



Instituto Superior de Engenharia

Politécnico de Coimbra

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Desenvolvimento de um abatedor de temperatura para a indústria panificadora

Trabalho de Projeto para a obtenção do grau de Mestre em
Engenharia Mecânica

Especialização em Construção e Manutenção de Equipamentos
Mecânicos

Autor

Pedro Miguel Gonçalves Esperança

Orientador

Professora Doutora Cândida Maria dos Santos Pereira Malça



INSTITUTO POLITÉCNICO
DE COIMBRA

INSTITUTO SUPERIOR
DE ENGENHARIA
DE COIMBRA

Coimbra, julho 2024

RESUMO

Hoje em dia, com o aumento da competitividade entre empresas, é necessário apresentar equipamentos que satisfaçam todas as necessidades dos clientes. Este trabalho surgiu da necessidade da Coolfer, Lda. entrar no mercado dos abatedores de temperatura, pois é uma área que a empresa ainda não tinha explorado.

Numa primeira fase foram recolhidos os vários requisitos de projeto tais como as dimensões pretendidas, número de tabuleiros, temperaturas de serviço, o tipo de alimentos que iriam ser conservados no abatedor de temperatura e suas especificidades, entre outros. Depois de recolhida esta informação, foram efetuados três estudos considerando espessuras de isolamento distintas. Para estas análises foram calculadas as respetivas cargas térmicas e, em função dos valores obtidos, foram selecionados os componentes constituintes do sistema de refrigeração (evaporador, compressor, condensador e dispositivo de expansão).

Depois de efetuados os cálculos e selecionados os equipamentos, foi realizada uma análise para otimizar a relação entre a espessura de isolamento e os componentes selecionados para cada uma das cargas térmicas consideradas. Para o projeto em apreço, verificou-se que a melhor opção seria utilizar painéis de isolamento com espessura de 70 mm.

Após a seleção da espessura do isolamento e dos componentes constituintes do grupo de refrigeração, foram dimensionados e analisados vários elementos constituintes da estrutura do equipamento como o suporte dos tabuleiros e respetivos pernes, a base para suportar a unidade condensadora e os pés que suportam o abatedor de temperatura. A adequabilidade, do ponto de vista de resistência mecânica destes elementos, foi avaliada com recurso ao método dos elementos finitos.

Por último foi realizada uma otimização estrutural, com o objetivo de reduzir as dimensões e o peso do equipamento, bem como ajustar aos componentes selecionados ao sistema de refrigeração.

Palavras-chave: Abatedor de temperatura; fluido refrigerante; análise estrutural pelo método de elementos finitos.

ABSTRACT

Nowadays, with the increase in competitiveness between companies, it is necessary to present equipment that fulfils all of the clients' needs. This work arose from the need for Coolfer, Lda. to enter the temperature chiller market, as it is an area that the company had not yet explored.

In the first phase, the various project requirements were collected, such as the desired dimensions, number of trays, service temperatures, the type of food that would be preserved in the temperature slaughterer and its specificities, among others. Once this information had been gathered, three studies were carried out considering different insulation thicknesses. For these analyses, the respective thermal loads were calculated and, depending on the values obtained, the components of the refrigeration system (evaporator, compressor, condenser and expansion device) were selected.

Once the calculations had been made and the equipment selected, an analysis was carried out to optimise the relationship between the insulation thickness and the components selected for each of the thermal loads considered. For the project in question, it was found that the best option would be to use insulation panels with a thickness of 70 mm.

After selecting the thickness of the insulation and the components that make up the refrigeration unit, various elements of the equipment's structure were sized and analysed, such as the support for the trays and their legs, the base to support the condensing unit and the feet that support the temperature absorber. The suitability of these elements from a mechanical strength point of view was assessed using the finite element method.

Finally, structural optimisation was carried out with the aim of reducing the dimensions and weight of the equipment, as well as adjusting the selected components to the refrigeration system.

Keywords: Blast chiller; refrigerant; structural analysis using the finite element method.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar gostaria de agradecer à minha orientadora, Professora Doutora Cândida Maria dos Santos Pereira Malça, pela orientação, apoio e disponibilidade demonstrados durante estes meses.

Um obrigado ao Professor Doutor João Manuel Nogueira Malça de Matos Ferreira pela ajuda e sugestões de melhoria dadas.

Um enorme obrigado à empresa Coolfer por me permitir a realização deste projeto e a todos os seus colaboradores pela ajuda que me deram ao longo destes meses. Ao Sr. Vítor Cabral e Rui Aveiro por todo o apoio e ensinamentos transmitidos, ao Sr. João Estanqueiro, Paulo Bastos e Sr. Fernando por estarem sempre disponíveis para esclarecerem todas as dúvidas que foram surgindo ao longo do projeto. Ao pessoal do escritório, Luiz, Rafael, Micaela e especialmente à Daniela Madaleno, que desde o primeiro momento que entrei na empresa sempre me apoiou e ajudou em tudo o que foi necessário.

Obrigado aos meus amigos de Coimbra, em particular ao André, Paulo e Tiago que fizeram com que estes anos em Coimbra se tornassem muito especiais.

Um enorme obrigado aos meus amigos da Lamarosa, os quais destaco Bruno, Raquel, Diogo, Rita, Nelson, Jéssica e Francisco que me foram sempre apoiando ao longo do meu percurso e presenteando sempre com momentos de diversão.

Obrigado à minha namorada por todo o apoio, motivação e paciência nos momentos mais complicados.

Por último gostaria de agradecer à minha família, especialmente aos meus pais e irmão pelo apoio incansável ao longo destes anos, pois sem eles não teria sido possível chegar até aqui.

ÍNDICE

Resumo	i
<i>Abstract</i>	ii
Agradecimentos	iii
Índice.....	iv
Índice de tabelas	vii
Índice de figuras.....	ix
Lista de siglas e acrónimos	xii
Lista de símbolos	xiii
1 Introdução	1
1.1 Contextualização	1
1.2 Requisitos do projeto.....	1
1.2.1 Recolha de dados.....	1
1.2.2 Cargas térmicas	2
1.3 Funcionamento de um abatedor de temperatura	2
1.4 Estrutura do trabalho.....	2
2 Estado da arte.....	4
2.1 Importância do ultracongelamento nos alimentos.....	4
2.2 Máquina frigorífica	4
2.3 Ciclo de Carnot invertido.....	5
2.4 Ciclo de compressão a vapor.....	6
2.4.1 Ciclo ideal de compressão de vapor.....	6
2.4.2 Ciclo real de compressão de vapor.....	8
2.4.3 Seleção do ciclo frigorífico	11
2.5 Descrição dos componentes que constituem um sistema de refrigeração	11
2.5.1 Compressor	11
2.5.2 Condensador	14
2.5.3 Dispositivo de expansão.....	18
2.5.4 Evaporador.....	22
2.5.5 Acessórios.....	24
2.6 Descrição dos constituintes dos painéis do abatedor de temperatura.....	28

2.6.1	Isolamento térmico	28
2.6.2	Aço constituinte dos painéis	29
2.6.3	Resistência elétrica.....	30
2.7	Fluido frigorigéneo.....	30
3	Seleção dos componentes constituintes do abatedor de temperatura.....	34
3.1	Seleção do fluido frigorigéneo.....	34
3.2	Seleção do isolamento	35
3.2.1	Cálculo da espessura de isolamento	35
3.3	Seleção do aço constituinte dos painéis	37
3.4	Cálculo das cargas térmicas.....	39
3.4.1	Cargas térmicas através das paredes, teto e pavimento	40
3.4.2	Carga térmica devido à entrada de ar.....	41
3.4.3	Carga térmica devido ao produto armazenado	42
3.4.4	Carga térmica gerada pelas pessoas	44
3.4.5	Carga térmica gerada pela iluminação	44
3.4.6	Carga térmica gerada pela resistência elétrica	45
3.4.7	Carga térmica devido aos componentes do evaporador.....	45
3.4.8	Conclusão	46
3.5	Seleção dos componentes do grupo frigorífico.....	48
3.5.1	Seleção do evaporador	48
3.5.2	Seleção do compressor	52
3.5.3	Seleção do condensador	54
3.5.4	Seleção do dispositivo de expansão	58
3.5.5	Conclusão	62
3.6	Seleção do controlador.....	63
4	Análise estrutural com elementos finitos	64
4.1	Construção e otimização da malha de elementos finitos	64
4.2	Estudo da sensibilidade e convergência da malha	65
4.3	Análise estrutural 1 – Suporte dos tabuleiros	65
4.4	Análise estrutural 2 – Suporte da unidade condensadora	70
4.5	Análise estrutural 3 – Pés do abatedor de temperatura.....	73
5	Otimização estrutural do abatedor de temperatura	76
6	Conclusão e perspectivas futuras.....	80

Referências bibliográficas	84
Apêndices	87
Apêndice A – Simulações efetuadas aos suportes dos tabuleiros com os tamanhos de elementos maiores e menores	87
Apêndice B – Simulações efetuadas aos pernes com os tamanhos de elementos maiores e menores	89
Apêndice C – Simulações efetuadas para a unidade condensadora com os tamanhos de elementos maiores e menores	91
Apêndice D – Simulações efetuadas para os pés do equipamento com os tamanhos de elementos maiores e menores	93
Apêndice E – Simulações efetuadas para os pés do equipamento com os tamanhos de elementos maiores e menores	95
Anexos	96
Anexo A – Ficha técnica do PIR	96
Anexo B – kcal a fornecer para refrigerar 1 m ³ de ar renovado	98
Anexo C – Catálogos de seleção de seleção do evaporador (<i>Centauro</i> , 2024)	99
Anexo D – Ficha técnica do compressor selecionado (<i>Tecumseh</i> , 2024)	101
Anexo E – Catálogo de seleção do condensador (<i>Centauro</i> , 2024)	103
Anexo F – Ficha de operação da VET selecionada (<i>Coolselector2</i> , 2024)	105
Anexo G – Características do controlador selecionado (<i>EVCO</i> , 2024)	107

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1 - Classificação dos fluidos refrigerantes quanto à sua segurança; adaptado (Monteiro, 2015).....	31
Tabela 3.1 - Fluidos mais adequados para baixas temperaturas de serviço; adaptado (Linde, 2024).	34
Tabela 3.2 - Características dos vários tipos de isolamentos estudados.	35
Tabela 3.3 - Comparação das características dos aços inoxidáveis.....	38
Tabela 3.4 - Constituição do aço inoxidável AISI 304 e AISI 316; adaptado (Kityk et al., 2019).....	38
Tabela 3.5 - Dimensões arbitradas para o abatedor de temperatura.....	39
Tabela 3.6 - Dados do ambiente interno e externo (Santos, 2016).	40
Tabela 3.7 - Cargas térmicas calculadas para espessura de isolamento de 50 mm. .	46
Tabela 3.8 - Cargas térmicas calculadas para espessura de isolamento de 70 mm. .	47
Tabela 3.9 - Cargas térmicas calculadas para espessura de isolamento de 100 mm.	48
Tabela 3.10 - Fator RC_m ; adaptado (Centauro, 2024).	49
Tabela 3.11 - Fator FC_{1MP} ; adaptado (Centauro, 2024).	49
Tabela 3.12 - Fator FC_2 ; adaptado (Centauro, 2024).	50
Tabela 3.13 - P_{prev} e Q_{0m} para as três espessuras de isolamento estudadas.....	52
Tabela 3.14 - Informação fornecida ao software de seleção do compressor.	54
Tabela 3.15 - Compressor selecionado para cada espessura de isolamento e respetiva capacidade frigorífica.	54
Tabela 3.16 - Fator de correção FR ; adaptado (Centauro, 2024).	56
Tabela 3.17 - Fator de correção FC_{1MP} ; adaptado (Centauro, 2024).	57
Tabela 3.18 - Fator de correção FC_2 ; adaptado (Centauro, 2024).	57
Tabela 3.19 - Fator de correção FC_3 ; adaptado (Centauro, 2024).	58
Tabela 3.20 - Fator de correção FC_4 ; adaptado (Centauro, 2024).	58
Tabela 3.21 - CTR e Q_{0MP} selecionado para as três espessuras de isolamento.	58
Tabela 3.22 - Dispositivos de expansão e aplicações para o qual são aconselhados; adaptado (Monteiro, 2005a).	60

