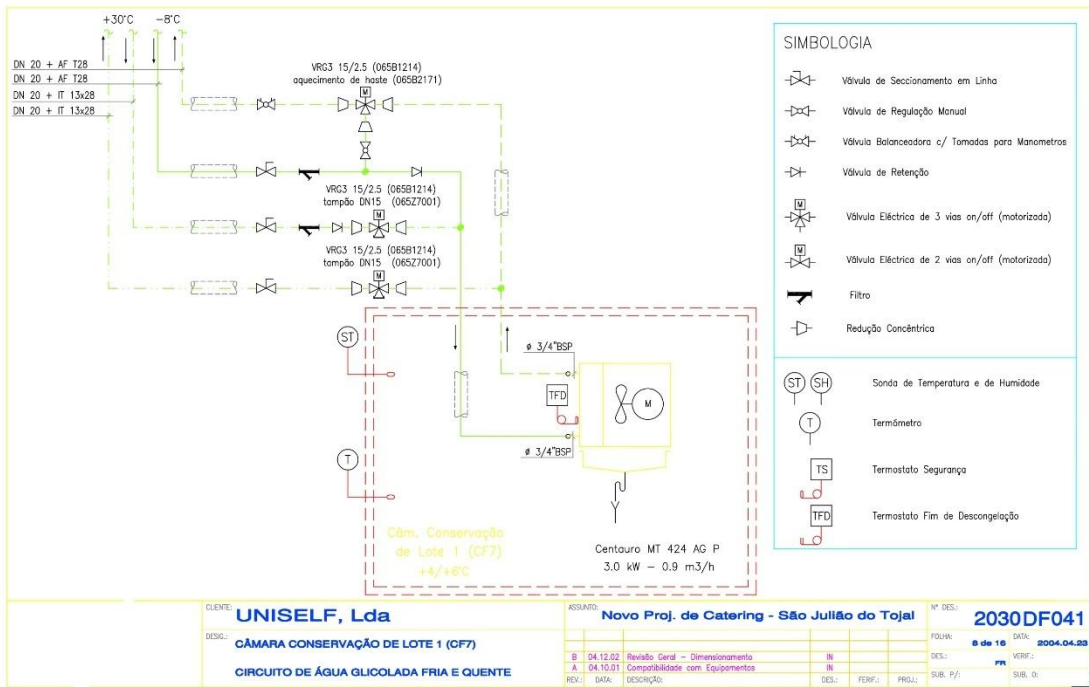


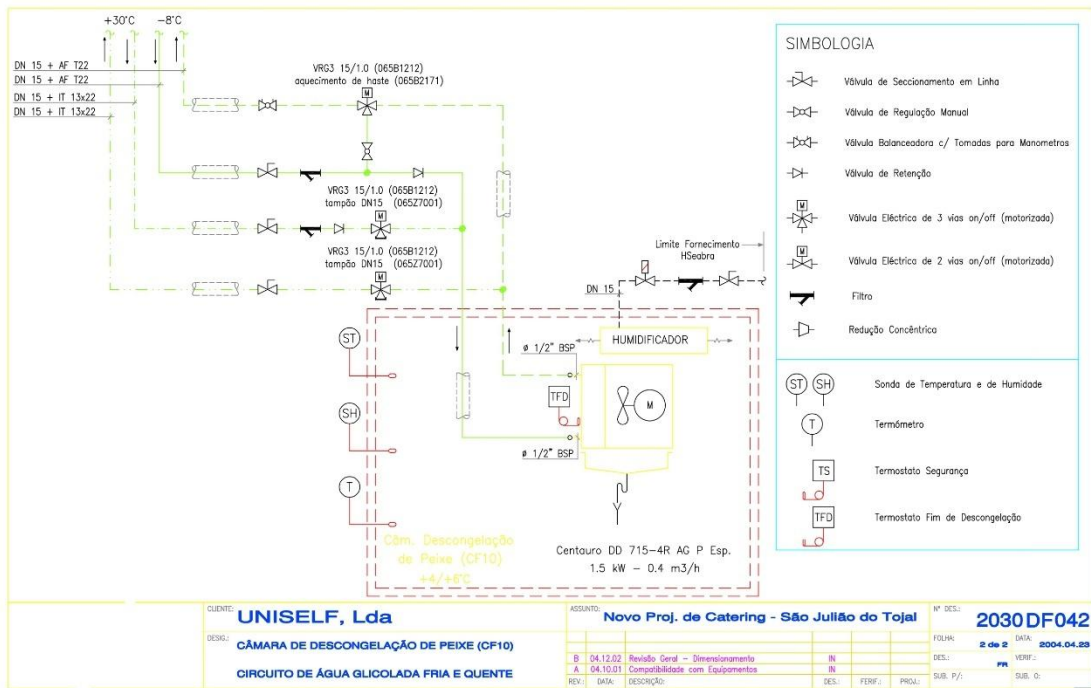
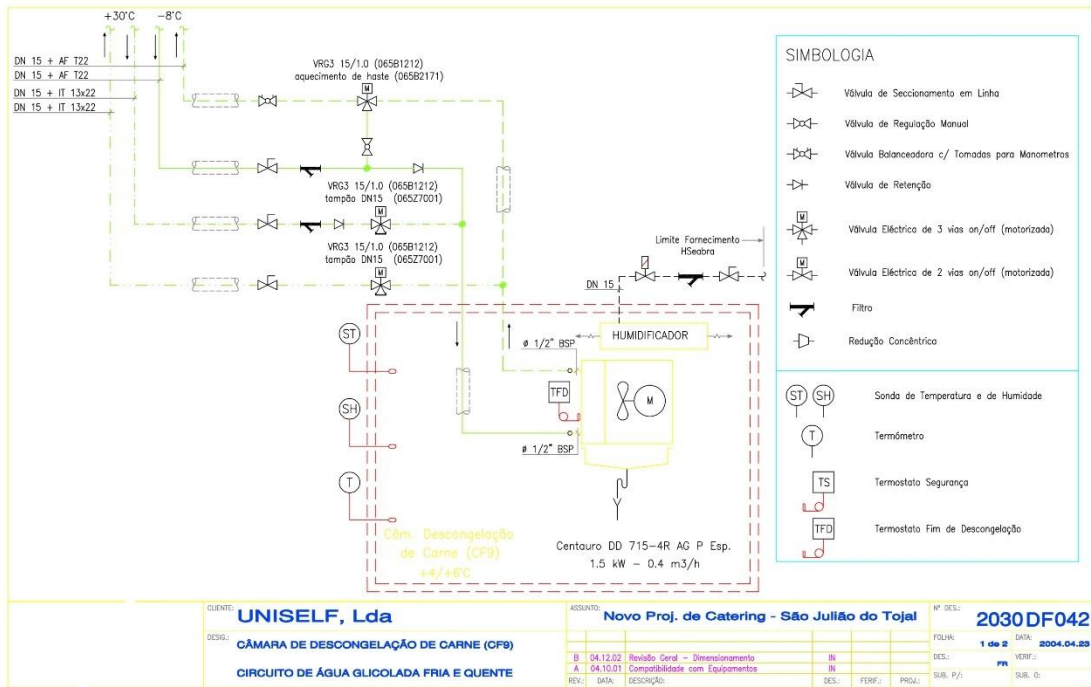
Anexo A2 – Câmaras de Refrigerados

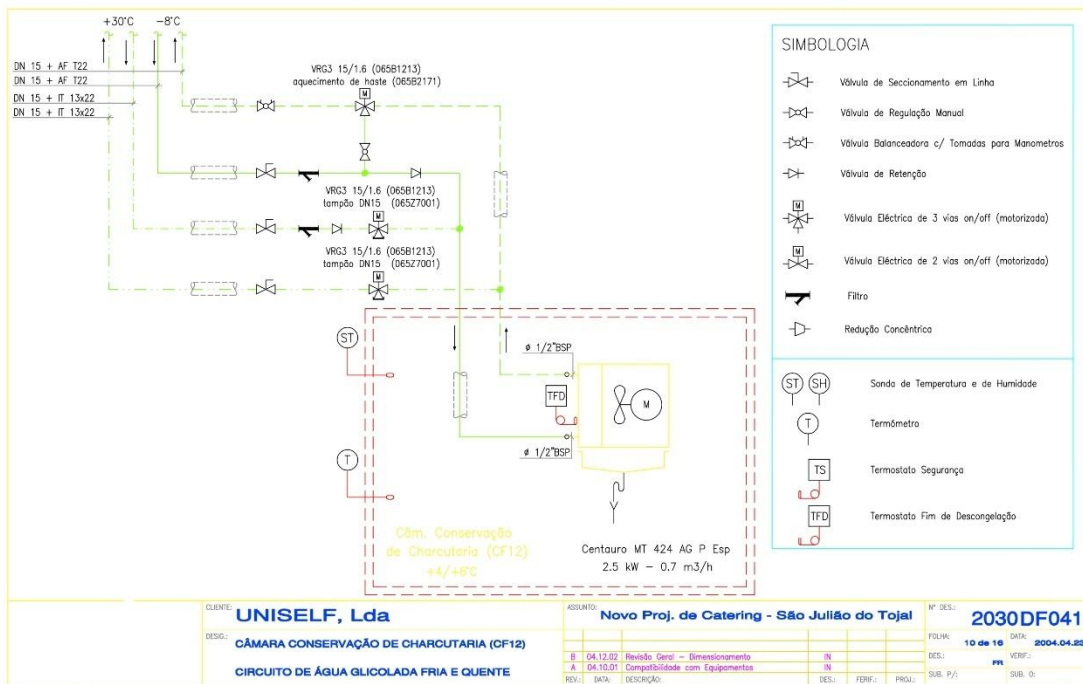
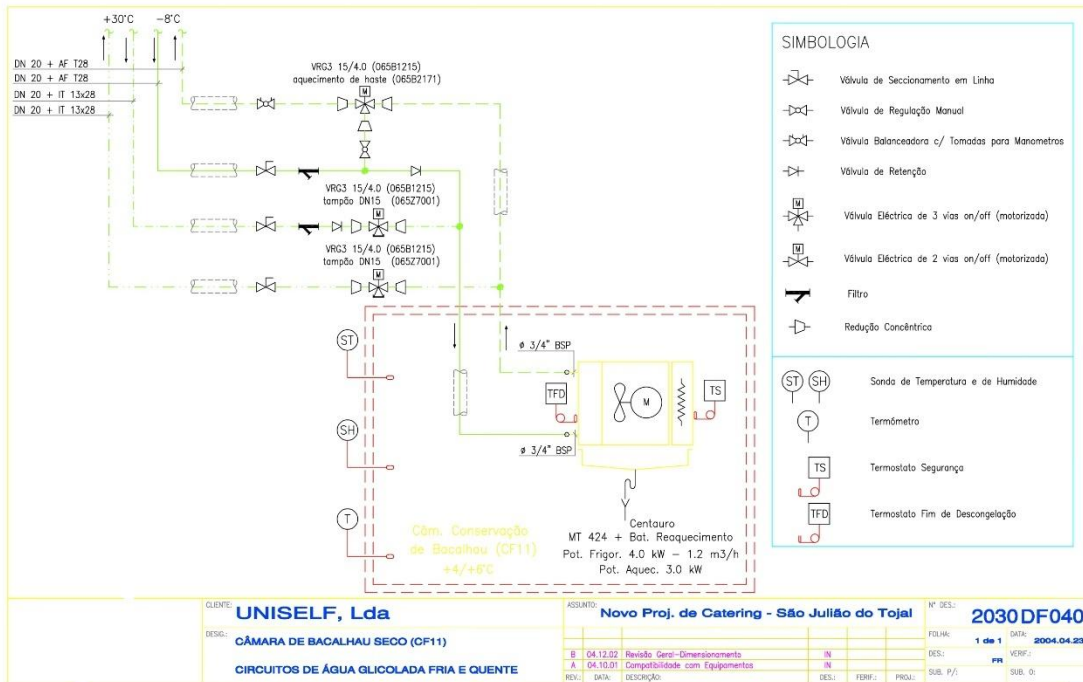


