



ISEL

INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA

Departamento de Engenharia Mecânica

Sala de Máquinas de uma Instalação Frigorífica a R₇₁₇

DIOGO EMANUEL NUNES RIBEIRO

(Licenciado em Engenharia Mecânica)

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

Orientadores:

Prof.º Especialista Francisco Manuel Gonçalves dos Santos

Prof.º António Manuel Matos Guerra

Júri:

Presidente: Prof.º Doutor João Carlos Quaresma Dias

Vogais:

Prof.º Especialista Eduardo António Oliveira Vicente Nunes

Prof.º Nuno Paulo Ferreira Henriques

Prof.º António Manuel Matos Guerra

Prof.º Especialista Francisco Manuel Gonçalves dos Santos

Janeiro de 2013



ISEL

INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA

Departamento de Engenharia Mecânica

Sala de Máquinas de uma Instalação Frigorífica a R₇₁₇

DIOGO EMANUEL NUNES RIBEIRO
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

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

Orientadores:

Prof.º Especialista Francisco Manuel Gonçalves dos Santos
Prof.º António Manuel Matos Guerra

Júri:

Presidente: Prof.º Doutor João Carlos Quaresma Dias

Vogais:

Prof.º Especialista Eduardo António Oliveira Vicente Nunes
Prof.º Nuno Paulo Ferreira Henriques
Prof.º António Manuel Matos Guerra
Prof.º Especialista Francisco Manuel Gonçalves dos Santos

Janeiro de 2013

Resumo

O presente estudo tem como objetivo principal projetar uma sala de máquinas de um entreposto na zona de Montemor-o-Novo, com a finalidade de armazenar produtos congelados e refrigerados. As cargas térmicas interiores e exteriores foram calculadas de modo a projetar os equipamentos do sistema frigorífico.

A solução principal passará por um sistema inundado a R₇₁₇ com dois estágios de pressão. Os componentes da sala de máquinas foram dimensionados de modo a que desempenhassem as suas funções de forma eficiente e segura. A segurança da sala de máquinas foi idealizada de acordo com as normas europeias.

Este estudo permite observar que o amoníaco, embora de origem natural, é um fluido frigorígeno que exige várias precauções ao nível da segurança dos equipamentos, da construção e da formação dos trabalhadores.

Um sistema de expansão direta a R_{404A} foi considerado como solução alternativa, por forma, a avaliar um sistema menos dispendioso e eficiente comparativamente com caso de estudo indicado. Esta comparação permite constatar que o sistema inundado a amoníaco, embora seja caracterizado por elevados custos com a instalação, manutenção e segurança, é o mais indicado para o caso de estudo, dadas as suas grandes necessidades frigoríficas. A utilização de um sistema de expansão direta a R_{404A} não necessitará de cuidados tão elaborados com a segurança, dado que o R_{404A} não é tóxico ou inflamável, tornando-o um sistema mais adequado para instalações de menores dimensões.

Palavras-chave: Amoníaco, R_{404A}, Refrigeração, Sala de Máquinas, Segurança.

Abstract

This study's main objective is to design a machine room of a warehouse in the area of Montemor-o-Novo, with the purpose of storing frozen and refrigerated products. The internal and external thermal loads were calculated in order to design the equipment of the refrigeration system.

The main solution will undergo an overfed system of two stages with R₇₁₇. The equipment in the machine room was designed so it performed its functions efficiently and safely. The safety of the engine room was planned in accordance with European standards.

This study allows us to observe that ammonia, even though it's a natural refrigerant, requires several precautions in safety equipment, construction and training of workers.

A direct expansion system with R_{404A} was considered as an alternative solution, in order to evaluate which system was less expensive and effective, for case study indicated. This comparison shows that the ammonia's overfed system, although producing high costs with installation, maintenance and security, is the most appropriate for the case study, given the large refrigeration needs of the warehouse. The use of the R_{404A} direct expansion system allows less concerns with safety, since R_{404A} is not flammable or toxic, making it a more suitable for smaller installations.

Keywords: Ammonia, R_{404A}, Refrigeration, Machine Room, Safety.

Agradecimentos

Ao Professor Francisco Manuel Gonçalves dos Santos, agradeço toda a sua atenção disponibilizada e a sua orientação prudente ao longo de todo o trabalho.

Ao Professor António Manuel Matos Guerra, agradeço a disponibilidade e cordialidade com que me auxiliou durante este trabalho.

Um agradecimento especial ao Engenheiro Luís Fonseca e Silva, secretário técnico da APIRAC, pela cordialidade com que me recebeu e por todo o conhecimento que me transmitiu.

Agradeço também aos meus pais Vitor e Maria, pelo esforço que fizeram para me dar esta oportunidade e pelo apoio que me deram ao longo de todo o meu curso.

Aos meus amigos e companheiros de curso Miguel Cruz, Florinda Duarte, Bruno Pais e Sofia Ramalho deixo um agradecimento pelo apoio e amizade que me presentearam durante a elaboração deste trabalho.

Agradeço às minhas amigas de longa data Andreia Domingos e Liliana Dantas pela sua amizade e por me ter incentivado nos piores momentos.

Agradecimento especial para a minha amiga Catarina Carreto, por toda a atenção e paciência com que me acompanhou ao longo deste trabalho.

Um agradecimento a todos os meus restantes amigos e família pelo seu apoio e afeto.

Lista de símbolos

Símbolo	Designação
φ	Humidade relativa [%]
ΔT_m	Diferença média entre temperaturas [K]
P_{int}	Pressão intermédia [Pa]
P_{evap}	Pressão evaporação [Pa]
P_{cond}	Pressão condensação [Pa]
e	Espessura do isolamento das paredes das câmaras [m]
k	Coefficiente de condutividade térmica [W/m.°C]
ΔT	Diferença de temperaturas [°C]
$q_{m\acute{a}x}$	Fluxo térmico máximo [W/m ²]
Q	Carga térmica [W]
U	Coefficiente global de transferência de calor [W/m ² .°C]
A	Área [m ²]
R	Resistência térmica [m ² .°C/W]
r_i	Resistência térmica de convecção na superfície interna [W/m]
r_e	Resistência térmica de convecção na superfície externa [W/m]
n	Número de renovações diárias
V	Volume [m ³]
\dot{V}_{dia}	Caudal volumétrico diário [m ³ /dia]
\dot{m}_{ar}	Caudal mássico de ar novo [kg/s]
Δh	Diferença de entalpias [kJ/kg.°C]
ρ_{ar}	Massa específica do ar [kg/m ³]
t_{ab}	Tempo de abertura das portas [min/h]
d_{ton}	Duração média da abertura das portas [min/Ton]
\dot{m}_c	Fluxo de produto diário para cada câmara [kg/dia]
ρ_{int}	Massa específica do ar interior [kg/m ³]
W	Largura das portas das câmaras [m]
H	Altura das portas das câmaras [m]
Z	Coefficiente minorante devido à presença de cortina de ar ou lamelas

Símbolo	Designação
h_{ext}	Entalpia do ar exterior [kJ/kg.°C]
h_{int}	Entalpia do ar no interior das câmaras [kJ/kg.°C]
n_p	Número de trabalhadores na câmara
q_p	Calor libertado pelos trabalhadores [W]
t	Tempo de permanência na câmara dos trabalhadores [h/dia]
\dot{m}_{ref}	Fluxo de produto diário para a câmara de refrigerado [kg/dia]
C_1	Calor específico acima da temperatura de congelação [kJ/kg. °C]
\dot{m}_{cong}	Fluxo de produto diário para as câmaras de congelados [kg/dia]
C_2	Calor específico abaixo da temperatura de congelação [kJ/kg.°C]
M	Quantidade de produto armazenado na camara de refrigerados [kg]
q_{resp}	Calor libertado pela respiração dos frutos [W/kg]
P_e	Capacidade nominal do evaporador [kW]
h	Entalpia [kJ/kg.°C]
h_l	Entalpia do fluido frigorigéneo no estado de líquido saturado [kJ/kg.°C]
X	Título
h_v	Entalpia do fluido frigorigéneo no estado de vapor saturado [kJ/kg.°C]
\dot{Q}_{CBP}	Capacidade de um compressor de baixa pressão [kW]
$P_{veio\ BP}$	Potencia ao veio do compressor de baixa pressão [kW]
P_{EC}	Capacidade de um evaporador de uma câmara de congelados [kW]
\dot{Q}_{CAP}	Capacidade de um compressor de alta pressão [kW]
P_{ER}	Capacidade de um evaporador da câmara de refrigerados [kW]
\dot{Q}_C	Capacidade do compressor [kW]
P_{veio}	Potencia ao veio do compressor [kW]
$P_{veio\ AP}$	Potencia ao veio do compressor de alta pressão [kW]
d	Diâmetro
\dot{m}	Caudal mássico [kg/s]
ρ	Massa específica [kg/m ³]

Símbolo	Designação
v	Velocidade do fluido frigorífero [m/s]
$(S_v)_{min}$	Secção mínima de separação [m ²]
\dot{V}_g	Caudal volumétrico de vapor à entrada no separador de líquido [m ³ /s]
$(v_g)_{máx}$	Velocidade de projeto máxima do gás [m/s]
ρ_l	Massa específica do fluido frigorífero no estado de líquido saturado [kg/m ³]
ρ_v	Massa específica do fluido frigorífero no estado de vapor saturado [kg/m ³]
$(S_{total})_{min}$	Secção total mínima do separador de líquido [m ²]
d_{min}	Diâmetro mínimo [m]
L	Comprimento do separador de líquido [m]
V_l	Volume de líquido [l]
\dot{V}_l	Caudal volumétrico de líquido debitado pela bomba [m ³ /s]
a	Número de evaporadores
V_{evap}	Volume interno das serpentinas dos evaporadores [l]
V_{Total}	Volume total dos separadores [l]
T	Temperatura [°C]
ΔP	Perda de carga [kPa/m]
V_D	Volume do depósito de líquido [l]

Nomenclatura

Símbolo	Designação
R ₇₁₇	Amoníaco (fluido frigorigéneo)
R _{404A}	Mistura de 52% R _{143a} , 44% R ₁₂₅ e 4% R _{134a}
CO ₂	Dióxido de carbono
CFC	Clorofluorcarboneto
HCFC	Hidroclorofluorcarboneto
ODP	Ozone Depletion Potential – Potencial de diminuição da camada de ozono
GWP	Global Warming Potencial – Potencial de aquecimento global
COP	Coefficiente de performance
GWP ₁₀₀	Potencial de aquecimento global ao longo de 100 anos
ppm	Parte por milhão
NH ₃	Amoníaco
R _{143a}	Trifluoroetano
R ₁₂₅	Pentafluoroetano
R _{134a}	Tetrafluoroetano
HFC	Hidrofluorcarboneto
IMP	Instituto português de meteorologia
UC	Unidade curricular
ANC	Aglomerado negro de cortiça
CIE	Comissão internacional de iluminação
m.c.a.	Metro coluna de água

Índice

1. INTRODUÇÃO	1
1.1. INDÚSTRIA DO FRIO	2
1.1.1. Cadeia de frio.....	2
1.2. CICLO FRIGORÍFICO	3
1.3. EVAPORADORES.....	4
1.3.1. Métodos de alimentação dos evaporadores	5
1.3.2. Métodos de descongelação	7
1.4. CONDENSADORES.....	8
1.5. COMPRESSORES	8
1.5.1. Óleo lubrificante.....	9
1.6. SISTEMAS DE DOIS ESTÁGIOS DE PRESSÃO	10
1.7. FLUIDOS FRIGORIGÊNEOS	14
1.7.1. Amoníaco ou R₇₁₇	15
1.7.2. R_{404A}.....	18
1.7.3. Comparação entre o R₇₁₇ e o R_{404A}.....	19
2. CARACTERIZAÇÃO DO ENTREPOSTO.....	20
2.1. SOLUÇÃO ADOTADA NA GENERALIDADE.....	23
2.2. BALANÇO TÉRMICO	26
2.2.1. Cargas térmicas através das paredes, teto e pavimento.....	26
2.2.2. Renovações de ar.....	27
2.2.3. Carga térmica introduzida pela abertura das portas.....	28
2.2.4. Carga térmica devido à iluminação da câmara e ao pessoal de estiva.....	29
2.2.5. Cargas térmicas dependentes dos produtos armazenados.....	30
2.2.6. Carga térmica devida ao calor de respiração de frutos	31
2.2.7. Carga total	32
3. SALA DE MÁQUINAS.....	34
3.1. DIMENSIONAMENTO DO EQUIPAMENTO.....	34
3.1.1. Evaporadores.....	34
3.1.2. Compressor	36
3.1.3. Condensador	38
3.1.4. Bombas circuladoras.....	39
3.1.5. Tubagem e equipamento associado.....	40
3.1.6. Separadores de líquido.....	44
3.1.7. Depósito de líquido	47
3.2. DIAGRAMA FRIGORÍFICO	50
3.3. DIAGRAMA P-H	51

3.4.	DISPOSIÇÃO DOS EQUIPAMENTOS NA SALA DE MÁQUINAS	53
3.5.	ESQUEMA UNIFILAR DA SALA DE MÁQUINAS	54
4.	SEGURANÇA	55
4.1.	ANÁLISE DE RISCO	55
4.1.1.	Amoníaco	55
4.1.2.	Fugas	55
4.1.3.	Incêndio.....	55
4.1.4.	Avaria nos equipamentos.....	56
4.1.5.	Falha elétrica	56
4.1.6.	Riscos durante a manutenção.....	57
4.2.	EQUIPAMENTO DE SEGURANÇA	57
4.2.1.	Características construtivas da sala de máquinas	57
4.2.2.	Tubagem e válvulas	59
4.2.3.	Detetores de amoníaco	60
4.2.4.	Ventilação	60
4.2.5.	Equipamento de emergência	62
4.2.6.	Nível sonoro da sala de máquinas	62
4.3.	PLANOS DE EMERGÊNCIA	63
4.3.1.	Fugas	63
4.3.2.	Incêndio.....	64
4.3.3.	Avarias nos equipamentos	64
4.3.4.	Cuidados especiais na manutenção	65
5.	ANÁLISE COMPARATIVA COM UMA INSTALAÇÃO A R _{404A}	67
5.1.	SOLUÇÃO ADOTADA PARA O SISTEMA A R _{404A}	67
5.2.	DIMENSIONAMENTO DO EQUIPAMENTO.....	67
5.2.1.	Evaporadores.....	67
5.2.2.	Compressores.....	68
5.2.3.	Condensadores.....	69
5.2.4.	Tubagens e equipamento	69
5.2.5.	Depósitos de líquido	72
5.3.	DIAGRAMA FRIGORÍFICO	73
5.4.	DIAGRAMA P-H	73
5.5.	COMPARAÇÃO DA INSTALAÇÃO A R ₇₁₇ COM UMA INSTALAÇÃO A R _{404A}	75
5.5.1.	Sistemas e equipamento	75
5.5.2.	Segurança.....	76
5.5.3.	Conclusão.....	77
6.	REFERÊNCIAS.....	78
7.	ANEXOS.....	80

Índice de figuras

Figura 1 – Ciclo frigorífico ideal	3
Figura 2 – Sistema inundado	5
Figura 3 – Diagrama p-h de um sistema com injeção intermédia	11
Figura 4 – Sistema de expansão direta de 2 estágios com depósito intermédio de injeção total	12
Figura 5 – Sistema de expansão direta de 2 estágios com depósito intermédio de injeção parcial	12
Figura 6 – Sistema em cascata.....	13
Figura 7 – Planta do piso 0 do entreposto	21
Figura 8 – Corte lateral do entreposto	21
Figura 9 – Normais climatológicas da temperatura do ar em Évora de 1971 a 2000.....	22
Figura 10 – Sistema adotado como solução	25
Figura 11 – Sistema de descongelação a gás quente dos evaporadores	36
Figura 12 – Dimensões do depósito de líquido (adaptado de Tecnofrio, 2012).....	48
Figura 13 – Sistema R ₇₁₇	50
Figura 14 – Disposição dos equipamentos na sala de máquinas	53
Figura 15 – Esquema unifilar das tubagens da sala de máquinas.....	54
Figura 16 – Ventilação da sala de máquinas	61
Figura 17 – Sistema com R _{404A} exemplificativo dos componentes presentes na sala de máquinas.....	73
Figura 18 - Diagrama P-h para o sistema inundado a amoníaco	85
Figura 19 - Diagrama P-h para os sistemas de expansão direta A e B a R _{404A}	86
Figura 20 - Diagrama P-h para o sistema de expansão direta C a R _{404A}	87
Figura 21 – Ábaco para o cálculo da velocidade do R _{404A} nas tubagens.....	91
Figura 22 – Ábaco para o cálculo da perda de carga nas tubagens de R _{404A}	92

Índice de gráficos

Gráfico 1 – Cargas térmicas intermédias das câmaras do entreposto.....	32
--	----

Índice de tabelas

Tabela 1 – Comparação do desempenho energético dos fluidos frigoríferos.....	19
Tabela 2 – Relação entre umidade relativa e ΔT_m	23
Tabela 3 – Quantidade de calor libertado pelas pessoas em função da temperatura da câmara.....	30
Tabela 4 – Potências previsionais das câmaras do entreposto.....	33
Tabela 5 – Potências necessárias por evaporador em cada câmara.....	34
Tabela 6 – Características dos compressores	37
Tabela 7 – Tabela de velocidades recomendadas para cada linha.....	40
Tabela 8 – Características das linhas do sistema.....	41
Tabela 9 – Diâmetros finais das tubagens e respetivas velocidades corrigidas.....	42
Tabela 10 – Lista de equipamentos de acordo com o diâmetro associado	43
Tabela 11 – Espaço máximo recomendado para suportes de tubagem de aço	44
Tabela 12 – Dimensões dos separadores de líquido	46
Tabela 13 – Separadores líquido selecionados	47
Tabela 14 – Características construtivas do depósito de líquido.....	48
Tabela 15 – Propriedades termodinâmicas dos pontos de evolução do sistema frigorífico	52
Tabela 16 – Identificação das tubagens segundo as respetivas cores.....	59
Tabela 17 – Características dos compressores da solução a R _{404A}	68
Tabela 18 – Características das tubagens dos sistemas A e B (câmaras de congelados) 70	
Tabela 19 – Características das tubagens do sistema C (câmara de refrigerados)	71
Tabela 20 – Lista de equipamentos de acordo com o diâmetro associado para a sala de máquinas do sistema a R _{404A}	71
Tabela 21 – Propriedades termodinâmicas dos pontos dos sistemas A e B	74
Tabela 22 – Propriedades termodinâmicas dos pontos do sistema C	75
Tabela 23 - Cargas introduzidas pelas superfícies da câmara de congelados 1	81
Tabela 24 - Cargas introduzidas pelas superfícies da câmara de congelados 2	81
Tabela 25 - Cargas introduzidas pelas superfícies da câmara de congelados 3	82
Tabela 26 - Cargas introduzidas pelas superfícies da câmara de congelados 4	82
Tabela 27 - Cargas introduzidas pelas superfícies da câmara de refrigerados	83
Tabela 28 - Cargas introduzidas pelas renovações de ar	83
Tabela 29 - Cargas introduzidas pela abertura das portas	83

Tabela 30 - Cargas introduzidas pela iluminação da câmara	84
Tabela 31 - Cargas introduzidas pelos trabalhadores	84
Tabela 32 - Carga introduzida pelos produtos	84
Tabela 33 - Propriedades termodinâmicas do R ₇₁₇	88
Tabela 34 - Características escolha dos separadores de líquido	89
Tabela 35 – Características dos depósitos de líquido para R _{404A}	90

1. Introdução

No frio industrial, a sala das máquinas é o “coração” do entreposto frigorífico, visto que nesta estarão localizados compressores e, no caso estudado, bombas e separador de líquido responsáveis pelo transporte do fluido frigorífero aos evaporadores e condensadores, permitindo assim o efeito de refrigeração. Assim podemos afirmar que a sala de máquinas é uma parte vital do entreposto, já que se esta ficar incapacitada todo o entreposto sofrerá as consequências. Também é na sala das máquinas que estarão grande parte dos mecanismos de segurança do circuito sendo assim necessário especial cuidado no projeto da mesma.

O amoníaco (R_{717}) tem estado na vanguarda dos avanços tecnológicos na área da refrigeração, pelo que, é um fluido frigorífero muito utilizado no processamento e preservação de alimentos. É geralmente aceite como um dos fluidos frigoríferos mais eficientes tanto a nível termodinâmico como a nível económico e, como fluido natural, não provoca efeitos nocivos na camada de ozono nem contribui para o efeito de estufa [Gooseff e Horton, 2008]. Todas estas características tornam o amoníaco como uma escolha ótima para um caso de estudo.

No entanto o amoníaco puro apresenta um risco para a saúde visto que é altamente tóxico. Uma fuga de amoníaco pode ter causas desastrosas para os trabalhadores do entreposto, nos produtos armazenados e caso o amoníaco líquido chegue a lençóis freáticos, ou outro corpo de água nas imediações, pode ter consequências catastróficas para o ambiente. Cuidados especiais ao projetar a instalação devem ser tidos de modo a evitar e detetar fugas.

Deste modo serão objetivos do atual trabalho prático:

- Tipificar uma sala de máquinas de uma instalação frigorífica a R_{717} e realizar um levantamento das normas associadas;
- Projetar a sala de máquinas de forma a garantir qualidade ambiental, incluindo térmico, ruído e vibrações, garantir segurança contra fugas e incêndio;
- Elaborar uma serie de sugestões de base para um plano de emergência e um manual de procedimentos de acordo com os critérios de risco;
- Realizar uma análise conclusiva, comparando com uma instalação a R_{404A} ;

1.1. Indústria do frio

A humanidade desde os seus primórdios procurou armazenar alimentos e conceber novos métodos para os conservar. Este facto permitiu que o Homem se desenvolvesse e progredisse em varias áreas sem a necessidade de que se ocupasse a tempo inteiro com caça e recolha.

Na era moderna em que vivemos torna-se imperativo garantir a conservação dos alimentos de forma higiénica e com qualidade. A indústria do frio veio satisfazer esta necessidade, ao retirar o calor dos alimentos diminui a velocidade com que os mesmos se degradam, permitindo o armazenamento durante grandes períodos de tempo dos mais variados alimentos, bem como, outros produtos perecíveis essenciais ao desenvolvimento da comunidade.

As grandes empresas produtoras optam assim por conservar os alimentos em entrepostos frigoríficos, sejam estes de pequenas ou grandes dimensões podendo albergar uma gama de produtos variada ou servir para o armazenamento de um tipo único de produto. Dependendo das necessidades do explorador, os entrepostos podem compreender varias câmaras para o armazenamento dos produtos, com temperaturas e humidade ambiente diferentes.

O frio industrial terá outras aplicações para além da conservação de alimentos, tal como, a indústria química e de processo, igualmente importantes para a sociedade, tornando a indústria do frio um pilar para o estilo de vida atual.

1.1.1. Cadeia de frio

Entende-se por cadeia de frio a sequência de procedimentos, aplicados aos produtos perecíveis desde a obtenção até ao consumidor ou transformação industrial, com vista a de manter a sua temperatura em limites que impeçam as reações enzimáticas (ou de outro tipo) e o desenvolvimento bacteriano, e garantir um produto de qualidade ao consumidor.

De acordo com Santos (2008), três condições são essenciais para a obtenção de um produto de qualidade frigorificado:

- Um produto são é obrigatório para garantir a qualidade, já que os processos de congelação e refrigeração só retardarão o perecimento do produto;
- A refrigeração do produto deve ser aplicada o mais cedo possível evitando alterações biológicas no produto;
- Um regime de temperatura constante deve ser garantido ao longo da cadeia de frio, desde o momento da primeira aplicação de frio até ao consumidor.

É importante para a compreensão deste trabalho entender que o entreposto, aqui considerado como caso de estudo, representará apenas um ponto desta cadeia: o armazenamento e fornecimento dos clientes face as suas necessidades.

1.2. Ciclo frigorífico

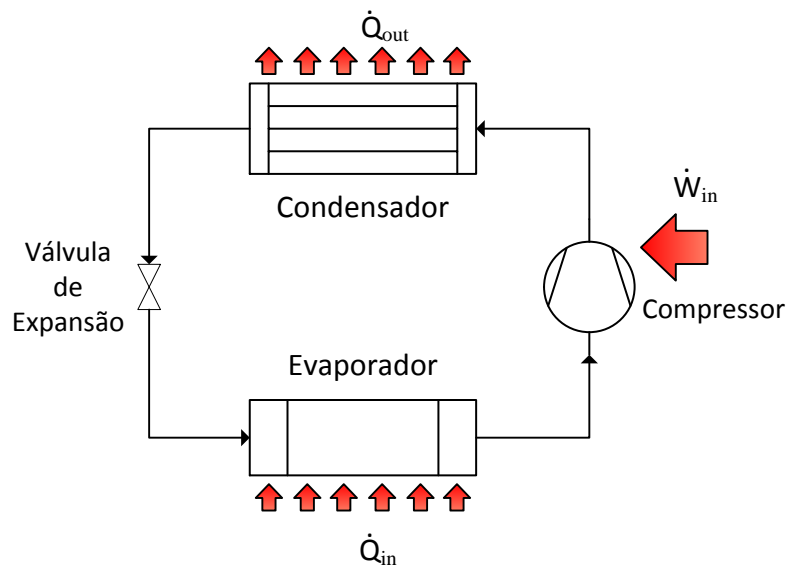


Figura 1 – Ciclo frigorífico ideal

O efeito de refrigeração das câmaras é obtido através da aplicação do ciclo frigorífico. Na figura 1 podemos observar a base do ciclo frigorífico, onde o evaporador é

responsável por retirar a carga térmica ao produto e o condensador por dissipar esse calor com o ambiente. O fluido frigorífero, que circula dentro do sistema, absorverá o calor da câmara nos evaporadores e transportará o mesmo até ao condensador, onde esta carga térmica será rejeitada para o ar exterior.

O ciclo frigorífico teórico, ou ciclo de Carnot, ocorre entre duas transformações isotérmicas e duas transformações isentrópicas. Na prática as transformações no condensador e evaporador diferenciar-se-ão pouco do ciclo teórico, com a exceção da presença das perdas de carga dos equipamentos, o mesmo não se passa no compressor. No ciclo prático a compressão não será reversível dado que nunca será possível impedir a troca de energia do sistema com o exterior, como por exemplo através das paredes dos cilindros e óleo.

A compressão real dar-se-á segundo um processo politrópico em que o volume do gás e a sua pressão relacionar-se-ão de acordo com a fórmula $PV^n = \text{const}$, sendo que o valor de n variará durante a compressão entre 1 e γ . É comum assumir a compressão como um processo adiabático reversível, tendo-se $PV^\gamma = \text{const}$, corrigindo-a com o rendimento isentrópico.