Tabela 3.23 - Informação fornecida ao software de seleção do dispositivo de expansão.	60
Tabela 3.24 - Faixa de evaporação das válvulas de expansão termostáticas.	61
Tabela 3.25 - Seleção da válvula de expansão e respetivo orifício para cada espessura de isolamento.	61
Tabela 3.26 - Componentes selecionados para o sistema de refrigeração consoante a espessura de isolamento.....	62
Tabela 4.1 - Propriedades mecânicas do aço AISI 304; adaptado (<i>Software Solidworks</i> , 2023).....	66
Tabela 4.2 - Resultados da análise pelo MEF para varão de 3 mm.....	66
Tabela 4.3 - Resultados da análise pelo MEF para varão de 4 mm.....	67
Tabela 4.4 - Resultados da análise pelo MEF para perne de 4 mm.	69
Tabela 4.5 - Resultados da análise pelo MEF para perne de 5 mm.	70
Tabela 4.6 - Propriedades mecânicas do aço zincado; adaptado (<i>Software Solidworks</i> , 2023).....	70
Tabela 4.7 - Resultados da análise pelo MEF da base da unidade condensadora com 1 mm de espessura.....	72
Tabela 4.8 - Resultados da análise pelo MEF da base da unidade condensadora com 1,5 mm de espessura.	72
Tabela 4.9 - Resultados da análise pelo MEF da base da unidade condensadora com 2 mm de espessura.....	72
Tabela 4.10 - Massa de cada componente constituinte do equipamento.	75
Tabela 4.11 - Resultado da análise pelo MEF dos pés do abatedor.....	75
Tabela 5.1 - Medidas otimizadas do abatedor de temperatura.	79

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 - Esquema de uma máquina frigorífica.	5
Figura 2.2 - Ciclo de Carnot invertido: a) esquema; b) diagrama T-s adaptado (Çengel & Boles, 2011).	5
Figura 2.3 - Esquema do ciclo de compressão a vapor; adaptado (Çengel & Boles, 2011).	7
Figura 2.4 - Ciclo ideal de compressão a vapor: a) diagrama T-s; b) diagrama P-h; adaptado (Çengel & Boles, 2011).	7
Figura 2.5 - Diagrama P-h do ciclo ideal e do ciclo real de compressão a vapor; adaptado (Clito Afonso, 2021).	9
Figura 2.6 - Sistema de refrigeração em cascata: a) esquema; b) diagrama T-s; adaptado (Çengel & Boles, 2011).	10
Figura 2.7 - Sistema de refrigeração em múltiplos estágios: a) esquema; b) diagrama T-s; adaptado (Çengel & Boles, 2011).	11
Figura 2.8 - Classificação dos compressores relativamente à sua construção.	12
Figura 2.9 - Classificação dos compressores relativamente ao seu funcionamento.	12
Figura 2.10 - Modo de funcionamento dos vários tipos de compressores; adaptado (Dincer & Kanoğlu, 2010).	14
Figura 2.11 - Condensador refrigerado a ar.	15
Figura 2.12 - Classificação dos condensadores refrigerados a água, adaptado (Almeida Ferreira, 2017).	15
Figura 2.13 - Condensador shell and tube; adaptado (Bitzer, 2024).	16
Figura 2.14 - Condensador evaporativo; adaptado (Evapco, 2024).	17
Figura 2.15 - Unidade condensadora.	18
Figura 2.16- Tipos de dispositivos de expansão.	19
Figura 2.17 - Tubo capilar.	19
Figura 2.18 - VET com equalização interna; adaptado (Danfoss, 2024).	20
Figura 2.19 - VET com equalização externa; adaptado (Danfoss, 2024).	21
Figura 2.20 – VEE; adaptado (Danfoss, 2024).	21
Figura 2.21 - Válvula de expansão manual; adaptado (Danfoss, 2024).	22
Figura 2.22 - Evaporador de expansão direta.	23

Figura 2.23 - Evaporador inundado; adaptado (Dossat, 1999).....	23
Figura 2.24 - Acessórios de sistemas de refrigeração.....	24
Figura 2.25 - Separador de óleo; adaptado (Castel, 2024).	25
Figura 2.26 - Visor de líquido.	25
Figura 2.27 – Pressóstato.....	26
Figura 2.28 – Filtro secador.	26
Figura 2.29 – Manómetro; adaptado (Gesa, 2024).....	27
Figura 2.30 – Termóstato; adaptado (Danfoss, 2024).....	27
Figura 2.31 - Classificação dos aços inoxidáveis.....	29
Figura 2.32 - Classificação dos fluidos frigorigéneos.....	31
Figura 2.33 - Classificação dos fluidos frigorigéneos quanto à sua pressão de serviço; adaptado (ISO 817. <i>Refrigerants - Definition and safety classification</i> , 2014).	33
Figura 3.1 - Fluxograma de seleção da espessura de isolamento.....	37
Figura 3.2 - Classificação das cargas térmicas.	39
Figura 3.3 - Peso relativo de cada carga térmica para espessura de isolamento de 50 mm.....	47
Figura 3.4 - Peso relativo de cada carga térmica para espessura de isolamento de 70 mm.....	47
Figura 3.5 - Peso relativo de cada carga térmica para espessura de isolamento de 100 mm.....	48
Figura 3.6 - Fluxograma de seleção do evaporador.	50
Figura 3.7 - Fluxograma de seleção do compressor.....	53
Figura 3.8 - Software de seleção do compressor; adaptado (Tecumseh, 2024).....	53
Figura 3.9 - Fluxograma de seleção do condensador.....	55
Figura 3.10 - Fluxograma de seleção do dispositivo de expansão.....	59
Figura 3.11 - Software de seleção do dispositivo de expansão; adaptado (Coolselector2, 2024).....	61
Figura 3.12 - Controlador EVJ serie 800; adaptado (EVCO, 2024).....	63
Figura 4.1 - Representação de elemento e nó de uma malha.....	64
Figura 4.2 - Suporte dos tabuleiros: malha gerada com tamanho máximo de elemento de 12 mm.	65
Figura 4.3 - Suporte dos tabuleiros: malha gerada com tamanho máximo de elemento de 2 mm.	66
Figura 4.4 - Ponto de rotura do suporte dos tabuleiros.....	67

Figura 4.5 - Pernes: malha gerada com tamanho máximo de elemento de 5 mm...	68
Figura 4.6 - Perne: malha gerada com tamanho máximo de elemento de 1 mm. ...	68
Figura 4.7 - Ponto de rotura dos pernes dos painéis.....	69
Figura 4.8 - Suporte unidade condensadora: malha gerada com tamanho máximo de elemento de 20 mm.....	71
Figura 4.9 - Suporte unidade condensadora: malha gerada com tamanho máximo de elemento de 10 mm.....	71
Figura 4.10 - Ponto de rotura do suporte da unidade condensadora.	73
Figura 4.11 - Pés com regulação de 50 mm.	74
Figura 4.12 - Pés: malha gerada com tamanho máximo de elemento de: a) 6 mm; b) 2 mm.	74
Figura 5.1 - Divisão dos espaços do abatedor de temperatura.	76
Figura 5.2 - Ilustração da distância entre a superfície do painel e a face do perne..	78
Figura 5.3 - Abatedor de temperatura: a) frente; b) interior; c) traseira.....	79

LISTA DE SIGLAS E ACRÓNIMOS

Sigla	Designação
AISI	American Iron and Steel Institute
<i>COP</i>	Coeficiente de performance
<i>CTR</i>	Calor total de rejeição
MEF	Método de elementos finitos
ODP	Potencial de destruição de ozono
PAG ou GWP	Potencial de aquecimento global
TC	Temperatura de condensação
TE	Temperatura de evaporação
VEE	Válvula de expansão eletrónica
VET	Válvula de expansão termostática

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Designação
$\varnothing_{tubo}$	Diâmetro do tubo que constitui o suporte dos tabuleiros
Δt	Diferença de temperatura
ΔT_{sub}	Sub-arrefecimento
ΔT_{sup}	Sobreaquecimento
A	Compressor aberto
A_{abat}	Área do abatedor
A_p	Área da parede considerada
b_{int}	Largura do espaço a refrigerar
b_t	Largura do tabuleiro
C	Carbono
CFCs	Clorofluorcarbonetos
C_m	Coefficiente minorante devido à presença de cortina ou lamelas
CO ₂	Compostos naturais de dióxido de carbono
COP_{Carnot}	Coefficiente de performance de um ciclo de Carnot
COP_{cv}	Coefficiente de performance do ciclo ideal de compressão a vapor
COP_{real}	Coefficiente de performance do ciclo real de compressão a vapor
cp_1	Calor específico acima da temperatura de congelação
cp_2	Calor específico abaixo da temperatura de congelação
Cr	Crómio
C_{ren}	Quantidade de kcal a fornecer para refrigerar 1 m ³ de ar
Cu	Cobre
D	Densidade de iluminação
d_{ton}	Duração média da abertura da porta para permitir a passagem de uma tonelada de produto
D_{p-fp}	Distância entre a superfície do painel e a face do perne
DT	Diferença de entre a temperatura ambiente e o fluido refrigerante
e	Espessura do isolamento
EPS	Poliestireno expandido
E_t	Espaço pretendido entre tabuleiros
$FC1_{MP}$	Fator de correção do fluido refrigerante

$FC2$	Fator de correção do material das alhetas
$FC3$	Fator de correção da temperatura ambiente
$FC4$	Fator de correção da altitude
f_d	Fluxo diário de produto
Fe	Ferro
FR	Fator de correção
H	Compressor hermético
h_{ext}	Entalpia exterior
h_{int}	Entalpia interior
H_{int}	Altura do espaço a refrigerar
h_1	Entalpia do estado 1
$h_{1'}$	Entalpia do estado 1'
h_2	Entalpia do estado 2
$h_{2'}$	Entalpia do estado 2'
h_4	Entalpia do estado 4
$h_{4'}$	Entalpia do estado 4'
HCFCs	Halocarbonetos, contendo hidrogénio, cloro, flúor e carbono
HCS	Hidrocarbonetos
HFCs	Halocarbonetos, contendo hidrogénio, flúor e carbono
HFOs	Halocarbonetos contendo pelo menos uma ligação dupla entre átomos de carbono
H_p	Altura da porta
k	Coeficiente de condutividade térmica do isolamento
L	Calor latente de congelação
l	Comprimento da resistência
L_p	Largura da porta
l_{tab}	Comprimento do tabuleiro
$\dot{m}$	Caudal mássico do fluido no evaporador
m	Massa do produto
Mo	Molibdénio
N_d	Número de renovações do ar interior por 24 horas
N_{tab}	Número de tabuleiros para o qual o abatedor de temperatura foi dimensionado
$n_{evaporadores}$	Número de evaporadores
NH_3	Compostos naturais de amoníaco
Ni	Níquel
n_p	Número de pessoas
n_{res}	Número de resistências
P_{abat}	Profundidade do abatedor
P_{abs}	Potência absorvida do compressor