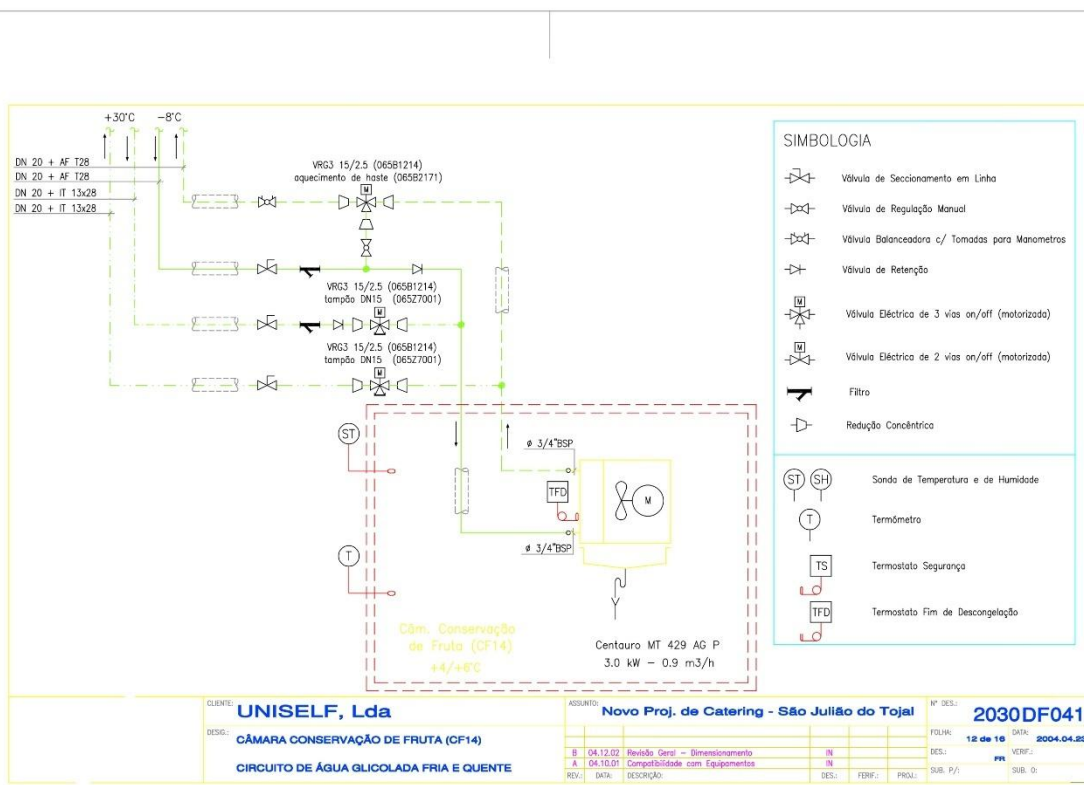
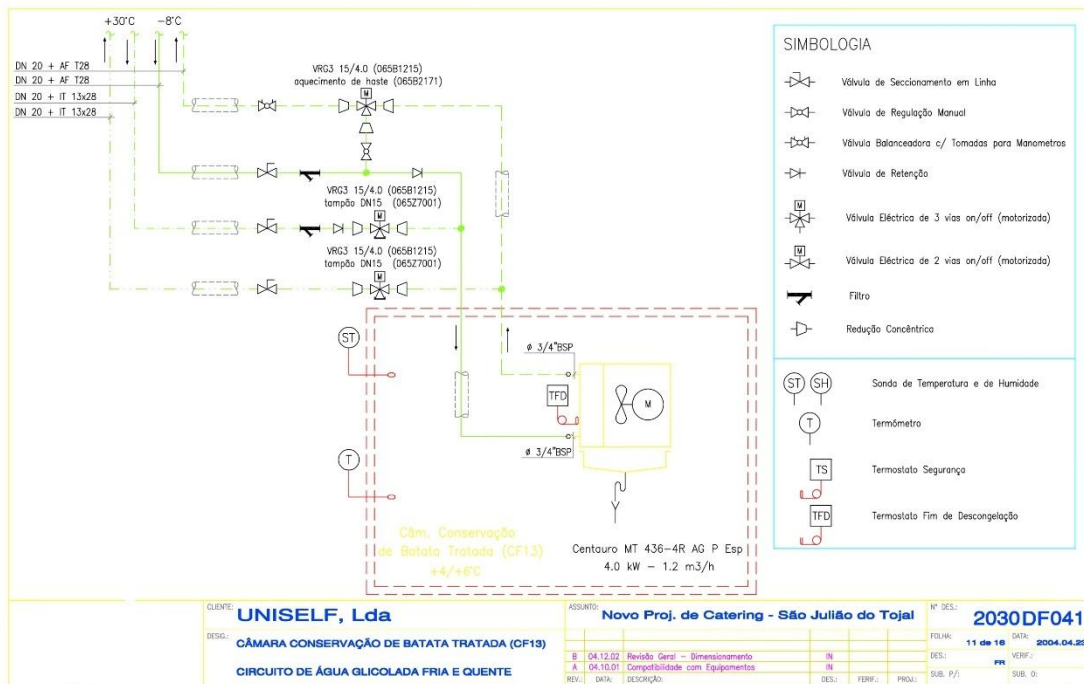


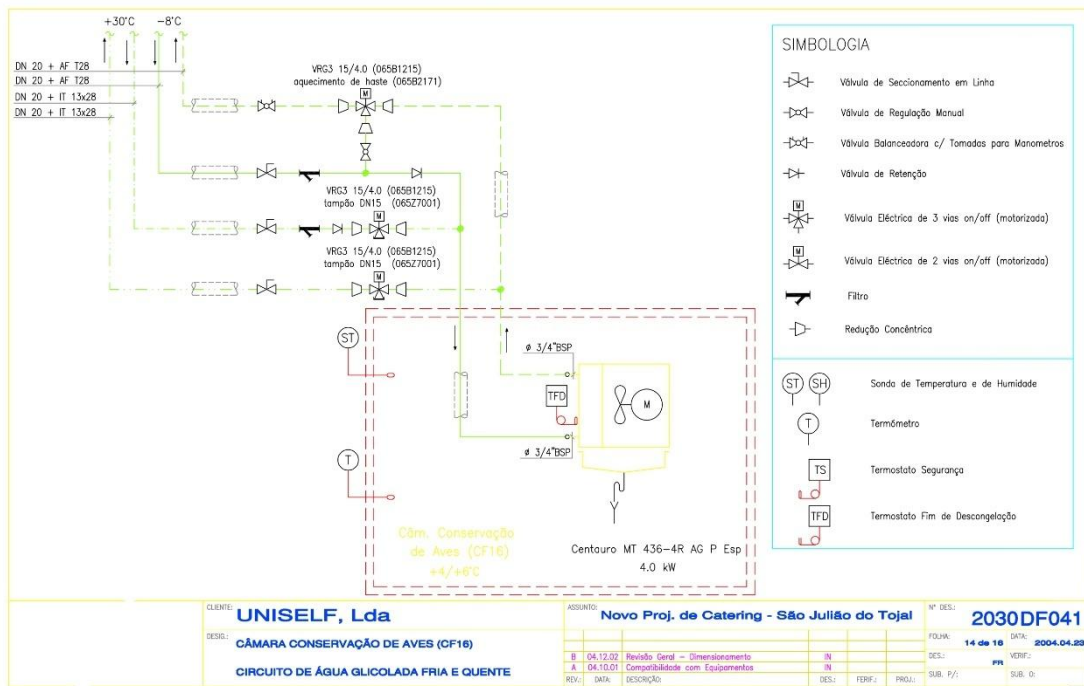
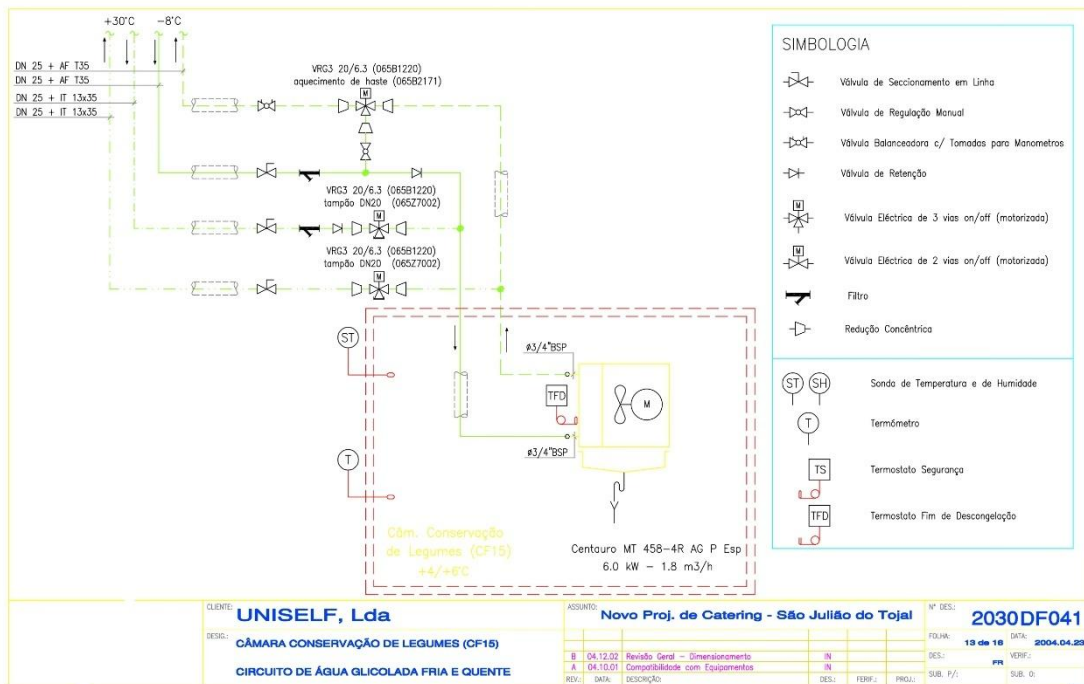


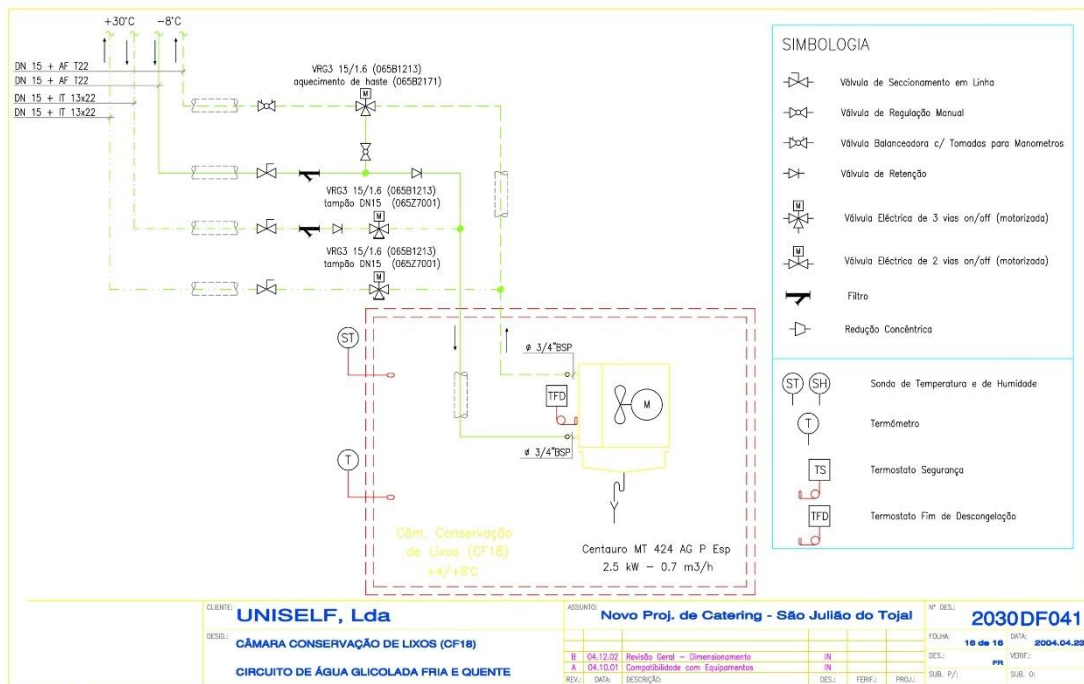
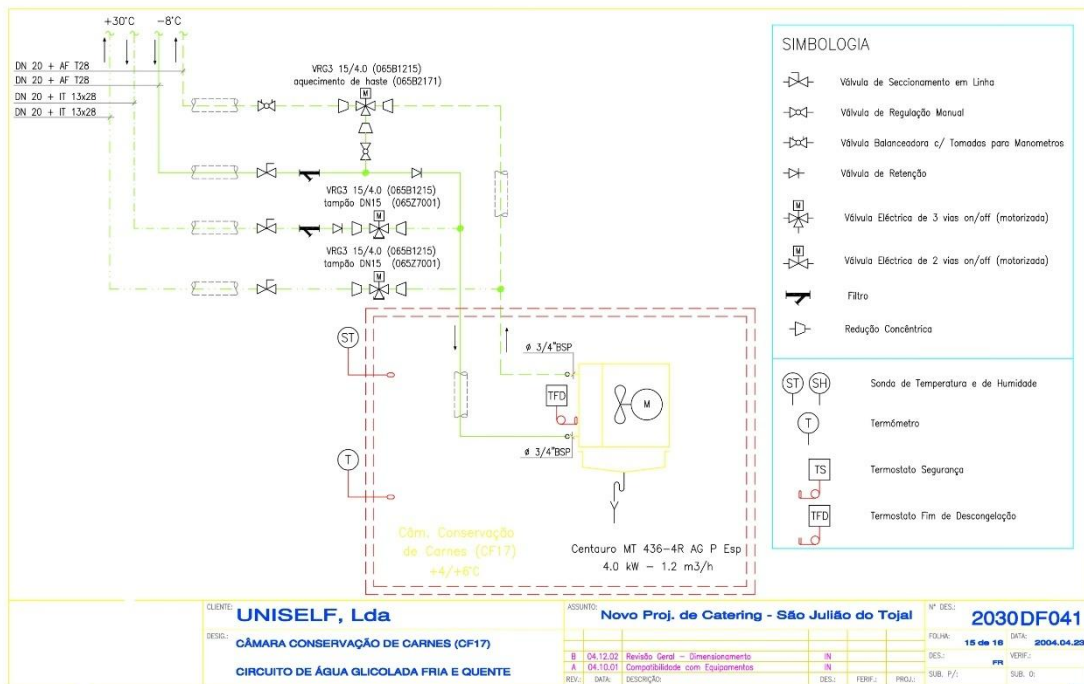