1.3. Evaporadores

Os evaporadores são permutadores de calor que absorvem as cargas térmicas do ar da câmara. O ar da câmara atravessa uma serpentina onde circula o fluido frigorífero e aceita as cargas da câmara. A convecção do ar com as serpentinas pode ser forçada ou natural, e em alguns casos, alhetas podem ser adicionadas ao evaporador para criar uma maior área de permuta maximizando as trocas de calor. Em alguns entrepostos de armazenamento de produtos alimentícios os evaporadores de serpentinas com alhetas não são os mais adequados, dado que possuem a desvantagem de a sua limpeza ser mais difícil [Stoecker, 1998].

1.3.1. Métodos de alimentação dos evaporadores

De acordo com Stoecker (1998), o método de alimentação dos evaporadores com o fluido refrigerante caracterizará o tipo dos evaporadores. Os evaporadores podem ser de vários tipos sendo relevantes para este trabalho apenas os evaporadores de expansão direta e inundados.

Na expansão direta o fluido refrigerante começa a sua evaporação na válvula de expansão e continua a mesma ao longo do evaporador, absorvendo a carga térmica, de modo a se encontrar totalmente sob a forma de vapor sobreaquecido a saída do evaporador.

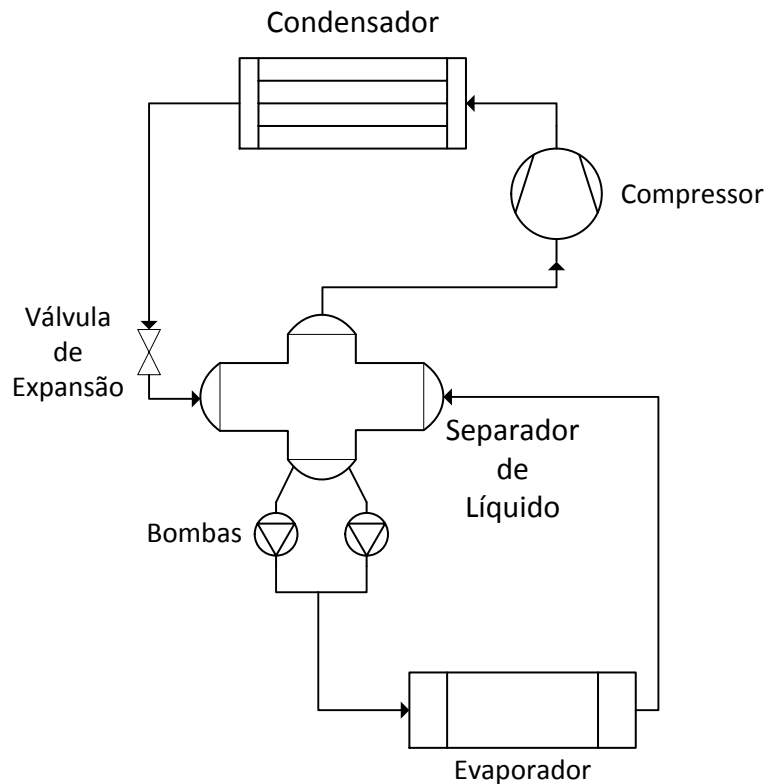


Figura 2 – Sistema inundado

Nos evaporadores inundados, o fluido refrigerante não evapora completamente nos evaporadores, devido ao excesso de fluido nos mesmos. A figura 2 representa o sistema inundado. O fluido que abandona os evaporadores é separado nas suas duas fases num separador de líquido, em que a fase líquida retorna ao evaporador e o vapor saturado é aspirado pelo compressor. Sistemas com excesso de líquido são normalmente utilizados

para casos em que é necessária uma temperatura de evaporação mais baixa ou que são utilizados múltiplos evaporadores em instalações frigoríficas e elevadas cargas térmicas.

Os sistemas inundados são sistemas de alta eficiência e de custos de operação reduzidos. De acordo com o manual Refrigeration da ASHRAE, estes sistemas consomem menos energia e funcionam durante menos horas. A superfície interior das serpentinas dos evaporadores terá uma boa área de contacto com o fluido no estado líquido proporcionando uma eficiência superior à expansão direta.

Um dos pontos positivos deste sistema será a presença do separador de líquido na alimentação e retorno dos evaporadores protege o compressor de eventuais golpes de líquido e a baixa de temperaturas do vapor na aspiração minimiza a temperatura de descarga do compressor. Ao funcionarem em condições favoráveis, os compressores possuirão tempos de vida mais longos com manutenções menos frequentes.

Outra vantagem dos sistemas inundados é que a descongelação dos evaporadores pode ser feita através da utilização de gás quente através de controlos simples, sem grandes perturbações para o sistema.

No entanto a quantidade de fluido total do sistema será maior quando comparado com sistemas de expansão direta, devido à necessidade de um excesso de líquido nas serpentinas dos evaporadores. Este excesso de líquido será sinonimo de caudais mássicos maiores, traduzindo-se em perdas de carga maiores. Os diâmetros das tubagens para este tipo de sistema também serão de dimensões superiores implicando custos mais elevados na aquisição das tubagens.

Em alguns casos, a aplicação de bombas poderá ser necessária para garantir o transporte do fluido frigorigéneo aos evaporadores, significando um custo acrescido com a aquisição inicial, com consumos de energia e com a manutenção.

Outra desvantagem será que neste tipo de sistemas o óleo lubrificante tenderá a acumular-se no separador de líquido, sendo necessária a sua remoção continua ou periódica [Stoecker, 1998].

1.3.2. Métodos de descongelamento

Após algum tempo de funcionamento, o vapor de água do ar das câmaras frigoríficas acumula-se sob a forma de gelo nas serpentinas dos evaporadores, restringindo o escoamento do ar e acrescentando uma resistência térmica à troca de calor deste com os evaporadores [Stoecker, 1998].

Em certos casos em que o ar da câmara é superior a 2°C [Stoecker, 1998] a descongelamento dos evaporadores pode ser feita cortando a alimentação do fluido frigorígeno ao evaporador, permitindo que o calor do espaço envolvente provoque a descongelamento. Este processo é muito lento e deve ser aplicado a casos onde é possível que o evaporador esteja inoperacional por algum tempo.

A descongelamento também poderá ser efetuada utilizando gás quente. Este processo passa por interromper a alimentação de fluido na fase líquida ao evaporador e restringir a saída da serpentina do evaporador enquanto é fornecido vapor a alta pressão. O evaporador, comportando-se como um condensador, rejeita calor para a camada de gelo nas serpentinas causando a sua descongelamento.

Outro método de descongelamento será a pulverização da serpentina com água. Quando comparado com o método de descongelamento a gás quente a descongelamento por água trás as vantagens de ser pouco dispendiosa, descongelar num curto intervalo de tempo e permite simultaneamente um efeito de limpeza da serpentina.

Uma resistência elétrica também pode ser utilizada para o descongelamento, embora seja pouco comum em evaporadores de sistemas inundados.

Seja qual for o método de descongelamento, os evaporadores deverão estar equipados de um coletor para a água resultante da descongelamento e uma linha de dreno para a remover da câmara.

A descongelamento dos evaporadores produzirá calor que irá aumentar a tensão de vapor da câmara frigorífica. Para evitar sobrepensões a câmara deverá estar equipada com válvulas especializadas que permitam regularizar a pressão.

1.4. Condensadores

Segundo Stoeker (1998), os condensadores industriais são arrefecidos a ar, arrefecidos a água ou evaporativos.

Os condensadores arrefecidos a ar, embora não permitam temperaturas de condensação muito baixas, são o tipo que permite menores custos, tanto com a aquisição como com a manutenção.

Condensadores arrefecidos a água permitem temperaturas de condensação inferiores às obtidas na solução arrefecida a ar. Grande parte destes sistemas é composta por um permutador do tipo “shell and tube”, onde o fluido frigorífero troca calor com a água que por sua vez rejeita esse calor para o exterior. Este sistema é vantajoso para situações em que a distância entre o compressor e o condensador é grande, pelo que o permutador pode ser localizado junto do compressor e a água bombeada até a torre. A presença da torre de refrigeração e permutador neste tipo de condensador, levam a necessidade de um sistema de controlo e gestão de risco de Legionella, de forma a prevenir a sua proliferação nestes equipamentos.

Os condensadores evaporativos são o tipo de condensador mais vulgar em instalações frigoríficas de grandes dimensões. São compactos e oferecem temperaturas de condensação inferiores aos outros tipos. Ao funcionar a temperaturas inferiores permite ao sistema uma poupança de energia e dá origem a temperaturas de descarga moderadas (facto especialmente importante para sistemas a amoníaco) [Stoeker, 1998].

1.5. Compressores

O vapor pode ser comprimido através de várias soluções, deste modo, existem vários tipos de compressores, com funcionamento muito diferente uns dos outros, sendo que os mais comuns no ciclo frigorífico dos entrepostos de grandes dimensões são o tipo alternativo e do tipo parafuso. Estes por sua vez podem ser semi-herméticos ou abertos.

O compressor de parafuso apresenta várias vantagens face ao alternativo. É um equipamento fiável, com grandes capacidades, baixos custos de manutenção e com menor sensibilidade a golpes de líquido [Koelet, 1992]. O seu tipo de funcionamento

será mais estável e o caudal de fluido é contínuo, pelo que transmitirá menos vibrações ao meio.

Nos compressores semi-herméticos, o fluido frigorígeno atravessa o motor elétrico ao passar no compressor. Ao englobar o veio de transmissão na carcaça é eliminado o atrito causado para garantir a estanqueidade do compressor junto do veio, como ocorre nos compressores abertos. Nos entanto, visto que existe o contacto do fluido frigorígeno com os enrolamentos do motor, caso estes fiquem danificados ou queimados o circuito ficará contaminado. Em alguns compressores semi-herméticos a sua carcaça envolve apenas o extrator deixando o rotor fora do contacto com o fluido frigorígeno e eliminando este inconveniente [Koelet, 1992].

A manutenção dos compressores abertos será mais fácil do que a manutenção no caso dos semi-herméticos, e o facto do motor elétrico não estar ligado pelo veio do rotor em conjunto com o compressor permite um arrefecimento mais eficiente do mesmo. Nos compressores abertos os gases de aspiração não sofrem o sobreaquecimento adicional provocado pelo arrefecimento do motor. Visto não introduzirem esta carga adicional no sistema melhoram a eficiência do sistema e permitem uma temperatura mais baixa na descarga, tornando-se adequados a fluídos como o amoníaco que compromete a sua estabilidade com o óleo lubrificante a altas temperaturas.

1.5.1. Óleo lubrificante

Segundo Stoeker (1998), embora existam compressores que não necessitam de óleo lubrificante, o preço destes excede muito o preço de um compressor lubrificado, por esta razão praticamente todos os sistemas de entrepostos frigoríficos industriais funcionam com compressores lubrificados a óleo.

A necessidade de óleo restringe-se apenas ao compressor para lubrificar os elementos móveis, arrastar impurezas das superfícies do compressor e funcionar como selo de certas folgas. Os outros componentes do sistema frigorífico não necessitam da presença de óleo nos mesmos, sendo a presença do mesmo nestes muitas vezes prejudicial para o funcionamento do sistema funcionando como um isolamento e impedindo as trocas de calor.

Para um funcionamento correto do sistema tanto o óleo como o fluido frigorigéneo devem estar livres de impurezas. A presença de água numa instalação pode causar com que o óleo degenere e perca as suas propriedades lubrificantes, ou provocar o aparecimento de ácidos. As partículas metálicas resultantes do efeito da corrosão dos ácidos nos equipamentos, poderão depositar-se em pontos críticos como partes móveis do compressor, resultando em tolerâncias de funcionamento progressivamente mais apertadas e o desgaste dos mesmos componentes. A presença de água na mistura de óleo e fluido frigorigéneo poderá também causar outros efeitos negativos no sistema, nomeadamente bloqueios ao nível das válvulas de expansão e dos filtros, causados pela congelação da mesma devido as baixas temperaturas [Koelet, 1992].

Grandes quantidades de fluido frigorigéneo no óleo afetarão as suas propriedades lubrificantes, diminuindo a sua viscosidade. A solubilidade de um fluido frigorigéneo aumenta com a pressão e decresce com a temperatura [Stoecker, 1998]. O óleo utilizado no compressor dependerá assim do fluido frigorigéneo sendo a escolha baseada na solubilidade entre ambos.

Por estes motivos um separador de óleo estará localizado na descarga do compressor. O separador de óleo poderá ser simples ou complexo, dependendo da solubilidade entre óleo e fluido frigorigéneo.

A manutenção do óleo será de grande relevância já que a análise do mesmo poderá revelar a existência de impurezas no sistema como ar, água, partículas metálicas, lamas e outros contaminantes, que funcionarão como aviso de possíveis avarias.

1.6. Sistemas de dois estágios de pressão

A partir de uma certa razão entre a pressão de condensação e a pressão de evaporação, normalmente 8 [Koelet, 1992], o processo isentrópico que ocorre no compressor sobreaquece o fluido a temperaturas demasiado elevadas na descarga do compressor, sendo necessário retirar demasiada energia no condensador, baixando o rendimento do sistema para valores demasiado pequenos.

Esta situação pode ser evitada dividindo a compressão em dois estágios, normalmente repartidos por dois compressores ou num único compressor projetado para produzir os

diferentes estágios de compressão em cilindros diferentes. Para que esta solução seja viável é necessário arrefecer os gases de descarga do estágio de baixa pressão. Por razões de segurança o vapor não deve ser arrefecido totalmente até à saturação [Koelet, 1992].

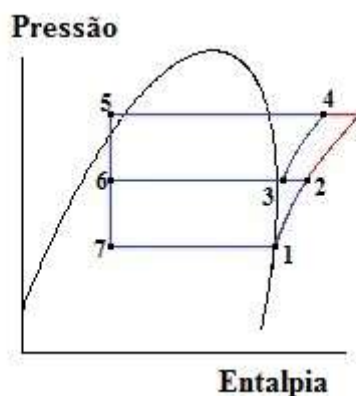


Figura 3 – Diagrama p-h de um sistema com injeção intermédia

Um método simples de criar este arrefecimento dos gases é injetar entre os dois estágios de compressão uma porção de líquido subarrefecido, com o auxílio de uma válvula de expansão termostática. Como é possível observar na figura 3, o mesmo regime de funcionamento é obtido com dois estágios de pressão com uma temperatura de descarga mais baixa.

Outra solução será introduzir um depósito intermédio entre dos dois estágios. A alimentação deste depósito com líquido subarrefecido, proveniente do condensador, será regulada através de uma válvula de expansão de flutuador [Koelet, 1992]. Esta válvula será responsável pelo arrefecimento dos gases de descarga dos compressores da baixa pressão e pelo subarrefecimento do líquido de alimentação aos evaporadores.

A expansão do líquido no depósito intermédio poderá ser apenas parcial sendo que o subarrefecimento do líquido que alimenta os evaporadores ocorrerá dentro de uma serpentina que atravessa o depósito. Este sistema é preferível em situações em que a distância entre o depósito de líquido e os evaporadores é elevada e a utilização de bombas não é possível.

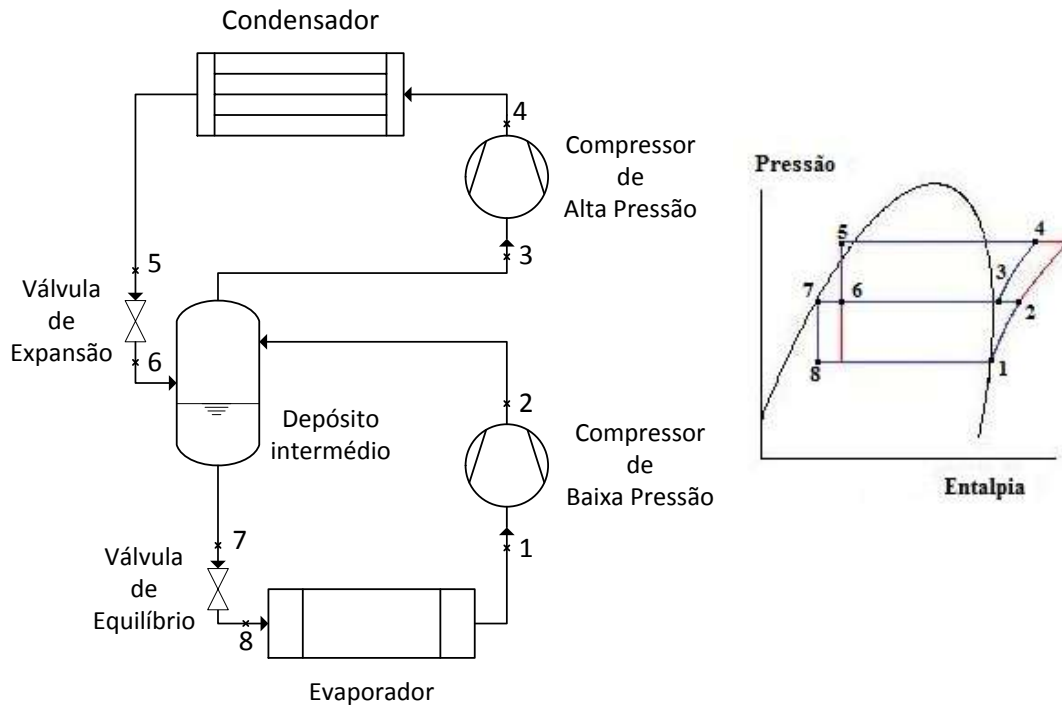


Figura 4 – Sistema de expansão direta de 2 estágios com depósito intermédio de injeção total

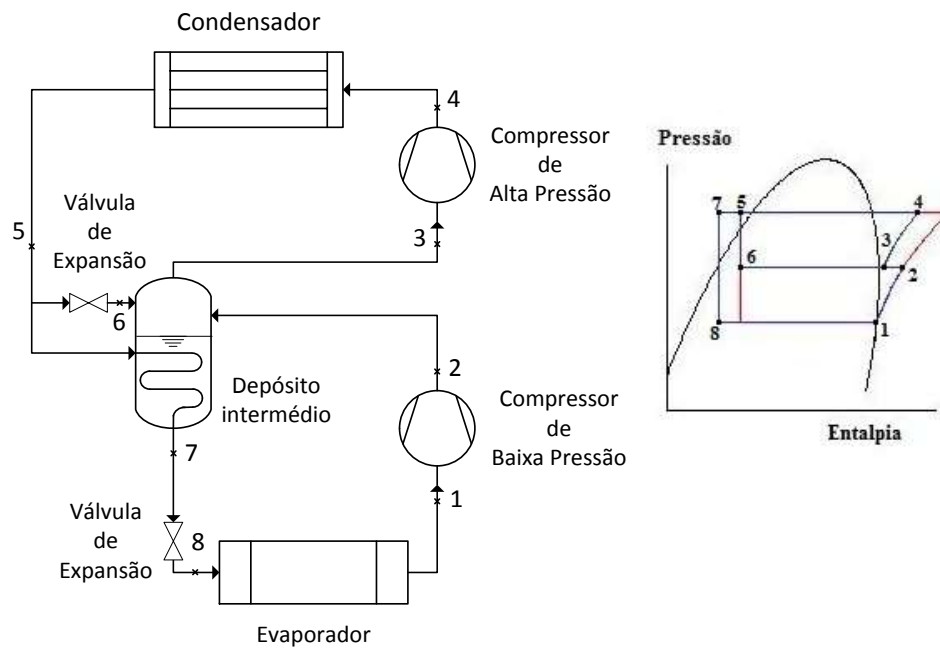


Figura 5 – Sistema de expansão direta de 2 estágios com depósito intermédio de injeção parcial

Analisando as figuras 4 e 5 é possível observar as diferenças entre sistemas com depósito intermédio com injeção total ou parcial, tal como, as diferenças anteriormente

enunciadas entre um sistema com apenas um estágio ou 2 estágios. Em ambos os casos é importante compreender que o débito do compressor no estágio de alta pressão terá de incluir os gases provenientes dos evaporadores, comprimidos no compressor de baixa pressão, e o volume de fluido expandido para arrefecer os mesmos.

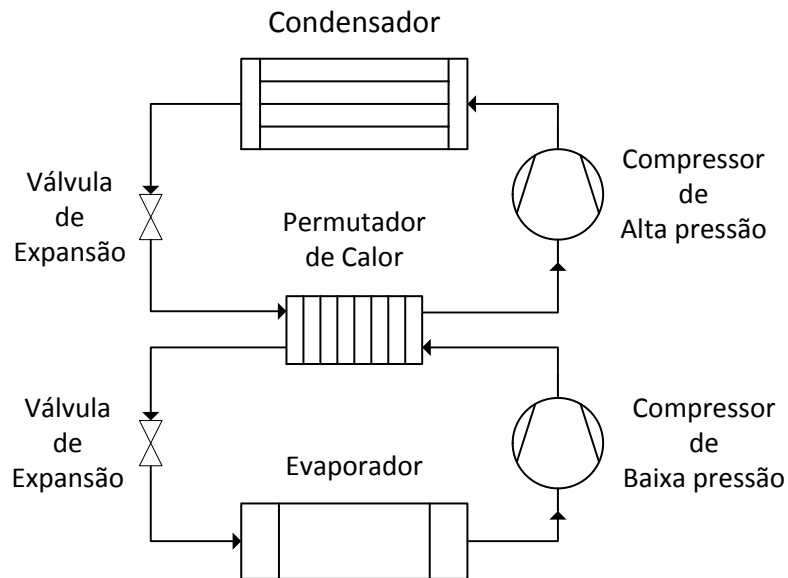


Figura 6 – Sistema em cascata

Os sistemas em cascata são mais uma solução para o sobreaquecimento do fluido. Esta solução utiliza dois circuitos diferentes com dois refrigerantes separados. Estes sistemas ampliam o poder refrigerante de um circuito, com uma grande variação entre a temperatura de evaporação e condensação [Bahrami, 2000]. Como se pode observar na figura 6 o estágio de baixa-pressão transmite o calor absorvido nos evaporadores ao permutador que por sua vez transfere-o ao estágio de alta-pressão. Assim o permutador de calor funcionará como um evaporador para o estágio de alta-pressão e como condensador para o estágio de baixa-pressão.

1.7. Fluidos frigoríficos

Os refrigerantes têm um papel crucial no ciclo frigorífico, já que as suas características influenciam direta e indiretamente, o funcionamento e todos os equipamentos da instalação. Estes absorvem e rejeitam calor através dos processos de evaporação e condensação respetivamente.

Originalmente, os fluidos utilizados no ciclo frigorífico eram a água e o éter, a estes seguiram-se o amoníaco, o dióxido de enxofre, o dióxido de carbono e alguns hidrocarbonetos, que apresentavam melhores propriedades termodinâmicas [Koelet, 1992]. O dióxido de enxofre entrou em desuso devido a sua alta toxicidade e odor pungente e, com a descoberta dos CFC e HCFC, graças a sua baixa inflamabilidade, baixa toxicidade e boas propriedades termodinâmicas, estes rapidamente substituíram os anteriores fluidos refrigerantes. Os CFC e HCFC, no entanto, reagem com os raios ultravioleta criando radicais que devastam a camada de ozono.

Como resposta ao constante aumento do buraco de ozono, a união europeia, os estados unidos e outros 23 estados assinaram o protocolo de Montreal, com vista a acabar com a produção e utilização de CFC como fluido frigorífico. Com o abandono da utilização dos CFC e HCFC, a procura por de fluidos frigoríficos levou os projetistas para soluções antigas como o amoníaco e o CO₂, cuja sua utilização tem vindo a crescer cada vez mais nos últimos anos. As soluções atuais passam também pela utilização de misturas de fluidos que combinados possuem um impacto menor no meio ambiente.

A escolha do fluido deve ser feita de forma a se adaptar as necessidades do projeto, envolvendo um compromisso ao optar entre as propriedades termofísicas mais desejáveis em detrimento de outras. No entanto o fluido frigorífico deve respeitar outros parâmetros que não se relacionam diretamente com a sua capacidade de transferir calor. Koelet sugere que um bom fluido frigorífico se caracteriza por:

- Um baixo ODP e GWP, ou seja, um efeito ambiental nulo ou pouco relevante;
- Calor latente do fluido elevado, de forma a diminuir a quantidade de líquido circulante no sistema;
- Um COP elevado;

- Uma boa condutividade térmica, tanto no estado líquido como o de vapor, a fim de obter superfícies menores nas serpentinas dos evaporadores e dos condensadores;
- Barato e de fácil aquisição, tornando as fugas e operações renovação do fluido menos dispendiosas;
- Deverá possuir um coeficiente adiabático baixo de modo permitir regimes de pressões maiores para variações de volume menores;
- Não deverá ter odor nem ser tóxico, para que no eventual caso de uma fuga não contaminar os produtos armazenados, nem apresentar um risco para a segurança dos trabalhadores;
- Não deverá ser corrosivo ou atacar metais ou óleo, de modo a dar ao projetista um leque mais variado de materiais para utilizar;
- Uma pressão superior à atmosférica para temperaturas de evaporação baixas, de modo a prevenir um diferencial de pressões que permita a entrada de ar no sistema.

1.7.1. Amoníaco ou R₇₁₇

O amoníaco é um fluido incolor e encontra-se no estado gasoso à pressão e temperatura ambiente. O NH₃ ocorre com frequência no meio ambiente, pelo que pode ser decomposto facilmente, através de fenómenos naturais, em moléculas de hidrogénio e nitrogénio inofensivas à natureza. Este facto constata-se analisando seu ODP que será zero e o seu GWP₁₀₀ será inferior a um [ASHRAE, 2006], provando assim ser um refrigerante benigno do ponto de vista ambiental já que não contribui para o deterioramento da camada de ozono nem para o efeito de estufa. Estes motivos levam a que o R₇₁₇ seja caracterizado como um fluido frigorigéneo natural.

O amoníaco apresenta boas propriedades de permuta de calor, superiores a maioria dos fluidos frigorigéneos e um preço de aquisição relativamente baixo.

Fugas de amoníaco, embora não causem um perigo para o meio ambiente, constituem um perigo para todos os trabalhadores do entreposto que sejam expostos a este. O R₇₁₇ é altamente tóxico e provoca irritações ao nível dos olhos e da mucosa. De acordo com Koelet (1992), concentrações do nível das 1700 ppm constituem um perigo mortal a

partir de 30 minutos de exposição, sendo altamente perigoso em concentrações a partir das 3500 ppm. O amoníaco no seu estado gasoso é mais leve que o ar, deste modo, na eventualidade de uma fuga a sua extração, deve ser localizada nas zonas mais altas das câmaras.

Durante o ciclo frigorífico o amoníaco passará pela fase líquida, sendo este um fluido altamente higroscópico apresenta um risco para o meio ambiente caso se escape pelo chão da câmara e encontre um rio ou lençol freático, contaminando-o e causando um desastre ambiental.