Desenvolvimento de um abatedor de temperatura para a indústria panificadora

P_{evap}	Espessura do evaporador
PFCs	Halocarbonetos totalmente fluorados contendo flúor e carbono
P_{int}	Potência frigorífica intermédia
PIR	Poliisocianurato
P_{prev}	Potência frigorífica previsional
PUR	Poliuretano
P_{vent}	Espessura do ventilador
Q	Capacidade frigorífica do compressor
$Q_{@DT=15K}$	Capacidade nominal do condensador em determinadas condições de serviço
$Q_{0 MP}$	Capacidade corrigida do condensador
Q_{abat}	Calor removido desde a entrada do produto no abatedor de temperatura até atingir o início do ponto de congelação
Q_{cong}	Calor removido desde o ponto de congelação até à temperatura final
$q_{resistências}$	Calor libertado pelas resistências
Q_{tot}	Carga térmica total
Q_{0m}	Capacidade corrigida do evaporador
Q_1	Carga térmica através das paredes, teto e pavimento
Q_2	Carga térmica devido à entrada de ar
Q_3	Carga térmica devido ao produto armazenado
Q_4	Carga térmica devido à presença de pessoas
Q_5	Carga térmica gerada pela iluminação
Q_6	Carga térmica devido à resistência elétrica
Q_7	Carga térmica devido aos componentes do ventilador
Q_{desc}	Carga térmica devido às resistências de descongelação
Q_F	Quantidade de calor retirado da fonte fria
Q_{lat}	Calor removido na congelação do produto
$q_{máx}$	Fluxo máximo admissível
q_p	Calor libertado por pessoa
Q_{porta}	Carga térmica devido à abertura da porta
Q_Q	Quantidade de calor rejeitado para o espaço
Q_{ren}	Carga térmica devido à renovação de ar
q_{res}	Calor gerado pela resistência
Q_{sm}	Capacidade para seleção em DTm
Q_{vent}	Carga térmica devido aos ventiladores dos evaporadores
$q_{ventiladores}$	Calor libertado pelos ventiladores
R	Resistência térmica

RC_m	Fator de correção que depende da temperatura do abatedor e de DT_m
S	Compressor semi-hermético
T_1	Temperatura inicial do produto armazenado
T_2	Temperatura do ponto de congelação
T_3	Temperatura final do produto
T_H	Temperatura da fonte quente
T_L	Temperatura da fonte fria
t_{ab}	Tempo de abertura da porta
t_{comp}	Tempo de funcionamento do compressor
$t_{descongelação}$	Tempo de descongelação das serpentinas
$t_{lâmpada}$	Tempo que as lâmpadas estão ligadas
t_{pes}	Tempo de permanência no espaço refrigerado
t_{res}	Tempo de funcionamento da resistência
$t_{ventiladores}$	Tempo de funcionamento dos ventiladores
U	Coefficiente global de transmissão de calor
V	Volume interior da câmara
v_{ext}	Volume específico exterior
v_{int}	Volume específico do ar interior
W	Trabalho fornecido à máquina frigorífica
XPS	Poliestireno extrudido

1 INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

A refrigeração revolucionou a conservação de alimentos. Associada à descoberta da eletricidade, os sistemas de refrigeração têm vindo a evoluir em múltiplas áreas e setores de atividade. O setor que mais beneficia desta tecnologia é, sem dúvida, o setor alimentar. Atualmente, a competitividade entre as empresas da área é cada vez maior, o que torna fundamental ter todo o tipo de equipamentos disponíveis para servir as necessidades do cliente. Neste contexto, surgiu a oportunidade de desenvolver um equipamento específico para a ultracongelação de pão e produtos associados. A proposta do desenvolvimento deste projeto consistia no desenvolvimento de um abatedor de temperatura onde se fosse possível colocar 5 tabuleiros no seu interior, e foi apresentada pela empresa Coolfer Lda, do grupo Fernetto, no âmbito da realização de um estágio profissional.

A ultracongelação surge como um processo crucial para prolongar a vida útil dos alimentos, mantendo simultaneamente o seu sabor, textura e valor nutricional. Este equipamento, denominado de abatedor de temperatura, visa otimizar o processo de ultracongelação, atendendo à procura crescente por alimentos de qualidade e seguros para o consumidor. Esta proposta representa uma resposta inovadora às necessidades do setor alimentar, destacando-se pela sua potencial contribuição para a melhoria dos processos de conservação e qualidade dos alimentos ultracongelados.

A Engenharia Mecânica desempenha um papel importante no desenvolvimento de novas soluções para equipamentos de refrigeração e conservação alimentar, não só do bom funcionamento da instalação, mas também na seleção dos equipamentos e análise das condições de funcionamento de forma a promover uma eficiência energética superior. Assim, através de uma abordagem multidisciplinar, este projeto pretende investigar a viabilidade técnica, económica e ambiental do desenvolvimento e implementação de um abatedor de temperatura.

1.2 Requisitos do projeto

1.2.1 Recolha de dados

Os dados diferem de caso para caso o que implica que se deve proceder a uma recolha de dados rigorosa (tipo de alimento, dimensões pretendidas, calor específico acima do ponto de congelação, calor específico abaixo do ponto de congelação, calor latente, ponto de congelação do alimento) quando se trata de um novo estudo.

Geralmente, as únicas informações que o cliente consegue fornecer são as dimensões pretendidas e o produto destinado ao equipamento. Quanto às características termodinâmicas de cada alimento é necessário fazer um estudo mais aprofundado para as determinar, tal constitui, na maioria das vezes, um dos grandes desafios deste tipo de projetos. Depois de reunida toda esta informação já se pode passar à próxima fase do projeto.

1.2.2 Cargas térmicas

O cálculo das cargas térmicas traduz a necessidade frigorífica de um dado equipamento. Como se vai observar mais à frente, estes cálculos vão depender de vários fatores. Os cálculos para determinar as cargas térmicas vão ser realizados para o pior cenário, ou seja, para a carga máxima de produto desde o momento em que este é introduzido até atingir os -18°C . O valor considerado de entrada do produto foi de 90°C .

1.3 Funcionamento de um abatedor de temperatura

O abatedor de temperatura é um equipamento concebido para reduzir rapidamente a temperatura de alimentos acabados de cozinhar para inibir o crescimento de bactérias e manter a qualidade do produto prolongando o seu tempo de vida. Estes equipamentos têm o processo de abatimento de temperatura (90°C a 3°C) ou ultracongelação (90°C a -18°C) num período não superior a 240 minutos, através de ciclos programados ou sondas. Os abatedores de temperatura costumam ser equipados com pelo menos três sondas: i) uma que mede a temperatura do espaço refrigerado; ii) outra que permite medir a temperatura no núcleo do produto e por último; iii) uma que permite controlar a congelação no evaporador.

Durante os processos de abatimento ou ultracongelação é recomendável que não se abra a porta do abatedor de temperatura, pois isso iria originar entrada de mais calor, o que não é desejado. Razão pela qual alguns destes equipamentos guardam o registo do tempo em que o produto chegou à temperatura desejada, o que é uma mais-valia para a pessoa responsável pelo produto alimentar, pois o controlo inadequado de temperatura de alimentos é a maior causa de intoxicação alimentar.

1.4 Estrutura do trabalho

O presente relatório encontra-se dividido em seis capítulos. No primeiro capítulo, a introdução, é identificada a oportunidade de realização deste trabalho e os requisitos necessários para o fazer, assim como apresentada uma breve descrição do funcionamento do abatedor de temperatura.

O segundo capítulo inicia-se com uma abordagem à importância da ultracongelação nos alimentos. Posteriormente, são explicados os ciclos de compressão de vapor

mais conhecidos e selecionado aquele que mais se adequa. São ainda apresentados os componentes que constituem um sistema de refrigeração, os constituintes dos painéis que formam o abatedor de temperatura e os fluidos frigorigêneos usualmente utilizados em sistemas de refrigeração de baixa temperatura.

O capítulo 3 é dedicado à seleção dos principais componentes do sistema de refrigeração. Em conjunto com esta seleção, são também apresentadas as fórmulas utilizadas para a escolha desses componentes.

Ao entrar no quarto capítulo é apresentado ao leitor uma breve explicação teórica sobre a aplicação do Método dos Elementos Finitos (MEF) na análise numérica do comportamento mecânico de determinado elemento estrutural e, posteriormente, são demonstrados os resultados obtidos para as análises estruturais efetuadas para alguns componentes que constituem a estrutura do equipamento.

No capítulo 5 é apresentada a análise de otimização estrutural realizada com o propósito de redução das dimensões e do peso do abatedor de temperatura.

No último capítulo constam algumas considerações finais assim como, algumas sugestões para trabalhos futuros.

2 ESTADO DA ARTE

2.1 Importância do ultracongelamento nos alimentos

A ultracongelação tem a finalidade de manter o produto congelado com a mesma qualidade nutricional do produto fresco (Kaale et al., 2011). Este objetivo é conseguido com a exposição dos alimentos a temperaturas negativas, e consequentemente, a água líquida contida nos produtos é convertida em gelo. Durante este processo, a água que se encontra sob a forma de cristais de gelo deixa de estar disponível como componente reativo, e a propagação dos outros solutos no tecido é reduzida, o que provoca o abrandamento da taxa de reações. Assim, o crescimento microbiológico é impedido e a velocidade das reações é reduzida drasticamente (Erickson & Hung, 1997) (Robertson, 2009).

De forma resumida e segundo o Decreto de Lei nº 251/91, os alimentos ultracongelados são “submetidos a um processo adequado de congelação que permite ultrapassar, tão rapidamente quanto necessário, consoante a natureza do produto, a zona de cristalização máxima, fazendo com que a temperatura do produto em todos os seus pontos – e após estabilização térmica – se mantenha, sem interrupção, a níveis iguais ou inferiores a -18°C” (*Decreto-Lei n.º 251/91, de 16 de julho* | DR, 1991).

2.2 Máquina frigorífica

Um ciclo frigorífico tem o objetivo de retirar calor de um espaço (fonte fria) para o exterior (fonte quente), com a finalidade de manter a temperatura da fonte fria inferior ao meio ambiente (Clito Afonso, 2021). A máquina frigorífica executa este processo de forma cíclica através de um fluido frigorigéneo. Na Figura 2.1 está demonstrado o esquema de uma máquina frigorífica. Nesta figura, Q_F representa a quantidade de calor retirado da fonte fria; Q_Q a quantidade de calor rejeitado para o espaço e W o trabalho fornecido à máquina frigorífica. Coeficiente de performance, COP, representa o desempenho do sistema, e é calculado através da expressão 2.1:

$$COP = \frac{\text{Potência térmica removida do espaço a refrigerar (W)}}{\text{Potência consumida pelo compressor (W)}} \quad (2.1)$$

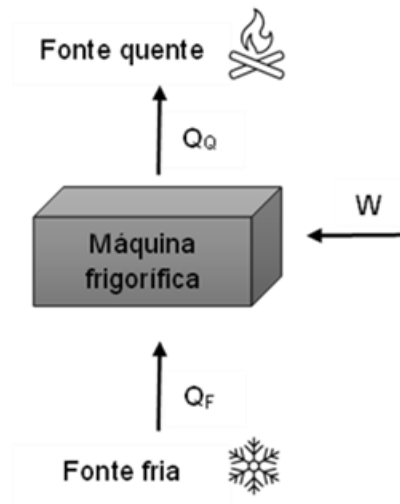


Figura 2.1 - Esquema de uma máquina frigorífica.