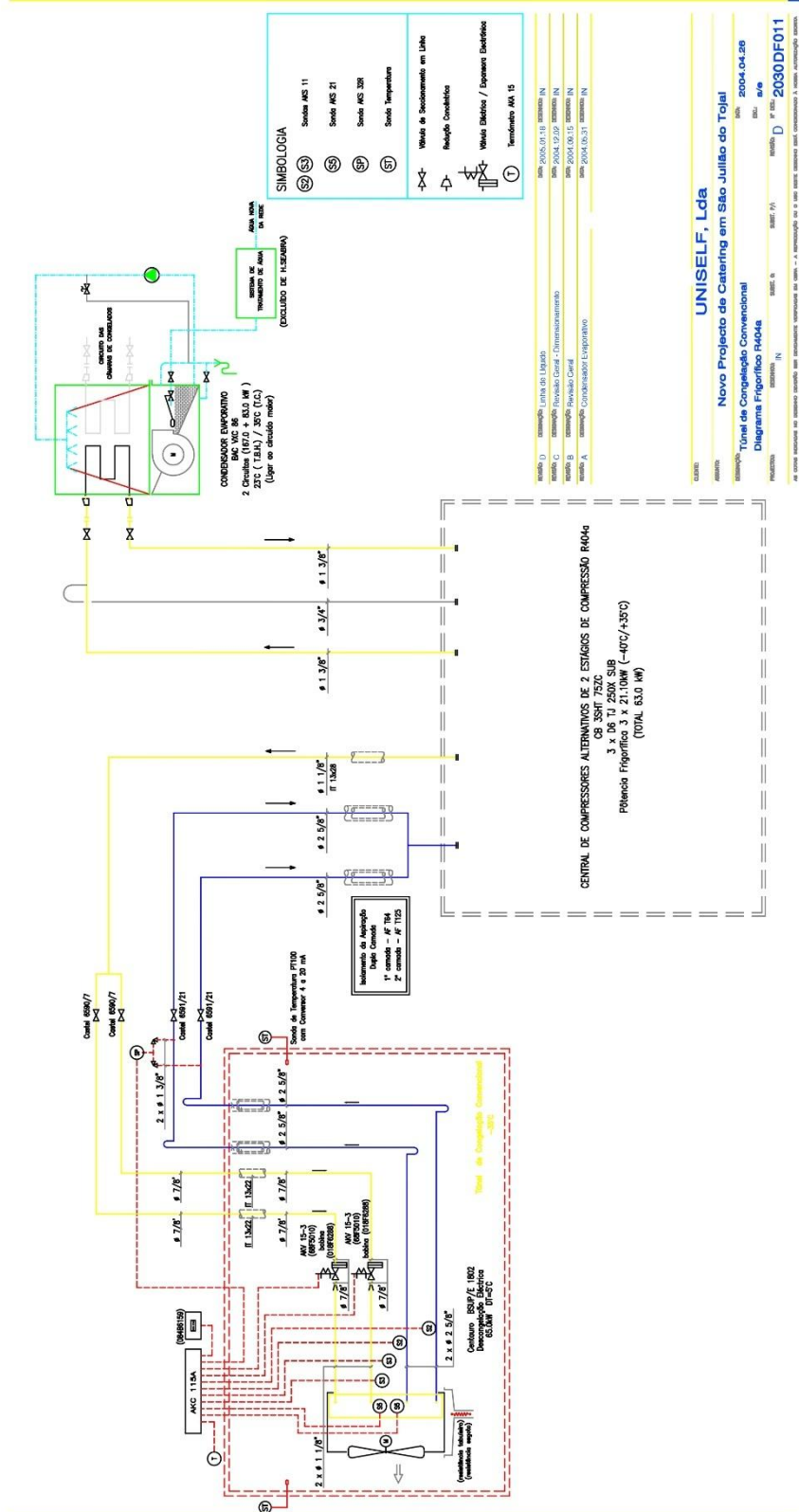












CENTRAL DE COMPRESSORES ALTERNATIVOS DE 2 ESTAGIOS DE COMPRESSÃO R404g
 Ø 1 3/8" / 2500 RPM
 Ø 3/4" / 1750 RPM
 Ø 1 3/8" / 2500 RPM
 Potência Fria Total = 21,10kW (-40C/+35C)
 (TOTAL 63,0 MW)

UNISELF, Lda
 Novo Projeto de Catering em São Julião do Tojal
 Diagrama Fria F404g
 Data: 2004.04.26
 Auto: a/v
 Projeto: 2030DF011
 Rev: 01

Anexo B – Equipamentos

Anexo B1 – Bombas de Água Gelada

Qty. Description

1 TPE 50-290/2 A-F-A-BQQE-JWB



Note! Product picture may differ from actual product

Product No.: [93149351](#)

Single-stage, close-coupled, volute pump with in-line suction and discharge ports of identical diameter. The pump is of the top-pull-out design, i.e. the power head (motor, pump head and impeller) can be removed for maintenance or service while the pump housing remains in the pipework.

The pump is fitted with an unbalanced rubber bellows seal. The shaft seal is according to EN 12756. Pipework connection is via PN 16 DIN flanges (EN 1092-2 and ISO 7005-2).

The pump is fitted with a fan-cooled, permanent-magnet synchronous motor. The motor efficiency is classified as IE5 in accordance with IEC 60034-30-2.

Controls:

Frequency converter: Built-in

Liquid:

Pumped liquid: Water
 Liquid temperature range: -25 .. 120 °C
 Selected liquid temperature: 2 °C
 Density: 999.9 kg/m³
 Kinematic viscosity: 1 mm²/s

Technical:

Pump speed on which pump data are based: 2871 rpm
 Actual calculated flow: 5.983 l/s
 Resulting head of the pump: 25 m
 Actual impeller diameter: 142 mm
 Primary shaft seal: BQQE
 Code for shaft seal: BQQE
 Curve tolerance: ISO9906:2012 3B2

Materials:

Pump housing: Cast iron
 EN-GJL-250
 ASTM class 35
 Impeller: Cast iron
 EN-GJL-200
 ASTM class 30

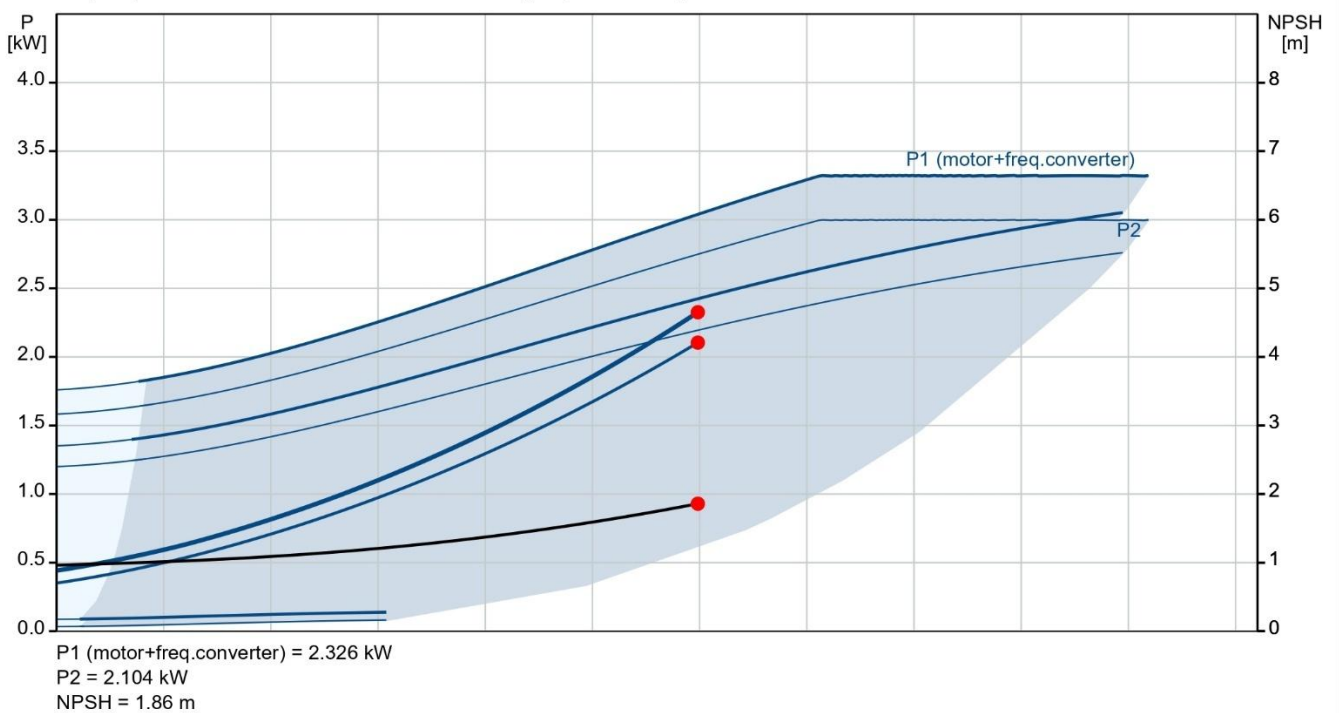
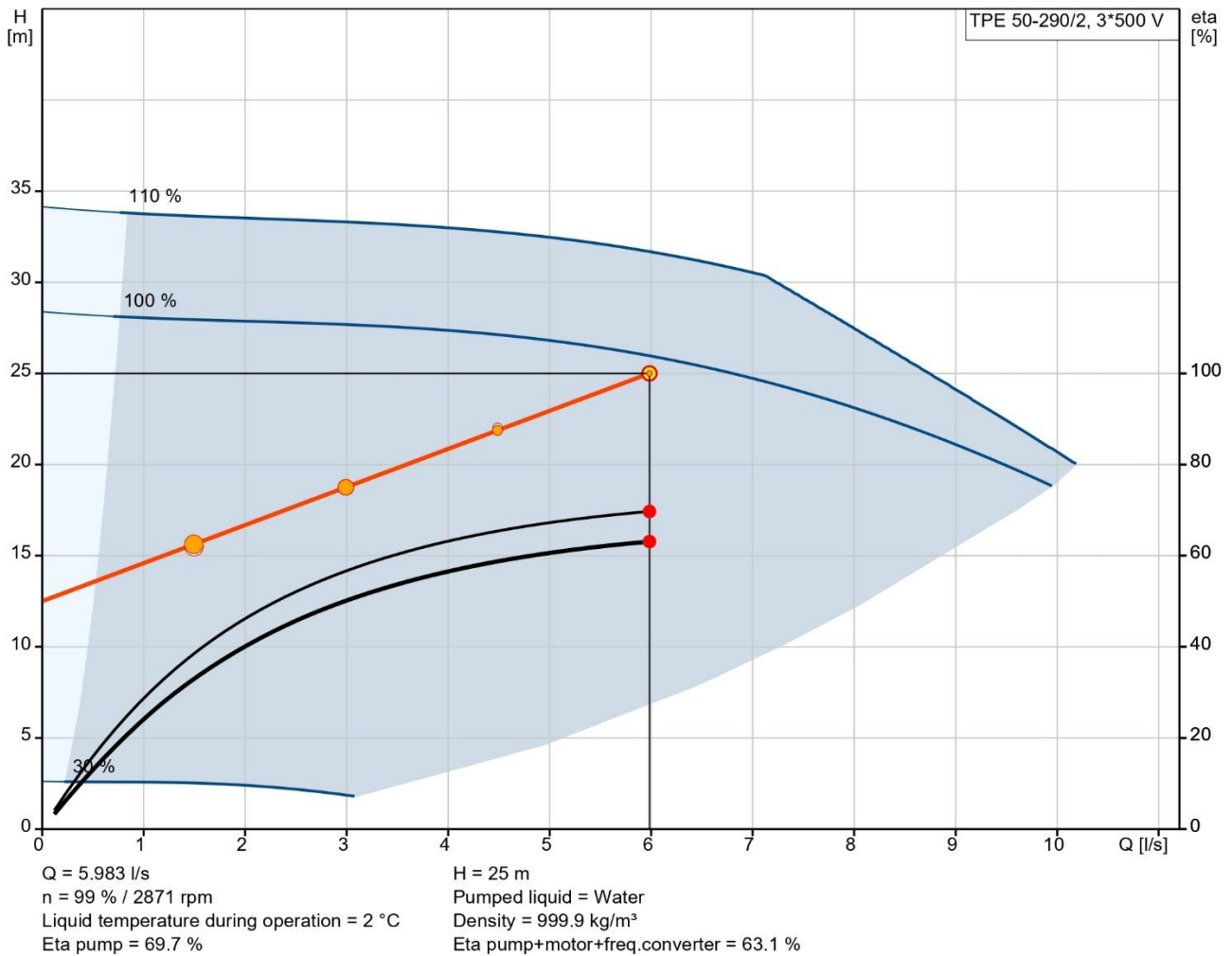
Installation:

Range of ambient temperature: -20 .. 50 °C
 Maximum operating pressure: 16 bar
 Max pressure at stated temp: 16 bar / 120 °C
 Pipe connection standard: EN 1092-2
 Type of connection: DIN
 Size of connection: DN 50
 Pressure rating for connection: PN 16
 Port-to-port length: 340 mm