O seu odor pungente torna as fugas de amoníaco fáceis de detetar e concentrações a partir das 5 ppm podem ser detetadas pelo olfato humano [Koelet, 1992]. Embora vantajoso na deteção de fugas, o odor do amoníaco causa com que o contacto com os produtos provoque a contaminação e a perda dos mesmos. A localização de fugas de amoníaco pode ser detetada com o auxílio de papel indicador de Ph, que mudará a sua cor na presença de uma base. Outra solução possível passará por aproximar uma solução de ácido hidrocloreto dos equipamentos, este reagirá com a presença de amoníaco formando fumo branco de cloreto de amónio [ASHRAE, 2009].

No que toca no perigo de incêndio, o amoníaco na atmosfera livre só se inflama caso atinja o seu ponto de ebulição e esteja exposto a uma faísca forte. No entanto em concentrações com ar de 16 a 27% torna-se uma mistura algo explosiva, provido que seja exposto a uma fonte de calor de tal modo a que atinja a sua temperatura de ebulição [Koelet, 1996]. A temperatura de 458°C, o amoníaco decompõe-se nos seus constituintes, em que um dos quais, o hidrogénio, é altamente inflamável. É importante compreender que embora o amoníaco incendeie com alguma dificuldade o óleo lubrificante será inflamável e a mistura deste com o amoníaco poderá tornar mais propícia a ocorrência de um incêndio.

A norma NF EN 378-1:2000 coloca o R₇₁₇ no grupo de segurança B2, confirmando as características anteriormente admitidas de alta toxicidade e baixa inflamabilidade.

Segundo Stoecker (1996), o óleo mais utilizado em aplicações de amoníaco é o óleo mineral de base nafténica, no entanto em determinadas utilizações poderá ser necessário a aplicação de outro tipo de óleo. De um modo geral, a solubilidade do NH₃ é tão baixa no óleo que nem o ponto de ebulição do amoníaco nem a viscosidade do óleo são

afetadas. No entanto, a temperaturas superiores a 150°C a estabilidade do R₇₁₇ com o óleo fica comprometida [Rapin, 1997], o que influenciará a escolha do tipo de sistema, já que se deverá garantir que a temperatura de descarga do fluido não ultrapasse este valor. Mesmo não atingindo este limite de temperatura o óleo dos sistemas de amoníaco não deve ser filtrado e reutilizado, dado que ao longo do seu funcionamento o óleo perderá os seus aditivos e não proporcionará o desempenho de um óleo novo [Stoecker, 1992].

Em sistemas com evaporadores de expansão direta de amoníaco, surgem problemas ao nível da distribuição do refrigerante e controlo, a partir de temperaturas de evaporação abaixo dos -18°C [ASHRAE, 2006]. Deste modo são mais comuns os sistemas de amoníaco com evaporadores inundados.

O amoníaco reage quimicamente com o cobre pelo que as tubagens, depósitos e separador devem ser construídos em aço, bem como as serpentinas dos evaporadores e condensador. O compressor também deverá ser do tipo aberto, de modo a evitar qualquer contacto com os enrolamentos de cobre do motor eléctrico.

O facto da utilização de aço em detrimento de cobre acrescentará fiabilidade ao sistema de amoníaco como fluido frigorigéneo, dado que o aço é mais resistente aos impactos. As uniões das tubagens serão soldadas e roscadas, que proporcionam uma estanqueidade superior à brasagem e as uniões das tubagens de cobre.

Outra grande vantagem da utilização de amoníaco será o facto da normalização das tubagens e recetáculos, bem como a construção de compressores, bombas, evaporadores e condensadores, serem muito mais rigorosas devido ao perigo de uma fuga. Este fator também assegura o cumprimento das normas por parte dos projetistas e operários, que estarão cientes do perigo acrescido de uma fuga de amoníaco.

A presença de água no R₇₁₇ não representa um inconveniente tão grande como para outros fluidos, no entanto a partir de concentrações de superiores a 400 ppm é possível o aparecimento de problemas no sistema [Koelet, 1992].

1.7.2. R_{404A}

O R_{404A} é uma mistura gasosa, incolor e inodora à pressão e temperatura ambiente e é composto por 55% R_{143a}, 44% R₁₂₅ e 4 % R_{134a}, todos do grupo HFC. No estado gasoso é mais pesado que o ar, pelo que pode se acumular em espaços confinados, especialmente quando estes são localizados ao nível ou abaixo do solo.

Apresenta um ODP de zero não contribuindo para o aumento do buraco de ozono. O seu GWP₁₀₀ rondará os 3900 [ASHRAE, 2006], um valor algo elevado mas aceitável quando comparado com os dados dos CFC.

O grupo de segurança do R_{404A} é o A1 [ASHRAE, 2006], ou seja, não propaga a chama e apresenta uma baixa toxicidade. Embora não sendo um gás tóxico, a exposição prolongada pode causar tonturas, confusão, dores de cabeça, descoordenação e perda de consciência. Embora não sirva de combustível, a exposição a uma chama pode criar fumos tóxicos e corrosivos. É também importante perceber que na eventualidade de uma fuga, tanto altas como as baixas temperaturas do sistema, podem provocar lesões graves ao nível da pele e dos olhos.

É uma mistura quase azeotrópica pelo que, à pressão constante, possuirá uma diferença entre a temperatura de vapor saturado e a temperatura de líquido saturado da ordem dos 0,9 °C, dependendo do fabricante. O facto de não ser uma mistura azeotrópica implicará que as pressões parciais dos fluidos serão diferentes e na eventualidade de uma fuga as concentrações do fluido deixarão de ser as mesmas e tal como as suas propriedades térmicas. Se a fuga atingir grandes dimensões será necessário substituir o fluido na sua totalidade, visto que, a reposição do fluido perdido não restituirá as concentrações originais da mistura.

Os fabricantes de equipamento sugerem o poliol éster como óleo lubrificante mais indicado para a utilização com o R_{404A} devido a boa miscibilidade entre estes e boas características higroscópicas. Outras bases de óleo lubrificante podem ser utilizadas em sistemas de R_{404A} no entanto este não é miscível em óleos minerais.

1.7.3. Comparação entre o R₇₁₇ e o R_{404A}

Comparativamente com o amoníaco, o R_{404A} é um fluido frigorígeno mais caro e prejudicial para o ambiente. No entanto os equipamentos de um sistema a amoníaco, embora mais fiáveis e com melhor eficiência, serão mais caros que para um sistema a R_{404A}. Outra vantagem em relação ao NH₃ é o facto de o R_{404A} não ser tóxico.

Fluido frigorígeno	R _{404A}	R ₇₁₇
Pressão no evaporador [MPa]	0,365	0,235
Pressão no condensador [MPa]	1,42	1,62
Rácio de compressão	3,89	4,94
Efeito refrigerante útil [kJ/kg]	114,15	1103,10
Caudal [g/s]	8,75	0,90
Caudal de líquido [l/s]	0,0086	0,0015
Volume específico dos gases de sucção [m ³ /kg]	0,0537	0,5117
Vazão do compressor [l/s]	0,470	0,463
Potência consumida [kW]	0,237	0,210
COP	4,21	4,76
Temperatura de descarga do compressor [°C]	309	372

Tabela 1 – Comparação do desempenho energético dos fluidos frigorígenos (adaptado de ASHRAE Fundamentals, 2009)

A tabela 1, retirada do manual ASHRAE Fundamentals (2009), foi elaborada a partir de valores teóricos calculados num regime de funcionamento de -15°C/30°C, para uma tonelada de refrigeração. Analisando os valores apresentados na tabela, é perceptível que o consumo energético é mais elevado para o caso do R_{404A} resultando num COP superior para o sistema de amoníaco. O caudal do compressor também é maior para o caso do R_{404A}, o que se traduzirá em diâmetros da tubagem de maiores dimensões.

No entanto esta tabela compara sistemas iguais para ambos os fluidos, o que na prática não irá acontecer, seja pelas características do fluido ou pelas necessidades do entreposto.

2. Caracterização do entreposto

O dimensionamento de uma sala de máquinas só é possível para um entreposto com características predefinidas. O número de câmaras frigoríficas e as suas dimensões, as temperaturas a que o produto será armazenado e a localização do entreposto são informações indispensáveis para a escolha dos componentes da sala de máquinas e o cálculo dos mesmos.

Neste trabalho optou-se por basear o estudo numa instalação existente de modo a adicionar uma componente prática ao estudo. O caso de estudo escolhido foi o entreposto da *Gelalentejo* na zona de Montemor-o-Novo. Este entreposto armazenará produtos congelados variados tal como carne, pescado, massas congeladas (para panificação e pastelaria) e gelados, também conservará alguns produtos não congelados nomeadamente maçãs.

O entreposto da *Gelalentejo* é constituído por dois pisos. Tal como é possível observar na figura 7, o 1º piso constituído por quatro câmaras para o armazenamento de congelados, alinhadas lado a lado e com uma capacidade unitária de 7500 m^3 . Este compreende também uma área de receção/expedição, a sala de máquinas e os gabinetes de gestão. Encontra-se no piso inferior uma câmara de refrigerados com uma capacidade de 6400 m^3 . As dimensões das câmaras serão as apresentadas nas figuras 7 e 8.

Devido ao facto de conservarem vários tipos de produtos, a densidade de armazenagem das câmaras de congelados irá variar dependendo das quantidades de cada produto na câmara. Dado que não será possível prever as quantidades de cada produto e como estes possuirão densidades de armazenamento muito diferentes, é necessário estabelecer um critério de escolha para determinar uma densidade média.

Admitiu-se uma densidade de armazenagem da ordem os 350 kg/m^3 como valor médio entre as densidades dos produtos nas câmaras de congelados, assim as câmaras de congelados terão uma capacidade total de 2600 Ton. A câmara de refrigerados será projetada para albergar maçãs, sendo a densidade de armazenamento das mesmas 270 kg/m^3 [Santos, 2008], resultando numa capacidade de 1700 Ton.

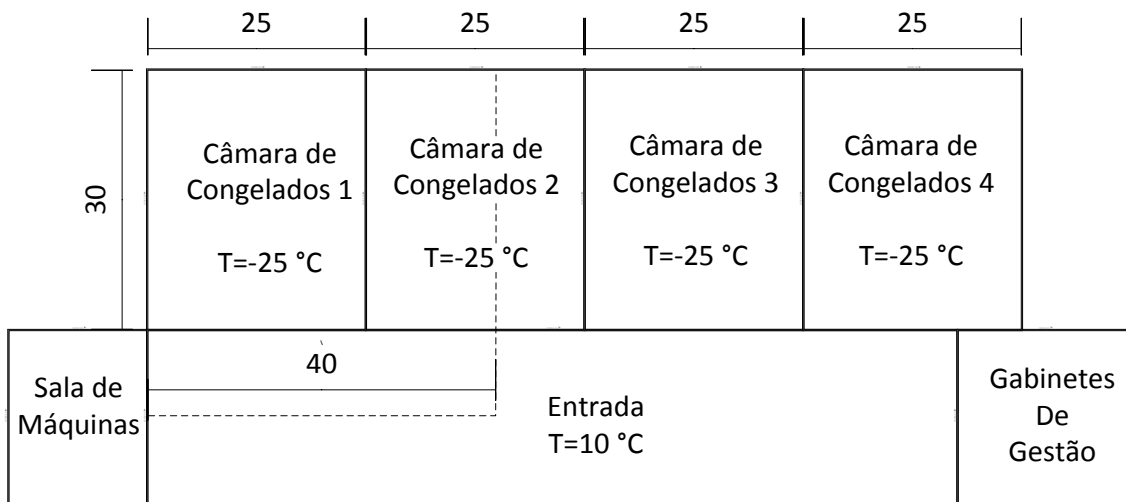


Figura 7 – Planta do piso 0 do entreposto

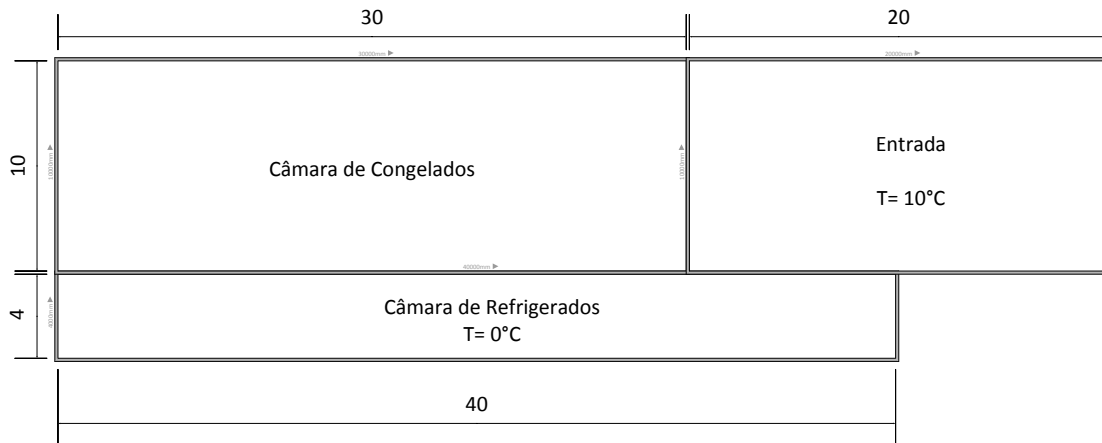


Figura 8 – Corte lateral do entreposto

Montemor-o-Novo situa-se a aproximadamente a 30 km de Évora, pelo que, poderemos considerar as condições climatológicas sensivelmente iguais. De acordo com a figura 9, retirada do atlas climatológico Ibérico disponibilizado pelo Instituto de Meteorologia Português, Évora apresenta valores de temperatura média máximas rondando os 30°C durante os meses de Junho, Julho e Agosto. No entanto entre os anos de 1971 e 2000, a temperatura máxima absoluta de Évora atingiu os 42°C. Esta seria a escolha mais segura como temperatura de projeto, no entanto deve ter-se em conta que este valor máximo não se repetirá todos os anos e o sistema ficaria sobredimensionado na maior parte das situações, o que se traduzirá em maiores custos de funcionamento da instalação. Deste

modo, escolheu-se para a temperatura exterior de projeto 35°C abrangendo as temperaturas máximas ao longo do ano sem sobredimensionar o sistema. Sem dados disponíveis, admite-se que a temperatura do solo não ultrapasse os 20°C.

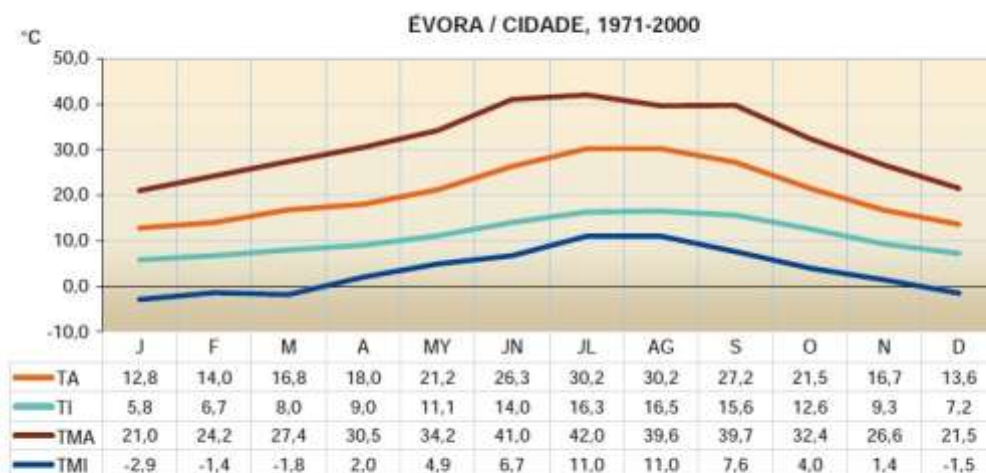


Figura 9 – Normais climatológicas da temperatura do ar em Évora de 1971 a 2000 (I.M.P., 2000)

As temperaturas das câmaras de congelados e refrigerados serão -25°C e 0/+4°C, respetivamente. Os produtos armazenados nas câmaras de congelados serão descarregados, e carregados em camiões na área de receção/expedição do entreposto sendo esta climatizada para evitar a descongelação dos produtos. Assumiu-se que a sua temperatura média rondará os 10°C. A sala de máquinas será ventilada por meio de grelhas diretamente do exterior e embora existam ganhos de temperatura provenientes dos compressores, bombas e respetivos motores, considerou-se a temperatura de projeto da sala de máquinas 30°C, de modo a ter em conta trocas de calor com a câmara adjacente e a entrada. As tubagens, o depósito e separadores de líquido embora isolados também poderão contribuir para a diminuição da temperatura da sala.

No que toca à humidade relativa, no caso das câmaras de refrigeração de maçãs esta ronda os 90 a 95% [ASHRAE, 2006]. No caso da câmara de congelados vários tipos de produtos coexistirão nas mesmas salas contudo, após uma análise das tabelas de requisitos de armazenamento de alimentos referidos, disponível no manual ASHRAE Handbook Refrigeration, observou-se que a humidade relativa recomendada para a conservação de congelados rondava os 90 a 95%.

2.1. Solução adotada na generalidade

Este estudo baseia-se num sistema a amoníaco. Devido às temperaturas baixas das câmaras do entreposto, optou-se por um sistema inundado já que os evaporadores de expansão direta a R₇₁₇ têm uma eficiência muito baixa. Neste sistema, estará localizado na sala de máquinas um separador de líquido, munido de bombas, para alimentar os evaporadores e permitir que estes operem com líquido no interior das serpentinas tornando mais eficiente a transferência de calor.

Para determinar o regime de funcionamento do sistema é necessário calcular as temperaturas de condensação e evaporação do mesmo. De acordo com Guerra (2010), a diferença entre a temperatura do ar da câmara e a temperatura de evaporação deverá ser calculada tendo em atenção a humidade relativa da câmara frigorífica segundo os valores da tabela 2.

ϕ [%]	90	85	80	75	70
ΔT_m	4,5	6	7	8	9

Tabela 2 – Relação entre humidade relativa e ΔT_m (adaptado de Guerra, 2010)

Dado que a humidade relativa será igual para ambos os casos (90%) arredondou-se a diferença entre a temperatura das câmaras e a temperatura de evaporação de 4,5°C para 5°C, de modo a simplificar os cálculos.

A temperatura mais baixa da câmara de refrigerados deverá manter-se nos 0°C, teremos assim uma temperatura de evaporação de -5°C. No caso dos congelados teremos uma temperatura de evaporação de -30°C, dado que, a temperatura do ar da mesma deve preservar-se nos -25°C.

No que toca ao condensador, este será do tipo evaporativo e estará localizado na cobertura da sala de máquinas. Segundo Guerra (2010), a temperatura de condensação deste tipo de condensador será a soma da temperatura de bolbo húmido do ar a entrada do condensador com uma diferença de temperaturas de 15°C. Assumindo uma

temperatura de bolbo húmido exterior de projeto de 25°C, a temperatura de condensação será 40°C.

Calculadas as temperaturas de evaporação e condensação, as pressões correspondentes podem ser facilmente obtidas da tabela 33 em anexo. A primeira observação que podemos constatar é que a razão entre as pressões de condensação e evaporação das câmaras de congelados é elevada (aproximadamente 13) e é aceitável (aprox. 4) para a câmara de refrigerados. Um sistema de um único estágio embora fosse aplicável para o regime de temperaturas da câmara de refrigerados, para as câmaras de congelados teria um rendimento muito baixo.

De forma a solucionar este problema e agrupar os dois sistemas numa única solução, optou-se por um sistema de compressão dupla com a particularidade de o depósito intermédio funcionar como separador de líquido para o circuito dos evaporadores da câmara de refrigerados, para além de arrefecer o vapor sobreaquecido proveniente da baixa pressão.

Segundo Koelet (1992), um sistema de dois estágios com depósito intermédio de injeção parcial a pressão intermédia deve ser calculada segundo a equação 1.

$$P_{int} = \sqrt{P_{evap} \cdot P_{cond}} \quad (1)$$

A pressão intermedia calculada seria de 0,430 MPa, isto implicaria que o amoníaco estivesse aproximadamente à temperatura de 0°C no depósito intermédio mas para o sistema idealizado é necessário que a alimentação de NH₃ aos evaporadores da câmara de refrigerados seja feita a temperatura de -5°C. Deste modo a injeção deverá ser total no depósito intermédio.

A compressão em ambos os estágios será efetuada por dois compressores montados em paralelo, a fim de dividir a potência do equipamento e permitir uma redundância em caso de avaria ou manutenção. Os compressores estarão localizados na sala de máquinas, tal como o depósito de líquido.

A figura 10 é uma representação simples do circuito e tem como finalidade ilustrar todos os componentes referidos e o permitir uma melhor compreensão da solução.

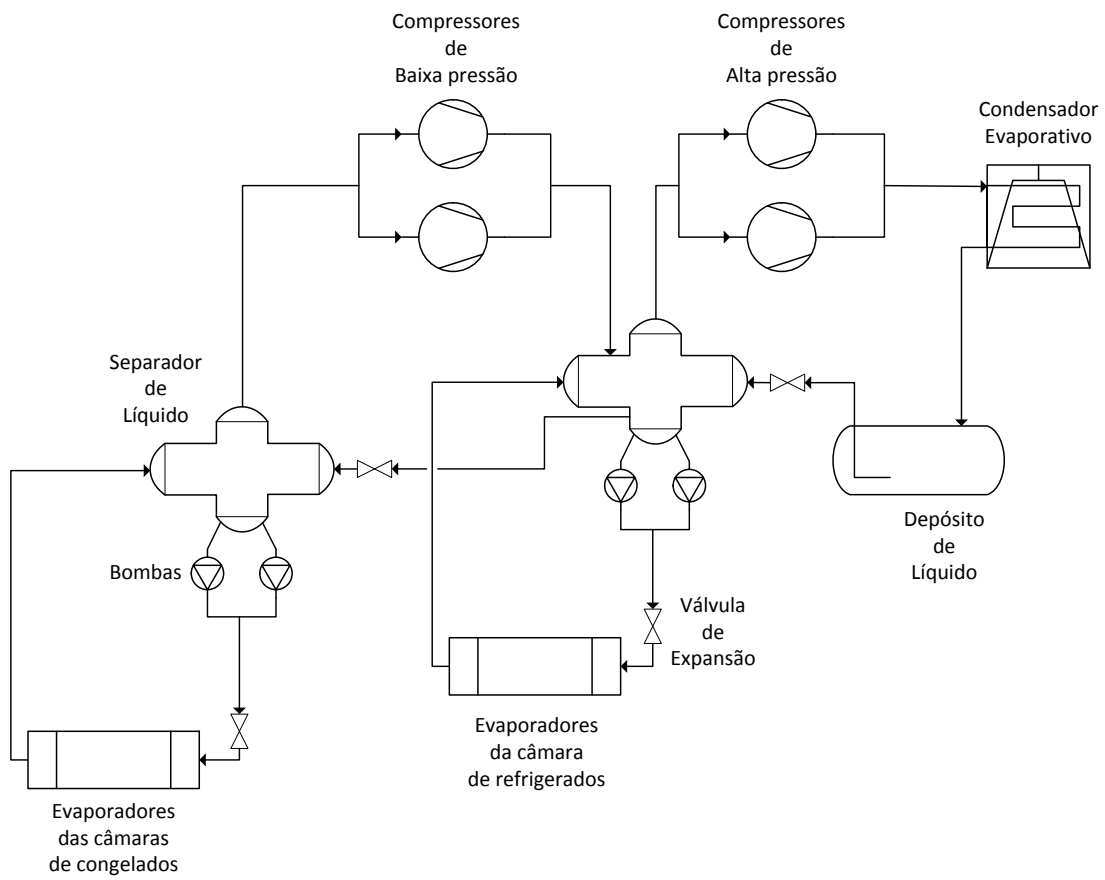


Figura 10 – Sistema adotado como solução

2.2. Balanço térmico

Calcular a carga térmica das câmaras é crucial para o dimensionamento do equipamento, nomeadamente os evaporadores, compressores e condensador. O restante equipamento será condicionado por estes.

Segundo o lecionado na U.C. de Refrigeração do mestrado de engenharia mecânica do ISEL, as cargas térmicas de cada câmara frigorífica dividem-se em duas categorias: as cargas externas e internas.

Entende-se por cargas externas os ganhos de calor que ocorrem entre o ar da câmara e o exterior através das superfícies da câmara, da abertura das portas ou com a entrada de ar novo, assumindo que a temperatura exterior é superior à interior.

O calor libertado pelos produtos que entram a uma temperatura superior à da câmara, a iluminação, os trabalhadores, empilhadores, ventiladores dos evaporadores e outros equipamentos, farão parte das cargas internas das câmaras. No caso da câmara de refrigerados ter-se-á uma carga adicional derivada do calor da respiração dos frutos.

2.2.1. Cargas térmicas através das paredes, teto e pavimento

No cálculo das cargas térmicas é necessário calcular o isolante das paredes, portas, teto e pavimentos. A espessura do isolamento pode ser calculada aplicando a lei de Fourier para o caso mais desfavorável do entreposto, nomeadamente uma parede em contacto direto com o exterior, em que a diferença de temperaturas será maior.

$$e = k \frac{\Delta T}{q_{m\acute{a}x}} \quad (2)$$

O fluxo térmico não deverá exceder 8 W/m² para locais refrigerados e 10 W/m² em câmaras de congelados [Santos, 2008].

Poliuretano de condutividade térmica 0,025 W/m.°C [Santos, 2011] foi admitido como o material isolante das portas, tetos e paredes. Como isolante dos pavimentos, foi escolhido o A.N.C., assumindo um k de 0,040 W/m.°C [Guerra, 2010].

As cargas térmicas através de cada parede, teto e pavimento são calculadas aplicando a fórmula:

$$\dot{Q}_1 = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (3)$$

O coeficiente global de transferência de calor não é mais que o inverso da resistência térmica do mesmo material. A resistência térmica pode ser calculada através da equação 4.

$$R = \frac{1}{r_i} + \frac{\sum e}{k} + \frac{1}{r_e} \quad (4)$$

Coeficiente global de transferência de calor será assim:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{r_i} + \frac{\sum e}{k} + \frac{1}{r_e}} \quad (5)$$

Admitiu-se os valores de 15 e 30 W/m [Guerra, 2010] para a resistência térmica de convecção na superfície interna e resistência térmica de convecção na superfície externa, respetivamente.

A parcela $\frac{\sum e}{k}$ da equação 5 refere às varias camadas das paredes, portas, teto e pavimento. Atualmente as câmaras frigoríficas são em geral bem isoladas termicamente, sendo apenas necessário considerar no cálculo a resistência térmica do material isolante constituinte do painel isotérmico [Guerra, 2010].