2.3 Ciclo de Carnot invertido

Nas máquinas frigoríficas o ciclo mais eficiente é o ciclo frigorífico de Carnot invertido. Na Figura 2.2 a) e Figura 2.2 b) observa-se o esquema e respetivo diagrama temperatura-entropia.

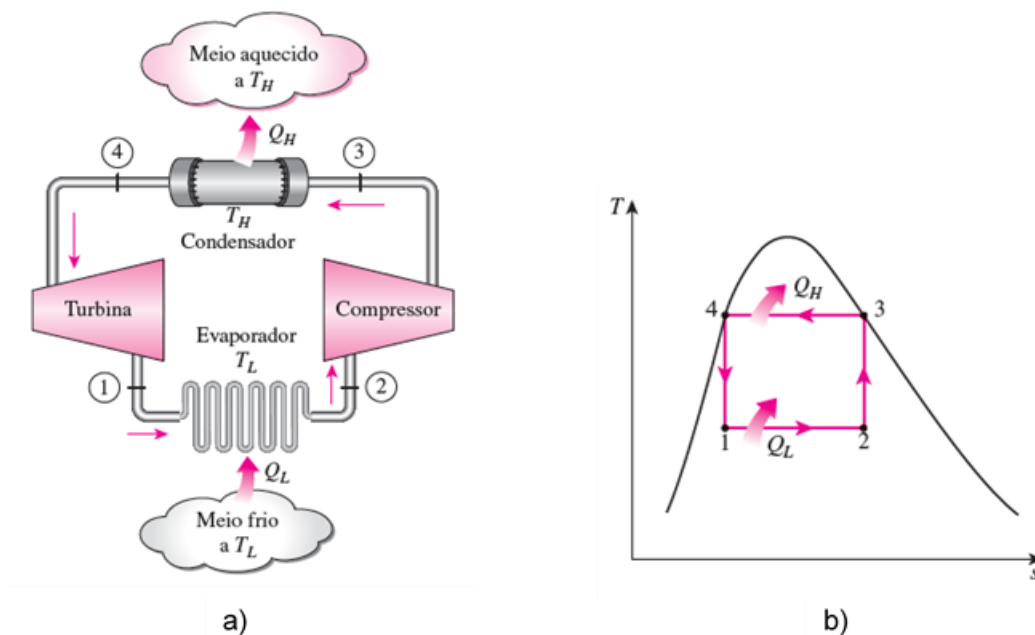


Figura 2.2 - Ciclo de Carnot invertido: a) esquema; b) diagrama T-s adaptado (Çengel & Boles, 2011).

Este ciclo é composto por 4 etapas:

1. Evaporação do fluido refrigerante devido à absorção de calor do espaço que se pretende arrefecer. Este é um processo isotérmico e isobárico (1-2);

2. Compressão isentrópica do fluido até à pressão de condensação (2-3);
3. Rejeição do calor num processo isotérmico e isobárico (3-4);
4. Expansão do líquido até à pressão de evaporação num processo isentrópico (4-1).

Na prática este ciclo é impossível de implementar pois, para as etapas 2 e 4 serem exequíveis é necessário um compressor que comprima líquido e vapor simultaneamente e uma turbina que expanda líquido e vapor também em simultâneo (Çengel & Boles, 2007). A dificuldade dos equipamentos suportarem uma mistura de líquido e vapor tornam este ciclo pouco realista.

O coeficiente de performance, COP_{Carnot} , de um ciclo de Carnot invertido é sempre superior ao COP de uma máquina frigorífica real, e é calculado pela equação 2.2, sendo T_H a temperatura da fonte quente (K) e T_L a temperatura da fonte fria (K).

$$COP_{Carnot} = \frac{1}{\frac{T_H}{T_L} - 1} \quad (2.2)$$

O estudo e análise do ciclo de Carnot invertido justificam-se por este ser um excelente ponto de partida para compreender, estudar e desenvolver ciclos reais.

2.4 Ciclo de compressão a vapor

2.4.1 Ciclo ideal de compressão de vapor

No ciclo ideal de compressão a vapor o fluido está completamente vaporizado antes de ser admitido no compressor e a turbina é substituída por um dispositivo de expansão como um tubo capilar ou válvula de expansão (Çengel & Boles, 2007). Na Figura 2.3 está representado um esquema do ciclo de compressão a vapor, e na Figura 2.4 a) Figura 2.4 b) está representado o diagrama T-s e P-h respetivamente.

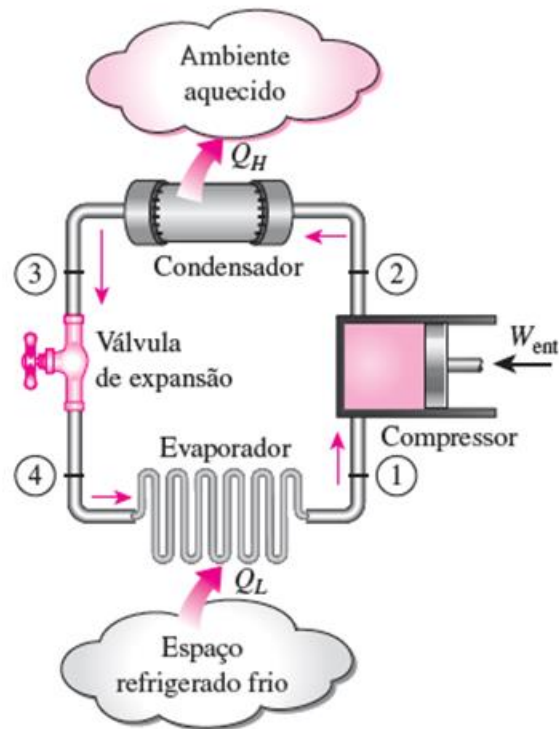


Figura 2.3 - Esquema do ciclo de compressão a vapor; adaptado (Çengel & Boles, 2011).

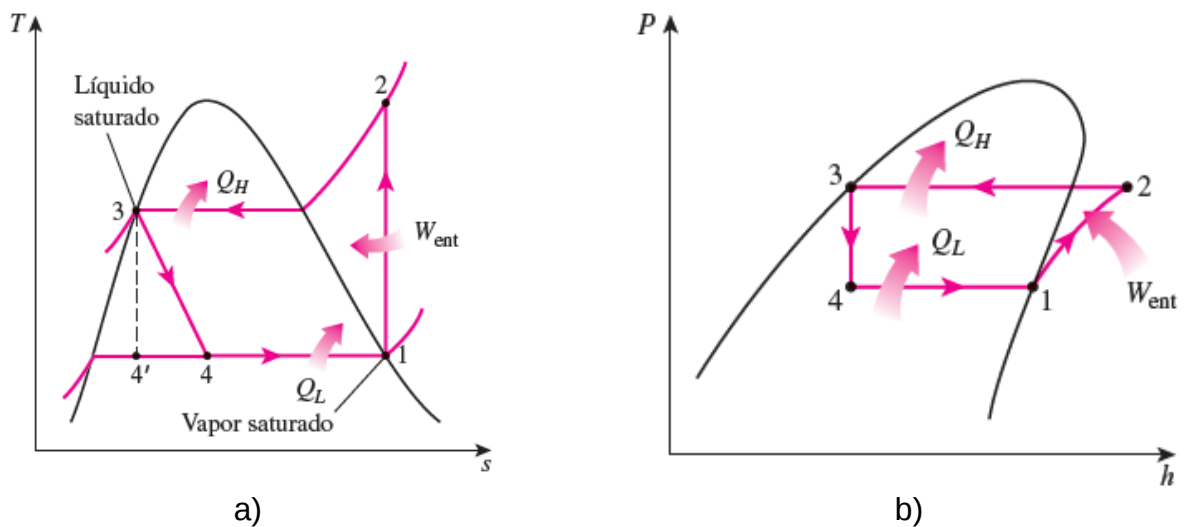


Figura 2.4 - Ciclo ideal de compressão a vapor: a) diagrama T-s; b) diagrama P-h; adaptado (Çengel & Boles, 2011).

O ciclo ideal de compressão a vapor é constituído por 4 etapas:

1. Compressão isentrópica no compressor (1-2);
2. Libertação de calor isobaricamente no condensador (2-3);
3. Expansão isentálpica do fluido frigorigéneo no dispositivo de expansão (3-4);
4. Absorção do calor isobaricamente no evaporador (4-1).

O cálculo do coeficiente de performance do ciclo ideal de compressão a vapor (COP_{cv}) é feito com recurso à equação 2.5, onde é necessário conhecer o efeito frigorífico (Q_L) calculado através da equação 2.3, e o trabalho líquido do compressor (W), definido pela equação 2.4.

$$Q_L = \dot{m} \times (h_1 - h_4) \quad (2.3)$$

$$W = \dot{m} \times (h_2 - h_1) \quad (2.4)$$

$$COP_{cv} = \frac{Q_L}{W} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.5)$$

Onde:

$\dot{m}$ – Caudal mássico do fluido no evaporador (kg/s);

h_1 – Entalpia do estado 1 (kJ/kg);

h_2 – Entalpia do estado 2 (kJ/kg);

h_4 – Entalpia do estado 4 (kJ/kg).

2.4.2 Ciclo real de compressão de vapor

No ciclo real de compressão a vapor, o fluido frigorigéneo quando entra no compressor está no estado de vapor saturado e quando sai do condensador encontra-se no estado de líquido saturado. Devido à dificuldade de na prática controlar estes processos é adicionado um sobreaquecimento à entrada do compressor, para garantir que o fluido refrigerante entre no compressor no estado de vapor sobreaquecido, e um sub-arrefecimento à saída do condensador para garantir que o fluido frigorigéneo entre no dispositivo de expansão no estado de líquido subarrefecido.

Na Figura 2.5 é mostrado o diagrama P-h do ciclo ideal ($1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 1$) e do ciclo real ($1' \rightarrow 2' \rightarrow 3' \rightarrow 4' \rightarrow 1'$).

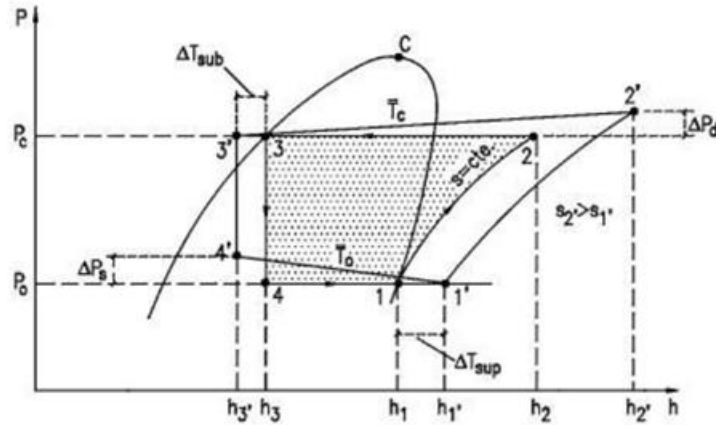


Figura 2.5 - Diagrama P-h do ciclo ideal e do ciclo real de compressão a vapor; adaptado (Clito Afonso, 2021).

O ciclo real de compressão a vapor difere do ciclo ideal devido às irreversibilidades causadas por:

- Perdas de carga no condensador e no evaporador, ΔP_d e ΔP_s respetivamente, o que provoca um aumento do trabalho de compressão;
- Sub-arrefecimento e sobre-aquecimento, ΔT_{sub} e ΔT_{sup} não intencionais;
- Compressão não isentrópica resultando num aumento de trabalho de compressão;
- Perdas de carga nas válvulas do compressor.