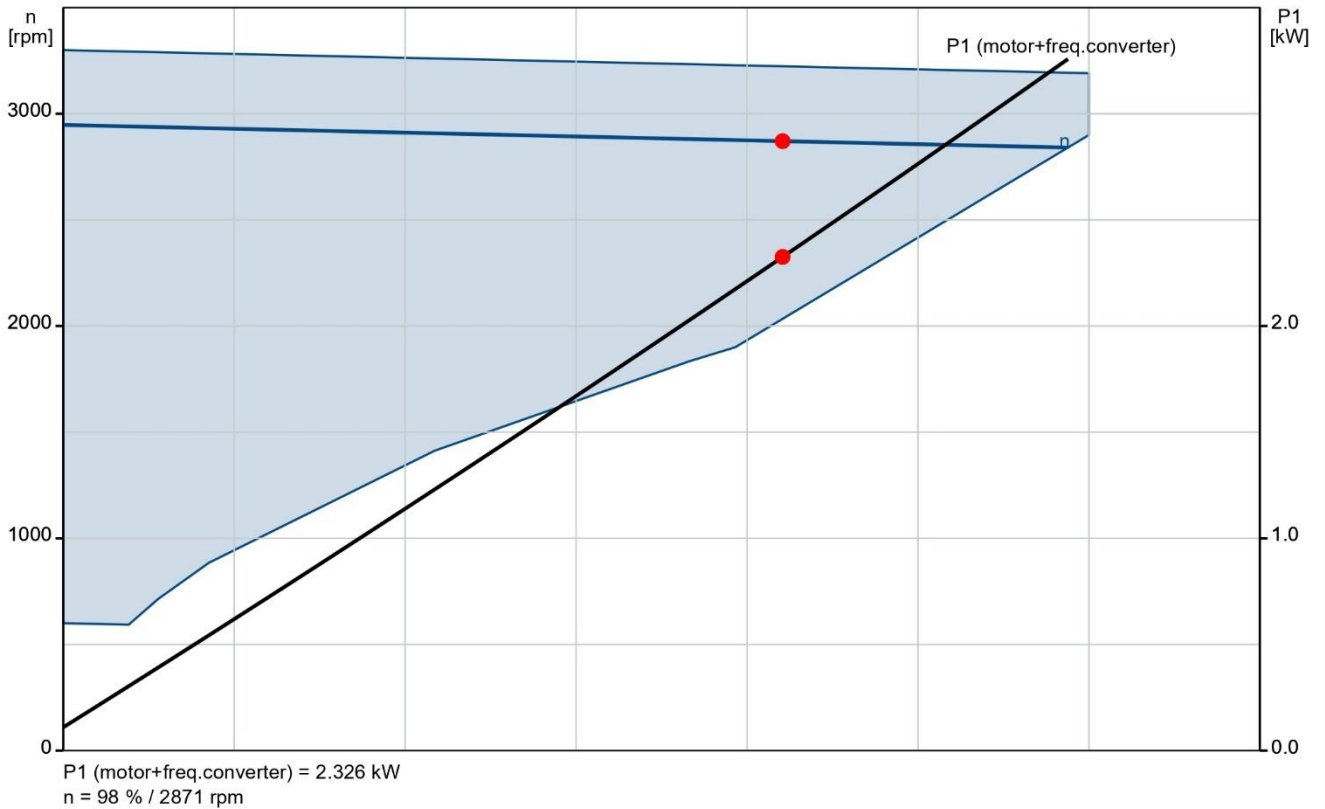
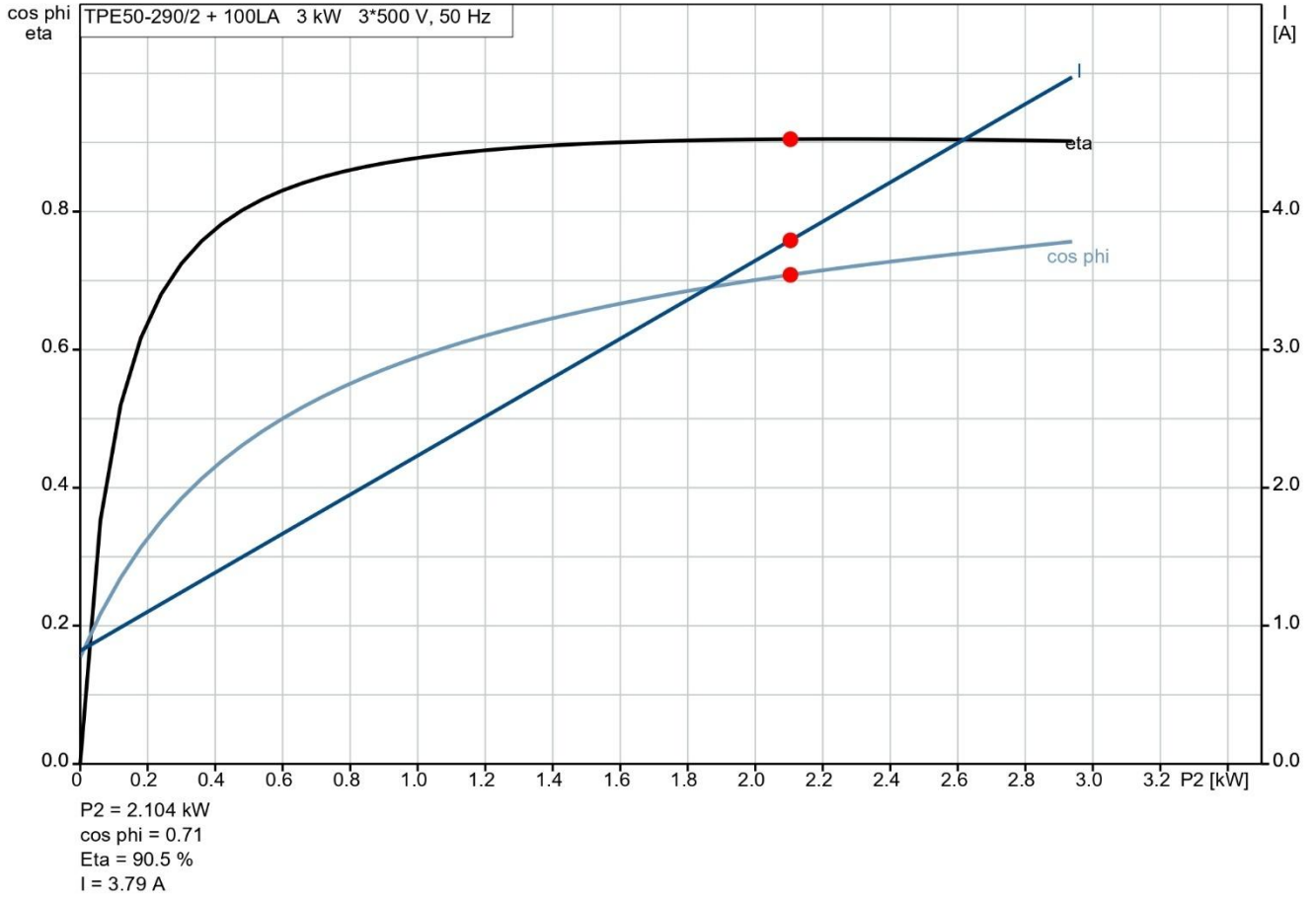
Qty. Description

1	Flange size for motor:	FF215
	Electrical data:	
	Motor type:	100LA
	Rated power - P2:	3 kW
	Mains frequency:	50 Hz
	Rated voltage:	3 x 380-500 V
	Rated current:	5.80-4.80 A
	Cos phi - power factor:	0.91-0.86
	Rated speed:	360-4000 rpm
	IE Efficiency class:	IE5
	Motor efficiency at full load:	90.7 %
	Number of poles:	2
	Enclosure class (IEC 34-5):	IP55
	Insulation class (IEC 85):	F
	Motor No:	93108522
	Others:	
	Minimum efficiency index, MEI \geq :	0.70
	Net weight:	57.5 kg
	Gross weight:	79 kg
	Shipping volume:	0.39 m ³

93149351 TPE 50-290/2 A-F-A-BQQE-JWB 50 Hz



93149351 TPE 50-290/2 A-F-A-BQQE-JWB 50 Hz



Anexo B2 – Bombas de Desconexão



Company name:

Created by:

Phone:

Date:

17/04/2025

Qty.	Description
------	-------------

1 TPE 40-270/2 A-F-A-BQQE-HWB



Note! Product picture may differ from actual product

Product No.: [99134427](#)

Single-stage, close-coupled, volute pump with in-line suction and discharge ports of identical diameter. The pump is of the top-pull-out design, i.e. the power head (motor, pump head and impeller) can be removed for maintenance or service while the pump housing remains in the pipework.

The pump is fitted with an unbalanced rubber bellows seal. The shaft seal is according to EN 12756. Pipework connection is via PN 16 DIN flanges (EN 1092-2 and ISO 7005-2).

The pump is fitted with a fan-cooled, permanent-magnet synchronous motor. The motor efficiency is classified as IE5 in accordance with IEC 60034-30-2.

Controls:

Frequency converter: Built-in

Liquid:

Pumped liquid: Water
 Liquid temperature range: -25 .. 120 °C
 Selected liquid temperature: 30 °C
 Density: 995.6 kg/m³
 Kinematic viscosity: 1 mm²/s

Technical:

Pump speed on which pump data are based: 2904 rpm
 Actual calculated flow: 1.3 l/s
 Resulting head of the pump: 25 m
 Actual impeller diameter: 145 mm
 Primary shaft seal: BQQE
 Code for shaft seal: BQQE
 Curve tolerance: ISO9906:2012 3B2

Materials:

Pump housing: Cast iron
 EN-GJL-250
 ASTM class 35
 Impeller: Stainless steel
 EN 1.4301
 AISI 304

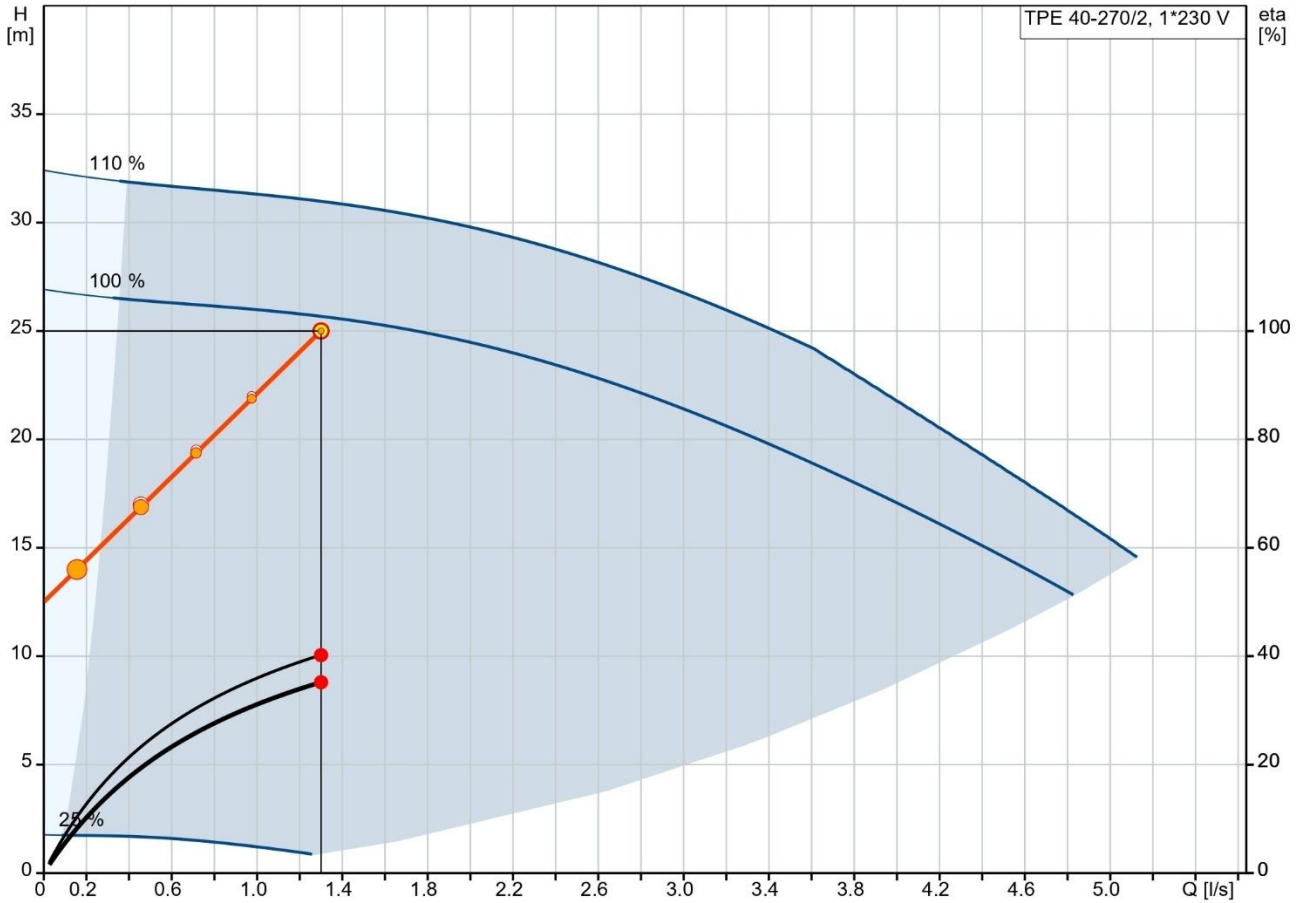
Installation:

Range of ambient temperature: -20 .. 50 °C
 Maximum operating pressure: 16 bar
 Max pressure at stated temp: 16 bar / 120 °C
 Pipe connection standard: EN 1092-2
 Type of connection: DIN
 Size of connection: DN 40
 Pressure rating for connection: PN 16
 Port-to-port length: 320 mm

Qty. Description

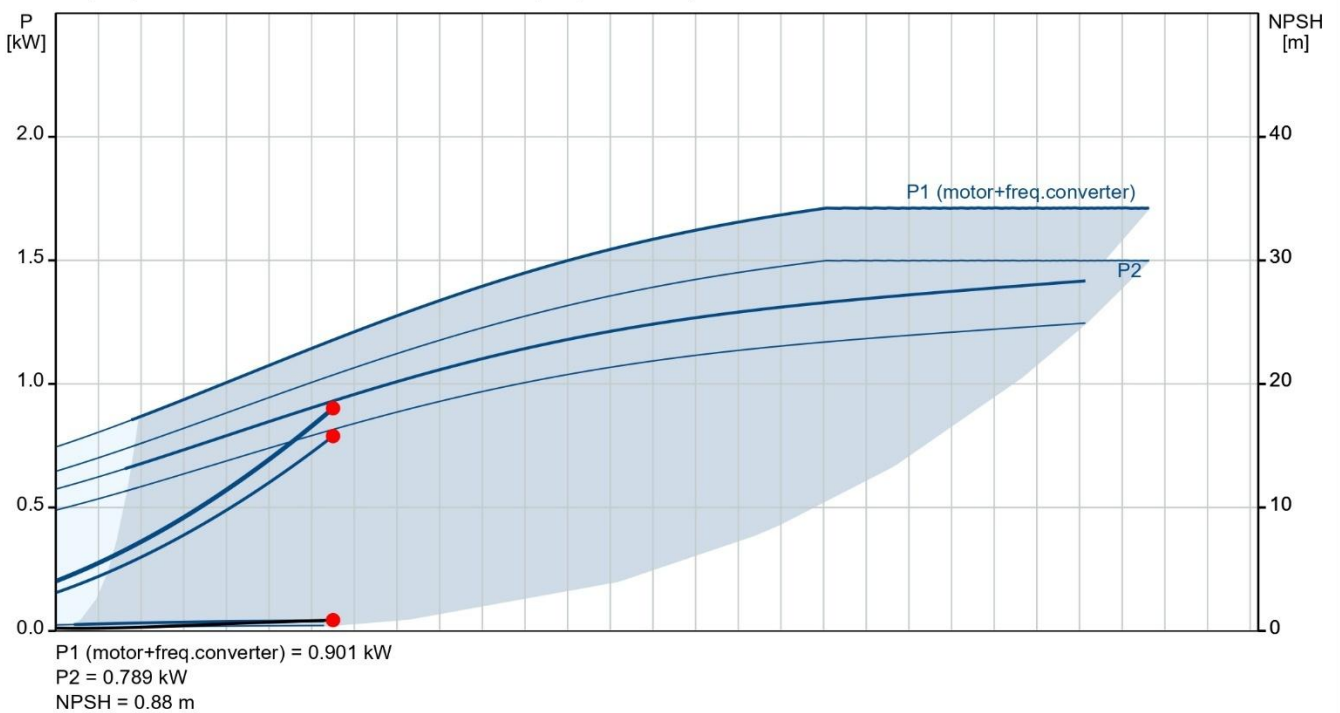
1	Flange size for motor: FT115
	Electrical data:
	Motor type: 90SC
	Rated power - P2: 1.5 kW
	Mains frequency: 50 Hz
	Rated voltage: 1 x 200-240 V
	Rated current: 9.1-7.6 A
	Cos phi - power factor: 0.99
	Rated speed: 360-4000 rpm
	IE Efficiency class: IE5
	Motor efficiency at full load: 87.4 %
	Number of poles: 2
	Enclosure class (IEC 34-5): IP55
	Insulation class (IEC 85): F
	Motor No: 98190188
	Others:
	Minimum efficiency index, MEI ≥: 0.70
	Net weight: 32.5 kg
	Gross weight: 44.2 kg
	Shipping volume: 0.162 m ³