2.2.2. Renovações de ar

A substituição parcial do ar das câmaras de refrigerados, quando armazenados frutos, introduz novas cargas no sistema, já que o ar novo exterior tem de ser arrefecido até a temperatura interior. O número de renovações diárias para câmaras com uma movimentação pouco intensa pode ser estimado pela equação 6.

$$n = \frac{70}{\sqrt{V}} \quad (6)$$

O caudal volumétrico diário então será:

$$\dot{V}_{dia} = n \cdot V \quad (7)$$

O caudal mássico de ar exterior que entra na câmara será dado pela fórmula:

$$\dot{m}_{ar} = \frac{\dot{V}_{dia} \cdot \rho_{ar}}{86400} \quad (8)$$

Podemos assim calcular a carga térmica introduzida pelas renovações através de:

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_{ar} \cdot \Delta h \quad (9)$$

Sendo Δh a diferença entre as entalpias do ar exterior e interior.

2.2.3. Carga térmica introduzida pela abertura das portas

A abertura das portas causa uma troca direta de calor entre o ar da câmara e o ar exterior, logo é necessário contabilizar esta carga adicional ao funcionamento do entreposto. As portas admitidas para as câmaras terão 3 m de altura por 2,5 m de largura e são munidas de lamelas.

O cálculo inicia-se determinando o tempo de abertura das portas para uma estimativa do fluxo diário máximo de produto que entra ou sai da câmara:

$$t_{ab} = d_{ton} \frac{\dot{m}_c}{24000} \quad (10)$$

Assume-se que em ambos os casos as portas serão automáticas e o transporte do produto será feito em paletes carregadas por um empilhador. Assim a duração média da abertura das portas em minutos para permitir a passagem de uma tonelada de produto será 6 min/Ton [Guerra, 2010]. O fluxo diário de produto varia ao longo do ano, assim assumiu-se um valor médio de 5% da capacidade total de cada câmara.

Carga térmica introduzida pela abertura das portas é calculada pela fórmula:

$$\dot{Q}_3 = 8 + \frac{0,067 \cdot \Delta T \cdot t_{ab} \cdot \rho_{int}}{W \cdot H \cdot B \cdot Z} \quad (11)$$

Foi escolhido o coeficiente minorante Z de 0,25 já que se trata se de uma porta com lamelas [Guerra, 2010]. W e H corresponderão ao comprimento e altura da porta respectivamente. A parcela B é calculada através da equação 12.

$$B = (h_{ext} - h_{int}) \sqrt{\left(1 - \frac{\rho_{out}}{\rho_{int}}\right) H} \quad (12)$$

2.2.4. Carga térmica devido à iluminação da câmara e ao pessoal de estiva

O CIE aconselha uma iluminação em câmaras frigoríficas de 100 lux e pode se considerar uma carga térmica de 6 W/m² [Guerra, 2010]. Deste modo a carga introduzida pela iluminação variará com a área da câmara segundo a equação 13.

$$\dot{Q}_4 = 6 \cdot A \quad (13)$$

Os trabalhadores que estarão dentro das câmaras durante a entrada e saída de produto libertarão calor. Tal como pode ser observado na tabela 3, o calor libertado pelos mesmos dependerá da temperatura da câmara.

Temperatura da câmara (°C)	Quantidade de calor libertado pelas pessoas (Watt)
+15	200
+5	240
0	270
-20	390
-25	420

Tabela 3 – Quantidade de calor libertado pelas pessoas em função da temperatura da câmara (retirado de Guerra, 2010)

As cargas térmicas introduzidas devido aos trabalhadores também dependerão do número de trabalhadores e do tempo de permanência na câmara, tal como evidenciado na fórmula serão:

$$\dot{Q}_5 = n_p \cdot q_p \frac{t}{24} \quad (13)$$

2.2.5. Cargas térmicas dependentes dos produtos armazenados

Os produtos, ao entrarem nas câmaras, encontram-se a uma temperatura superior à temperatura da câmara frigorífica, o que significa que irão libertar uma determinada quantidade de calor até que a sua temperatura fique em equilíbrio com a temperatura da câmara.

No caso do produto conservado na câmara de refrigerados, presume-se que o mesmo chegará as mesmas à temperatura de 10°C, enquanto que o produto a ser armazenado nas câmaras de congelados chegará à temperatura de -5°C.

Deste modo o calor libertado pelos produtos refrigerados, de modo a igualar a sua temperatura à da câmara será:

$$\dot{Q}_6 = \frac{\dot{m}_{ref} \cdot C_1 \cdot \Delta T}{86400} \quad (14)$$

O calor específico acima da temperatura de congelação será da ordem dos 3,81 kJ/kg.°C para as maçãs [ASHRAE, 2006].

O calor libertado pelos produtos congelados, será:

$$\dot{Q}_7 = \frac{\dot{m}_{cong} \cdot C_2 \cdot \Delta T}{86400} \quad (15)$$

O calor específico abaixo da temperatura de congelação para este caso 2,20 kJ/kg.°C [ASHRAE, 2006].

2.2.6. Carga térmica devida ao calor de respiração de frutos

A câmara de refrigerados será projetada para o armazenamento de maçãs, assim é necessário ter em conta a carga introduzida pela respiração dos mesmos.

$$\dot{Q}_8 = \frac{M \cdot q_{resp}}{86400} \quad (16)$$

Considerou-se um calor de respiração para as maçãs de 0,016 W/kg [ASHRAE, 2006].

Os valores das cargas térmicas da respiração dos frutos e restantes casos, foram calculados e são apresentados em anexo nas tabelas 23 a 32.

2.2.7. Carga total

Somando as cargas anteriormente consideradas para cada câmara obtemos uma carga intermédia das câmaras do entreposto.

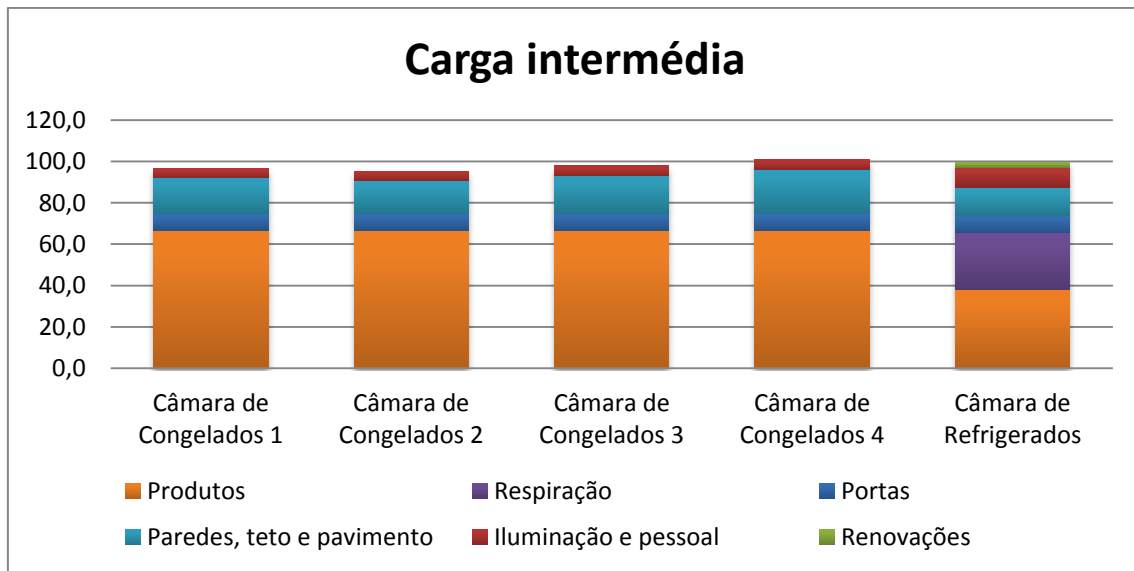


Gráfico 1 – Cargas térmicas intermédias das câmaras do entreposto

No gráfico 1 apresenta-se uma comparação entre as cargas térmicas intermédias de cada câmara. As potências das câmaras de congelados diferem apenas de alguns quilowatts entre si, mesmo assim podemos observar que as câmaras que se localizam por cima da câmara de refrigerados sofrem perdas menores, tal como as câmaras ao centro, devido ao facto de terem menos superfícies em contato com o ar ambiente que estará a uma temperatura mais elevada.

De notar que também que o valor da cargas intermédias da câmara de refrigerados aproxima-se bastante dos valores das câmaras de congelados embora estas tenham temperaturas muito inferiores e um volume de armazenamento maior. Isto prende-se com o facto da presença do calor libertado pela respiração dos frutos na câmara de refrigerados que acrescenta uma parcela considerável à carga térmica da câmara.

Contudo é também necessário considerar o calor introduzido pelos motores dos empilhadores e ventiladores dos evaporadores. Assim a potência previewional será obtida a partir da carga intermédia de cada câmara provida de um coeficiente de segurança de

20% [Guerra, 2010]. A tabela 4 apresenta as potências previsionais de cada câmara para o caso de estudo.

Câmara	Potências previsionais [kW]
Congelados 1	116,0
Congelados 2	114,4
Congelados 3	117,4
Congelados 4	121,0
Refrigerados	119,7

Tabela 4 – Potências previsionais das câmaras do entreposto

3. Sala de máquinas

3.1. Dimensionamento do equipamento

3.1.1. Evaporadores

O objetivo da câmara frigorífica é manter a temperatura dos produtos a um nível de que os mesmos não se degradem. Os evaporadores são responsáveis por retirar as cargas térmicas, controlando a temperatura das câmaras. Os componentes da sala de máquinas serão assim dimensionados em função das características dos evaporadores escolhidos.

Dois evaporadores estarão montados na parede de sul de cada câmara de congelados. Localizada no piso inferior, na câmara de refrigerados encontrar-se-ão três evaporadores dispostos ao longo da parede norte (entrada). A potência dos evaporadores de cada câmara de congelado será assim a potência previsional correspondente dividida por 2 e a potência dos evaporadores da câmara de refrigerados a sua potência previsional dividida por 3, tal como pode ser observado na tabela 5.

Câmara	Potências por evaporador [kW]
Congelados 1	58,0
Congelados 2	57,2
Congelados 3	58,7
Congelados 4	60,5
Refrigerados	39,9

Tabela 5 – Potências necessárias por evaporador em cada câmara

É perceptível ao examinar a tabela 5, que as potências dos evaporadores das câmara de congelados são algo semelhantes quando comparadas com as gamas de potências apresentadas nos catálogos dos fabricantes de evaporadores, assim escolher-se-á a mesma gama de potência para os evaporadores das câmaras se congelados e uma gama diferente para os da câmara de refrigerados.

Admitiu-se o modelo *AGHN 080.2F/37-AND* da *Guentner*, com uma capacidade nominal de 67,9 kW para os evaporadores das câmaras de congelados. No caso da câmara de refrigerados, considerou-se o modelo *AGHN 071.2E/24-AND* da mesma marca, com uma capacidade de 40,8 kW.

O caudal mássico de cada evaporador dependerá da variação de entalpia fluido em cada caso tal como apresentado na equação 17.

$$\dot{m} = \frac{P_E}{\Delta h} \quad (17)$$

À entrada dos evaporadores o fluido estará completamente na sua fase líquida, deste modo a sua entalpia poderá ser calculada com o auxílio da tabela 33 presente em anexo. Como se tratam de evaporadores inundados o retorno dos mesmos apresentará um excesso de líquido que para este caso se admitiu um título de 0,25. A entalpia à saída do evaporador pode assim ser calculada a partir da equação 18.

$$h = h_L + x(h_V - h_L) \quad (18)$$

3.1.1.1. Descongelção dos evaporadores

A descongelção da serpentina dos evaporadores será efetuada com gás quente proveniente duma picagem à saída dos compressores de alta pressão. O processo de descongelção passará pela limitação do caudal de gás que alimenta o condensador, sendo este redirecionado para os evaporadores. Tal como é possível observar na figura 11 o gás quente é transportado da alta pressão até aos evaporadores onde uma válvula de solenoide permitirá a entrada do mesmo na tubagem que aquecerá a serpentina do evaporador e o tabuleiro onde a água proveniente da descongelção será recolhida e extraída da câmara. A válvula solenoide “A” abrirá, permitindo que o gás chegue a válvula “C” e a sua pressão feche a mesma impedindo a saída do vapor saturado e líquido do evaporador. O gás quente abandonará o evaporador com o fecho da válvula “A” e a ativação da válvula solenoide “B” que fará com que as pressões pendam no sentido contrário, provocando a abertura na válvula “C” e permitindo que o gás retorne ao separador e retome o ciclo.

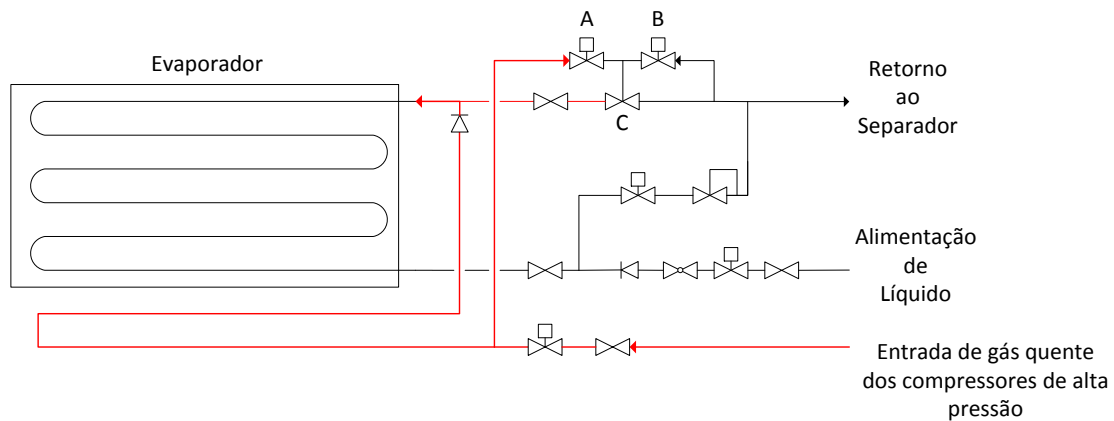


Figura 11 – Sistema de descongelamento a gás quente dos evaporadores

No caso do circuito dos evaporadores da câmara de refrigerados, as bombas de alimentação dos evaporadores devem ser desligadas durante este procedimento. Para os evaporadores das câmaras de congelados não será necessário esta operação dado que a descongelamento das câmaras não ocorrerá em simultâneo e será necessário manter o funcionamento de alguns dos evaporadores para que exista gás quente em quantidade suficiente no condensador para essa operação.

3.1.2. Compressor

Os separadores de líquido serão isolados termicamente de forma a reduzir ao mínimo as trocas de calor com o exterior. Assim o calor perdido desse modo será muito baixo quando comparado com as trocas de calor que ocorrem dentro do mesmo. Pode-se deste modo simplificar o sistema e considerar os separadores como adiabáticos. Ao fazer um balanço térmico ao separador de líquido de baixa pressão, observamos que o calor introduzido pelos evaporadores deve ser retirado pelos compressores, de forma a manter o equilíbrio energético do separador.

A potência dos compressores de baixa pressão, dado que estes funcionarão em paralelo ligados ao mesmo coletor de aspiração, será metade da soma das potências de todos os evaporadores das câmaras de congelados.

$$\dot{Q}_{CBP} = \frac{8 P_{EC}}{2} = 4 P_{EC} \quad (19)$$

Assim cada um dos compressores da baixa pressão deverá retirar ao separador uma carga equivalente a 271,6 kW, para um regime de funcionamento de -30°C/-5°C.

Executando um novo balanço térmico, desta vez ao separador de líquido de alta pressão, observa-se que os compressores deste estágio necessitam retirar a carga introduzida pelos evaporadores da câmara de refrigerados, bem como a carga introduzida pelos compressores de baixa pressão, correspondente ao calor total admitido pelos evaporadores das câmaras de congelados, somado com calor resultante do processo de compressão. O calor deslocado por cada compressor de alta pressão será calculado segundo a equação 20.

$$\dot{Q}_{CAP} = \frac{2 (\dot{Q}_{CBP} + P_{veio BP}) + 3 P_{ER}}{2} \quad (20)$$

Assim os compressores de alta pressão deverão ter uma capacidade de 401,1 kW, para um regime de -5°C/40°C.

	Baixa pressão	Alta pressão
Modelo	<i>NR-N26B-28</i>	<i>LR-N2655S-28</i>
\dot{Q}_C [kW]	280,7	408,7
P_{veio} [kW]	50,7	110,7
COP	5,54	3,69
Rácio de pressões	2,97	4,38
Volume varrido [m³/h]	860	544
Temperatura de descarga [°C]	58,5	80

Tabela 6 – Características dos compressores

Todos compressores escolhidos para a solução deste caso serão do tipo parafuso da marca *Grasso*. Na tabela 6 apresenta-se os dados obtidos com o auxílio do software *ComSel v3.15.02 01*, a partir do qual se selecionou os compressores. Como se trata de um sistema inundado não existirá sobreaquecimento na aspiração dos compressores por isso não foi considerado para a simulação de ambos os casos. Considerou-se um subarrefecimento do líquido de 10 K na seleção do compressor de alta pressão.

De acordo com o fabricante dos compressores, os grupos compressor adquiridos para cada caso incluem os seguintes equipamentos:

- Motor elétrico e respetivo acoplamento;
- Separador de óleo com filtro e visores;
- Válvulas de retenção e passagem tanto na sucção como na descarga;
- Válvulas de segurança;
- Sistema de controlo ligado a sensores e válvulas solenoide, de modo a proteger o compressor.

De forma a evitar a propagação de vibrações no sistema com origem no compressor, este será colocado sobre um maciço antivibrático composto por duas camadas de alvenaria intercaladas com uma camada de cortiça.

3.1.3. Condensador

O condensador embora não faça parte da sala de máquinas, influenciará o funcionamento do sistema. O cálculo da potência do condensador pode ser efetuado segundo a equação 21, somando a potência ao veio à potência nominal dos compressores de alta pressão [Santos, 2008].

$$\dot{Q}_{cond} = 2(\dot{Q}_{CAP} + P_{Veio AP}) \quad (21)$$

O condensador deverá assim ser capaz de rejeitar 1038,8 kW para o meio ambiente. Foi selecionado o condensador evaporativo modelo *Eco-ATC M359* da marca *EVAPCO* com uma capacidade de 1099kW para as condições de funcionamento indicadas. O

condensador terá um consumo elétrico de 20,7 kW entre a bomba de água e o ventilador.

3.1.4. Bombas circuladoras

Na solução adotada assumiu-se dois evaporadores por câmara de congelados e três para a câmara de refrigerados. Assim para o sistema idealizado, a bomba no circuito de baixa pressão bombeará líquido, do separador, com um caudal equivalente ao caudal mássico dos oito evaporadores das câmaras de congelados. A bomba na pressão intermédia deverá debitar um caudal suficiente para abastecer os três evaporadores da câmara de refrigerados. Estará montada uma bomba suplementar em cada separador de modo a funcionar como redundância para efeitos de manutenção ou no caso de uma avaria, assim cada bomba deve permitir o débito total de caudal correspondente.

Assim as bombas de amoníaco no circuito de pressão intermédia deveram ter um caudal 2,2 m³/h. Segundo Guerra (2010), a altura manométrica das bombas de amoníaco calculada teoricamente não se aproxima de valores reais deste modo assumiu-se 20 m.c.a. para a perda de carga no circuito de alimentação dos evaporadores da câmara de refrigerados. As bombas selecionadas são do tipo *GP 42 1450* e o motor elétrico modelo *BG 80* de 0,75 kW, ambos da marca *Witt*.

As bombas de amoníaco no circuito que alimenta os evaporadores das câmaras de congelados, segundo o raciocínio indicado anteriormente, deveram ter um caudal 8,5 m³/h e uma altura manométrica de 20 m.c.a.. As bombas selecionadas são do tipo *GP 51 1450* e o motor elétrico modelo *BG 100L* de 2 kW, igualmente da marca *Witt*.

As bombas serão do tipo horizontal e estarão montadas sobre suportes metálicos aparafusados na parede sob o separador de líquido em que estejam instaladas.

De acordo com a norma europeia EN 378-2, as bombas devem estar identificadas de pelo menos: o fabricante, modelo, número de serie, ano de fabrico e pressão de projeto.

3.1.5. Tubagem e equipamento associado

3.1.5.1. Cálculo das linhas

O caudal mássico que circulará nas tubagens estará diretamente relacionado com a velocidade na linha, o volume específico do fluido na mesma linha e a respetiva secção. Dado que a secção será circular, o seu diâmetro pode ser calculado de acordo com a equação 22.

$$d = \sqrt{\frac{4\dot{m}}{\pi \cdot \rho \cdot v}} \quad (22)$$

Koelet (1992) recomenda as velocidades apresentadas na tabela 7 para o cálculo dos diâmetros das linhas de um sistema a amoníaco, de modo a evitar perdas de carga excessiva nas tubagens.

Linha	v [m/s]
Aspiração do compressor	15 - 20
Descarga do compressor	12 - 20
Aspiração da bomba	$\geq 0,2$
Líquido	0,5 - 1
Linha de gás quente	15 - 20

Tabela 7 – Tabela de velocidades recomendadas para cada linha (adaptada de Koelet, 1992)

Após o cálculo dos diâmetros é necessário ajustar esse valor ao valor de diâmetros normalizados. As velocidades nas linhas são alteradas neste processo, deste modo é necessário recalculer as velocidades corrigidas, garantindo que as velocidades respeitam os valores da tabela 7.

Na tabela 9 podemos observar os diâmetros finais de cada linha e as velocidades corrigidas correspondentes. Não foi possível para alguns casos cumprir com as

velocidades recomendadas dado que os valores dos diâmetros nominais apresentavam diferenças consideráveis do diâmetro calculado. Nestes casos optou-se por utilizar o diâmetro mais próximo ao calculado e de valor superior.

Linha	\dot{m} [kg/s]	ρ [kg/m³]	V [m/s]	D [mm]
Coletor de aspiração dos compressores de baixa pressão	0,45	1,0	20	166,2
Entrada nos compressores de baixa pressão	0,23	1,0	20	117,5
Saída dos compressores de baixa pressão	0,23	2,5	25	67,7
Coletor de descarga dos compressores de baixa pressão	0,45	2,5	25	95,7
Aspiração dos compressores de alta pressão	0,75	3,0	20	126,2
Entrada nos compressores de alta pressão	0,37	3,0	20	89,2
Saída dos compressores de alta pressão	0,37	10,0	25	43,7
Descarga dos compressores de alta pressão	0,75	10,0	25	61,7
Picagem de gás quente	0,75	10,0	20	69,1
Linha de dreno do condensador ao depósito	0,75	579,4	1	40,6
Depósito ao separador de pressão intermédia	0,75	600,0	1	39,8
Aspiração das bombas na pressão intermédia	0,39	638,6	0,2	62,2
Bombas aos evaporadores da câmara de refrigerados	0,39	638,6	1	27,8
Retorno dos evaporadores da câmara de refrigerados	0,39	479,8	1	32,1
Separador de alta pressão ao de baixa pressão	1,60	638,6	1	56,4
Aspiração das bombas na baixa pressão	1,60	677,8	0,2	122,5
Bombas aos evaporadores das câmaras de congelados	1,60	677,8	1	54,8
Retorno dos evaporadores das câmaras de congelados	1,54	508,6	1	63,2

Tabela 8 – Características das linhas do sistema

Linha	Diâmetro nominal [mm]	V [m/s]
Coletor de aspiração dos compressores de baixa pressão	200	13,8
Entrada nos compressores de baixa pressão	125	17,7
Saída dos compressores de baixa pressão	80	17,9
Coletor de descarga dos compressores de baixa pressão	100	22,9
Aspiração dos compressores de alta pressão	125	20,4
Entrada nos compressores de alta pressão	90	19,7
Saída dos compressores de alta pressão	50	19,1
Descarga dos compressores de alta pressão	80	14,9
Picagem de gás quente	80	14,9
Linha de dreno do condensador ao depósito	50	0,7
Depósito ao separador de pressão intermédia	40	1,0
Aspiração das bombas na pressão intermédia	65	0,2
Bombas aos evaporadores da câmara de refrigerados	32	0,8
Retorno dos evaporadores da câmara de refrigerados	40	0,6
Separador de alta pressão ao de baixa pressão	65	0,8
Aspiração das bombas na baixa pressão	125	0,2
Bombas aos evaporadores das câmaras de congelados	65	0,7
Retorno dos evaporadores das câmaras de congelados	65	0,9

Tabela 9 – Diâmetros finais das tubagens e respetivas velocidades corrigidas

3.1.5.2. Equipamento nas tubagens da sala de máquinas

Diâmetro dos equipamentos [mm]	32	40	50	65	80	100	125	200
Válvula de passagem	1	1	1	3	-	-	2	-
Válvula de ângulo	1	1	-	1	-	1	1	1
Válvula de retenção	2	-	-	2	-	-	-	-
Filtro	2	1	-	3	-	-	1	1
Válvula de solenoide	-	1	-	1	-	-	-	-
Pressostato	2	-	-	2	-	-	-	-
Válvulas de expansão com flutuador	-	1	-	1	-	-	-	-

Tabela 10 – Lista de equipamentos de acordo com o diâmetro associado

O equipamento será montado na tubagem do sistema de acordo com a figura 13.

3.1.5.3. Material e isolamento

O amoníaco reage com o cobre e o zinco, deste modo as tubagens serão de aço não costurado de modo a “retardar” o efeito do amoníaco sobre as mesmas.

As uniões e as próprias tubagens devem ser projetadas de modo a não serem danificadas pela humidade que congele no exterior [EN 378-2, 2008].

O seu isolamento será feito com poliuretano revestido com chapa de alumínio flexível. A tubagem será coberta com resina epóxi que servirá de barreira ao vapor impermeabilizando a tubagem e evitando infiltrações e condensações de água no exterior do tubo. As tubagens não serão isoladas na linha de descarga do compressor de alta pressão até ao condensador evaporativo e na linha de dreno que transporta o líquido saturado do condensador evaporativo de volta para o depósito (de modo a facilitar o efeito de subarrefecimento do amoníaco).

Os suportes da tubagem não deverão ultrapassar o espaço máximo apresentado na tabela 11.

Diâmetro nominal [mm]	Espaço máximo dos suportes [m]
15 a 25	2
31 a 50	3
65 a 80	4,5
100 a 175	5
200 a 350	6

Tabela 11 – Espaço máximo recomendado para suportes de tubagem de aço (adaptado da norma EN 378-2:2008)

3.1.6. Separadores de líquido

Os separadores de líquido devem garantir um nível mínimo de amoníaco para a alimentação das bombas, bem como, uma área suficiente para que seja possível a separação da mistura aspirada dos evaporadores.