Para calcular o coeficiente de performance do ciclo real de compressão a vapor, COP_{real} , recorre-se à equação 2.6:

$$COP_{real} = \frac{h_{1'} - h_{4'}}{h_{2'} - h_{1'}} \quad (2.6)$$

Onde:

$h_{1'}$ – Entalpia do estado 1' (kJ/kg);

$h_{2'}$ – Entalpia do estado 2' (kJ/kg);

$h_{4'}$ – Entalpia do estado 4' (kJ/kg).

Existem várias opções de ciclo frigoríficos de compressão a vapor, sendo os mais conhecidos os ciclos de compressão simples, cf. descrito acima, ciclos de refrigeração em cascata e ciclos de refrigeração em múltiplos estágios. A escolha do ciclo frigorífico depende da sua finalidade, tendo como objetivo tornar-se mais eficiente.

Um ciclo de refrigeração em cascata é constituído por dois ou mais ciclos de refrigeração de compressão simples com fluidos frigoríficos que podem ser iguais

ou distintos. Nestes sistemas de refrigeração, o mais conhecido e utilizado é o de dois ciclos. Aqui os dois fluidos são conectados por um permutador de calor. Este permutador de calor faz de condensador para o ciclo que apresenta a temperatura mais baixa e de evaporador para o ciclo que apresenta a temperatura mais alta (Lee et al., 2006) (Ferreira et al., 2022). Nestes casos é necessário tomar alguns cuidados na seleção dos fluidos, pois um tem de ser adequado para trabalhar com baixas temperaturas e outro tem de permitir ao circuito trabalhar com médias/altas temperaturas (Messineo, 2012). Na Figura 2.6 a) está representado o esquema de um sistema de refrigeração em cascata e na Figura 2.6 b) o respetivo diagrama T-s.

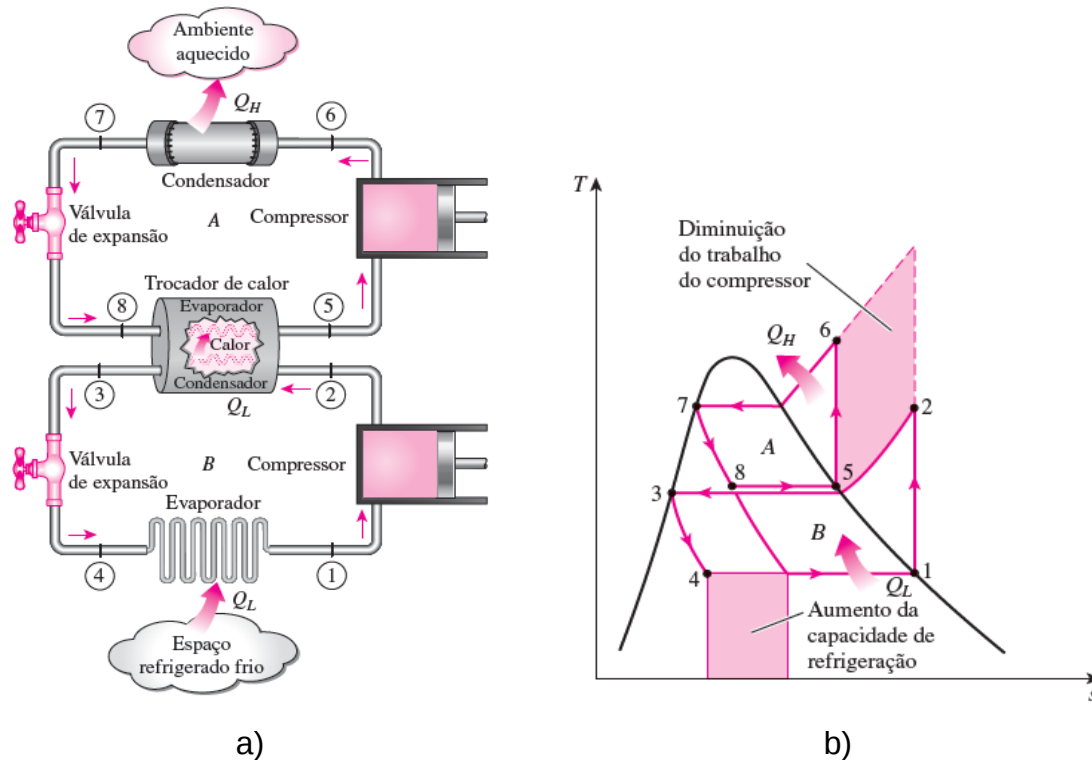


Figura 2.6 - Sistema de refrigeração em cascata: a) esquema; b) diagrama T-s; adaptado (Çengel & Boles, 2011).

Os sistemas de refrigeração em múltiplos estágios consistem em comprimir o vapor em mais que uma etapa. Estes ciclos de refrigeração são utilizados quando a diferença de temperatura de evaporação e condensação é elevada. Na Figura 2.7 a) observa-se o esquema e na Figura 2.7 b) o diagrama T-s deste tipo de ciclos de refrigeração.

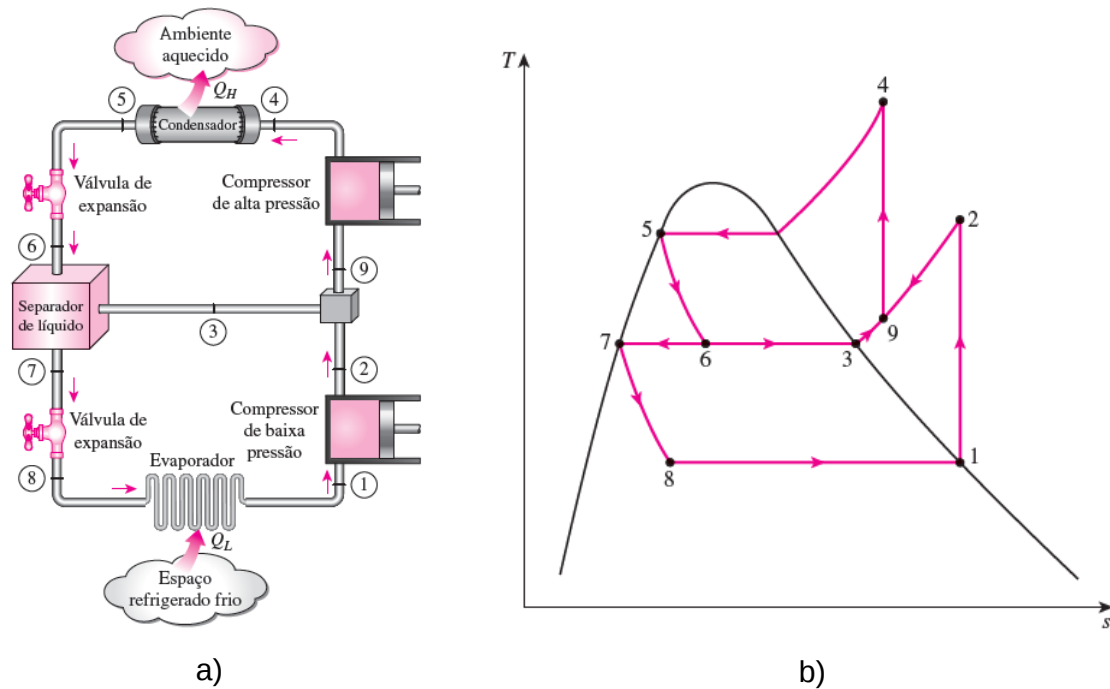


Figura 2.7 - Sistema de refrigeração em múltiplos estágios: a) esquema; b) diagrama T-s; adaptado (Çengel & Boles, 2011).

O líquido procedente do condensador é direcionado para o separador de líquido que contém vapor húmido. O vapor aqui presente é misturado com o vapor sobreaquecido que provém do compressor de baixa pressão, arrefecendo-o antes de seguir para o compressor de alta pressão. O líquido presente no arrefecedor segue para a válvula de expansão e, posteriormente, entra no evaporador, onde retira o calor do espaço que se pretende refrigerar (Çengel & Boles, 2007).

2.4.3 Seleção do ciclo frigorífico

O ciclo frigorífico selecionado foi o de compressão de vapor simples. Este ciclo, apesar de ter uma eficiência mais baixa que os restantes, tem um custo inferior, o que faz com que seja a escolha na maioria dos sistemas de refrigeração. Apesar deste ciclo de refrigeração não ser o mais eficiente quando comparado com os restantes, no projeto em estudo a eficiência do ciclo é suficiente para que o sistema funcione em perfeitas condições.

2.5 Descrição dos componentes que constituem um sistema de refrigeração

2.5.1 Compressor

Nos sistemas de refrigeração, os compressores são responsáveis por enviarem o fluido refrigerante a alta temperatura e pressão para o condensador. Para que este processo aconteça, o compressor aspira o fluido refrigerante proveniente do

evaporador a baixa temperatura e pressão, que depois é comprimido atingindo uma pressão e temperatura elevada. Em resumo, os compressores são máquinas destinadas a comprimir o refrigerante e posteriormente, enviá-lo para o condensador (Stoecker & Saiz Jabardo, 2002). A escolha do tipo de compressor a utilizar no sistema de refrigeração depende da capacidade da instalação, temperatura de evaporação, temperatura de condensação, fluido refrigerante utilizado, aplicação e do seu consumo energético.

Os compressores podem ser classificados quanto à sua construção, ou então, quanto ao seu funcionamento. Se a classificação for em relação à sua construção estes podem ser abertos, semi-herméticos ou herméticos, como especificado na Figura 2.8 (Monteiro, 2005a).

Nos compressores abertos o eixo de acionamento atravessa toda a sua estrutura e é depois acionado através de uma ou mais correias ou então acoplamento direto (Monteiro, 2005a). No que concerne aos compressores semi-herméticos a sua estrutura externa aloja o motor e o compressor, tal como os compressores herméticos, no entanto, estes últimos são selados, não sendo possível abri-los. Na figura 8 são comparados os três tipos de compressores (Stoecker & Saiz Jabardo, 2002) (Monteiro, 2005a).

Classificação dos compressores relativamente à sua construção		
Compressores abertos	Compressores semi-herméticos	Compressores herméticos
•Elevado ruído •Baixo rendimento •Possível realização de manutenções	•Silenciosos •Bom rendimento •Possível realização de manutenções	•Mais silenciosos •Excelente rendimento •Não é possível a realização de manutenções

Figura 2.8 - Classificação dos compressores relativamente à sua construção.

Relativamente à classificação quanto ao seu funcionamento, os compressores mais utilizados na refrigeração podem ser subdivididos em várias categorias, como ilustrado na Figura 2.9.

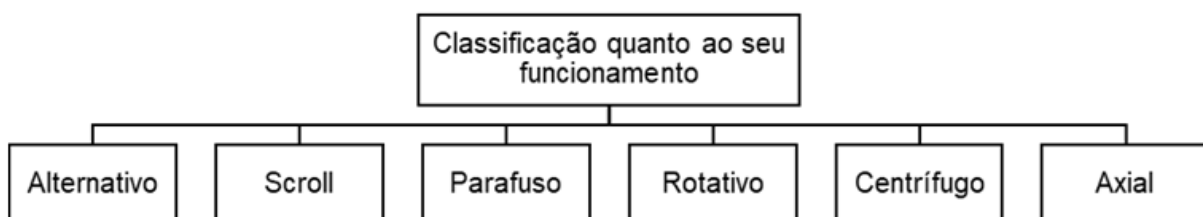


Figura 2.9 - Classificação dos compressores relativamente ao seu funcionamento.