99134427 TPE 40-270/2 A-F-A-BQQE-HWB 50 Hz



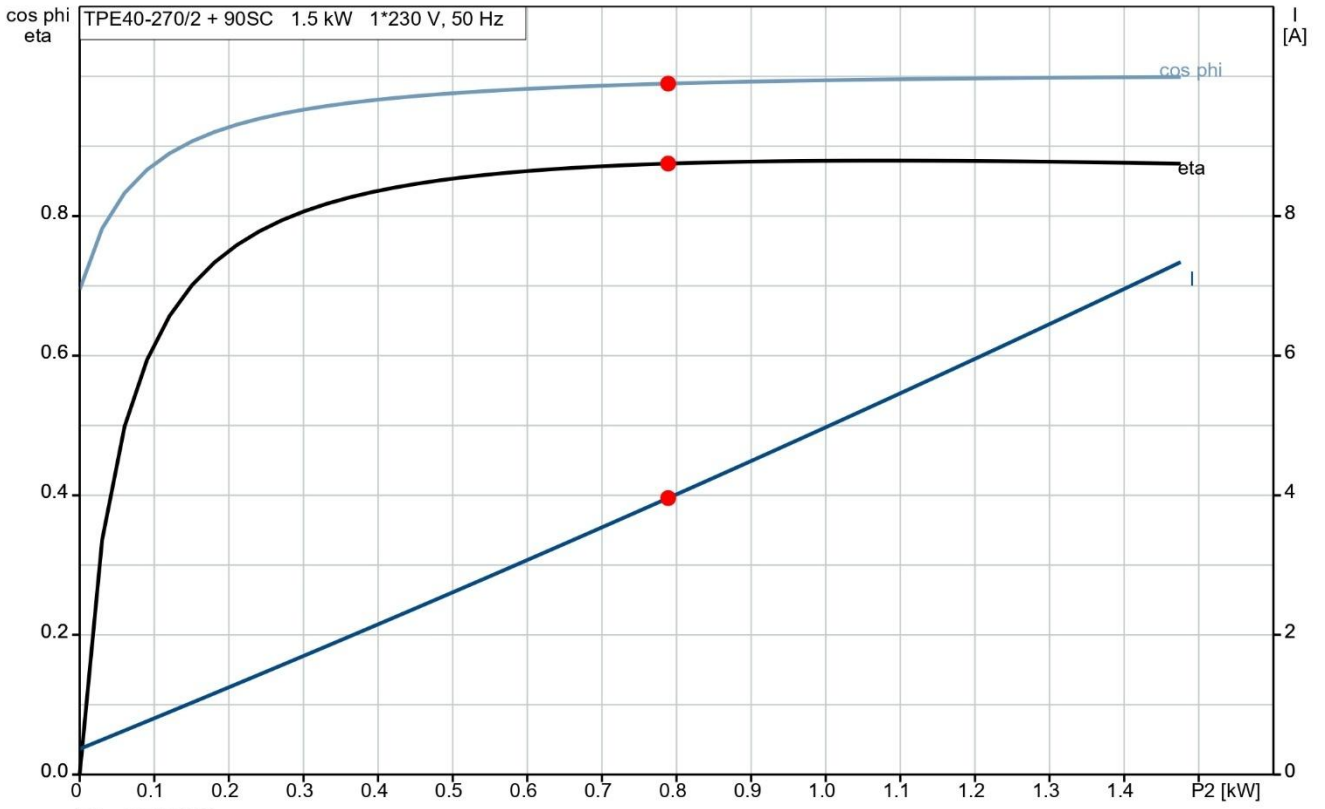
Q = 1.3 l/s
 n = 99 % / 2904 rpm
 Liquid temperature during operation = 30 °C
 Eta pump = 40.2 %

H = 25 m
 Pumped liquid = Water
 Density = 995.6 kg/m³
 Eta pump+motor+freq.converter = 35.2 %

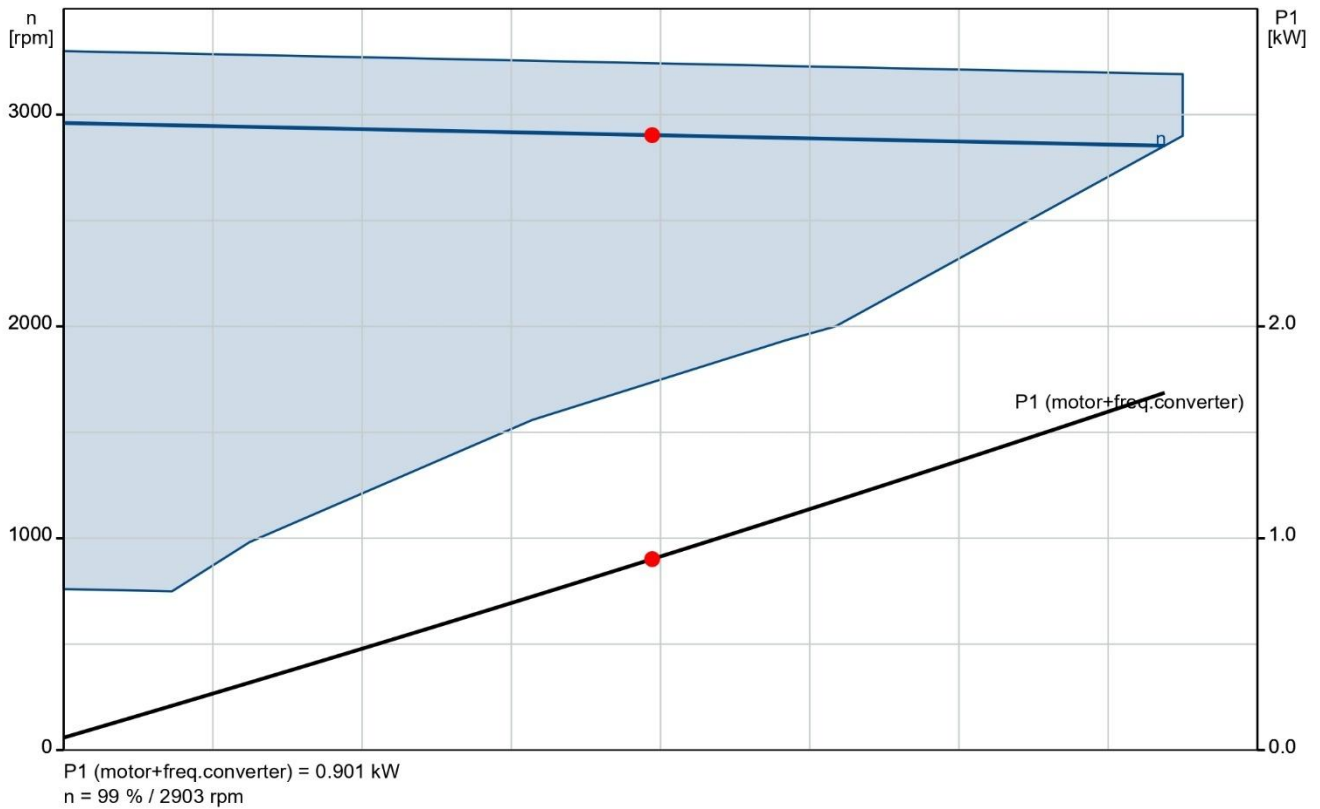


P1 (motor+freq.converter) = 0.901 kW
 P2 = 0.789 kW
 NPSH = 0.88 m

99134427 TPE 40-270/2 A-F-A-BQQE-HWB 50 Hz




P2 = 0.789 kW
 cos phi = 0.99
 Eta = 87.5 %
 I = 3.96 A



P1 (motor+freq.converter) = 0.901 kW
 n = 99 % / 2903 rpm

Anexo B3 – Compressor Túneis de Congelação CO₂



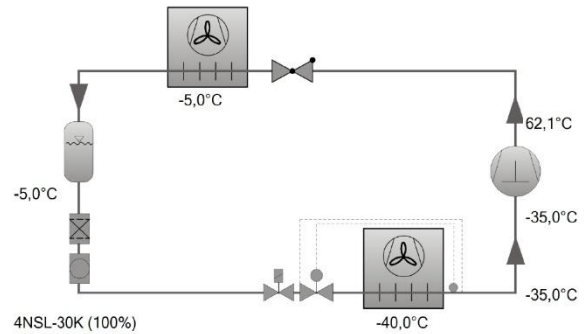
BITZER Software v7.0.4 rev11

Tuesday 15. April 2025 5:32:58 PM / Todos os dados são suscetíveis de mudança 2 / 9

Seleção: Semi-Herméticos Pistões

Valores de entrada

Compressor modelo	4NSL-30K
Modo	Refrigeração e Ar Condicionado
Refrigerante	R744
Temperatura de referência	Ponto de Orvalho
Temp. Evaporação SST	-40,00 °C
Temp. Condensação SDT	-5,00 °C
Sub resfriamento líquido (após o condensador)	0 K
Superaquecimento do gás	5,00 K
Sucção	
Modo de operação	subcrítico
Tensão Elétrica	400V-3-50Hz
Regulador de capacidade	100%
Superaquecimento útil	100%



Resultado

Compressor	4NSL-30K-40P
Etapas de capacidade	100%
Capac. Frigorífica	66,8 kW
Capac. Frigorífica *	66,1 kW
Capacidade Evaporador	66,8 kW
Potência absorvida	19,74 kW
Corrente (400V)	35,5 A
Faixa de Tensão	380-420V
Capacidade do Condensador	86,6 kW
COP/EER	3,39
COP/EER*	3,35
Vazão em massa	953 kg/h
Temp. gás de Descarga não resfriado	62,1 °C

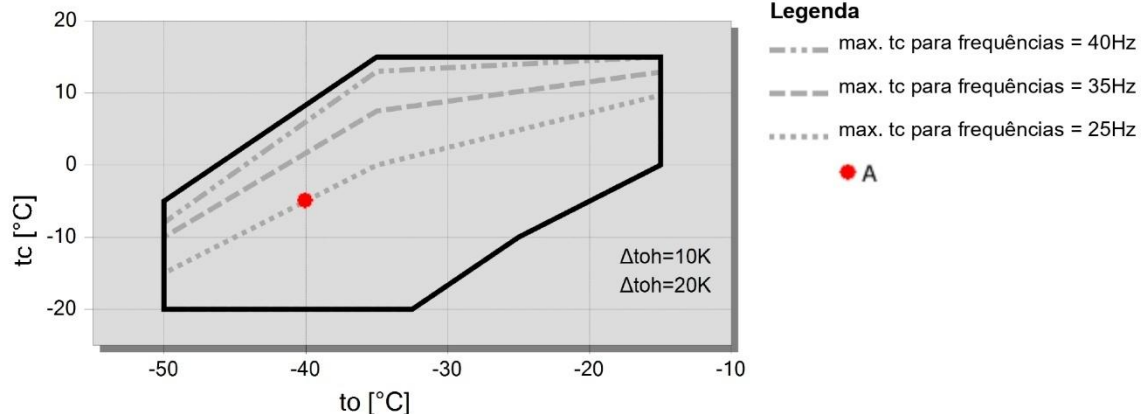


Dados Provisórios

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

*Conforme EN12900 (superaquecimento de 10K, subresfriamento do líquido de 0K)

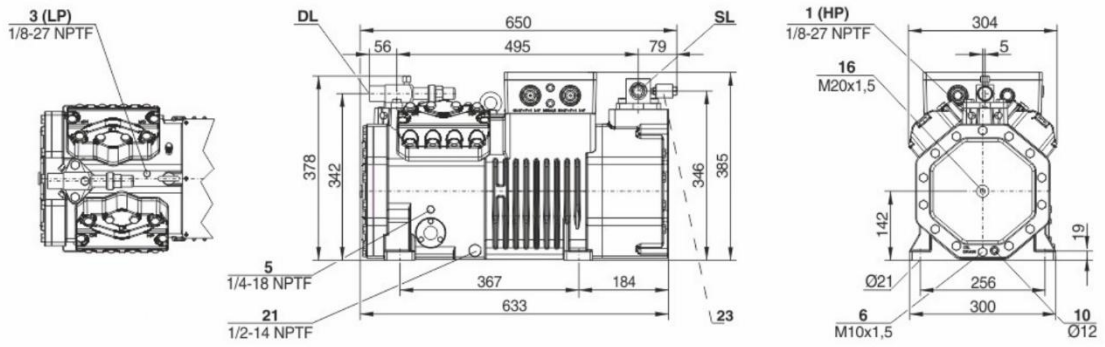
Limites de aplicação 4NSL-30K





Dados Técnicos: 4NSL-30K

Dimensões e Conexões





Dados Técnicos

dados técnico	
Deslocamento LP/HP (1450 RPM)	46,9 m3/h
Deslocamento LP/HP (1750 RPM)	56,6 m3/h
No. de cilindros x diâmetro x curso	4 x 70 mm x 35 mm
Peso	171 kg
Pressão máxima (LP/H)	30 / 53 bar
Conexão da linha de sucção	35 mm - 1 3/8"
Conexão da linha de descarga	28 mm - 1 1/8"
Tipo de óleo R744 (CO2)	BSE60K (Standard) BSE85K, BSG68K (Option)
dados motor	
Motor versão	1
Voltagem do motor (outras sob consulta)	380-420V PW-3-50Hz
Máxima corrente de trabalho	55.5 A
Relação de torque	50/50
Corrente de partida (rotor bloqueado)	135.0 A Y / 220.0 A YY
Máx. Potência absorvida excedida	32,5 kW
extensão do fornecimento	
Proteção do motor	SE-B3 (Option), SE-B2 (Option), CM-RC-02 (Standard)
Classe da proteção	IP65
Coxins	Standard
Carga de óleo	2,60 dm ³
opções disponíveis	
Conexão da linha de sucção	Option
Válvula de descarga	Option
Válvula do serviço de óleo	Option
Resistência de aquecimento de óleo	0..140 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.