Koelet propõe que o cálculo da secção mínima de separação do líquido do gás seja realizado através da razão entre o caudal volumétrico de gás, proveniente do evaporador, e a velocidade de projeto máxima do gás, tal como apresentado na equação 23.

$$(S_v)_{min} = \frac{\dot{V}_g}{(v_g)_{máx}} \quad (23)$$

A equação 24 será um dos possíveis métodos para determinar a velocidades de projeto máxima do gás. O valor k é um coeficiente calculado com base na experiência pratica, assim assumiu-se o valor de 0,06 para valores de arrastamento de vapor baixos [ASHRAE, 2006].

$$(v_g)_{m\acute{a}x} = k \sqrt{\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_v}} \quad (24)$$

A \u00e1rea necess\u00e1ria para a separa\u00e7\u00e3o de l\u00edquido nos separadores horizontais ser\u00e1 fun\u00e7\u00e3o do n\u00edvel de l\u00edquido, assim \u00e9 necess\u00e1rio considerar a sec\u00e7\u00e3o de separa\u00e7\u00e3o m\u00ednima como 55% da \u00e1rea total do separador [Koelet, 1992].

$$(S_{total})_{min} = \frac{(S_v)_{min}}{0,55} \quad (25)$$

O di\u00e2metro m\u00ednimo do separador de l\u00edquido devera ser calculado segundo a equa\u00e7\u00e3o 26.

$$d_{min} = \sqrt{\frac{4 (S_v)_{min}}{\pi}} \quad (26)$$

O comprimento do separador pode ser calculado a partir do volume de l\u00edquido, segundo a equa\u00e7\u00e3o 27.

$$L = \frac{4}{\pi D^2} V_l \quad (27)$$

O volume de l\u00edquido ser\u00e1 decisivo no c\u00e1lculo do separador assim deve ter em conta alguns fatores. Este deve compreender um volume de l\u00edquido que alimente os evaporadores durante a ativa\u00e7\u00e3o inicial do sistema, deste modo considerou-se uma autonomia de cinco minutos, tal como apresentado na equa\u00e7\u00e3o 28.

$$V_l = 5 \cdot 60 \cdot 1000 \cdot \dot{V}_l \quad (28)$$

Por outro lado o separador deve garantir que o volume de l\u00edquido durante a descongela\u00e7\u00e3o n\u00e3o ultrapassa valores superiores aos 45% admitidos. Deste modo o volume de l\u00edquido dever\u00e1 englobar os volumes de todas as serpentinas dos evaporadores

correspondentes ao separador, tal como representado na equação 29, em que a será o número de evaporadores que o separador alimentará.

O volume interior das serpentinas dos evaporadores foi obtido dos catálogos do fabricante dos evaporadores, sendo, 122,3 l o volume de um evaporador de uma das câmaras de congelados e 44,7 l o volume de um evaporador da câmara de refrigerados.

$$V_l = a \cdot V_{evap} \quad (29)$$

De forma a obter alguma segurança assumiu-se como o volume de líquido do separador a soma de ambos os valores calculados nas equações 28 e 29. Obteve-se assim um volume de líquido de 1686 l para o separador de baixa pressão e 841 l para o separador de pressão intermédia.

A geometria do depósito deverá ser tal que o rácio entre o comprimento do separador e o seu diâmetro não seja maior que cinco ou inferior a três, assim minimizando os custos de fabrico [ASHRAE, 2006]. Posto isto, para um L/d igual a quatro obteve-se as dimensões para os separadores, apresentadas na tabela 12.

Separador	d [m]	L [m]	V_{total} [l]
Alta pressão	1,2	3,4	3746
Baixa pressão	0,9	3	1870

Tabela 12 – Dimensões dos separadores de líquido

Os separadores selecionados são apresentados na tabela 13. Foram escolhidos da marca *Centauro* a partir do volume varrido dos compressores com o auxílio da tabela 34 presente em anexo. A partir dos dados dos compressores da tabela 6 o volume varrido no separador de líquido de baixa pressão será 1720 m³/h e o 1088 m³/h para o separador na pressão intermédia.

Tipo	Diâmetro [m]	Comprimento total [m]	Carga de líquido [l]	Volume [l]
16/10875	1,60	5,74	3490	10475
13/4900	1,3	4,10	1630	4900

Tabela 13 – Separadores líquido selecionados

As diferenças nas dimensões entre os separadores selecionados e os calculados prendem-se com o facto de o cálculo apresentado anteriormente tenha sido feito para um volume de líquido de 45%, enquanto que o fornecedor considera um nível de líquido igual a 1/3 do diâmetro. O cálculo anterior também ignora a existência das cúpulas verticais e as semiesferas nos extremos laterais do separador, considerando o separador como um cilindro com o objetivo de criar algum excesso de volume para situações imprevistas.

Os separadores de líquido deverão estar equipados com medidores de nível aos 50% e aos 10%, de forma a regular o volume de líquido dentro do separador.

Ambos os separadores de líquido deverão estar equipados um dispositivo de segurança de acordo com a norma EN 378-2 ou equivalente.

Um separador de óleo será montado na base de ambos os separadores de líquido com a finalidade de recolher o óleo que não ficou retido nos separadores de óleo dos compressores. Este separador estará ligado à tubagem de retorno dos evaporadores de modo a retomar algum amoníaco que seja drenado em conjunto com o óleo. Um acesso ao óleo deverá ser permitido de modo a possibilitar a recolha do óleo.

3.1.7. Depósito de líquido

O depósito de líquido deve possibilitar o armazenamento de algum líquido frigorígeno do sistema já que grande parte do líquido estará nos separadores. No caso em questão (sistema inundado) existe um excesso de líquido que deverá ser considerado no dimensionamento do depósito. O volume do depósito foi calculado assumindo que este

seria 1/3 da soma dos volumes de ambos os separadores de líquido do sistema [Guerra, 2010].

Deste modo o depósito deverá ter aproximadamente um valor de 5125 l. Assim selecionou-se da marca *Tecnofrio*, o depósito horizontal modelo *TRLA 1200* de diâmetro 1000 mm com uma capacidade máxima 6046 l. As restantes dimensões do depósito estão representadas na figura 12.

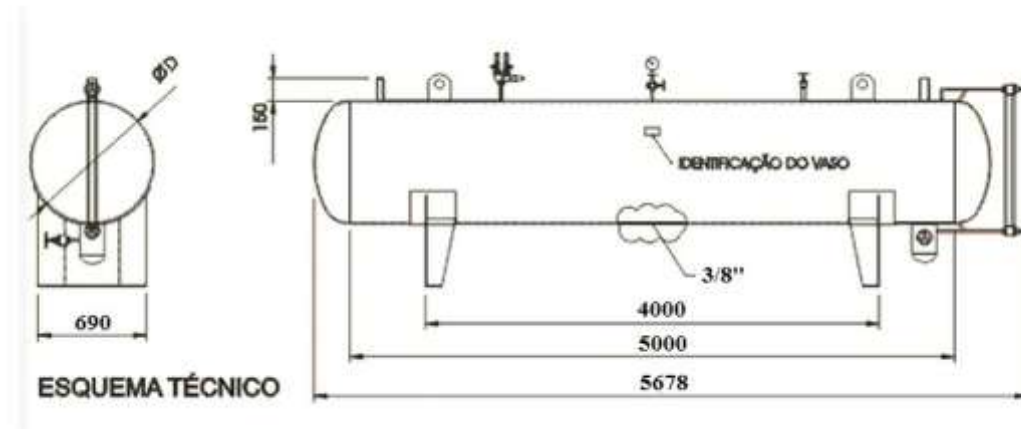


Figura 12 – Dimensões do depósito de líquido (adaptado de Tecnofrio, 2012)

Disposição:	Horizontal
Corpo:	Chapa de aço ASTM A516 GR 60 calandrada e soldada
Calotas:	Chapa de aço ASTM A516 GR 60
Conexões	Tubos pretos DIN 2440
Suportes:	Chapa de aço ASTM A36
Pressão do Projeto:	16 Kgf/cm ²
Pressão de Teste:	24 kgf/cm ²
Sobreespessura de Corrosão:	1,5mm

Tabela 14 – Características construtivas do depósito de líquido (Tecnofrio, 2012)

Observa-se na tabela 14 que a pressão de projeto esta dentro do valor admissível para o sistema calculado, 1,55 MPa ou 15,8 kgf/cm².

O depósito estará equipado com os seguintes equipamentos:

- Válvula de passagem à entrada e saída do mesmo;
- Válvula de bloqueio angular para purga de óleo e gases incondensáveis;
- Válvula para manômetro;
- Visor de nível em vidro com proteção metálica.

A configuração das válvulas de segurança deverá cumprir a norma EN 378-2 ou equivalente.

O acabamento das peças que compõem do depósito é feito através de decapagem por jacto. Após soldado o depósito é novamente decapado, pintado com uma camada de tinta anticorrosiva e uma camada de tinta à base de poliuretano.

3.2. Diagrama frigorífico

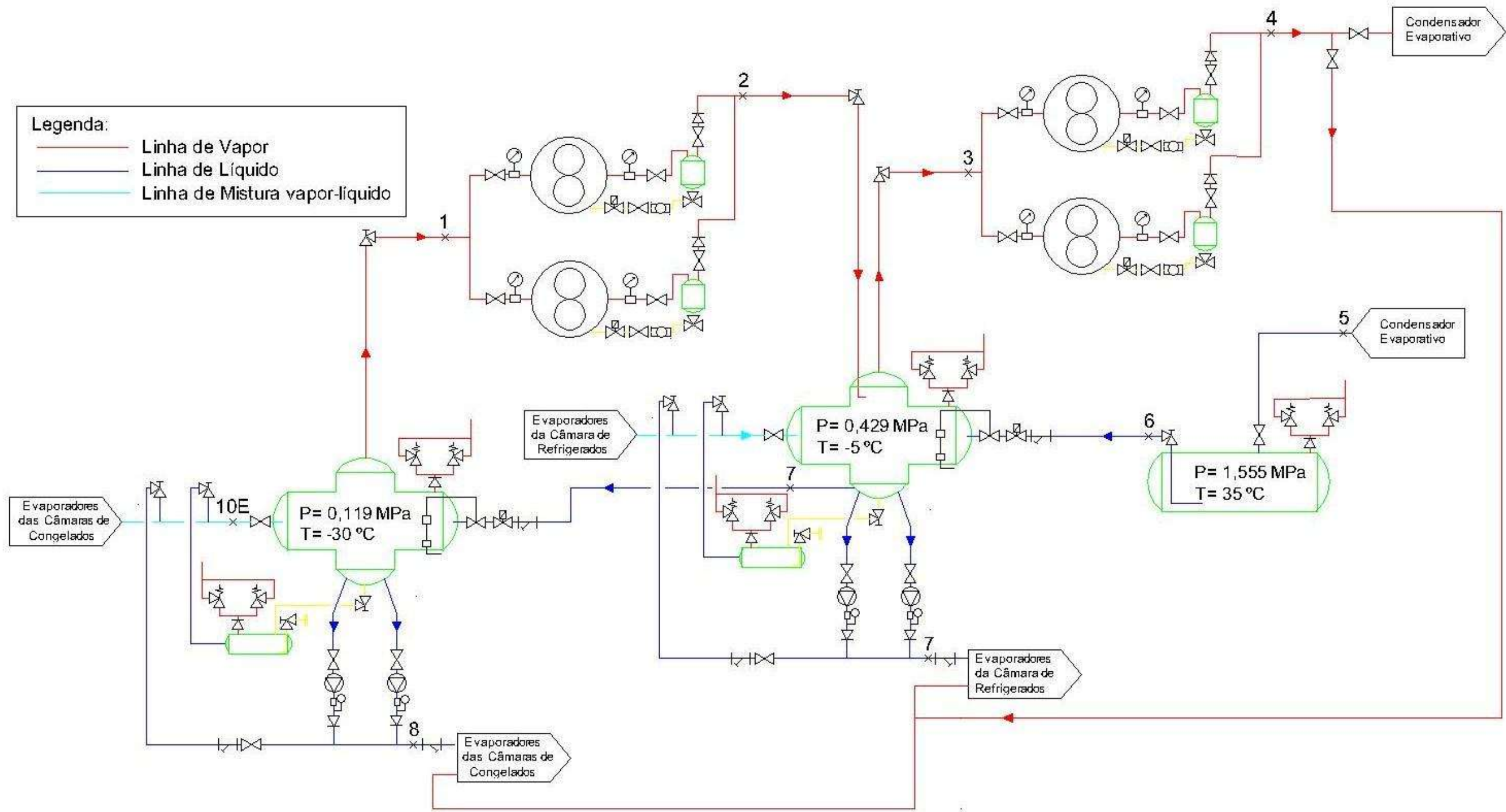


Figura 13 – Sistema R₇₁₇

3.3. Diagrama P-h

O diagrama P-h teórico da instalação está representado na figura 18 em anexo. Neste diagrama podemos observar uma das vantagens do sistema inundado, o arrefecimento do líquido nos separadores representados no diagrama pelas transformações de 7 para 8 e de 9 para 10.

O líquido saturado proveniente do condensador trocará algum calor nas tubagens e depósito de líquido, passando ao estado subarrefecido. Este fator será vantajoso para o funcionamento do sistema melhorando o seu rendimento e garante que o fluido que chega às válvulas de expansão dos separadores de líquido se encontra totalmente no estado líquido.

Embora seja algo semelhante o diagrama não corresponderá a realidade, as perdas de carga nos equipamentos causarão uma variação nas temperaturas de condensação e evaporação. Os valores obtidos para as temperaturas de descarga são teóricos embora simulados com o software da marca dos compressores, pelo que poderão não corresponder aos valores reais. O subarrefecimento, tal como enunciado anteriormente, foi assumido como um valor típico, na prática também poderá não ser o mesmo.

A tabela 15 caracteriza as propriedades dos pontos do sistema ao longo do mesmo e foi executada com o auxílio do diagrama P-h, apresentado na figura 18 e da tabela 33, ambos em anexo.

Ponto	T [°C]	P [MPa]	h [kJ/kg]	ρ [kg/m ³]
1	-30	0,119	1423,3	1,0
2	58,5	0,429	1600	2,5
3	-5	0,429	1462,2	3
4	80	1,555	1700	9
5	40	1,555	396,4	579,4
6	35	1,555	350	600
7	-5	0,429	350	562,4
8	-5	0,429	200	638,6
8e	-5	0,429	515,6	479,8
9	-30	0,119	200	616,9
10	-30	0,119	63,6	677,8
10e	-30	0,119	403,5	508,6

Tabela 15 – Propriedades termodinâmicas dos pontos de evolução do sistema frigorífico

3.4. Disposição dos equipamentos na sala de máquinas

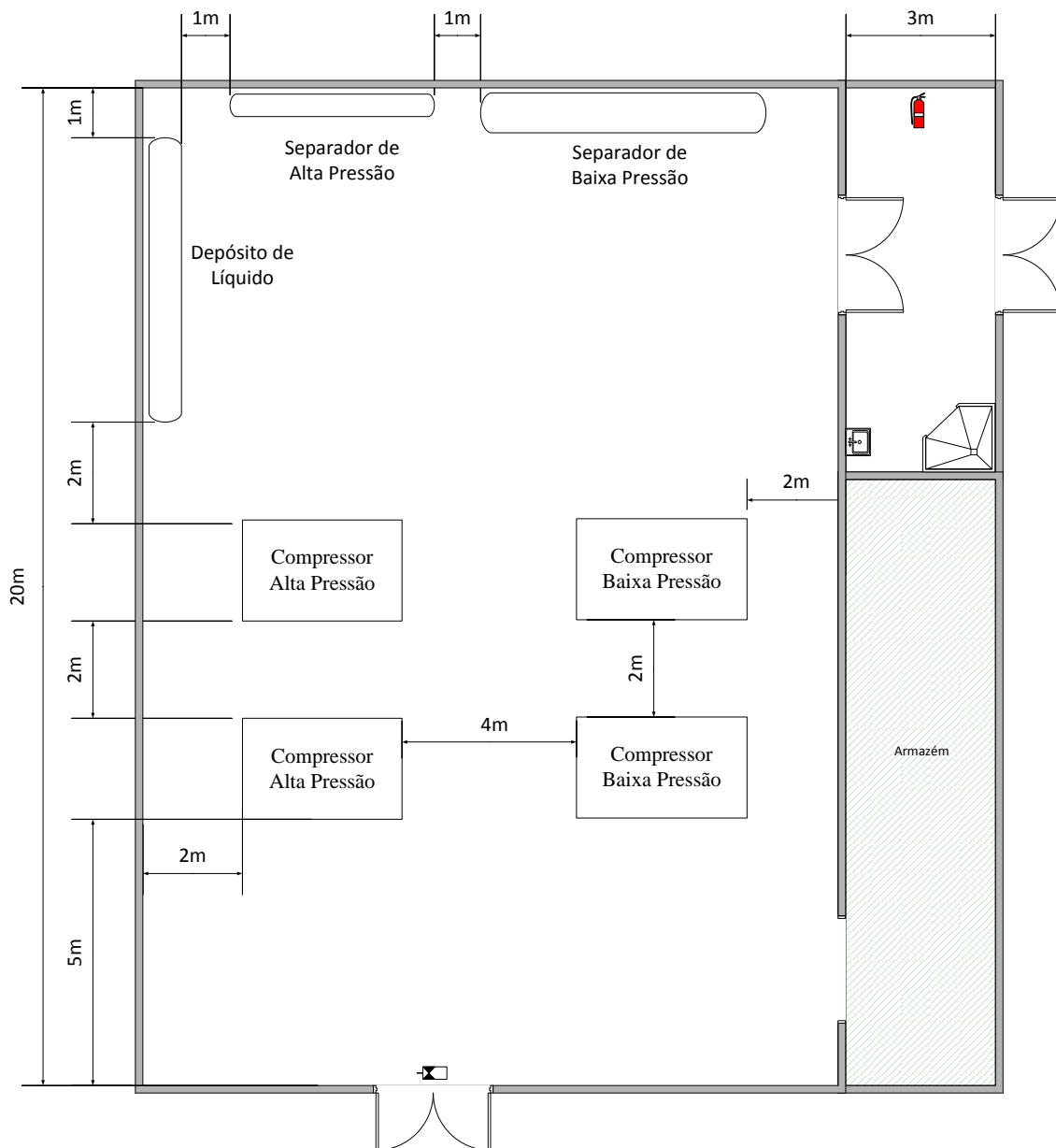


Figura 14 – Disposição dos equipamentos na sala de máquinas

Na figura 14 observa-se a disposição dos equipamentos dentro da sala de máquinas. A presença destes caracterizará as suas dimensões. A sala terá 20 m de comprimento como indicado, e a sua largura será de 11 m de forma a acomodar os separadores de líquido com alguma folga para o acesso aos mesmos. A sala terá uma altura de 5 m.

3.5. Esquema unifilar da sala de máquinas

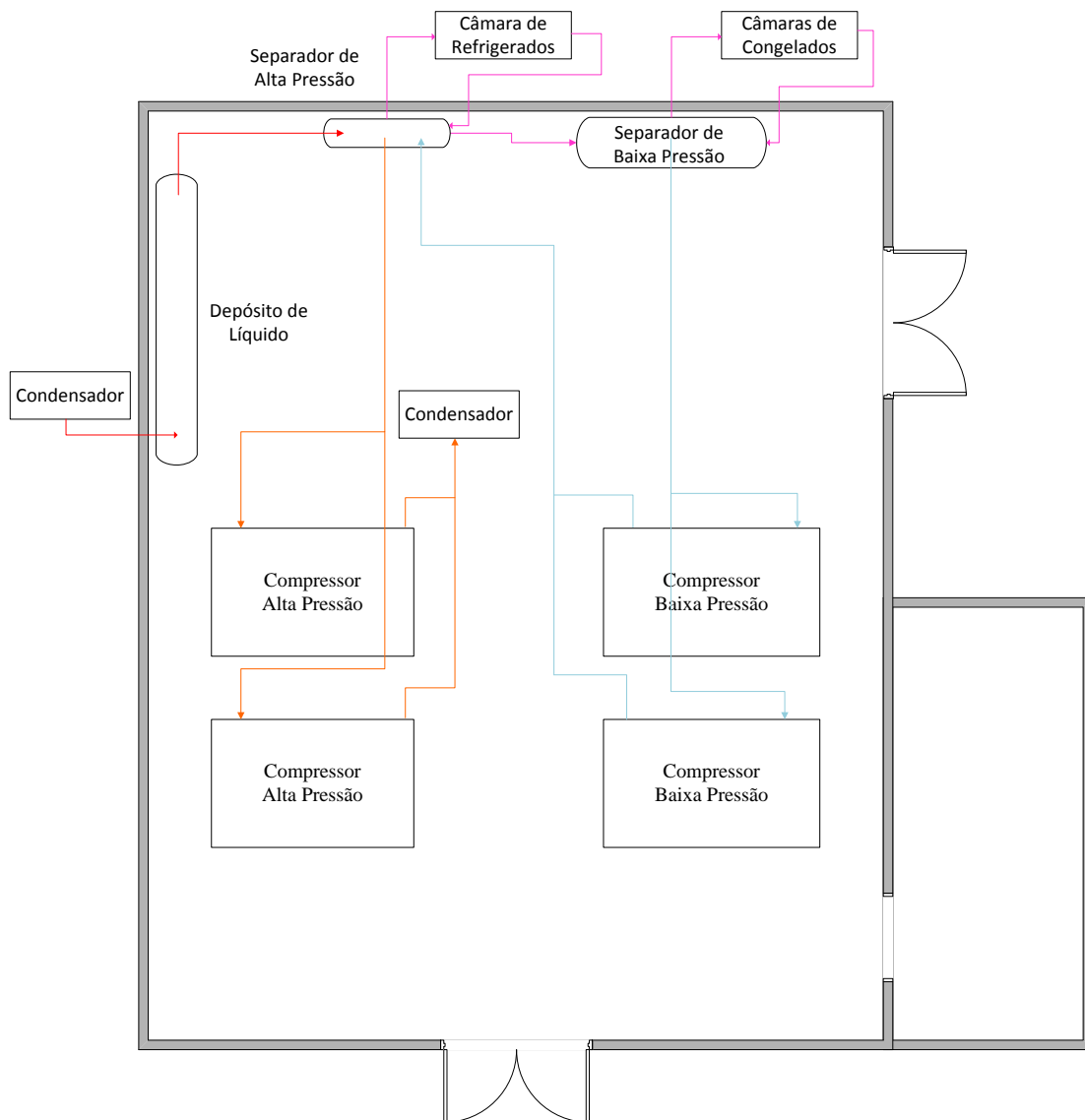


Figura 15 – Esquema unifilar das tubagens da sala de máquinas (as tubagens estão representadas com o esquema de cores indicado posteriormente no capítulo da segurança)

As tubagens respeitarão a configuração indicada na figura 15. Na sua maioria, as tubagens estarão afixadas por meio de suportes metálicos e elevar-se-ão desde os equipamentos ao teto de forma a permitirem o acesso e movimentação eficiente dentro da sala, com as exceções das tubagens de alimentação dos evaporadores, que se localizarão junto do chão, e da tubagem entre separadores de líquido.

4. Segurança

4.1. Análise de risco

4.1.1. Amoníaco

O amoníaco é uma substância altamente tóxica e irritante, como já foi referido, assim a sua libertação na sala de máquinas representa um perigo para todo o pessoal com acesso a mesma. Assim cuidados especiais devem ser tomados para evitar sua inalação e o contato com a pele e os olhos.

O regime de funcionamento do sistema implicará, que dentro da sala de máquinas a temperatura do fluido frigorigéneo oscile entre os 40°C e os -30°C, o que exigirá cuidados redobrados ao evitar o contato com a pele.

4.1.2. Fugas

Todos os gases sob pressão podem causar fugas nas tubagens e depósitos, quando as circunstancias 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.

As fugas de R₇₁₇, para além de representarem um alto risco para o pessoal, são também um prejuízo económico. O amoníaco, mesmo sendo um refrigerante relativamente barato quando comparado com outros fluidos frigorigéneos, a sua reposição implica custos imprevistos para o explorador do entreposto. Fugas de quantidades elevadas comprometem funcionamento da sala de máquinas, levando à perda do produto armazenado nas câmaras frigoríficas.

4.1.3. Incêndio

A sala das máquinas alberga várias máquinas que libertam calor com o seu funcionamento (bombas, compressores, motores, etc.) que são uma possível fonte de ignição. A sua alimentação elétrica e possíveis curtos-circuitos também devem ser considerados como um risco e cuidados devem ser tomados no seu isolamento.

O material dos isolamentos térmicos das tubagens deve ser tido em conta de modo a que não sirva de combustível na deflagração de um incêndio. O amoníaco é inflamável e o facto de circular algum óleo dos compressores pelas tubagens aumenta o risco de que, no caso de uma fuga, o fluido frigorigéneo sirva como combustível e propague o incêndio.

Os materiais de construção da sala de máquinas também devem ser tidos em conta de modo a evitar e conter o incêndio.

Para além dos perigos e prejuízos óbvios que o incêndio representa (perda de bens humanos e materiais) na sala estarão também recipientes pressurizados que expostos a altas temperaturas poderão dar origem a explosões multiplicando o perigo eminente de um fogo na sala de máquinas.

4.1.4. Avaria nos equipamentos

Avárias nos principais equipamentos na sala de máquinas (compressores e bombas) são um risco de perda do produto, bem como encargos ao nível da reparação do equipamento danificado. Por este motivo deve se optar por uma manutenção preventiva em detrimento de uma manutenção corretiva, de modo, a que o serviço mantenha a qualidade prevista. Para a solução prevista neste trabalho predefiniu-se redundâncias para estes equipamentos de modo a evitar as mesmas paragens.

4.1.5. Falha elétrica

A falha elétrica apresenta um risco para os empregados a trabalhar dentro e fora da sala de máquinas, seja este causado pelo corte da alimentação das válvulas de segurança elétrica ou pela falta de iluminação provocada pela falha.

4.1.6. Riscos durante a manutenção

Intervenções de reparação, como soldadura ou corte, representam um risco para a instalação, visto que ambas as operações causam faíscas podendo estas iniciar um incêndio.

Em todas as operações que implicam a ação não automática, deve se ter em conta a falha humana. A eficiência do operador dependerá de vários fatores como a experiência, idade, estado de espírito, entre outros. É perceptível que a instalação a amoníaco é perigosa e a sua manutenção só devera ser efetuada por pessoal qualificado, sendo a sua eficiência e concentração indispensáveis para as operações.