Os compressores alternativos são os mais utilizados nos sistemas de refrigeração. O gás refrigerante entra no compressor através de uma válvula de admissão e de seguida este é comprimido através de um pistão que fica no interior do cilindro. Por fim, o gás refrigerante é libertado pela válvula de escape a uma pressão e temperatura elevadas (Borremans, 2019).

O funcionamento dos compressores scroll consiste num movimento orbital. Estes compressores são formados por duas espirais que são o espelho uma da outra, onde a espiral superior é fixa e a inferior é móvel. Esta última, a móvel, é acionada por um motor com um eixo excêntrico que gira em torno de um ponto fixo. O gás entra no compressor para o espaço existente entre as duas espirais, e à medida que a espiral inferior (móvel) vai rodando em relação à superior (fixa) o espaço existente entre ambas vai ficar mais reduzido, aumentando assim a pressão e a temperatura do gás. À medida que o gás vai comprimindo, este vai-se dirigindo para o centro da espiral fixa, onde se encontra a válvula de escape. Estes tipos de compressores são sempre herméticos (Borremans, 2019).

Os compressores de parafuso são constituídos por dois rotores de forma helicoidal que giram em direções opostas. Ao efetuar este movimento o volume entre os rotores diminui, provocando assim a compressão do gás refrigerante. Por fim, o gás comprimido é libertado através de uma válvula que se encontra na extremidade do compressor (Borremans, 2019).

Nos compressores rotativos existe um rotor que está montado num cilindro, o qual apresenta uma excentricidade. Os compressores rotativos apresentam menores perdas mecânicas que os compressores alternativos e, adicionalmente, devido ao facto de o processo ser realizado de modo contínuo, não existem válvulas de expansão e escape. Os compressores rotativos podem ser de (Borremans, 2019):

- Pistão: No interior do cilindro um pistão roda excentricamente em torno de um rotor fixo. Devido ao facto do movimento do pistão ser excêntrico, o volume do fluido vai sendo cada vez menor, o que resulta na compressão do gás refrigerante.
- Palhetas: O rotor gira sobre si mesmo. Este rotor é composto por palhetas que se ajustam, movimentando-se radialmente nas ranhuras onde estão colocadas. O gás refrigerante encontra-se entre duas palhetas, e vai sendo comprimido à medida que o motor vai rodando. Esta compressão resulta do facto do cilindro ter um formato excêntrico.

Num compressor centrífugo o fluido frigorigéneo entra no compressor e passa por um rotor com palhetas. Este rotor gira a alta velocidade e, conseqüentemente aumenta a velocidade do fluido refrigerante, convertendo posteriormente a energia cinética em energia potencial, desacelerando o fluido depois no difusor. O aumento da energia potencial provoca um aumento de pressão do fluido frigorigéneo que, posteriormente, é encaminhado para a linha de descarga.

O compressor axial é constituído por um rotor e um estator. O rotor é composto por pás que estão fixas a um eixo. O fluido frigorigéneo quando entra no compressor passa pelo rotor que gira a alta velocidade, aumentando assim a pressão e temperatura do fluido frigorigéneo. Estes compressores podem ser constituídos por vários conjuntos de rotores e estatores e cada conjunto forma um estágio. Quanto maior for o número de estágios maior será a taxa de compressão do fluido frigorigéneo na linha de descarga.

Na Figura 2.10 está ilustrado o modo de funcionamento dos vários tipos de compressores descritos acima.

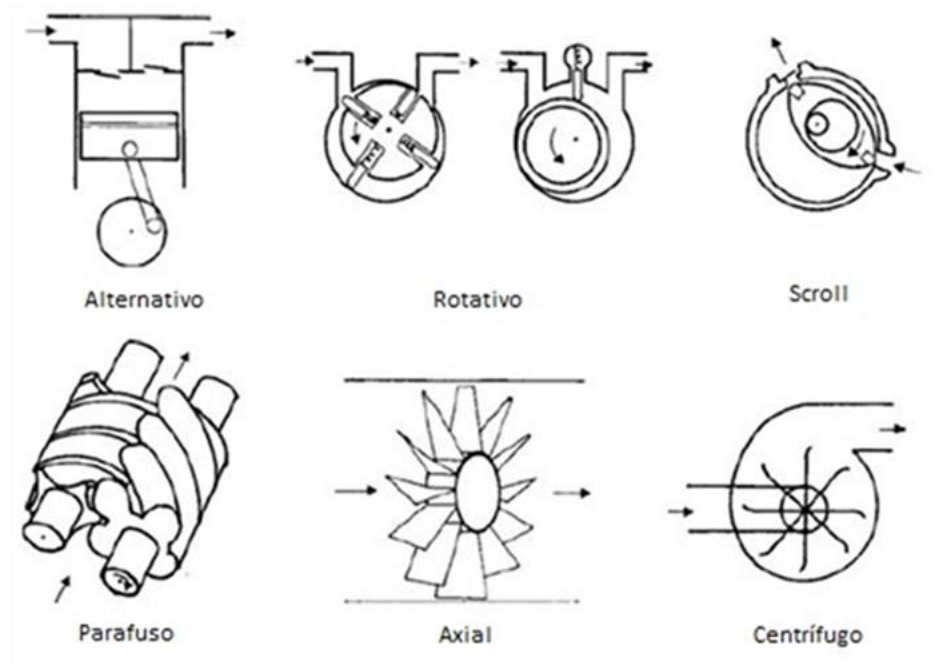


Figura 2.10 - Modo de funcionamento dos vários tipos de compressores; adaptado (Dincer & Kanoğlu, 2010).

2.5.2 Condensador

Nos sistemas de refrigeração é necessário que o calor que é absorvido do espaço a ser refrigerado seja rejeitado. O condensador consiste num permutador de calor que tem como objetivo rejeitar o calor que é retirado do espaço a refrigerar e que posteriormente sofre um processo de compressão. Geralmente, o fluido refrigerante entra no condensador como vapor sobreaquecido e sofre três processos distintos. Em primeiro lugar vai ocorrer o arrefecimento do vapor sobreaquecido, seguido da condensação desse mesmo vapor até ao estado de líquido saturado e, consequente, libertação de calor latente e, por último, o subarrefecimento do refrigerante. Estes processos são fundamentais devido à necessidade do fluido refrigerante entrar no estado líquido na válvula de expansão (Almeida Ferreira, 2017).

Os condensadores podem ser, de acordo com o meio de arrefecimento, classificados em três tipos (Stoecker & Saiz Jabardo, 2002):

- Condensador a ar;
- Condensador a água;
- Condensador evaporativo.

Nos condensadores refrigerados a ar, cf. ilustra a Figura 2.11, o fluido refrigerante condensa dentro dos tubos e o calor libertado pelo fluido é removido pelo ar que circula na parte exterior dos mesmos. Estes condensadores podem ainda ser subdivididos em duas categorias: i) convecção natural e ii) convecção forçada. Nos de convecção natural, tal como o nome indica, o ar quente é removido de forma natural, já nos de convecção forçada esse mesmo ar é removido com o auxílio de um ventilador (Dincer & Kanoğlu, 2010).



Figura 2.11 - Condensador refrigerado a ar.

Os condensadores refrigerados a água, tal como o nome indica, utilizam a água para remover o calor do fluido refrigerante. Estes tipos de permutadores de calor podem subdividir-se em várias categorias relativamente ao seu tipo de construção, como se observa na Figura 2.12 (Almeida Ferreira, 2017):

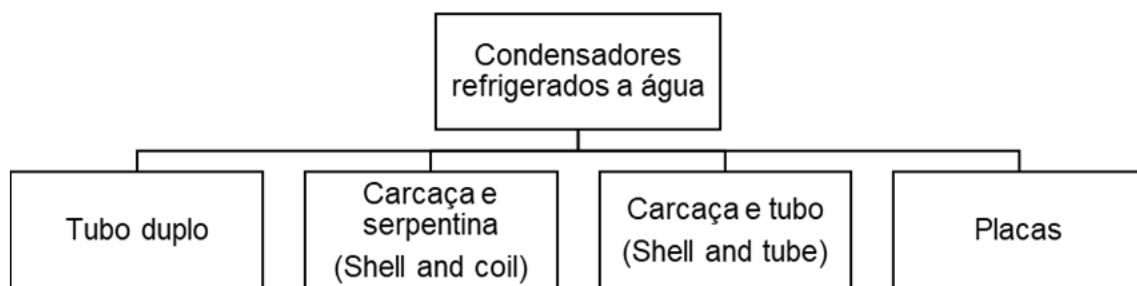


Figura 2.12 - Classificação dos condensadores refrigerados a água, adaptado(Almeida Ferreira, 2017).

Os condensadores de tubo duplo consistem em dois tubos concêntricos, um no interior do outro. A água circula no tubo interior, enquanto que o fluido refrigerante circula na direção oposta entre o tubo interior e o exterior (Wang, 2001).

Os permutadores de calor de carcaça e serpentina (*Shell and coil*) consistem numa carcaça externa que contem no seu interior uma ou mais serpentinas. A água flui no interior dos tubos, enquanto o fluido refrigerante escoar no interior da carcaça em volta dos tubos. Assim o calor é libertado pelo fluido refrigerante e absorvido pela água (Dincer & Kanoğlu, 2010).

Quanto aos condensadores de carcaça e tubo (*Shell and tube*), a sua constituição consiste numa carcaça cilíndrica, onde no seu interior são instalados tubos horizontais e paralelos. A água circula no interior dos tubos e o fluido refrigerante escoar no interior da carcaça em torno dos tubos. A água que circula no interior dos tubos absorve o calor libertado pelo fluido refrigerante. Este tipo de condensadores tem um princípio de funcionamento idêntico aos condensadores *shell and coil* (Wang, 2001).

Por último, os condensadores de placas são constituídos geralmente por placas de aço inoxidável de pequena espessura montadas paralelamente umas em relação às outras com uma pequena folga entre elas. O fluido refrigerante e a água que o arrefece circulam alternadamente nos espaços formados entre as placas, o refrigerante no sentido descendente e a água no sentido ascendente (Stoecker & Saiz Jabardo, 2002).

Os condensadores refrigerados a água, como o ilustrado na Figura 2.13, têm de estar associados a uma torre de arrefecimento para que se consiga arrefecer a água que absorve o calor proveniente do fluido refrigerante.



Figura 2.13 - Condensador shell and tube; adaptado (Bitzer, 2024).

Os condensadores evaporativos utilizam ar e água para remover o calor do fluido refrigerante. Como ilustrado na Figura 2.14, na parte inferior destes condensadores existe água que está armazenada num recipiente, que através de uma bomba de água é levada até à parte superior do condensador. Posteriormente, os tubos onde circula o fluido refrigerante a alta pressão e temperatura, ficam expostos a uma pulverização

de água e a um fluxo de ar. O calor do fluido refrigerante é transmitido aos tubos e quando a água pulverizada entra em contacto com estes, evapora. Com a ajuda de um ventilador no topo do condensador esse vapor é retirado para o meio exterior, conseguindo-se assim arrefecer o fluido refrigerante e mudar o seu estado de gasoso para líquido (Wang, 2001).