Dados Técnicos

Dados elétricos

Tensão de operação	115V-230V +10%/-10%
Fusível necessário	8A @ 115V / 4A @ 230V
Classe de Gabinete para modulo do 4VES-6 .. 6FE-50	IP66
Classe de gabinete para modulo do 8GE-50 .. 8FE-70	IP66
Temperatura ambiente admissível	-30°C / 70°C
Máxima altitude admissível	4000m
Umidade relativa admissível	5%-95%


extensão do fornecimento

interfaces:

- Modbus RTU
- Bluetooth

Relógio em tempo real

Anexo B4 – Compressor Câmaras de Congelados CO₂



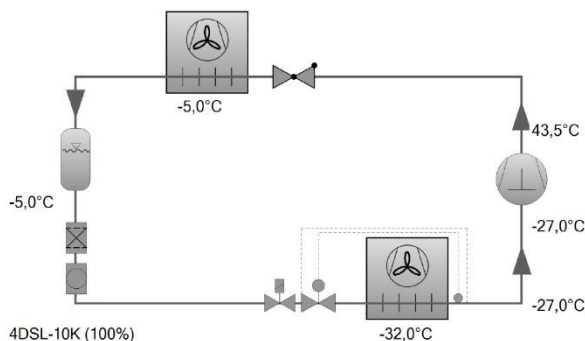
BITZER Software v7.0.4 rev11

Tuesday 15. April 2025 5:26:26 PM / Todos os dados são suscetíveis de mudança 2 / 9

Seleção: Semi-Herméticos Pistões

Valores de entrada

Compressor modelo	4DSL-10K
Modo	Refrigeração e Ar Condicionado
Refrigerante	R744
Temperatura de referência	Ponto de Orvalho
Temp. Evaporação SST	-32,00 °C
Temp. Condensação SDT	-5,00 °C
Sub resfriamento líquido (após o condensador)	0 K
Superaquecimento do gás	5,00 K
Sucção	
Modo de operação	subcrítico
Tensão Elétrica	400V-3-50Hz
Regulador de capacidade	100%
Superaquecimento útil	100%



Resultado

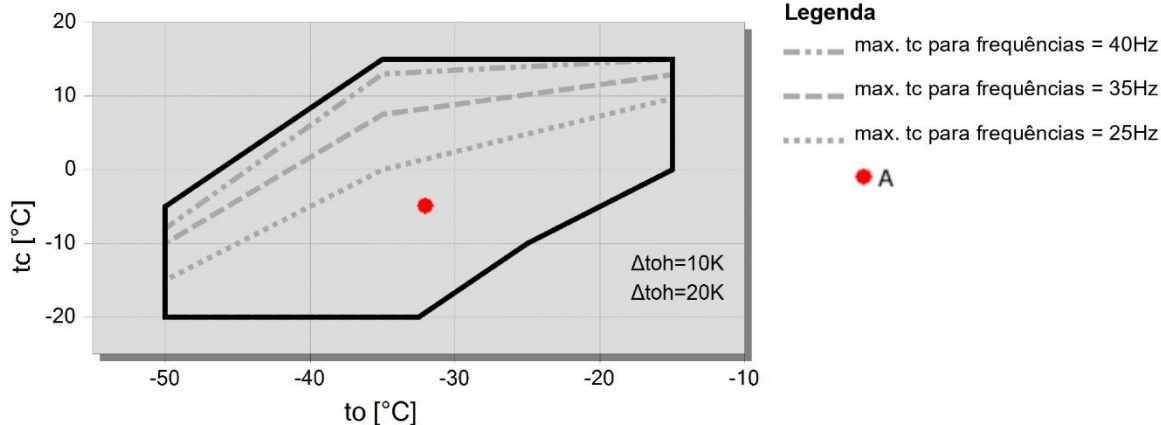
Compressor	4DSL-10K-40S
Etapas de capacidade	100%
Capac. Frigorífica	37,3 kW
Capac. Frigorífica *	36,9 kW
Capacidade Evaporador	37,3 kW
Potência absorvida	7,76 kW
Corrente (400V)	13,68 A
Faixa de Tensão	380-420V
Capacidade do Condensador	45,1 kW
COP/EER	4,81
COP/EER*	4,76
Vazão em massa	529 kg/h
Temp. gás de Descarga não resfriado	43,5 °C



Dados Provisórios

*Dados de performance para compressor certificados por ASERCOM (ver Dados técnicos/ Nota)
 Temperatura de descarga mínima 50°C (122°F)
 *Conforme EN12900 (superaquecimento de 10K, subresfriamento do líquido de 0K)

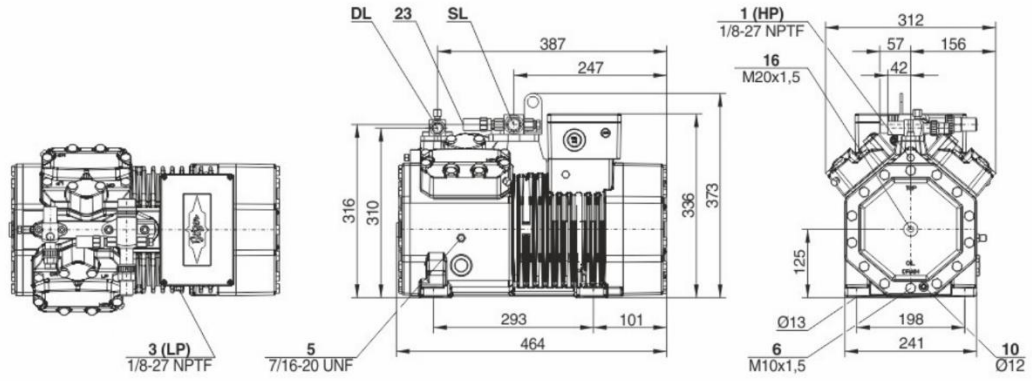
Limites de aplicação





Dados Técnicos: 4DSL-10K

Dimensões e Conexões





Dados Técnicos

dados técnico	
Deslocamento LP/HP (1450 RPM)	18,4 m ³ /h
Deslocamento LP/HP (1750 RPM)	22,3 m ³ /h
No. de cilindros x diâmetro x curso	4 x 50 mm x 27 mm
Peso	94,5 kg
Pressão máxima (LP/H)	30 / 53 bar
Conexão da linha de sucção	28 mm - 1 1/8"
Conexão da linha de descarga	22 mm - 7/8"
Tipo de óleo R744 (CO2)	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	22.0 A
Corrente de partida (rotor bloqueado)	97.0 A
Máx. Potência absorvida excedida	12,7 kW
extensão do fornecimento	
Proteção do motor	SE-B3 (Option), SE-B2 (Option), CM-RC-02 (Standard)
Classe da proteção	IP65
Coxins	Standard
Carga de óleo	2,00 dm ³
opções disponíveis	
Resistência de aquecimento de óleo	0..120 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.



Dados Técnicos

Dados elétricos

Tensão de operação	115V-230V +10%/-10%
Fusível necessário	8A @ 115V / 4A @ 230V
Classe de Gabinete para modulo do 4VES-6 .. 6FE-50	IP66
Classe de gabinete para modulo do 8GE-50 .. 8FE-70	IP66
Temperatura ambiente admissível	-30°C / 70°C
Máxima altitude admissível	4000m
Umidade relativa admissível	5%-95%

extensão do fornecimento


interfaces:

- Modbus RTU

- Bluetooth

Relógio em tempo real

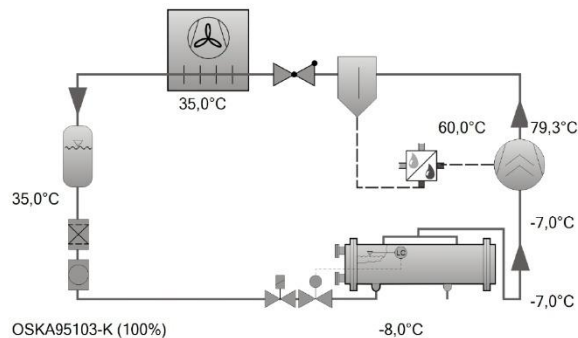
Anexo B5 – Compressor NH₃

	BITZER Software v7.0.4 rev13 Friday 23. May 2025 2:32:06 PM / Todos os dados são suscetíveis de mudança 4 / 18
---	--

Seleção: Compressores Parafuso Abertos OS

Valores de entrada

Compressor modelo	OSKA95103-K
Refrigerante	R717
Temperatura de referência	Ponto de Orvalho
Temp. Evaporação SST	-8,00 °C
Temp. Condensação SDT	35,0 °C
Sub resfriamento líquido (após o condensador)	0 K
Superaquecimento do gás	1,00 K
Sucção	
Modo de operação	Padrão
Velocidade	2900 /min
Superaquecimento útil	100%
Resfriamento adicional	Automatico
Máxima temp. de descarga	80,0 °C
Capac. Frigorífica	100 %



Resultado

Compressor	OSKA95103-K
Capac. Frigorífica	100%
Capac. Frigorífica	723 kW
Capac. Frigorífica *	716 kW
Capacidade Evaporador	723 kW
Potência no eixo	171,1 kW
Capacidade do Condensador	829 kW
COP/EER	4,22
COP/EER*	4,18
Vazão em massa LP	2387 kg/h
Vazão em massa HP	2387 kg/h
Modo de operação	Padrão
Temp. do líquido	35,0 °C
Vazão de óleo	6,90 m³/h
Método resfriamento	Externo
Temp injeção de óleo comp.	60,0 °C
Carga Térmica Resfriador de Óleo	64,9 kW
Motor de Acionamento	200,0 kW
Temp. de descarga c/ resfriamento adicional	79,3 °C
Temp. gás de Descarga não resfriado	116,8 °C

Dados Provisórios

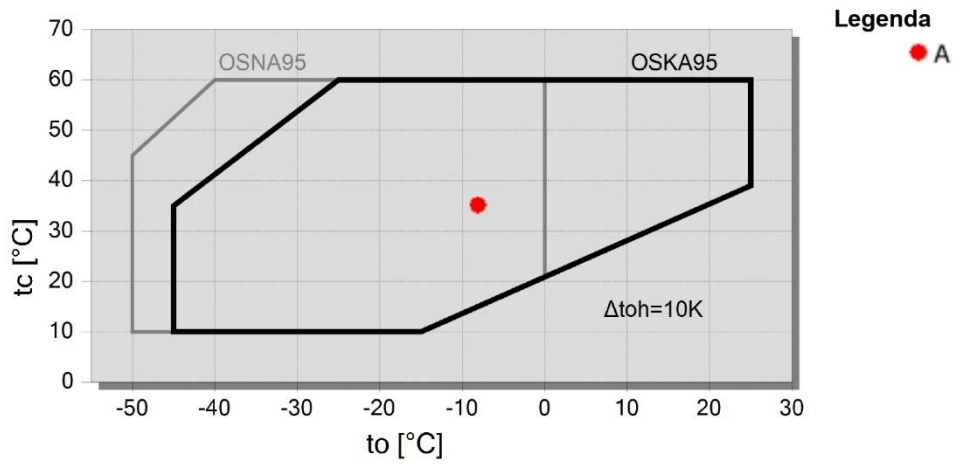
Resfriamento adicional/ limitações (ver limites)!

Seleção do motor ver "Dados Técnicos"

Seleção somente válida para sistemas inundados

*conforme EN12900 (superaquecimento na sucção de 5K, sem sub-resfriamento do líquido).