Como o fluido em questão é altamente tóxico a proteção dos trabalhadores deverá ser apropriada ao tipo de manutenção efetuada

4.2. Equipamento de segurança

4.2.1. Características construtivas da sala de máquinas

As primeiras medidas preventivas são executadas ao projetar a estrutura da sala de máquinas. Segundo a norma EN 378-3, paredes da sala de máquinas em contato com o interior do entreposto, deverão ser construídas, de modo a terem uma resistência ao fogo de pelo menos uma hora. As paredes deverão ser estanques e não deverão ter saídas de ar para outras partes do entreposto.

As zonas onde as tubagens de alimentação e retorno do condensador atravessam o teto devem ser estanques, impedindo a eventualidade de uma fuga de amoníaco ou mesmo água, que estes não retornem a sala de máquinas.

Em caso de fuga de líquido de amoníaco é necessário prever um método de captação do mesmo para que este não tenha efeitos nefastos no meio ambiente. O chão da sala de máquinas deverá ser projetado de modo a impedir a infiltração de um possível derrame de R₇₁₇ líquido no solo e deve permitir direcionar os derrames para um depósito. Esta medida torna-se especialmente importante em situações, de por exemplo, incêndio em que existirá uma contaminação da água com amoníaco, sendo necessário o tratamento da mistura. O dreno do sistema de captação deverá estar normalmente fechado.

A disposição do equipamento foi considerada, tal como pode ser observado na figura 14, de modo a manter um desimpedimento moderado entre os equipamentos e facilitar operações de manutenção e inspeção aos equipamentos permitindo a movimentação dos ocupantes em caso de emergência.

A sala de máquinas deverá ter duas saídas de emergência, em que uma destas seja para o exterior do edifício. Ambas as portas deverão estar desobstruídas em todas as alturas. As portas deverão abrir para fora da sala de máquinas e possuir tranca automática sendo que a abertura interior será feita por meio de uma barra antipânico. A porta de acesso ao interior do entreposto deve ser do tipo corta-fogo.

A iluminação da sala deverá ser prevista de modo a garantir uma boa visibilidade em toda a sala. As luminárias deverão estar protegidas de modo a não existir contacto do filamento com o fluido frigorífero.

Um sistema de emergência de iluminação deverá ser instalado na sala de máquinas, com baterias independentes, permitindo uma visibilidade mínima dentro da sala, para que seja possível abandonar a sala em segurança. As saídas e equipamentos de emergência estarão devidamente identificados com sinalização própria.

Toda a instalação elétrica deverá ser projetada de acordo com as normas EN 60204-1 e EN 60335 nos casos que sejam relevantes. Os sistemas elétricos relacionados com a segurança deverão estar de acordo com a norma EN ISO 13849-1.

A sala de máquinas deverá estar devidamente identificada como tal, em conjunto com avisos indicando a proibição da entrada de pessoas não autorizadas, bem como a proibição de fumar e comer dentro da sala de máquinas.

Para além disso a norma EN 378-2 especifica que deve existir dentro da sala de máquinas um painel com o nome e contato do instalador, dos responsáveis pela segurança do entreposto e responsável pela sala de máquinas, tal como, o número de telefone da polícia, bombeiros e hospitais mais próximos. Este painel também deverá indicar o amoníaco como o fluido frigorífero e a sua fórmula química. Deverá indicar também a classificação B2 (alta toxicidade e baixa inflamabilidade). Instruções claras e legíveis, de como desligar o sistema em caso de emergência, também aqui deverão estar presentes. O diagrama esquemático do sistema com as pressões máximas admissíveis deve fazer parte das instruções aqui afixadas [Santos,2008].

4.2.2. Tubagem e válvulas

Todas as válvulas estarão indicadas com a sua função e as tubagens com a direção do escoamento. Além destas indicações as tubagens do sistema e outras presentes na sala de máquinas deverão estar pintadas de acordo com o esquema de cores apresentado na tabela 16.

Tipo	Cor
Cores de fundo	
Água	Verde
Fluidos frigorigéneos	Ocre-amarelo
Óleo	Castanho
Cores de identificação	
Água potável	Cinzento-claro
Água para o combate a incêndios	Vermelho
Amoníaco	Verde-claro
Cores de estado	
Líquido a alta pressão	Vermelho
Líquido a baixa pressão	Violeta
Gás a alta pressão	Laranja
Gás a baixa pressão	Azul-claro

Tabela 16 – Identificação das tubagens segundo as respetivas cores

As tubagens que transportam líquido aos evaporadores das câmaras de congelados e refrigerados, tal como a tubagem de gás quente para a descongelação dos evaporadores, deverão estar isoladas junto da parede de modo a obter a mesma classificação a prova de fogo que a própria parede.

A norma EN 378-2:2008 determina que todos os componentes do circuito frigorífico devem ser ensaiados, pelo menos, segundo um teste de pressão, um teste de estanqueidade e um teste funcional.

De acordo com a norma EN 378-2:2008, o teste de pressão consistirá em ensaiar cada um dos componentes a pressão de 1,43 da pressão máxima aceitável no circuito, isto é, 22 bar. O teste deve ser efetuado utilizando, preferencialmente ar a uma temperatura de pelo menos 20°C.

Após a montagem final do sistema, todas as aberturas nas tubagens devem ser seladas, garantindo a estanquidade do sistema. Testes de estanquidade devem ser efetuados a todos os componentes do circuito frigorífico de acordo com a norma de cada componente, os componentes cujas normas não especificarem um teste de estanquidade devem ser ensaiados a pressão máxima aceitável do sistema com um gás inerte e equipamento adequado para a deteção de fugas do mesmo.

4.2.3. Detetores de amoníaco

No caso em questão teremos quatro detetores presentes na sala, dois dos detetores estarão localizados à saída das válvulas de segurança de ambos os separadores, enquanto que os restantes serão colocados, um no teto no centro da sala de máquinas e outro no chão junto dos grupos das bombas.

Selecionaram-se os detetores modelo *GDA CT 30000 standard* da marca *Danfoss*, do tipo catalítico e com uma gama de medição dos 0 aos 30000 ppm. De acordo com a norma EN 378-3:2008, os detetores de amoníaco estarão calibrados para 350 mg/m³ (500 ppm) e 21200 mg/m³ (30000 ppm), e serão conectados a um sistema de alarme com os dois níveis de alerta apresentados.

Os detetores deveram ser montados de forma a inspeção aos mesmos seja de fácil acesso. Estes deveram ser calibrados anualmente ou de acordo com as especificações do fabricante.

4.2.4. Ventilação

A ventilação será feita diretamente com o exterior através de condutas independentes de qualquer possível sistema de ventilação do entreposto. De acordo com a norma EN 378-3:2008, o ventilador será escolhido de modo a que o escoamento de ar não entre em contacto com o motor do ventilador.

A renovação de ar da sala de máquinas deverá ser adequada as condições sejam estas normais ou de emergência. A solução admitida para a ventilação da sala de máquinas passará, tal como é possível observar na figura 16, por duas grelhas em duas paredes opostas da sala de máquinas de modo a permitir a ventilação constante da sala. Um ventilador será instalado na cobertura da sala de máquinas com o propósito de aspirar o ar da sala numa situação de emergência.

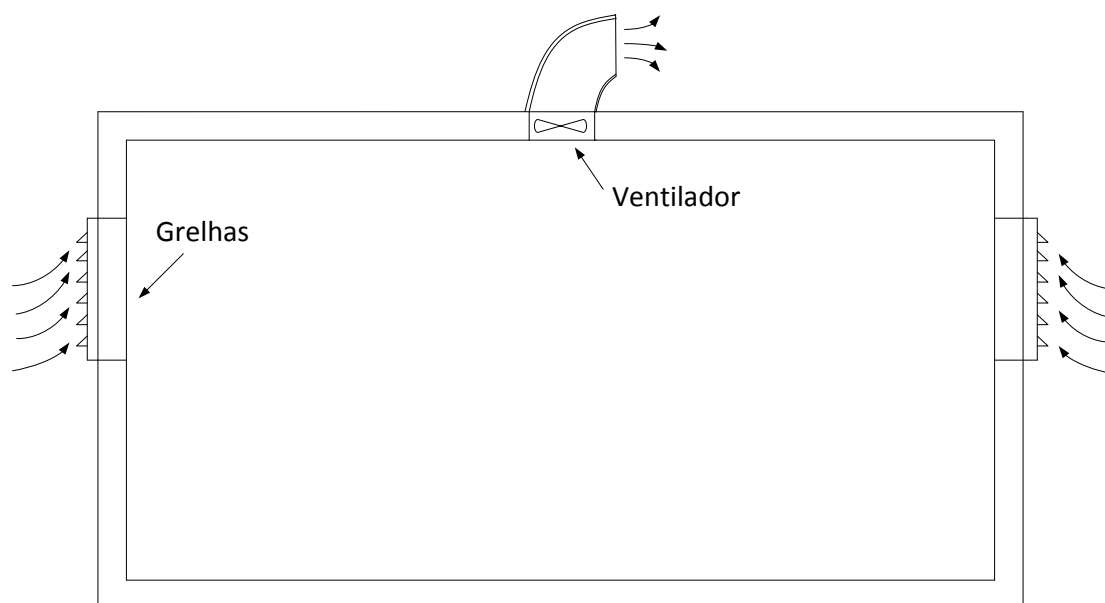


Figura 16 – Ventilação da sala de máquinas

A norma EN 378-3: 2008 estipula que a ventilação deverá ser projetada de tal modo que permita no mínimo 4 renovações de ar por hora quando sala estiver ocupada. Sendo o volume da sala 1210 m^3 será necessário garantir um caudal de ar mínimo de $4840 \text{ m}^3/\text{h}$. Novamente segundo a norma EN 378-3:2008, a ventilação de emergência da sala de máquinas deverá ter no mínimo 15 renovações/h, assim a ventilação de emergência deve deslocar 18150 m^3 de ar por hora.

O ventilador de emergência da sala de máquinas será do tipo centrífugo em aço e foi escolhido da marca *Sodeca* modelo *CBXT-20/20* com um fluxo máximo de ar de $20000 \text{ m}^3/\text{h}$ e uma potência de 11 kW.

O sistema de controlo deverá ser projetado de forma que a ventilação de emergência funcione automaticamente, se o nível de pré-alarme (500 ppm) for estabelecido pelos detetores. A ventilação e toda a alimentação elétrica da sala de máquinas também

deverá ser desconectada automaticamente (incluindo ventiladores), caso os detetores de amoníaco indiquem um nível de 30000 ppm.

O controlo manual do sistema de ventilação nos dois painéis dentro e fora da sala de máquinas. Estes painéis deveram conter botões para ativar e desativar a ventilação normal e de emergência, um botão de alarme e um botão para a paragem imediata do sistema e a alimentação elétrica de toda a sala de máquinas.

4.2.5. Equipamento de emergência

Um chuveiro e um “lava-olhos” deverão estar disponíveis à saída da sala de máquinas. De acordo com a norma EN 378-3:2008, o chuveiro deverá debitar um caudal de pelo menos 50 l/min a uma temperatura de 25°C a 30°C.

A sala de máquinas deverá estar equipada com detetores de fumo, conectados diretamente ao sistema de segurança automático, que por sua vez estará ligado a sinais sonoros e luminosos, dentro e fora da sala de máquinas.

Como já foi referido anteriormente um painel deverá estar disponível a entrada da sala de máquinas e outro junto da saída de emergência para o exterior. O botão de alarme deverá colocar o entreposto em estado de alerta, via sinais sonoros e luminosos, e contactar os bombeiros. O painel deverá conter também identificação dos detetores que causaram o estado de emergência (fuga de amoníaco ou fumo).

Na sala deverá estar disponível pelo menos um extintor de CO₂ ou pó químico.

Devido a natureza tóxica do R₇₁₇ estará disponível uma mascara de oxigénio á entrada da sala de máquinas, a ser utilizada quer em caso de inalação de amoníaco ou em perigo de asfixia por fumo.

4.2.6. Nível sonoro da sala de máquinas

O ruído intenso provocado pelos equipamentos da sala poderão ser prejudiciais para os ocupantes assim, caso se justifique, poderá ser necessário a utilização de auscultadores.

Deverá se considerar o isolamento acústico dos componentes em situações que a pressão sonora ultrapasse os 70 dB(A).

4.3. Planos de emergência

4.3.1. Fugas

O sistema de controlo estará configurado para que os ventiladores acionem automaticamente para o nível de pré-alarme, no entanto, no caso da falha do sistema de controlo os operadores deveram acionar a ventilação de emergência manualmente.

A ter em conta que o sistema de controlo também desativará toda a ventilação no nível máximo de concentração admitida. Assim, caso este nível de alarme esteja instaurado, a entrada na sala de máquinas sem máscaras de oxigénio e proteção de corpo completo é expressamente proibida.

4.3.1.1. Inalação de amoníaco

A inalação excessiva de amoníaco e poderá causar desde dificuldades na respiração até desmaios à vítima. Caso se suceda este tipo de acidente, a vítima deve ser levada para o exterior do entreposto, oxigénio por meio de uma máscara deverá ser fornecido ao acidentado se se justificar. Os bombeiros deverão ser chamados ao local.

4.3.1.2. Contato com a pele e os olhos

No caso de a fuga de amoníaco provocar um contacto com a pele ou olhos de um trabalhador, este deverá lavar abundantemente com água a área do corpo afetada durante pelo menos 15 minutos. Para este efeito deverá ser utilizado o chuveiro presente a saída da sala de máquinas. O acidentado deverá contactar um médico caso a irritação/queimadura persista.

4.3.2. Incêndio

Na ocasião de um incêndio na sala de máquinas os detetores de fumo acionarão um alarme sonoro e luzes de emergência. Caso exista uma falha nos componentes de detecção o estado de emergência deverá ser ativado manualmente e a alimentação da sala de máquinas deverá ser imediatamente cortada através dos painéis dentro e fora da sala. Os bombeiros deverão ser contatados imediatamente.

Um fogo de pequena escala deverá ser combatido com o auxílio dos extintores presentes na sala de máquinas. Caso o incêndio se propague, de modo a atingir grandes proporções, o fogo deverá ser combatido com mangueiras de incêndio colocadas a entrada da sala de máquinas. A operação das mangueiras deverá ser feita em modo de nevoeiro ou em leque, e caso existam fugas o jacto não deve ser apontado diretamente as mesmas. Estas estarão conectadas a bocas de incêndio situadas fora da sala de máquinas.

4.3.3. Avarias nos equipamentos

Em caso de avaria nas bombas ou compressores as suas redundâncias devem entrar logo em funcionamento. No caso de todos os equipamentos em paralelo falharem a instalação deve ser parada completamente.

Sempre que haja pessoas acidentadas (com gravidade ou não) ou equipamentos danificados, um relatório deverá ser elaborado pelo encarregado responsável. Esse relatório deve ser entregue ao supervisor que deverá apurar as causas do acidente [Santos, 2008].

4.3.4. Cuidados especiais na manutenção

De acordo com a norma NP EN 378-4:2010 devem ser executadas de forma a:

- Minimizar acidentes com pessoal;
- Prevenir danos em bens;
- Manter as boas condições de trabalho em todos os componentes do sistema frigorífico;
- Manter os objetivos e a disponibilidade do sistema;
- Localizar e reparar fugas de fluido frigorigéneo ou óleo;
- Minimizar desperdícios de energia.

As operações de manutenção devem ser efetuadas por técnicos especializados no manuseamento de amoníaco. Os operadores devem estar equipados com luvas, proteção de corpo completo, óculos e se necessário deverão estar munidos de máscara de oxigénio. Operações de manutenção que não interfiram com o sistema ou não necessitem de posteriores ajustamentos poderão ser efetuadas por pessoal contratado desde que as suas competências sejam adequadas ao trabalho.

Todas as reparações em componentes contendo o fluido frigorigéneo, segundo a norma NP EN 378-4:2010 devem cumprir-se pela ordem seguinte, caso cada ponto se aplique:

- a) Analisar e avaliar os perigos da reparação pretendida;
- b) Informar o pessoal da manutenção;
- c) Desligar e proteger os componentes a reparar;
- d) Esvaziar e fazer vácuo sobre o componente;
- e) Limpar e purgar;
- f) Obter a autorização da reparação;
- g) Efetuar a reparação;
- h) Ensaiar e verificar os componentes reparados;
- i) Substituir, fazer vácuo e carregar com o fluido frigorigéneo.

É recomendável uma inspeção visual a todos os pontos críticos, como soldaduras, curvas, uniões entre equipamento e tubagens, pelo menos a cada três meses e o sistema deverá ser submetido a testes de estanquidade pelo menos uma vez por ano. Na eventualidade da deteção de uma fuga, esta deverá ser detetada utilizando o equipamento adequado e deverá ser reparada o mais rapidamente possível, por uma pessoa com competência.

As operações de corte e soldadura devem exigir especial atenção do responsável pela segurança do entreposto e realizada após a sua permissão [Santos, 2008]. As tubagens soldadas ou cortadas devem ser limpas circulando ar ou outro um gás inerte através das mesmas [Santos, 2008].

O óleo lubrificante do sistema deverá ser inspecionado periodicamente, nos pontos-chave do sistema, e substituído sempre que necessário. O óleo retido nos separadores de óleo dos separadores de líquido deve ser recolhido e repostado nos compressores periodicamente.

Caso se prove necessário a renovação do fluido frigoriférico, a purga de R₇₁₇ da instalação deverá ser feita com um purgador de ar certificado. O ar purgado deverá passar através de um tanque aberto de água para que o restante amoníaco possa ser absorvido pela água. A mistura de água resultante deverá ser enviada para uma organização autorizada para proceder à sua destruição.

O arranque inicial da instalação e carregamento de amoníaco, para ensaio e testes, só deve se iniciar quando todas as válvulas e discos de segurança, pressostatos e manómetros estejam ligados e prontos a funcionar [Santos, 2008].

De acordo com a norma EN 378-3:2008, um registo das atividades relacionadas com o sistema deve ser efetuado contendo detalhes de manutenções e trabalhos de reparação, quantidades de refrigerante introduzidas e retiradas do sistema, mudanças de componentes, resultados de testes e períodos significantes de paragem dos equipamentos, estando estes eventos devidamente datados e identificados.

5. Análise comparativa com uma instalação a R_{404A}

5.1. Solução adotada para o sistema a R_{404A}

O entreposto estudado será o mesmo, deste modo, podemos considerar que as cargas das câmaras serão as mesmas. Para a solução utilizando R_{404A} como fluido frigorigéneo, optou-se por três sistemas de expansão direta. O sistema denominado “A” retirará as cargas das câmaras de congelados 1 e 2, o sistema “B” retirará as cargas das câmaras de congelados 3 e 4 e o sistema “C” retirará as cargas para a câmara de refrigerados.

Tal como no sistema de amoníaco, optou-se por colocar dois evaporadores, neste caso de expansão direta, em cada câmara de congelados na parede sul e três evaporadores na parede norte da câmara de refrigerados.

A sala de máquinas para este caso consistirá em oito compressores (dois em paralelo para cada um dos sistemas) todas as tubagens e válvulas, e três depósitos, um para cada sistema.

Para esta instalação utilizar-se-ão condensadores do tipo arrefecido a ar. É importante realçar que para esta solução serão necessários três condensadores, que estarão localizados na cobertura do entreposto.

Segundo Guerra (2010), o valor do ΔT para condensadores arrefecidos a ar é de 15 K. Deste modo o regime de funcionamento dos sistemas A e B variará entre as temperaturas -30°C/50°C e o regime do sistema C situar-se-á entre -5°C/50°C

5.2. Dimensionamento do equipamento

5.2.1. Evaporadores

Nas câmaras de congelados, escolheram-se os evaporadores de expansão direta da *Guentner* modelo *GHN 080.2F/310-AND50* com uma capacidade de 63,8 kW. Para a câmara de refrigerados selecionou-se o modelo *GHN 080 2E/14-AND50* de 35,2 kW, da mesma marca. Os volumes interiores das serpentinas dos modelos dos evaporadores escolhidos serão 122,3 l e 36,8 l respetivamente.

A descongelação dos evaporadores será efetuada por meio de resistências elétricas, inseridas nas alhetas dos evaporadores.

5.2.2. Compressores

As potências dos compressores devem estar em equilíbrio com as potências dos evaporadores de cada circuito frigorífico. Como os sistemas considerados possuem dois compressores em paralelo, a capacidade de cada compressor será equivalente ao dobro da potência dos evaporadores das câmaras de congelados, isto é 127,6 kW, num regime de -30°C/50°C. Novamente com o apoio do software *Comsel v3.15.02 01* da *Grasso* selecionou-se o compressor de parafuso apresentado na tabela 17, para os sistemas das câmaras de congelados.

	Sistemas A e B	Sistema C
Modelo	<i>PR-P2655S-28</i>	<i>OSK5351-k</i>
Q_C [kW]	144,8	63,7
P_{veio} [kW]	166,8	29,2
COP	0,87	2,15
Caudal mássico [kg/h]	6524	2168
Temperatura de descarga [°C]	69,5	76,0

Tabela 17 – Características dos compressores da solução a R_{404A}

O sistema da câmara de refrigerados possui três evaporadores, cada um absorverá uma potência de 35,2 kW, se assumirmos dois compressores em paralelo, cada compressor deverá ter uma capacidade de 52,8 kW, para um regime de -5°C/50°C. Para este regime de funcionamento selecionou-se dois compressores de parafuso da marca *Bitzer*, com auxílio do software de selecionamento de compressores da marca, também apresentados na tabela 17.

Ambas as simulações foram efetuadas considerando um superaquecimento do gás na aspiração de 10 K e um subarrefecimento no depósito de líquido de 5 K, para os respectivos regimes de funcionamento.

Comparativamente com a tabela 6 das características dos compressores selecionados para o sistema a amoníaco, ao analisar a tabela 17 é perceptível que os valores do coeficiente de desempenho dos compressores no caso do R_{404A} são inferiores aos valores dos compressores no caso do amoníaco anteriormente considerado. Tal como referido anteriormente, o amoníaco terá propriedades termodinâmicas superiores. A diferença no COP dos compressores também se deve ao elevado regime de funcionamento a que os compressores estarão sujeitos.

5.2.3. Condensadores

Assumindo a mesma metodologia seguida para o condensador do sistema de amoníaco, os condensadores na solução a R_{404A} também deverão possibilitar a rejeição da soma entre a potência dos compressores e a potência ao veio. Assim os condensadores dos sistemas A e B (congelados) deverão possuir uma capacidade de 623,2 kW cada e o condensador do sistema C (refrigerados) deverá possuir 78,9 kW. Deste modo selecionaram-se da marca *Centauro* o condensador modelo *ACPD/M 880/658T* com uma capacidade 657,7 kW para os sistemas A e B. O sistema possuirá um condensador da mesma marca modelo *ACP/M 280/103Y*, com uma capacidade 98,7 kW. Os condensadores consumirão uma potência total de 16,0 kW e 2,5 kW respetivamente.

5.2.4. Tubagens e equipamento

As tubagens da solução a R_{404A} foram calculadas com o auxílio dos ábacos da *DuPont* presentes em anexo, para este fluido frigorigéneo. Nesta instalação, as tubagens serão feitas de cobre, um material mais barato mas menos fiável quando comparado com o aço, utilizado na solução de R₇₁₇.

As câmaras de congelados serão caracterizadas por um número idêntico de evaporadores e, dado que os evaporadores dentro destas serão do mesmo modelo, a potência por câmara de congelados será a mesma. Posto isto, podemos assumir que as tubagens de

cada linha dos sistemas das câmaras de congelados serão iguais entre cada sistema, apenas diferindo no comprimento equivalente.

Segundo Gameiro (1999), os critérios mínimos para o dimensionamento das tubagens serão:

- Na linha de aspiração a perda de carga deverá situar-se entre os 0,0452 e os 0,226 kPa/m;
- Na linha de descarga a perda de carga deverá situar-se entre os 0,0452 e os 0,113 kPa/m;
- A velocidade do escoamento na linha do condensador ao depósito deverá se situar entre os 0,5 e os 075 m/s;
- A perda de carga na linha de líquido deverá ser inferior a 0,450 kPa/m e a sua velocidade deverá manter-se entre os 0,5 e os 1,5 m/s.

Deste modo, procedeu-se ao dimensionamento das tubagens tendo em conta cada um dos critérios admitidos, tal como apresentado nas tabelas 18 e 19.

Linha	D [mm.]	V [m/s]	ΔP [kPa/m]
Aspiração	92	20	0,15
Descarga	92	6	0,04
Condensador ao depósito	54	0,5	0,035
Depósito ao evaporador	64	0,8	0,9

Tabela 18 – Características das tubagens dos sistemas A e B (câmaras de congelados)

Linha	D [mm]	V [m/s]	ΔP [kPa/m]
Aspiração	64	8	0,12
Descarga	64	4	0,08
Condensador ao depósito	42	0,6	0,07
Depósito ao evaporador	35	0,8	0,15

Tabela 19 – Características das tubagens do sistema C (câmara de refrigerados)

As tubagens estarão envolvidas com um isolamento flexível, em tubo do tipo *Armaflex* ou outro, em espuma elastomérica, com uma barreira ao vapor aplicada à tubagem. As tubagens não serão isoladas nas linhas de descargas dos compressores o até aos condensadores e nas linhas de líquido do condensador evaporativo de volta ao depósito.

Assim dentro da sala de máquinas estarão presentes as válvulas representadas na tabela 20, para os diâmetros correspondentes.

Diâmetro [mm]	35	42	54	64	92
Válvula de passagem	-	1	2	6	-
Válvula de ângulo	1	-	-	2	-
Filtro exsicador	1	-	-	2	-

Tabela 20 – Lista de equipamentos de acordo com o diâmetro associado para a sala de máquinas do sistema a R_{404A}

Podemos verificar na tabela 20, que a instalação de R_{404A} não necessitará dos vários equipamentos essenciais à instalação de amoníaco, dado que será composta por sistemas mais simples com menos necessidades de regulação.

Embora neste trabalho não se compare os equipamentos fora da sala de máquinas, é previsível que estes sigam a mesma linha de tendência, sendo necessária uma maior complexidade na montagem das válvulas e outros equipamentos nas tubagens. Um exemplo desse facto será os sistemas de descongelação dos evaporadores que será feito

a gás quente no caso do R₇₁₇, implicando uma serie de válvulas que não serão necessárias para o R_{404A}.

5.2.5. Depósitos de líquido

Segundo Guerra (2010), o volume dos depósitos de líquido para sistemas de expansão direta podem ser calculados somando o volume interior das serpentinas dos evaporadores e multiplicando por um coeficiente de segurança de 50%, tal como apresentado na equação 30.

$$V_D = 1,5 \cdot V_{evap} \quad (30)$$

Os depósitos do sistema A e B compreenderão quatro evaporadores, com um volume interno da serpentina de 122,3 l e o depósito do sistema C alimentará três evaporadores com 36,8 l. Serão assim necessários dois depósitos de 733,8 l, um para o sistema A e outro para o B e um depósito de 165,6 l para o sistema C.