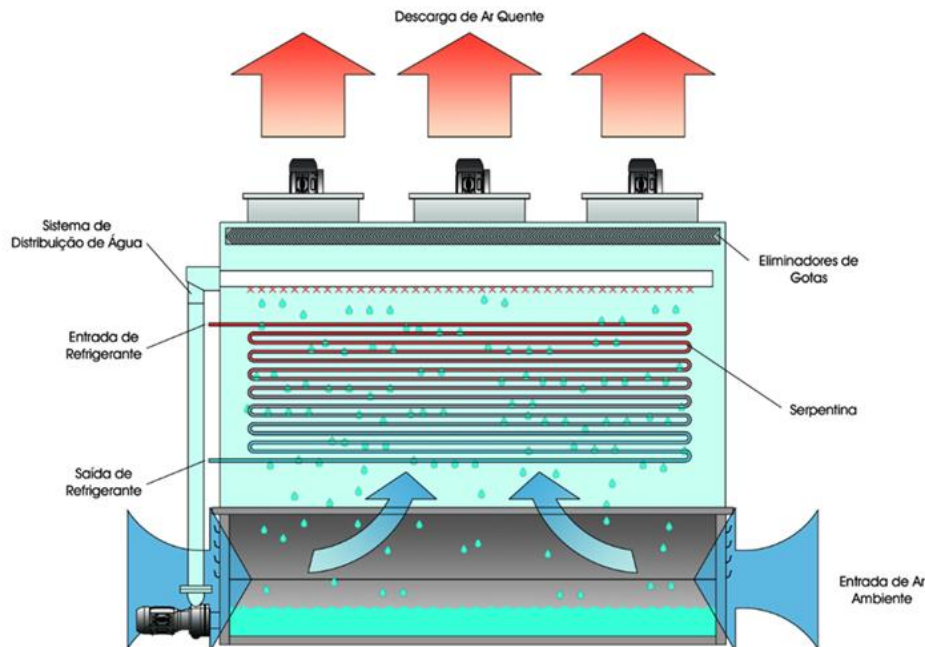


Figura 2.14 - Condensador evaporativo; adaptado (Evapco, 2024).

A seleção do condensador ideal para determinado sistema de refrigeração implica a observância detalhada dos seguintes critérios (Dincer & Kanoğlu, 2010):

- Capacidade de transferência de calor do condensador;
- Temperatura de condensação e evaporação;
- Condições climáticas;
- Fluido refrigerante;
- Caudal do fluido refrigerante.

Ao conjunto dos componentes que constituem a linha de alta pressão é dado o nome de unidade condensadora. Todos os componentes que ficam situados no exterior do ambiente a refrigerar pertencem à unidade condensadora, como mostra a Figura 2.15.



Figura 2.15 - Unidade condensadora.

2.5.3 Dispositivo de expansão

Os dispositivos de expansão têm o objetivo de reduzir a pressão do fluido refrigerante proveniente do condensador e, em simultâneo, regular o caudal que entra no evaporador (Dincer & Kanoğlu, 2010).

O compressor e o dispositivo de expansão devem funcionar regulados um com o outro para que sejam geradas as condições perfeitas de funcionamento, ou seja, o compressor deve bombear uma quantidade de fluido refrigerante igual àquela que o dispositivo de expansão fornece ao evaporador. Caso contrário, poderá provocar secura (sobreaquecimento excessivo), diminuindo a sua eficiência, ou inundação (sobreaquecimento muito baixo) no evaporador, o que conduz ao risco de ser admitido líquido no evaporador.

A escolha deste tipo de equipamento deve ser feita em função do fluido refrigerante, da pressão e da temperatura de exercício (Monteiro, 2005a). No procedimento de seleção de um dispositivo de expansão existem várias opções, como demonstrado na Figura 2.16.

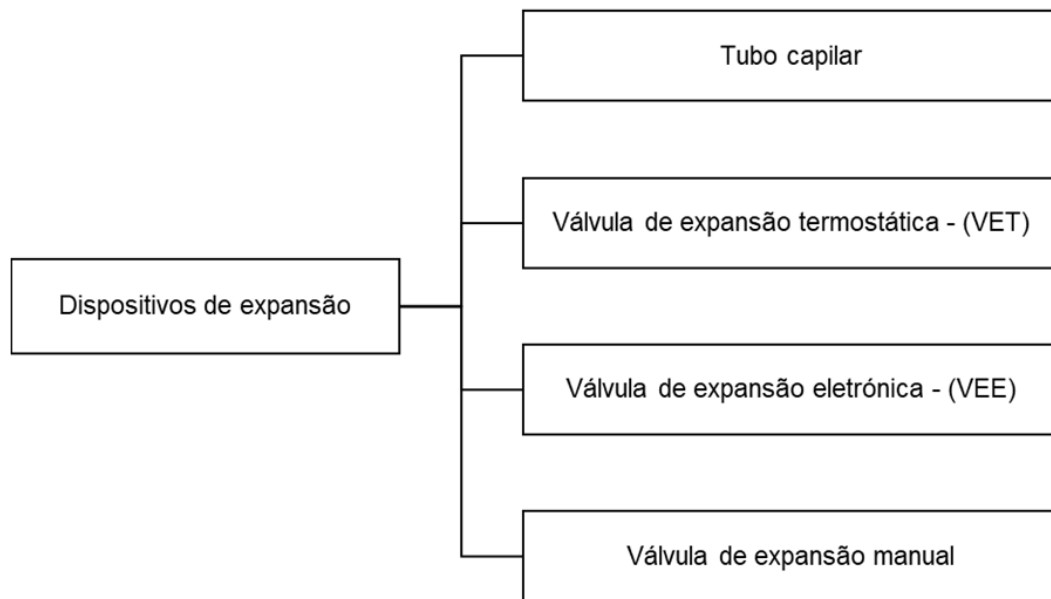


Figura 2.16- Tipos de dispositivos de expansão.

Os tubos capilares representados na Figura 2.17 são o tipo de dispositivos de expansão mais simples. Estes apresentam um diâmetro e um comprimento precisos, em função do fluido refrigerante, da pressão e da temperatura de serviço. Normalmente, estes dispositivos são utilizados em pequenos sistemas de refrigeração e o comprimento do tubo capilar é dimensionado para corresponder à capacidade do compressor e à eficiência do condensador e do evaporador (Dincer & Kanoğlu, 2010). O fluido refrigerante, que entra no tubo capilar a alta pressão, perde pressão à medida que escoar pelo interior do tubo, devido à aceleração e ao atrito do refrigerante nas paredes do tubo, o que vai provocar a evaporação de parte do refrigerante e diminuição da sua temperatura (Mario Eusebio Torres Alvarez, 2021).

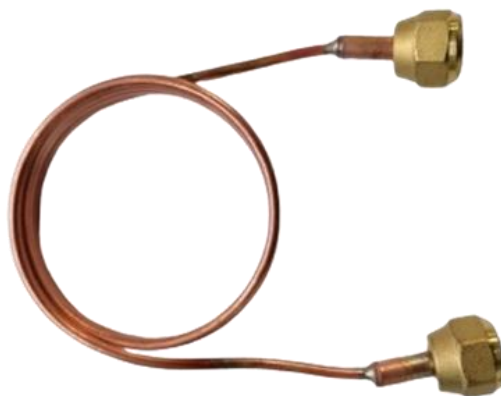


Figura 2.17 - Tubo capilar.

As Válvulas de Expansão Termostática (VET) são muito utilizadas nos sistemas de refrigeração. Neste tipo de dispositivo de expansão cada válvula corresponde a um tipo de fluido refrigerante, pois o gás que está no interior do bolbo deve ser igual ao

que circula no sistema de refrigeração. Estes tipos de válvulas podem subdividir-se em:

- Válvulas termostáticas de equalização interna: estas válvulas, representadas na Figura 2.18, são muito utilizadas nos sistemas de refrigeração. O seu princípio de funcionamento consiste em controlar o sobreaquecimento do fluido refrigerante à saída do evaporador através de um bolbo que está colocado em contacto com a tubulação na linha de sucção (logo após a saída do evaporador), que contem no seu interior refrigerante saturado. A alteração da temperatura na linha de sucção, vai alterar a pressão do fluido saturado que está no interior do bolbo, a qual é transmitida à parte superior do diafragma através de um tubo capilar, provocando assim a abertura ou fecho da válvula. Se a carga térmica à saída do evaporador aumentar, aumenta a pressão do fluido saturado que está no interior do bolbo e consequentemente aumenta também a pressão exercida no diafragma, que vai originar o deslocamento da agulha para baixo abrindo assim a válvula, aumentando o fluxo de refrigerante que a atravessa. O grau de sobreaquecimento pode ser ajustado através do parafuso de ajuste que regula a pressão da mola (Goetzler et al., 2014), (Rex Miller & Mark R. Miller, 2013).



Figura 2.18 - VET com equalização interna; adaptado (Danfoss, 2024).

- Válvulas termostáticas de equalização externa: estas válvulas, ilustradas na Figura 2.19, para além de fazerem o controlo do fluido refrigerante à saída do evaporador através da temperatura, controlam também a pressão na saída do mesmo. Adicionalmente permitem um controlo mais preciso do gás refrigerante. Tal como as válvulas termostáticas de

equalização interna, a sua regulação é feita através de um parafuso de ajuste (Goetzler et al., 2014), (Rex Miller & Mark R. Miller, 2013).



Figura 2.19 - VET com equalização externa; adaptado (Danfoss, 2024).

As Válvulas de Expansão Eletrônica (VEE), conforme ilustra a Figura 2.20, utilizam sensores de temperatura e pressão colocados na saída do evaporador para dar informação a um controlador eletrônico. Esse controlador, depois de receber a informação, envia um sinal a um motor de passo que abre ou fecha a válvula regulando assim o caudal do fluido refrigerante que vai entrar no evaporador (Clito Afonso, 2021). Este tipo de válvulas, para além de controlarem o fluxo do fluido refrigerante com mais precisão, também permitem o funcionamento com menores pressões de condensação, o que se torna um fator importante quando a temperatura ambiente é baixa. A seleção deste tipo de válvulas é feita em função dos seguintes fatores (Monteiro, 2015):

- Caudal de fluido refrigerante que a atravessa;
- Diferença de pressão permitida;
- Perda de carga provocada pela válvula.

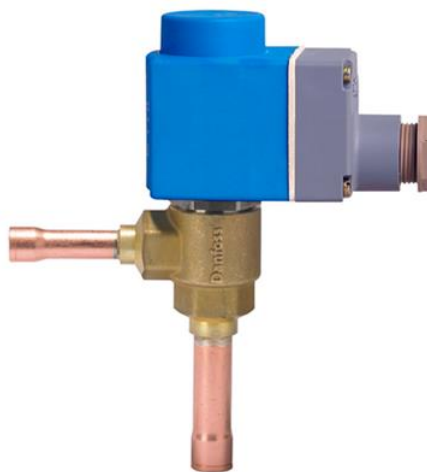


Figura 2.20 – VEE; adaptado (Danfoss, 2024).

Na válvula de expansão manual o caudal de fluido frigorigéneo que a atravessa depende da diferença de pressão e da sua abertura. Quando há mudanças de carga, a válvula deve ser reajustada manualmente, sendo uma desvantagem deste tipo de componente. Estas válvulas, ilustradas na Figura 2.21, apenas são viáveis em instalações de grandes dimensões exigindo a existência de um operador responsável pelo seu funcionamento.



Figura 2.21 - Válvula de expansão manual; adaptado (Danfoss, 2024).

2.5.4 Evaporador

O evaporador é um componente muito importante num sistema de refrigeração, pois é a ele que cabe a função de extrair o calor do meio a ser refrigerado. O fluxo refrigerante, ao passar no permutador, vai absorver calor a temperatura constante, ou seja, vai absorver calor latente e, desta forma, vai alterar o seu estado de líquido para vapor (Dossat, 1999).