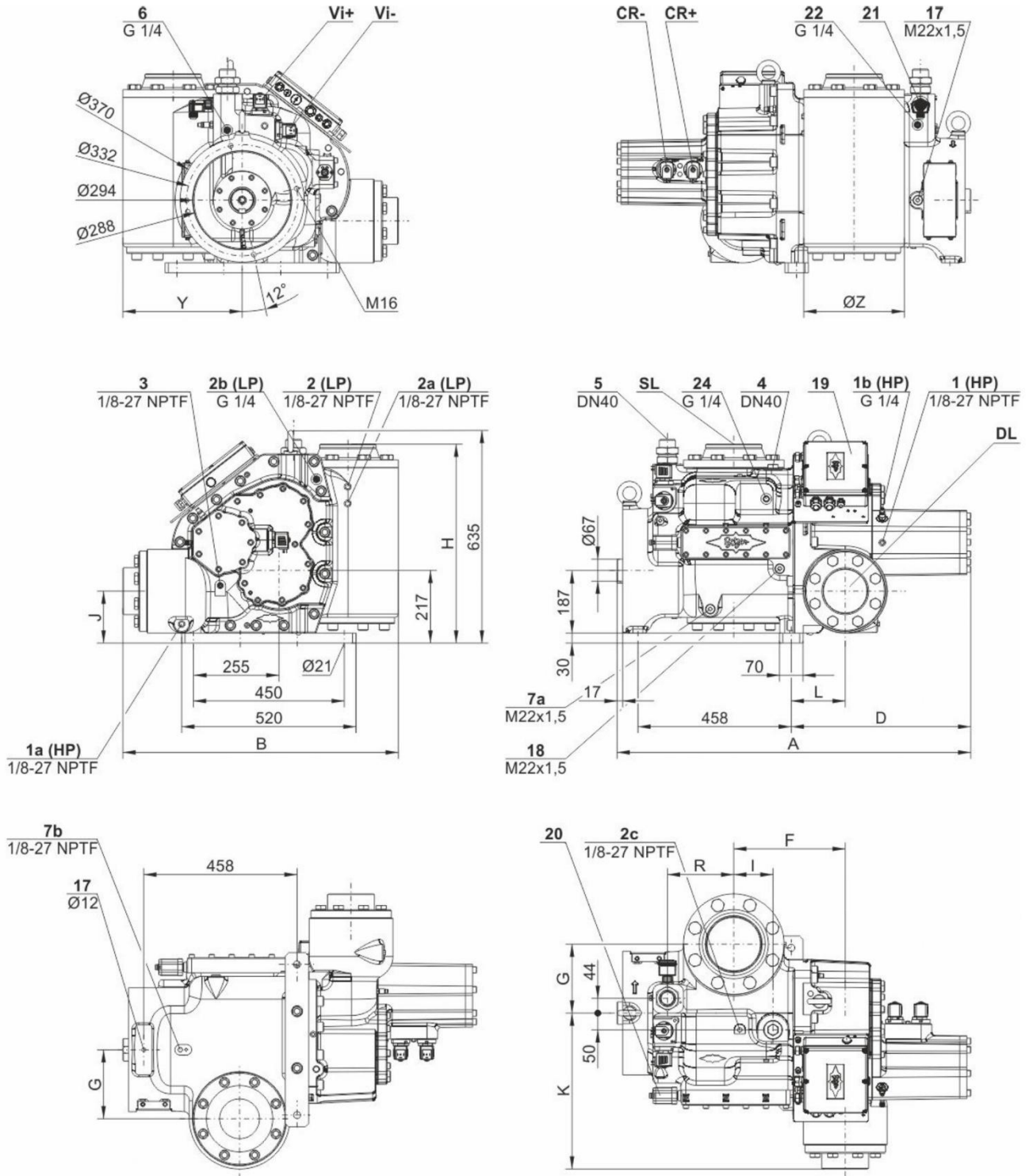
Limites de aplicação Standard





Dados Técnicos: OSKA95103-K

Dimensões e Conexões



Type	A	B	D	F	G	H	I	J	K	L	R	Y	ØZ	SL	DL
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
OSKA9573, OSKA9583, OSNA9583	1050	730	531	360	176	585	142	144	434	164	154	296	240	DN125	DN100
OSKA9593, OSKA95103, OSNA95103	1055	821	536	332	206	594	117	155	465	161	198	356	300	DN150	DN125



Dados Técnicos

dados técnico

Deslocamento (2900 RPM 50 Hz)	1015 m ³ /h
Deslocamento (3500 RPM 60 Hz)	1225 m ³ /h
Limite de velocidade permitido	1500 .. 4000
sensor rotação (compressor)	links / counter-clockwise
Peso	660 kg
Pressão máxima (LP/H)	19 / 32 bar
Conexão da linha de sucção (NH3)	DN 150
Conexão da linha de descarga (NH3)	DN 125
Adaptador para ECO (NH3)	DN 40 (Option)
Tipo de óleo NH3	Reniso KC68 , SHC 226E

extensão do fornecimento

Válvula alívio de pressão	Standard
Válvula de retenção	Standard
Controle do fluxo de óleo	OLC-D1 & CM-SW-01
Proteção da temperatura de descarga do gás	PT1000 & CM-SW-01
Alívio de partida	CM-SW-01
Controle de capacidade	100-10% (stepless, CM-SW-01)
carga protetiva	Standard
VI-integrado automático	CM-SW-01
monitoramento limite de aplicação	CM-SW-01

opções disponíveis

Válvula de descarga	Option
Conexão ECO com válvula de serviço	Option
Flange para acoplamento	Option
kit injeção de óleo	Option



Compressores Parafuso Abertos OS

OSK = Aplicação para ar condicionado e resfriamento de média temperatura.

OSN = Aplicação para resfriamento de baixa temperatura.

OSH = Aplicação para ar condicionado e bomba de calor.

Notas sobre limites de aplicação (v. Dados técnicos/ Limites)

* Limites são válidos para condições de operação normal e carga total

* Com condições de alta pressão, operação com controle de capacidade é limitada (ver limites de aplicação no Manual de Aplicação SH-500 / SH-510).

* Com a operação Economizer a temperatura máxima de evaporação admissível é alterada para 10 K para baixo (de outra forma há um perigo de compressão excessiva e sobrecarga do motor por causa de um fluxo maior de massa). Em condições de arrefecimento de mais altas temperaturas de evaporação a injeção ECO deve permanecer fechada até que a temperatura de evaporação esteja abaixo do valor máximo admissível e uma operação estável seja conseguida (ex.: controle da válvula solenoide do ECO por meio de um corte da baixa temperatura). O uso do sistema ECO com temperaturas de evaporação mais altas requer consulta individual com Bitzer.

OS53..OS74

* Controle de capacidade com operação ECO ao mesmo tempo é limitado a uma única etapa de capacidade (CR 75 %). A CR 50 % a injeção ECO deverá ser fechada.

* Operação combinada (ECO + CR 50 %) é possível sob certas condições, controle e desenho do sistema, entretanto requer consulta individual com Bitzer.

Seleção do Motor

A necessidade do motor de acionamento é selecionada para condições de partida direta bem como para partida estrela-triângulo com alívio de partida (controle de capacidade á 50%). A condição de partida refere-se os seguintes pontos de operação respectivos para os limites máximo de aplicação do compressor. Será para a maior temperatura de evaporação ou condensação na partida. Será necessária seleção individual dos motores.

Máxima temperatura de evaporação para seleção do motor				
	HH	H	M	L
R134a	+20 °C	+12,5 °C	-5 °C	
R404A / R507A		+7,5 °C	-5 °C	-15 °C
R22		+12,5 °C	-5 °C	-10 °C
R407C		+12,5 °C	-5 °C	
NH□	+25 °C	+12,5 °C	-5 °C	-10 °C

Os dados estabelecidos do motor referem-se a motores IEC nos quais o torque de acionamento não cai abaixo de 90 % do torque máximo. Adicionalmente, o seguinte torque de partida (partida direta) deve ser atingido:

* Compressores parafusos aberto 120%

Caso o seu motor não preencha esses critérios, uma seleção individual será necessária.

Lubricants and additional cooling for NH3 applications

	Type	Viscosity	Discharge gas (°C)	Oil injection (°C)
Reniso KM32	MO	32	ca. 60 .. max. 100	max. 50
Reniso KS46	MO	46	ca. 60 .. max. 80 (100 [1])	max. 60
Reniso KC68	MO	68	ca. 60 .. max. 80 (100 [1])	max. 60
Reflo 68A	MO (HT)	58	ca. 60 .. max. 80 (100 [1])	max. 60
SHC226E	PAO	68	ca. 60 .. max. 80 (100 [1])	max. 60

[1] 100°C only after consultation with BITZER

Further information on the selection of lubricants can be found in the Application Manuals SH-500 and SH-510.



Seleção: Motor & embreagem

Valores de entrada

comum	Não
Classe da proteção	IP55
Classe de eficiência	IE3
Ponto de operação	Auto

Pontos de operação

A	
to [°C]	-8
tc [°C]	35

Resultado

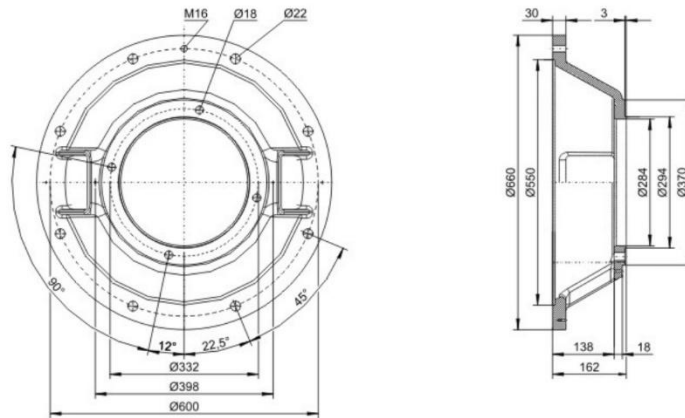
Compressor:	OSKA95103
Recomendado:	200,0 kW
Seleção Produto:	200,0 kW
Modelo do motor	315L
Ponto de operação recomendado:	A
Ponto de operação selecionado:	A
Componentes para motores conforme Norma	200,0 kW (50 Hz)
Classe da proteção	IP55
Classe de eficiência	IE3
Diâmetro do flange	660 mm (FF 600)
Comprimento do eixo	140 mm
Diâmetro da árvore	65 mm
Coupling	KS900
Comprimento do cubo	80 mm
Flange para acoplamento	GS7140

#1: Seleção individual do acoplamento em caso de um motor diferente



Dados Técnicos: GS7140

Dimensões e Conexões





Dados Técnicos

dados técnico	
Peso	57 kg
Largura total	660mm
Profundidade Total	160mm
Peso total	660mm
Diâmetro do flange	550mm
Diâmetro do círculo de furos	600mm
Fixação do motor	8x M20
Componentes para motores conforme Norma	IEC



Seleção: Resfriador de óleo, fluido indireto

Valores de entrada

comum Sim
Temp. de entrada da água 27°C
Ponto de operação Auto

Pontos de operação

A
to [°C] -8
tc [°C] 35

Resultado

#1: Radiador a óleo para amoníaco sob encomenda: [157]



Seleção: Separador de óleo

Valores de entrada

comum Sim
Ponto de operação Auto

Pontos de operação

A
to [°C] -8
tc [°C] 35

Resultado

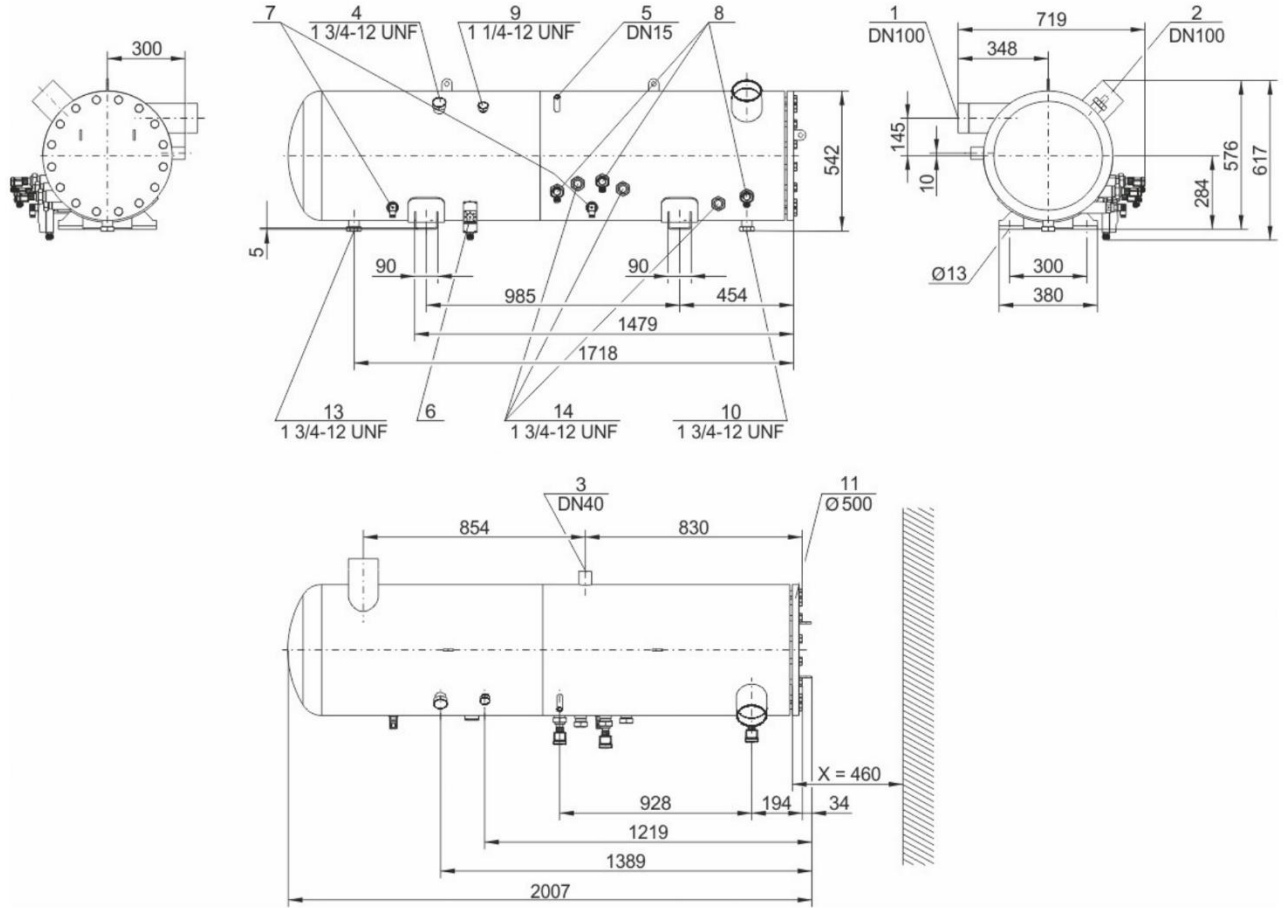
Compressor:	(todos)
Recomendado:	OAHC50051A
Seleção Produto	OAHC50051A
Ponto de operação recomendado:	A
Ponto de operação selecionado:	A
Peças	1
Máximo fluxo de massa HP	3791 kg/h
fluxo de massa	62,96 %
Máx. volume de óleo	8,00 m ³ /h
carga de óleo	86,31 %