Os depósitos de líquido foram selecionados da marca *Termokey*. Os sistemas A e B estarão ambos munidos de um depósito modelo *TRH 760* com um volume interno de 764 l, enquanto que o sistema C possuirá um depósito com capacidade para 165 l modelo *TRH 170*. As restantes características dos depósitos são apresentadas na tabela 35 em anexo.

5.3. Diagrama frigorífico

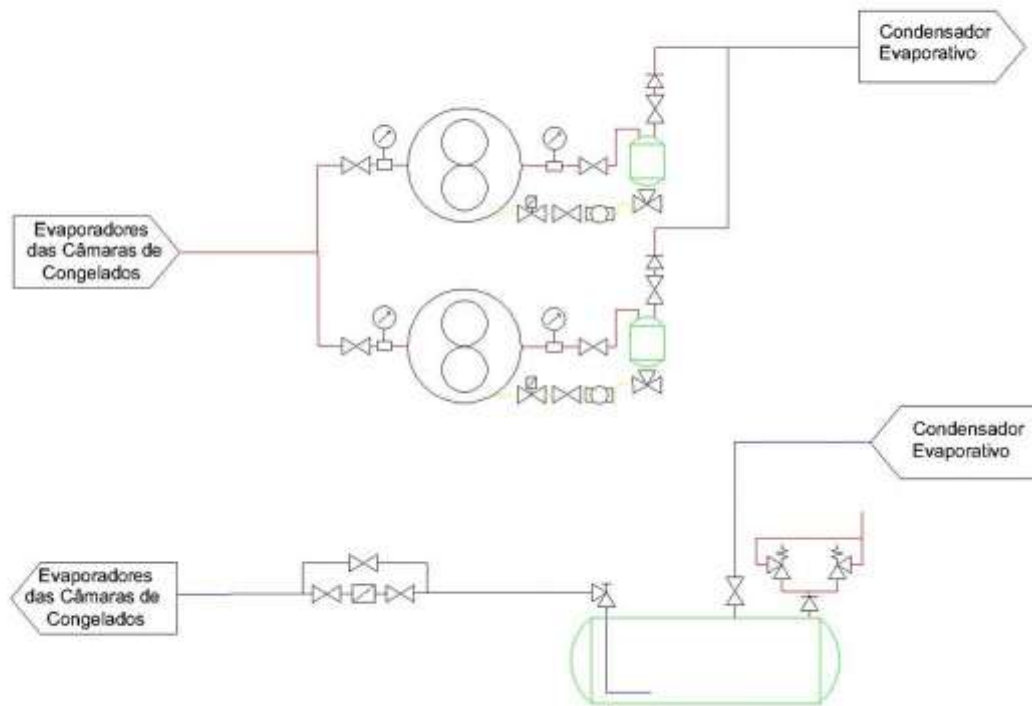


Figura 17 – Sistema com R_{404A} exemplificativo dos componentes presentes na sala de máquinas

Na figura 17 representa-se os componentes do sistema a R_{404A}, este diagrama aplica-se aos três sistemas já que os componentes serão os mesmos apenas as capacidades e dimensões irão variar.

5.4. Diagrama P-h

A instalação a R_{404A} terá dois diagramas, um correspondente às evoluções termodinâmicas do fluido frigorígeno entre condensador e os evaporadores das câmaras de congelados (representando os sistemas A e B) e outro correspondente às evoluções termodinâmicas do fluido frigorígeno entre condensador e os evaporadores das câmaras de refrigerados (representando o sistema C). Ambos os diagramas P-h teóricos da instalação encontram-se representados nas figuras 19 e 20 em anexo.

Tal como para o caso do R₇₁₇ estes diagramas serão uma aproximação teórica da situação real. Como foi enunciado anteriormente considerou-se um subarrefecimento de 5 K do fluido no depósito de líquido e um superaquecimento de 10 K, sendo estes valores típicos que poderão ser algo diferentes na prática.

O líquido saturado proveniente do condensador trocará algum calor nas tubagens e depósito de líquido, passando ao estado subarrefecido. Este fator será vantajoso para o funcionamento do sistema melhorando o seu rendimento e garantindo que o fluido que chega às válvulas de expansão se encontra totalmente no estado líquido. Tal como para o caso do amoníaco a perda de carga no condensador e evaporador não foi considerada. Também os valores obtidos para as temperaturas de descarga serão novamente valores teóricos simulados através do software da marca correspondente ao compressor, e podem não representar os valores da prática.

As tabelas 21 e 22 caracterizam as propriedades fluido frigorigéneo ao longo do sistema correspondente, sejam estes A, B ou C. As tabelas foram calculadas com o auxílio do diagrama P-h, apresentado nas figuras 19 e 20 em anexo.

Ponto	T [°C]	P [MPa]	h [kJ/kg]	ρ [kg/m³]
1	-20	0,2	360	8
2	69,5	2,5	400	125
3	50	2,5	280	900
4	45	2,5	275	950
5	-30	0,2	275	506

Tabela 21 – Propriedades termodinâmicas dos pontos dos sistemas A e B

Ponto	T [°C]	P [MPa]	h [kJ/kg]	ρ [kg/m ³]
1	5	0,5	375	25
2	76	2,5	425	80
3	50	2,5	280	900
4	40	2,5	275	950
5	-5	0,5	275	543

Tabela 22 – Propriedades termodinâmicas dos pontos do sistema C

5.5. Comparação da instalação a R₇₁₇ com uma instalação a R_{404A}

5.5.1. Sistemas e equipamento

Analisando ambas as soluções, várias observações poderão ser feitas. Ao comparar os COP dos compressores podemos observar que os compressores de amoníaco têm uma eficiência mais elevada, causada pela configuração dos sistemas escolhida, tal como foi referido anteriormente, mas também pelas boas propriedades termodinâmicas do amoníaco quando comparadas com o R_{404A}.

O regime de funcionamento para o R_{404A} possuirá uma gama de pressões maior do que a gama do sistema a R₇₁₇, principalmente pela diferença no tipo de condensador. A utilização de condensadores evaporativos, no sistema a amoníaco, permite uma temperatura de condensação inferior e conseqüentemente um menor trabalho para o compressor.

Os COP das instalações de amoníaco e R_{404A} serão 2,06 e 0,85 respetivamente, verifica-se assim que a eficiência energética do sistema a amoníaco será superior à do R_{404A}, como especulado anteriormente, embora que grande parte desta diferença entre os coeficientes de performance seja causada pela escolha do tipo de equipamento.

No que toca aos reservatórios de líquido embora o sistema inundado a amoníaco necessite de separadores de líquido, os sistemas de R_{404A} teremos três depósitos por cada sistema. Podemos considerar deste modo que os custos com a aquisição dos

reservatórios serão mais elevados no caso do amoníaco visto que estes terão maiores dimensões e geometrias mais complexas.

O R_{404A} ao contrário do amoníaco mistura-se com o óleo lubrificante dos compressores, o que eliminará a necessidade de diversos equipamentos para a recolha e retorno do óleo aos compressores. Por outro lado o facto destes se misturarem causará uma diminuição das propriedades termodinâmicas do R_{404A} afetando o coeficiente de performance total da instalação.

5.5.2. Segurança

No que toca à segurança as precauções ao nível dos incêndios serão idênticas para ambas as instalações. No entanto o amoníaco, ao contrário do R_{404A}, requer cuidados redobrados na presença de fugas de fluido frigorigéneo, como causa direta da sua alta toxicidade e irritabilidade. Embora a deteção de fugas no caso do amoníaco seja mais simplificada, devido ao odor que este apresenta, a manutenção da instalação a amoníaco exigirá inspeções e ações preventivas frequentes, executadas por pessoal qualificado e instruído corretamente em como lidar com o R₇₁₇.

Embora se trate de uma mistura não tóxica, o R_{404A} em grandes quantidades poderá tornar-se prejudicial para a saúde, deste modo, a ventilação de emergência deverá estar disponível especialmente num espaço confinado tal como as salas de máquinas. Os detetores de fluido frigorigéneo por isso não deverão ser dispensados

O amoníaco exige para além de pessoal qualificado no seu manuseamento, equipamentos de segurança pessoais que não serão necessários no caso do R_{404A}, como por exemplo, a proteção do corpo todo e mascaras de oxigénio.

5.5.3. Conclusão

Este estudo permite observar que o R₇₁₇ é um fluido frigorigéneo com melhores propriedades termodinâmicas do que o R_{404A}. No entanto o amoníaco requer equipamentos de segurança e proteções pessoais que não são necessárias a interação com o R_{404A}. O R₇₁₇ acarretará custos adicionais no treino ou na contratação de pessoal qualificado para a manutenção, nas medidas de segurança muito mais elaboradas, na manutenção e inspeção mais frequente dos equipamentos do sistema e de segurança.

O R_{404A} é um fluido frigorigéneo sintético, tornando-o um fluido mais caro e acarretando custos maiores à sua reposição, quando comparado o R₇₁₇, um fluido natural de relativa facilidade de obter. O sistema idealizado para o amoníaco será inundado, o que se traduzirá numa carga maior de fluido. No entanto na eventualidade de uma fuga, no caso do R_{404A} poderá ser necessária a reposição completa deste devido ao facto de este não ser uma mistura azeotrópica o que significará custos adicionais, situação que não se verificará no caso do R₇₁₇.

Deste modo podemos admitir que o R_{404A} será praticável em instalações de menores dimensões em que os custos com a segurança e a manutenção não se justifiquem, no entanto para o caso de estudo apresentado e em geral para as instalações de grandes dimensões o amoníaco apresenta-se como a melhor solução para o fluido frigorigéneo.

6. Referências

- American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc. (2009). *ASHRAE Handbook – Fundamentals*.
- American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc. (2006). *ASHRAE Handbook – Refrigeration*.
- Bahrami, M. [2000]. *Refrigeration cycle*. Surrey, Simon Fraser University. 8 p.
- Creus, J. (1978). *Tratado prático de refrigeração automática*. Lisboa. Dinalivro. p. 160-361
- Dossat, R. (1997). *Principles of refrigeration*. 4^o ed. Prentice Hall. p. 177-459
- NF EN 378-1 (2000). *Systèmes de réfrigération et pompes à chaleur – Exigences de sécurité et d'environnement – Partie 1: Exigences de base, définitions, classification et critères de choix*. AFNOR. 54 p.
- EN 378-3 (2008). *Refrigerating systems and heat pumps - Safety and environmental requirements - Part 3: Installation site and personal protection*. European Committee for Standardization. Bruxelas. 20 p.
- Gameiro, W. (1999). *Concepção e Cálculo de um sistema sobrealimentado*. Lisboa. ISEL. 48 p.
- Gosseff, A. e Horton J. (2008) *Ammonia as the Sustainable Refrigerant: Na Ammonia-Halocarbon Comparison*. Colorado Springs. EUA. 16-19 Março 2008. 40p.
- Guerra, A. (2010). *Balanço Térmico de Instalações Frigoríficas*. Lisboa. 20 p.
- Guerra, A. (2010). *Refrigeração*. Lisboa. ISEL. 30 p.
- Instituto de Meteorologia de Portugal. (2000). *Atlas Climático Ibérico*. p. 29-30.
- International Institute of Ammonia Refrigeration. [2000]. *Ammonia: the Natural Refrigerant of Choice*. 15 p.

Koelet, P. (1992). *Industrial refrigeration – Principles, Design and Applications*. Marcel Dekker, Inc. 429 p.

Ministério do Meio Ambiente. (2009). *Recomendações de projeto para a operação segura de sistemas de refrigeração por amônia*. Brasília. 54 p.

Ministério do trabalho e emprego. (2005). *Refrigeração Industrial por Amônia - Riscos, Segurança e Auditoria Fiscal*. Brasília. 31 p.

Nayyar, P. (1999). *Piping Handbook – part C*. 7º ed. McGraw-Hill. p. 457-532.

NP EN 378-4 (2010). *Sistemas frigoríficos e bombas de calor – Requisitos de segurança e protecção ambiental Parte 4: Funcionamento, manutenção, reparação e recuperação do fluido*. Instituto Português da Qualidade, APIRAC. Lisboa. 28 p.

Rapin, P. (1997). *Instalaciones frigoríficas tomo 1: Elementos de física aplicados a la teoria de las instalaciones frigoríficas*. Barcelona. Marcombo. p. 161-419

Santos, F. (2008). *Instalações frigoríficas*. Lisboa. ISEL. 12-166 p.

Santos, F. (2011). *Apontamentos de Instalações frigoríficas*. Lisboa. ISEL. 20 p.

Stoecker, W. (1998). *Industrial Refrigeration Handbook*. 1ºed. MacGraw-Hill. P. 93-336.

Shiels, V e Lyons, B. [2001]. *The Quality of Natural Refrigerants: The Importance of Specifying High Purity Products*. Linde. 11 p.

U.S. Environmental Protection Agency. *Accident Prevention and Response Manual for Anhydrous Ammonia Refrigeration System Operators* (2006). Region 7. 80 p.

7. Anexos

Superfície	T [°C]	Área (m ²)	U (W/m ² .°C)	ΔT (°C)	Perdas Térmicas (kW)
Norte	35	250	0,16	60	2,46
Sul	10	250		35	1,43
Este	-25	300		0	0,00
Oeste	35	300		60	2,95
Teto	35	750	0,13	60	5,86
Chão	0	750	0,13	25	2,44
				Total	15,15

Tabela 23 - Cargas introduzidas pelas superfícies da câmara de congelados 1

Superfície	T [°C]	Área (m ²)	U (W/m ² .°C)	ΔT (°C)	Perdas Térmicas (kW)
Norte	35	250	0,16	60	2,46
Sul	10	250		35	1,43
Este	-25	300		0	0
Oeste	-25	300		0	0
Teto	35	750	0,13	60	5,86
Chão (1)	0	450	0,13	25	1,47
Chão (2)	35	300	0,13	60	2,35
				Total	13,57

Tabela 24 - Cargas introduzidas pelas superfícies da câmara de congelados 2

Superfície	T [°C]	Área [m ²]	U [W/m ² .°C]	ΔT [°C]	Perdas Térmicas [kW]
Norte	35	250	0,16	60	2,46
Sul	10	250		35	1,43
Este	-25	300		0	0
Oeste	-25	300		0	0
Teto	35	750	0,1	60	5,86
Chão	35	750	0,13	60	5,86
Total					15,62

Tabela 25 - Cargas introduzidas pelas superfícies da câmara de congelados 3

Superfície	T [°C]	Área [m ²]	U [W/m ² .°C]	ΔT [°C]	Perdas Térmicas [kW]
Norte	35	250,0	0,16	60	2,46
Sul	10	250,0		35	1,43
Este	35	300,0		60	2,95
Oeste	-25	300,0		0	0,00
Teto	35	750,0	0,13	60,00	5,86
Chão	35	750,0	0,13	60	5,86
Total					18,57

Tabela 26 - Cargas introduzidas pelas superfícies da câmara de congelados 4

Superfície	T [°C]	Área [m ²]	U [W/m ² .°C]	ΔT [°C]	Perdas Térmicas [kW]
Norte	35	160	0,48	35	2,67
Sul	20			20	1,52
Este	35			35	2,67
Oeste	35			35	2,67
Teto (1)	10	400	0,22	10	0,86
Teto (2)	-25	1200	0,22	-25	-6,46
Chão	20	1600	0,22	20	6,89
				Total	10,82

Tabela 27 - Cargas introduzidas pelas superfícies da câmara de refrigerados

	Volume da câmara [m ³]	n	V diário [m ³ /Dia]	Caudal mássico [kg/s]	Δh [kJ/kg]	Q [kW]
Câmaras de Congelados	7500	0,81	6062,2	0,081	60,3	4,86
Câmara de Refrigerados	6400	0,88	5600,0	0,074	35,2	2,62

Tabela 28 - Cargas introduzidas pelas renovações de ar

	ΔT [°C]	Z	H [m]	L [m]	fd [Ton]	d _{Ton} [mn/Ton]	t _{ab} [min/h]	B	Q [kW]
Câmaras de Congelados	35	0,25	3	2	131,3	6	32,8	44,6	8,81
Câmara de Refrigerados	35	0,25	3	2	86,4	6	21,6	18,5	9,43

Tabela 29 - Cargas introduzidas pela abertura das portas

	Área [m ²]	Q [kW]
Câmaras de Congelados	750	4,50
Câmara de Refrigerados	1600	9,60

Tabela 30 - Cargas introduzidas pela iluminação da câmara

	t [h/dia]	Nº	q [W]	Q [kW]
Câmaras de Congelados	2	2	420	0,07
Câmara de Refrigerados	2	2	240	0,04

Tabela 31 - Cargas introduzidas pelos trabalhadores

	ṁ [kg]	C ₁ [kJ/kg.°C]	C ₂ [kJ/kg.°C]	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	Q [kW]
Câmara de Congelados	131250	-	2,2	-5	-25	66,84
Câmara de Refrigerados	86400	3,81	-	10	0	38,10

Tabela 32 - Carga introduzida pelos produtos

Licensed for single user. © 2009 ASHRAE, Inc.

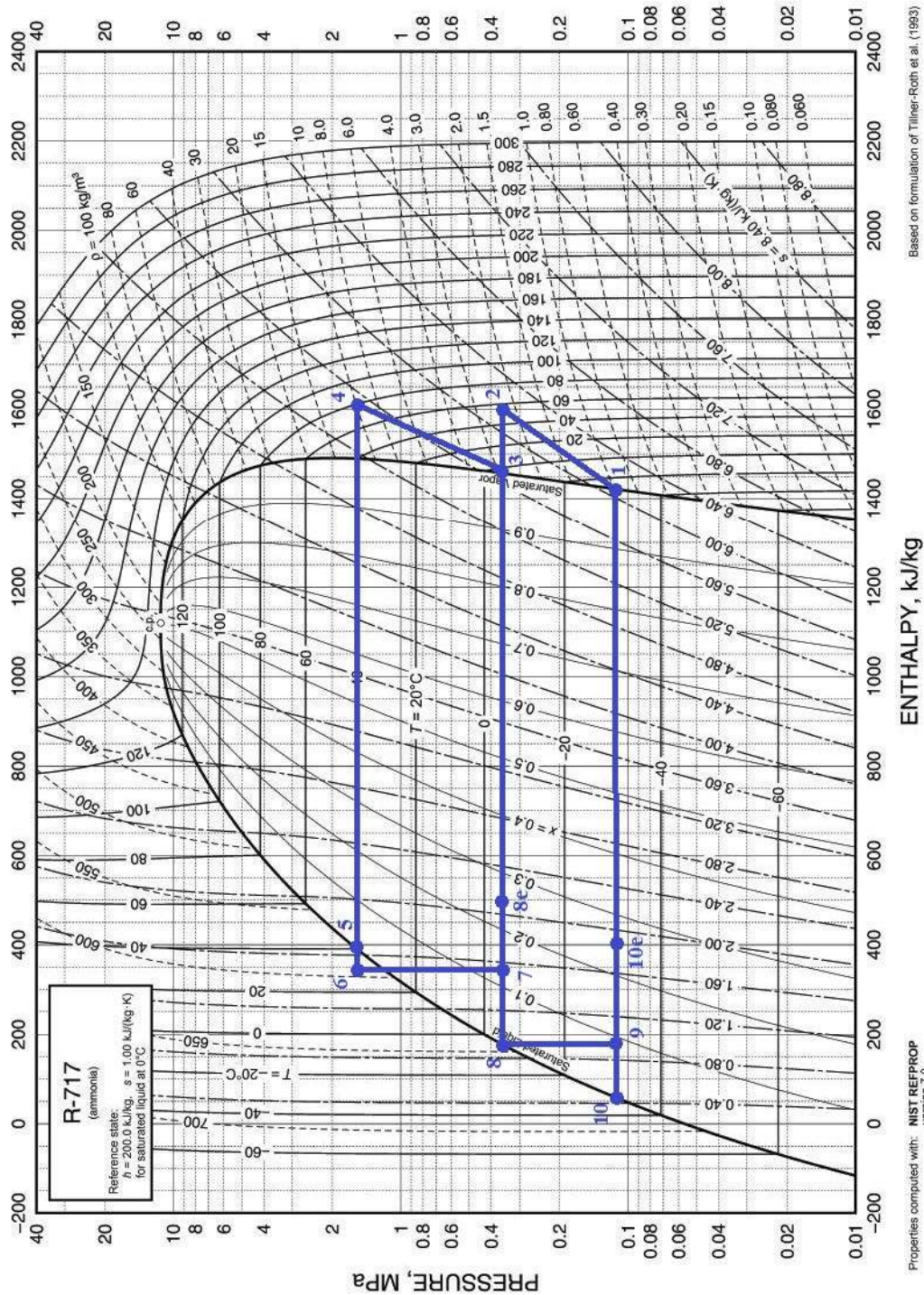


Fig. 16 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 717 (Ammonia)

Figura 18 - Diagrama P-h para o sistema inundado a amoníaco

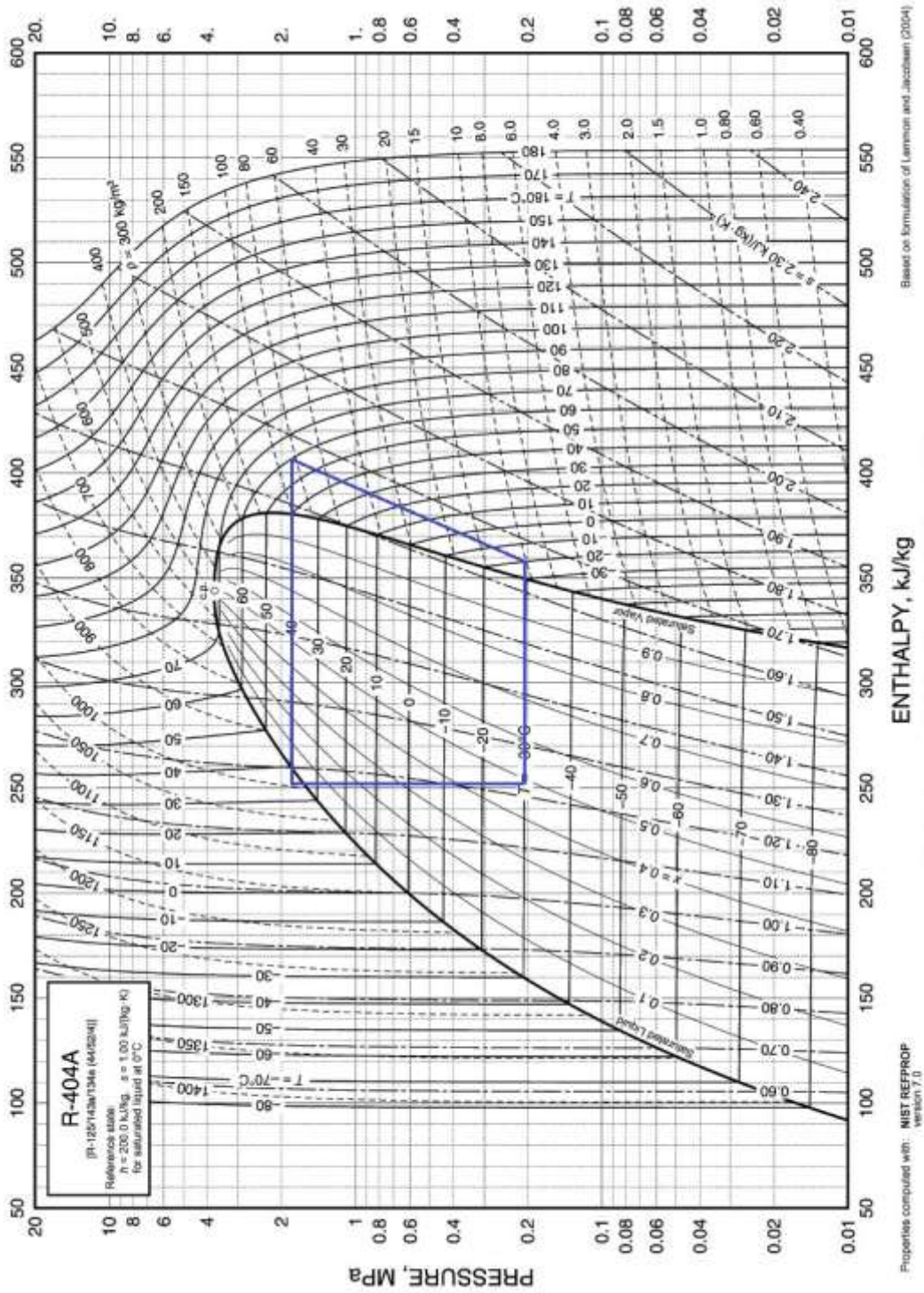


Fig. 12 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 404A

Figura 19 - Diagrama P-h para os sistemas de expansão direta A e B a R_{404A}

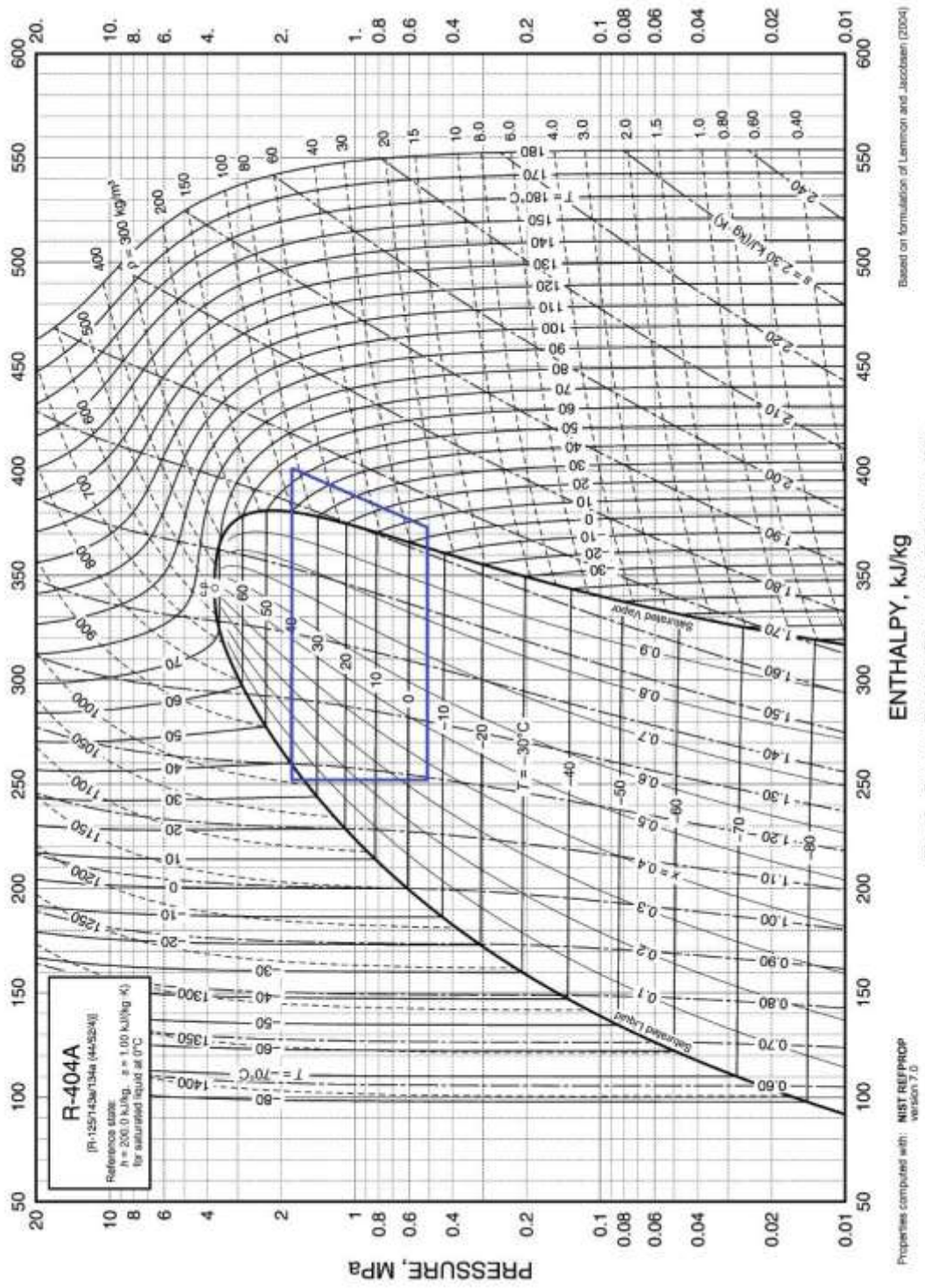


Figura 20 - Diagrama P-h para o sistema de expansão direta C a R_{404A}

Thermophysical Properties of Refrigerants

Refrigerant 717 (Ammonia) Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor

Temp.,* °C	Pres- sure, MPa	Density, kg/m ³	Volume, m ³ /kg		Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Specific Heat <i>c_p</i> , kJ/(kg·K)			Velocity of Sound, m/s		Viscosity, μPa·s		Thermal Cond., mW/(m·K)		Surface Tension, mN/m	Temp.,* °C
			Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor				
-77.65*	0.00609	732.9	15.602	-143.15	1341.23	-0.4716	7.1213	4.202	2.063	1.325	2124	354.1	559.6	6.84	819.0	19.64	62.26	-77.65	
-70	0.01094	724.7	9.0079	-110.81	1355.55	-0.3094	6.9688	4.245	2.086	1.327	2051	360.5	475.0	7.03	792.1	19.73	59.10	-70	
-60	0.02189	711.6	4.7057	-68.96	1375.73	-0.1940	6.6802	4.301	2.125	1.330	1967	368.4	391.3	7.30	757.0	19.93	55.05	-60	
-50	0.04084	702.1	2.6277	-24.73	1391.19	0.0945	6.4396	4.360	2.178	1.335	1890	375.6	328.9	7.57	722.3	20.24	51.11	-50	
-40	0.07169	690.2	1.5533	19.17	1407.76	0.2867	6.2425	4.414	2.244	1.342	1816	382.2	281.2	7.86	688.1	20.64	47.26	-40	
-35	0.07971	687.7	1.4068	28.01	1410.96	0.3245	6.2056	4.424	2.259	1.343	1802	383.4	273.1	7.92	681.4	20.73	46.51	-35	
-36	0.08845	685.3	1.2765	36.88	1414.11	0.3619	6.1694	4.434	2.275	1.345	1787	384.6	265.3	7.98	674.6	20.83	45.75	-36	
-34	0.09795	682.8	1.1604	45.77	1417.23	0.3992	6.1339	4.444	2.291	1.347	1773	385.8	257.9	8.03	667.9	20.93	45.00	-34	
-33.33*	0.10133	682.0	1.1242	48.76	1418.26	0.4117	6.1221	4.448	2.297	1.348	1768	386.2	255.5	8.05	665.7	20.97	44.75	-33.33	
-32	0.10826	680.3	1.0567	54.67	1420.29	0.4362	6.0992	4.455	2.308	1.349	1759	387.0	250.8	8.09	661.3	21.04	44.26	-32	
-30	0.11943	677.1	0.96396	63.60	1423.31	0.4730	6.0651	4.465	2.326	1.351	1744	388.1	244.1	8.15	654.6	21.15	43.52	-30	
-28	0.12921	675.3	0.88092	72.55	1426.28	0.5096	6.0317	4.474	2.344	1.353	1730	389.2	237.6	8.21	648.0	21.26	42.78	-28	
-26	0.14457	672.8	0.80614	81.52	1429.21	0.5460	5.9989	4.484	2.363	1.355	1716	390.2	231.4	8.27	641.5	21.38	42.05	-26	
-24	0.15864	670.3	0.73896	90.51	1432.08	0.5821	5.9667	4.494	2.383	1.358	1702	391.2	225.5	8.33	634.9	21.51	41.32	-24	
-22	0.17379	667.7	0.67840	99.52	1434.91	0.6180	5.9351	4.504	2.403	1.360	1687	392.2	219.8	8.39	628.4	21.63	40.60	-22	
-20	0.19008	665.1	0.62373	108.55	1437.68	0.6538	5.9041	4.514	2.425	1.363	1673	393.2	214.4	8.45	622.0	21.77	39.88	-20	
-18	0.20756	662.6	0.57428	117.60	1440.39	0.6893	5.8736	4.524	2.446	1.365	1659	394.1	209.2	8.51	615.5	21.90	39.16	-18	
-16	0.22630	660.0	0.52949	126.67	1443.06	0.7246	5.8437	4.534	2.469	1.368	1645	395.0	204.2	8.57	609.1	22.05	38.45	-16	
-14	0.24637	657.3	0.48885	135.76	1445.66	0.7597	5.8143	4.543	2.493	1.371	1631	395.8	199.3	8.63	602.8	22.19	37.74	-14	
-12	0.26782	654.7	0.45192	144.88	1448.21	0.7946	5.7853	4.553	2.517	1.375	1616	396.7	194.7	8.69	596.4	22.35	37.04	-12	
-10	0.29071	652.1	0.41830	154.01	1450.70	0.8293	5.7569	4.564	2.542	1.378	1602	397.5	190.2	8.75	590.1	22.50	36.34	-10	
-8	0.31513	649.4	0.38767	163.16	1453.14	0.8638	5.7289	4.574	2.568	1.382	1588	398.2	185.9	8.81	583.9	22.67	35.65	-8	
-6	0.34114	646.7	0.35970	172.34	1455.51	0.8981	5.7013	4.584	2.594	1.385	1574	398.9	181.7	8.87	577.7	22.83	34.96	-6	
-4	0.36880	644.0	0.33414	181.54	1457.81	0.9323	5.6741	4.595	2.622	1.389	1559	399.6	177.7	8.93	571.5	23.00	34.27	-4	
-2	0.39819	641.3	0.31074	190.76	1460.06	0.9662	5.6474	4.606	2.651	1.393	1545	400.2	173.8	8.99	565.3	23.18	33.59	-2	
0	0.42938	638.6	0.28930	200.00	1462.24	1.0000	5.6210	4.617	2.680	1.398	1531	400.8	170.1	9.06	559.2	23.37	32.91	0	
2	0.46246	635.8	0.26982	209.27	1464.35	1.0336	5.5951	4.628	2.710	1.402	1516	401.4	166.5	9.12	553.1	23.55	32.24	2	
4	0.49748	633.1	0.25153	218.55	1466.40	1.0670	5.5695	4.639	2.742	1.407	1502	401.9	162.9	9.18	547.1	23.75	31.57	4	
6	0.53453	630.3	0.23489	227.87	1468.37	1.1003	5.5442	4.651	2.774	1.412	1487	402.4	159.5	9.24	541.1	23.95	30.91	6	
8	0.57370	627.5	0.21956	237.20	1470.28	1.1334	5.5192	4.663	2.807	1.417	1473	402.8	156.2	9.30	535.1	24.15	30.24	8	
10	0.61505	624.6	0.20543	246.57	1472.11	1.1664	5.4946	4.676	2.841	1.422	1458	403.2	153.0	9.36	529.1	24.37	29.59	10	
12	0.65866	621.8	0.19237	255.95	1473.88	1.1992	5.4703	4.689	2.877	1.428	1443	403.6	149.9	9.43	523.2	24.58	28.94	12	
14	0.70463	618.9	0.18031	265.37	1475.56	1.2318	5.4463	4.702	2.913	1.434	1429	403.9	146.9	9.49	517.3	24.81	28.29	14	
16	0.75303	616.0	0.16914	274.81	1477.17	1.2643	5.4226	4.716	2.951	1.440	1414	404.2	144.0	9.55	511.5	25.04	27.65	16	
18	0.80395	613.1	0.15879	284.28	1478.70	1.2967	5.3991	4.730	2.990	1.446	1399	404.4	141.1	9.61	505.6	25.27	27.01	18	
20	0.85748	610.2	0.14920	293.78	1480.16	1.3289	5.3759	4.745	3.030	1.453	1384	404.6	138.3	9.68	499.9	25.52	26.38	20	
22	0.91369	607.2	0.14029	303.31	1481.53	1.3610	5.3529	4.760	3.071	1.460	1370	404.8	135.6	9.74	494.1	25.77	25.75	22	
24	0.97268	604.3	0.13201	312.87	1482.82	1.3929	5.3301	4.776	3.113	1.468	1355	404.9	133.0	9.80	488.4	26.03	25.12	24	
26	1.03450	601.3	0.12431	322.47	1484.02	1.4248	5.3076	4.793	3.158	1.475	1340	404.9	130.4	9.87	482.7	26.29	24.50	26	
28	1.09930	598.2	0.11714	332.09	1485.14	1.4565	5.2853	4.810	3.203	1.484	1324	405.0	127.9	9.93	477.0	26.57	23.89	28	
30	1.16720	595.2	0.11046	341.76	1486.17	1.4881	5.2631	4.828	3.250	1.492	1309	404.9	125.5	10.00	471.4	26.85	23.28	30	
32	1.23820	592.1	0.10422	351.45	1487.11	1.5196	5.2412	4.847	3.299	1.501	1294	404.8	123.1	10.06	465.7	27.14	22.67	32	
34	1.31240	589.0	0.09840	361.19	1487.95	1.5509	5.2194	4.867	3.349	1.510	1279	404.7	120.7	10.13	460.1	27.43	22.07	34	
36	1.39000	585.8	0.09296	370.96	1488.70	1.5822	5.1978	4.888	3.401	1.520	1263	404.5	118.4	10.19	454.6	27.74	21.47	36	
38	1.47090	582.6	0.08787	380.78	1489.36	1.6134	5.1763	4.909	3.455	1.530	1248	404.3	116.2	10.26	449.1	28.05	20.88	38	
40	1.55540	579.4	0.08310	390.64	1489.91	1.6446	5.1549	4.932	3.510	1.541	1232	404.0	114.0	10.33	443.5	28.38	20.29	40	
42	1.64350	576.2	0.07863	400.54	1490.36	1.6756	5.1337	4.956	3.568	1.553	1216	403.7	111.9	10.39	438.0	28.71	19.71	42	
44	1.73530	572.9	0.07445	410.48	1490.70	1.7065	5.1126	4.981	3.628	1.565	1201	403.3	109.8	10.46	432.6	29.06	19.13	44	
46	1.83100	569.6	0.07052	420.48	1490.94	1.7374	5.0915	5.007	3.691	1.577	1185	402.9	107.8	10.53	427.1	29.41	18.56	46	
48	1.93050	566.3	0.06682	430.52	1491.06	1.7683	5.0706	5.034	3.756	1.591	1169	402.4	105.8	10.60	421.7	29.78	17.99	48	
50	2.03400	562.9	0.06335	440.62	1491.07	1.7990	5.0497	5.064	3.823	1.605	1153	401.9	103.8	10.67	416.3	30.16	17.43	50	
55	2.31110	554.2	0.05554	466.10	1490.57	1.8758	4.9977	5.143	4.005	1.643	1112	400.3	99.0	10.86	402.9	31.16	16.04	55	
60	2.61560	545.2	0.04880	491.97	1489.27	1.9523	4.9458	5.235	4.208	1.687	1070	398.3	94.5	11.05	389.6	32.26	14.69	60	
65	2.94910	536.0	0.04296	518.26	1487.09	2.0288	4.8939	5.341	4.438	1.739	1028	396.0	90.1	11.25	376.4	33.47	13.37	65	
70	3.31350	526.3	0.03787	545.04	1483.94	2.1054	4.8415	5.465	4.699	1.799	984	393.3	85.9	11.47	363.2	34.80	12.08	70	
75	3.71050	516.2	0.03342	572.37	1479.72	2.1823	4.7885	5.610	5.001	1.870	940	390.1	81.9	11.70	350.2	36.30	10.83	75	
80	4.14200	505.7	0.02951	600.34	1474.31	2.2596	4.7344	5.784	5.355	1.955	895	386.5	78.0	11.95	337.1	38.00	9.61	80	
85	4.61000	494.3	0.02606	629.04	1467.53	2.3377	4.6789	5.993	5.777	2.058	848	382.5	74.2	12.23	324.1	39.93	8.44	85	
90	5.11670	482.8	0.02300	658.61	1459.19	2.4168	4.6213	6.250	6.291	2.187	800	377.9	70.5	12.55	311.0	42.24	7.30	90	
95	5.66430	470.2	0.02027	689.19	1449.01	2.4973	4.5612	6.573	6.933	2.349	751	372.7	66.8	12.91	297.9	44.99	6.20	95	
100	6.25530	456.6	0.01782	721.00	1436.63	2.5797	4.4975	6.991	7.762	2.562	701	367.0	63.2	13.32					



CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS E DIMENSIONAIS TECHNICAL DATA AND DIMENSIONS

SERIE TYPE	VOLUME VOLUME l	CARGA LÍQUIDA LIQUID LOAD * l	VOL. DESLOCADO COMPRESSOR VOLUME DISPLACEMENT ** m ³ /h	Ø D mm	S mm	COMPRIMENTO TOTAL TOTAL LENGTH A mm	ALTURA TOTAL TOTAL HEIGHT A mm	PESO WEIGHT Kg
6 / 530	530	175	250	600	1.800	2.090	1.270	205
6 / 720	720	240	290	600	2.500	2.790	1.270	240
7 / 800	800	265	350	700	2.000	2.330	1.370	420
7 / 975	975	325	350	700	2.500	2.830	1.370	420
8 / 1075	1.075	350	480	800	2.000	2.370	1.470	560
8 / 1550	1.550	515	480	800	3.000	3.370	1.470	760
9 / 1875	1.875	625	580	900	2.500	2.930	1.570	870
9 / 2550	2.550	850	580	900	3.500	3.930	1.570	1.140
10 / 2465	2.465	820	720	1.000	3.000	3.460	1.670	1.150
10 / 3225	3.225	1.075	720	1.000	4.000	4.460	1.670	1.445
11 / 2980	2.980	980	870	1.100	3.000	3.520	1.770	1.325
11 / 3875	3.875	1.290	870	1.100	4.000	4.520	1.770	1.850
12 / 4130	4.130	1.375	1.035	1200	3.500	4.050	1.870	1.850
12 / 4675	4.675	1.560	1.035	1.200	4.000	4.550	1.870	2.060
13 / 4100	4.900	1.630	1.220	1.300	3.500	4.100	1.970	2.150
13 / 6.75	6.175	2.060	1.220	1.300	4.000	4.600	1.970	2.375
14 / 6440	6.440	2.140	1.420	1.400	4.000	4.650	2.070	2.845
14 / 7925	7.925	2.640	1.420	1.400	5.000	5.650	2.070	3.400
15 / 7475	7.475	2.490	1.630	1.500	4.000	4.690	2.170	3.965
15 / 10875	10.875	3.625	1.630	1.500	6.000	6.690	2.170	4.710
16 / 10475	10.475	3.490	1.850	1.600	5.000	5.740	2.270	4.720
16 / 12400	12.400	4.125	1.850	1.600	6.000	6.740	2.270	5.500

* Nível líquido 1/3 Ø D

** Capacidade com velocidade de 0,4m/seg. com um só retorno de líquido.

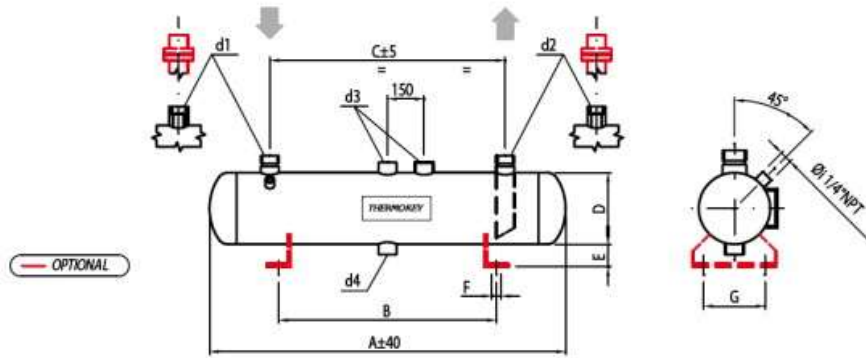
Dimensões aproximadas sujeitas a variação sem prévio aviso.

* Liquid level 1/3 of D.

** Capacity with speed of 0,4 m/sec. One single backflow of liquid.

Aproximate dimensions subject to change without notice.

Tabela 34 - Características escolha dos separadores de líquido



MODELLO MODEL	VOLUME INTERNO INTERNAL VOLUME [L]	DIMENSIONI / DIMENSIONS [mm]							CONNESSIONI / CONNECTIONS				PESO WEIGHT [kg]
		A	B	C	D	E	F	G	d1	d2	d3	d4	
TRH 30	31	895	500	600	219	66	12	220	1" 3/4 UN	1" 3/4 UN	1/2" NPT	1/2" NPT	35
TRH 40	40	1145	700	900									44
TRH 60	57	1645	1200	1300									62
TRH 80	74	2145	1600	1800									80
TRH 90	90	1240	700	800	324	94	16	300	ODS 54	ODS 42	1" NPT	1" NPT	78
TRH 130	128	1740	1200	1300									108
TRH 170	165	2240	1600	1800									138
TRH 190	188	2740	2100	2300									168
TRH 150	150	1765	1200	1300	356	94	16	300	OD 76	ODS 54	1" NPT	1" NPT	142
TRH 200	199	2265	1600	1800									181
TRH 250	245	2765	2100	2300									220
TRH 290	290	3265	2500	2800									258
TRH 410	408	1500	800	900	610	130	18	500	OD 114	OD 89	2x1" NPT	1" NPT	250
TRH 520	518	1900	1200	1300									310
TRH 630	627	2300	1600	1700									365
TRH 760	764	2800	2000	2200									435

Tabela 35 – Características dos depósitos de líquido para R_{404A}

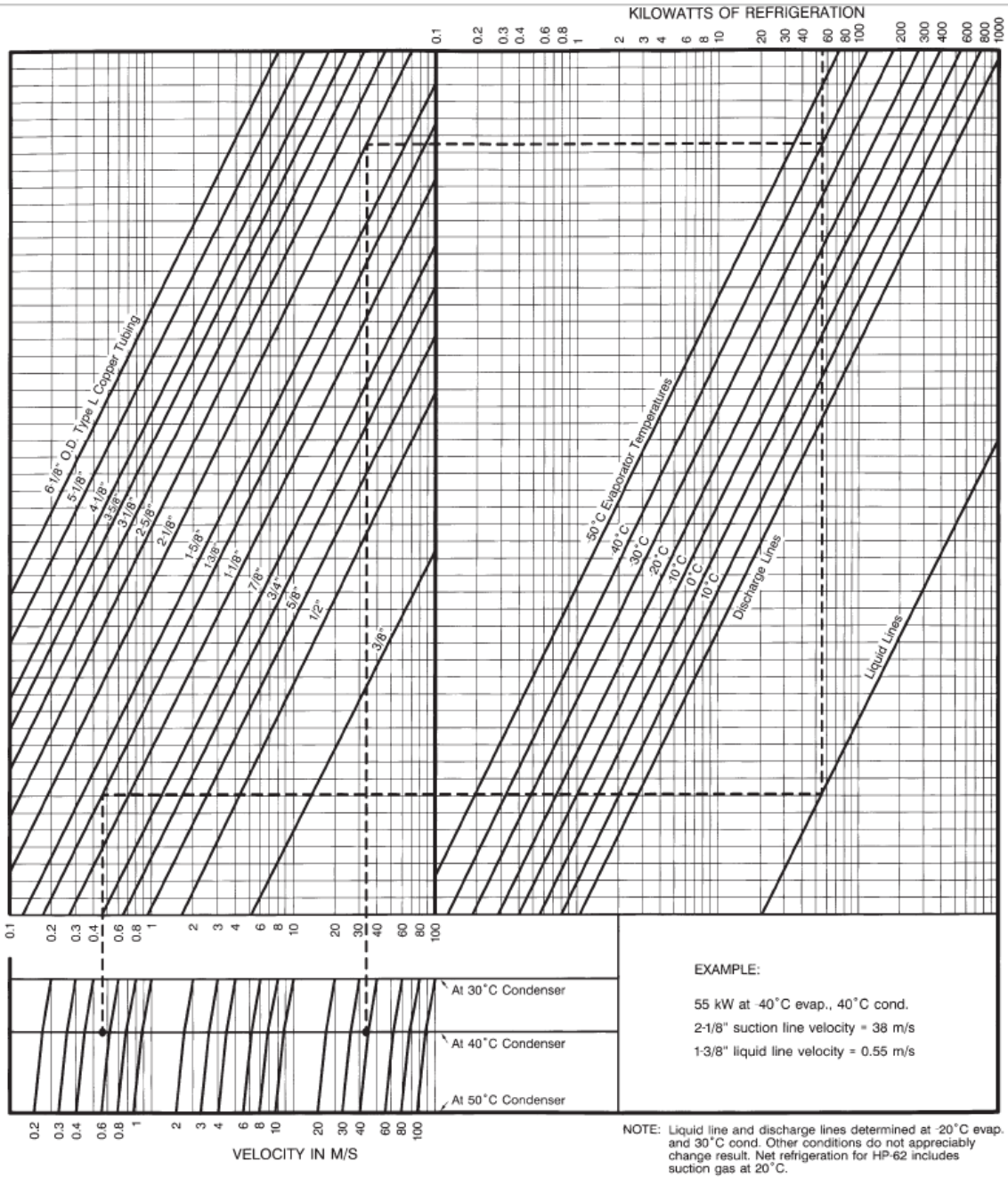


Figura 21 – Ábaco para o cálculo da velocidade do R_{404A} nas tubagens

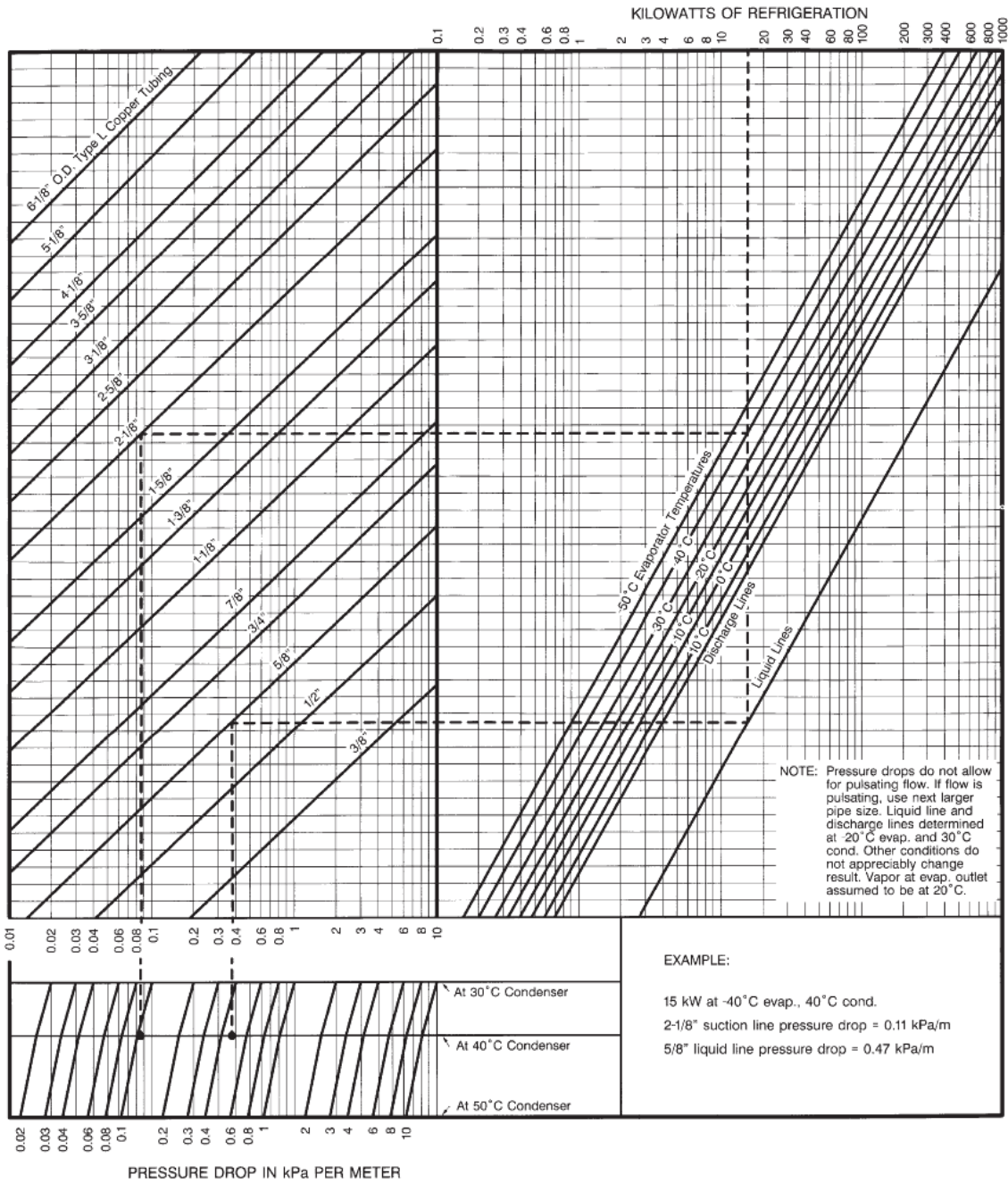


Figura 22 – Ábaco para o cálculo da perda de carga nas tubagens de R_{404A}