#1: etapa secundária de separação já integrada



Dados Técnicos: OAHC50051A

Dimensões e Conexões





Dados Técnicos

dados técnico	
Peso	413,0 kg
Largura total	2007 mm
Profundidade Total	719 mm
Peso total	617 mm
Carga de óleo	60 l
Capacidade de refrigerante do tanque	320 l
Entrada do refrigerante	DN100
Saída do refrigerante	DN100
saída de óleo	DN40
saída de óleo (terciária)	1 3/4" - 12 UNF
Pressão máxima	32 bar
Max. Temperatura de Operação	120°C
Resistência de aquecimento de óleo	2x200 W
Controle de nível de óleo	Standard
Conexão da válvula de alívio de pressão	1 1/4" - 12 UNF
Aprovado de acordo com PED 2014/68/EU	Standard

Cliente:	Dimensionar - Cons. e Projecto, Lda		
Proposta Nº:	FTR.252.603.081-R0	Consulta Nº:	APDL - Leilões
Contacto:	Pedro Violante	Item:	20 Alternativa: 0
Item Cliente:	P3	Data:	24/06/2025

Kelvion Brazed PHE GmbH
GBH 600L-40 (TY1,L2,TY2) / 45bar

Dados térmicos para 1 unidade(s) em paralelo e 1 unidade(s) em série

	Lado A	Lado B	
Fluido:	CO2 (R744) (Estado liquido)	CO2 (R744) (Estado gasoso)	
Calor permutado:	4,00		kW
Caudal mássico:	3190	3190	kg/h
Caudal volumétrico:	3,32	122,86	m³/h / m³/h
Temperatura entrada	-5,00	-40,00	°C
Temperatura saída:	-6,89	-35,60	°C
Perda de carga:	0,566	45,265	kPa
Pressão de entrada:	29,50	9,10	barg
Propriedades do fluido			
Densidade:	961,26	26,32	kg/m³
Calor específico:	2,389	1,036	kJ/kgK
Condutividade térmica:	0,11764	0,01255	W/mK
Viscosidade dinâmica entrada:	0,1084	0,0119	cP
Viscosidade dinâmica saída:	0,1120	0,0121	cP

Dados do Equipamento

Superfície de permuta (total / por unidade):	2,36	2,36	m²
Numero de placas (total / por unidade):	40	40	
Diferença de Temperatura Logarítmica Media	31,84		K
O.H.T.C. (necessário / actual):	53	1061	W/m²K
Reserva de superfície:	1895,09		%
Material de placas:	1.4404		
Material da soldadura:	Cobre		
Direcção relativa dos fluidos:	contra corrente		
Fluxo interno (passes x canais):	1 x 19	1 x 20	
No. de equip. (par./ser./total):	1	1	1
Material das placas exteriores:	1.4301		

O Tipo e a posição das ligações estão definidos no desenho de dimensões anexo.

Código de desenho: PED BPHE Standard
Por favor, comprove as propriedades físicas, parâmetros de entrada e perda de carga.

Informação adicional

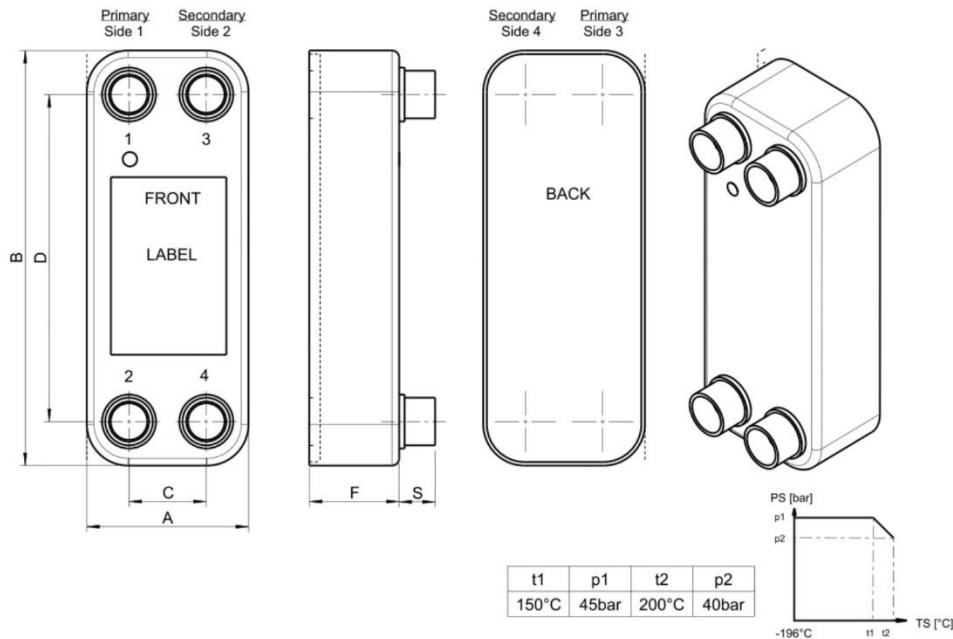
Notas:

Desenho de Permutador de calor Kelvion PHE GmbH

Cliente:	Dimensionar - Cons. e Projecto, Lda		
Proposta:	FTR.252.603.081-R0	Item Nº: 20	Alternativa Nº: 0
Ref.Cliente:	P3		

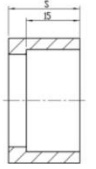
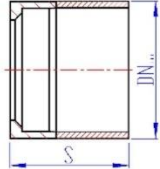
Tipo: GBH 600L-40 (TY1,L2,TY2) / 45bar

Dimensões do desenho em [mm]



A:	250 mm	C:	162 mm	F:	104 mm	Peso vazio:	9 kg
B:	386 mm	D:	307 mm			max. peso total:	12 kg

Pos	DN	Tipo	Desi	Fluido	Ent.	Saí	Adic.	S
3	2 1/8"	Soldado LOET 2 1/8"	L	CO2 (R744)	-	X	-	20
1	DN40	Tubo EN 10217-7 DN40	TY	CO2 (R744)	X	-	-	64
2	DN40	Tubo EN 10217-7 DN40	TY	CO2 (R744)	-	X	-	64
4	DN40	Tubo EN 10217-7 DN40	TY	CO2 (R744)	X	-	-	64

			
Soldado	Tubo		
LOET	EN 10217-7		
3	1;2;4		

A Kelvion BPHE reserva-se o direito de alterar as especificações sem aviso prévio. Os detalhes do desenho são válidos para os permutadores de calor de placas termo-soldadas fabricados pela Kelvion BPHE GmbH/Wilchwitz.

Cliente: Dimensionar - Cons. e Projecto, Lda
Proposta Nº: FTR.252.603.081-R0 **Consulta Nº:** APDL - Leixões
Contacto: Pedro Violante **Item:** 10 **Alternativa:** 0
Item Cliente: P2 **Data:** 24/06/2025

Permutador de Calor Kelvion PHE GmbH: LWC100T CDL-16
Dados Térmicos para 1 unidade(s) em paralelo e 1 unidade(s) em série

	Lado quente	Lado frio	
Fluído:	Amoníaco	Propileno glicol 35%	
Grupo Fluído PED 97/23/EC:	Grupo 1 - perigoso	Grupo 2 - outros	
Potência Térmica:	50,11		kW
Caudal Mássico:	2254	2367	kg/h
Caudal Volúmico:	249,54	2,30	m ³ /h / m ³ /h
Temperatura de entrada:	80,00	10,00	°C
Temperatura de saída:	51,30	30,00	°C
Perda de carga:	16,710	0,430	kPa
Pressão trabalho à entrada:	12,50	4,00	barg
Volume interno:	0,01034	0,01118	m ³

Propriedades Físicas dos fluídos

Densidade:	8,52	1030,00	kg/m ³
Calor específico:	2,667	3,810	kJ/kgK
Condutividade térmica:	0,03226	0,43300	W/mK
Viscosidade Dinâmica à entrada:	0,0120	5,8477	cP
Viscosidade Dinâmica à saída:	0,0108	2,6035	cP

Dados do Equipamento

Tipo de Placa:	LWC100T HV		
Superfície de Permuta (total / por unidade):	5,67	5,67	m ²
Número de Placas (total / por unidade):	24/11	24	
Espessura das placas:	0.6		mm
Dif. Média Logarítmica de Temperaturas:	45,51		K
Reserva de Superfície:	207,14		%
Material das Placas:	1.4404		
Juntas: material / tipo:	EPDM	sem cola	
Fluxo Interno (passes x canais):	1 x 11	1 x 11	
Nº de Estruturas (par. / ser. / total):	1	1	1
Material e acabamento da estrutura	S355J2+N	Pintado	RAL5002
	alternativa: S355 J2+N		

CIP:

O tipo e as posições das ligações estão definidos no desenho anexo.

Temperatura Projecto:	Min.: 0,00 / 0,00	Max.: 100,00 / 100,00	°C
Pressão de Projecto:	Min.: -1,00 / -1,00	Max.: 16,00 / 16,00	barg
Pressão Teste: 22,88 / 22,88	barg	Código Projecto: PED 2014/68/EU AD-2000	Checkfactor 1.43
Categoria PED:	Categoria II, Modul A2, Estampa CE		
Diagrama avaliação de conformidade:	Medium gefährlich und Dampfdruck bei TAusl > 0,5 barg		

Notas:

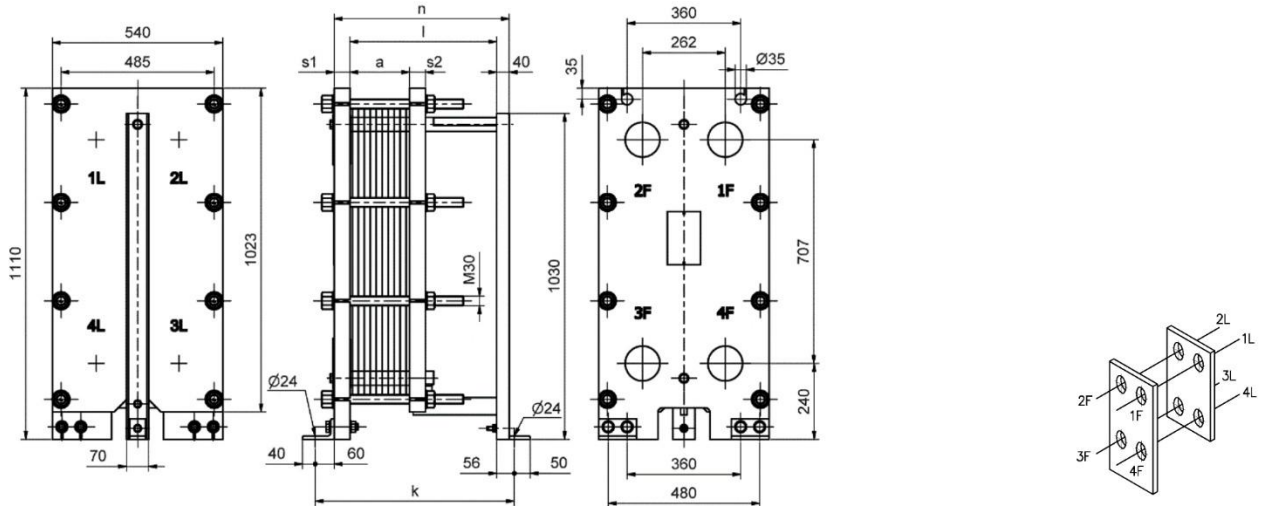
Desenho de Permutador de calor Kelvion PHE GmbH

Cliente:	Dimensionar - Cons. e Projecto, Lda		
Proposta:	FTR.252.603.081-R0	Item Nº: 10	Alternativa Nº: 0
Ref.Cliente:	P2		

Modelo: LWC100T CDL-16

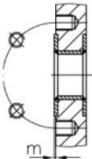
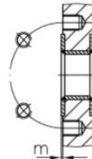
Dimensões do desenho em [mm]

0100103-106-1208.tif



n:	555 mm	s ₁ :	50 mm	a-max est:	189 mm	Peso Vazio:	510 kg
k:	631 mm	s ₂ :	50 mm	a-max atual:	84 mm	Peso Operação:	520 kg
l:	465 mm	h:	1110 mm			Comp. Pernos:	450 mm

Pos	Diâmetro	Tipo	Fluido	Lado -	m
1F	DN100	Revest. Metálico com ranhura	Amoníaco	quente - entrada	1 mm
2F	DN100	Revest. Metálico EN1092-1-	Propileno glicol	frio - saída	1 mm
3F	DN100	Revest. Metálico EN1092-1-	Propileno glicol	frio - entrada	1 mm
4F	DN100	Revest. Metálico com	Amoníaco	quente - saída	1 mm

			
EN1092-1-PN16	Revest. Metálico		
1.4571	EN1092-1-PN16		
PN 16	1.4404		
EN1092-1-PN16	PN 16		
1F;4F	2F;3F		

A Kelvion PHE reserva-se o direito de revisar as especificações sem aviso prévio. Espessura da camada de tinta (para estruturas pintadas) de acordo com DIN EN ISO 12944-5. Acabamento da estrutura de acordo com DIN EN 10029. Os pormenores de projecto são válidos para permutadores de calor fabricados pela Kelvion PHE GmbH/Sarstedt.