Os evaporadores podem ser classificados quanto ao tipo de alimentação do líquido, isto é, podendo ser: i) evaporadores de expansão direta; ou ii) evaporadores inundados. Nos evaporadores de expansão direta, como o ilustrado na Figura 2.22, a evaporação do líquido refrigerante ocorre durante o seu percurso pelos tubos do evaporador. Assim sendo, o fluido refrigerante que sai do permutador de calor é somente vapor sobreaquecido. Este tipo de evaporadores é muito utilizado em equipamentos de média e baixa temperatura, mas a sua aplicação não é aconselhada para instalações de grandes dimensões (Dossat, 1999).



Figura 2.22 - Evaporador de expansão direta.

A Figura 2.23 ilustra um evaporador inundado que trabalha repleto de líquido refrigerante. O líquido refrigerante é mantido no evaporador através de uma válvula boia. Na passagem pelo permutador, uma parte do líquido refrigerante evapora e o restante continua no estado líquido. À saída do evaporador, o líquido refrigerante cai para o depósito acumulador e o vapor saturado é succionado pelo compressor. Este tipo de evaporador apresenta maior coeficiente de transmissão de calor e melhor comportamento em relação à variação da carga térmica (Dossat, 1999).

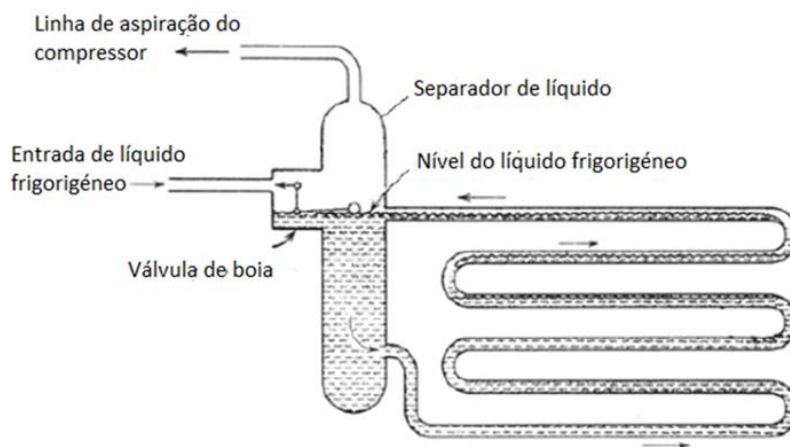


Figura 2.23 - Evaporador inundado; adaptado (Dossat, 1999).

Quando está a ser feito um projeto de um sistema de refrigeração, a seleção do evaporador depende dos seguintes fatores:

- Carga de refrigeração pretendida;
- Humidade relativa pretendida;
- Diferença de temperatura entre o espaço a ser refrigerado e o fluido refrigerante;
- Alcance e velocidade do ar requerido no interior do espaço a refrigerar.

Em equipamentos de ultracongelação ou conservação de congelados, o evaporador está sujeito a temperaturas muito baixas. Devido a este facto e à presença de humidade dá-se a formação de gelo na superfície do mesmo, gelo este que vai ter de ser removido. Para fazer o descongelamento do evaporador existem as seguintes possibilidades (Clito Afonso, 2021):

- Descongelamento por gás quente;
- Descongelamento por aquecimento elétrico;
- Descongelamento por aspersão de água;
- Descongelamento por ar.

2.5.5 Acessórios

Num sistema de refrigeração, para além dos componentes principais descritos anteriormente, devem ser instalados alguns acessórios para que todo o circuito funcione em perfeitas condições. A Figura 2.24 apresenta alguns desses acessórios que a seguir se descrevem:

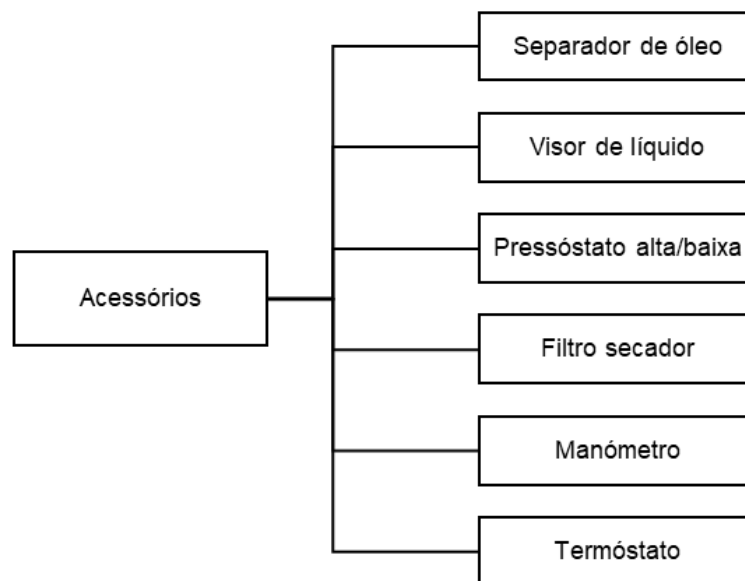


Figura 2.24 - Acessórios de sistemas de refrigeração.

- Separador de óleo: Este componente permite separar o excesso de óleo que é arrastado com o fluido frigorigéneo para o exterior do compressor. O separador de óleo, ilustrado na Figura 2.25, é instalado entre o compressor e o condensador e o óleo que é separado do gás a alta pressão é devolvido ao compressor por um terminal que o separador de óleo possui. Este dispositivo é utilizado em instalações de média capacidade.



Figura 2.25 - Separador de óleo; adaptado (Castel, 2024).

- Visor de líquido: O visor de líquido, mostrado na Figura 2.26, permite observar o estado do fluido refrigerante e verificar se a instalação contém humidade em excesso. Quando a quantidade de fluido é inferior à quantidade ideal irão aparecer bolhas de ar no visor. Quando existe excesso de humidade, o centro do visor de líquido vai alterar de cor e quando isto acontece é necessário que se resolva logo o problema para que se evitem danos nos componentes do sistema de refrigeração/congelamento.



Figura 2.26 - Visor de líquido.

- Pressóstato alta/baixa: O pressóstato de alta pressão, representado na Figura 2.27, funciona como um dispositivo de segurança para os equipamentos da linha da alta pressão e é instalado na linha onde é

efetuada a descarga do compressor. Quando a pressão ultrapassa o valor pré-definido da válvula, esta corta a alimentação elétrica do compressor. O pressóstato de baixa pressão é, normalmente, instalado em conjunto com a válvula solenoide e um termóstato. Quando a temperatura atinge um valor abaixo do pré-definido, o termóstato envia um sinal à válvula solenoide e esta fecha. Devido à falta de fluido refrigerante no evaporador, a pressão de aspiração do compressor vai diminuir. Com esta diminuição de pressão, o pressóstato corta a alimentação elétrica do compressor para evitar danos.



Figura 2.27 – Pressóstato.

- Filtro secador: Estes componentes, como o representado na Figura 2.28, são responsáveis por remover humidade, ácidos e sujidade do sistema, ou seja, o filtro deve manter o fluido refrigerante limpo.



Figura 2.28 – Filtro secador.

- Manómetro: O manómetro, como o representado na Figura 2.29, tem o objetivo de controlar e medir a pressão no interior do sistema de refrigeração ou congelação. Estes podem ser instalados só para fazerem umas leituras ou então podem estar permanentemente no sistema. Em

equipamentos de média/grande dimensão a sua instalação é obrigatória.



Figura 2.29 – Manómetro; adaptado (Gesa, 2024).

- Termóstato: Os termóstatos, como o ilustrado na Figura 2.30, são utilizados para manter e controlar a temperatura nos espaços que se pretendem refrigerar.



Figura 2.30 – Termóstato; adaptado (Danfoss, 2024).

2.6 Descrição dos constituintes dos painéis do abatedor de temperatura

2.6.1 Isolamento térmico

O isolamento térmico é um componente de extrema importância na construção de qualquer equipamento destinado à conservação ou congelamento de produtos alimentares. É este material que tem a função de restringir a transmissão de energia calorífica do espaço a refrigerar para o meio exterior, ou seja, são materiais resistentes à passagem do calor de um ambiente para outro. Este elemento vai ocupar o espaço interior dos painéis constituintes do abatedor de temperatura. Neste capítulo vão ser analisados os tipos de isolamento mais utilizados para a constituição de equipamentos de congelação, onde se destacam:

- Poliestireno expandido (EPS);
- Poliestireno extrudido (XPS);
- Poliuretano (PUR);
- Poliisocianurato (PIR).

O EPS é o resultado da evaporação do pentano que está integrado nos grãos de poliestireno, o que permite a formação de uma espuma branca rígida. Devido à sua porosidade e da baixa densidade, o EPS não apresenta propriedades acústicas consideráveis. O poliestireno expandido é um material facilmente inflamável e que liberta gases tóxicos, consequentemente é incorporado um retardador para que se consiga evitar a propagação das chamas. Este tipo de isolamento é facilmente aplicado e pode ser cortado sem perder as suas propriedades. A reciclagem deste isolamento é feita por empresas especializadas (Schiavoni et al., 2016).

O XPS resulta do processo de fusão de grãos de poliéster com agentes de expansão. Embora absorva menos humidade que o EPS, este isolamento é constantemente comparável com o poliestireno expandido, pois apresenta propriedades de isolamento idênticas. Em relação aos processos de combustão e reciclagem, existem os mesmos problemas do isolamento descrito acima (Schiavoni et al., 2016).

O PUR é originado através da ocorrência de uma reação exotérmica entre o isocianato e o polioli poliéster. Relativamente às questões de reciclagem e combustão existem os mesmos problemas dos isolamentos descritos anteriormente (Schiavoni et al., 2016).

O PIR é o resultado de uma reação química entre o polioli poliéster e o isocianato, em que este último apresenta uma porção superior na mistura. Este tipo de isolamento é caracterizado por uma boa resistência ao fogo, comparado com os outros isolamentos térmicos. Tal como os restantes isolamentos, a reciclagem do poliisocianurato deve ser executada por empresas especializadas (Schiavoni et al., 2016).

Mais à frente vão ser comparados os quatro isolamentos agora descritos e será selecionado aquele que constituirá a melhor opção para a aplicação em apreço.

2.6.2 Aço constituinte dos painéis

A indústria alimentar é muito exigente em relação ao tipo de material que está em contacto com os alimentos. Segundo o Regulamento (CE) nº 1935/2004 “um material destinado a entrar em contacto direto ou indireto com os alimentos deve ser suficientemente inerte para que não ocorra transferência de substâncias para os alimentos em quantidades suscetíveis de representar um risco para a saúde humana ou de provocar uma alteração inaceitável na composição dos alimentos ou uma deterioração das suas propriedades organoléticas” (*Regulamento (CE) nº. 1935/2004 do Parlamento Europeu e do Conselho relativo aos materiais destinados a entrar em contacto com os alimentos*, 2004). Adicionalmente, o material em contacto com os alimentos deve ser liso, impermeável e não deve ter fendas, para que não haja retenção de matéria orgânica.

Os aços inoxidáveis apresentam-se como soluções excelentes, em detrimento de outro tipo de materiais ferrosos, em virtude da composição química que apresentam e que lhes confere elevada resistência à oxidação e à corrosão. Segundo a norma AISI S100-16 2020 os aços inoxidáveis comercialmente disponíveis podem, de acordo com a percentagem e tipo de elementos de liga que os constitui, ser subdivididos consoante a Figura 2.31 (*AISI S-100-16 (2020)*, 2020).

Aços inoxidáveis				
Ferríticos	Martensíticos	Austeníticos	Endurecidos por precipitação	Duplex

Figura 2.31 - Classificação dos aços inoxidáveis.

- i) Aços inoxidáveis ferríticos: São ligas compostas maioritariamente por ferro (Fe), cromo (Cr) sendo isentas de níquel (Ni). Como apresentam um baixo teor em carbono (C), a sua resistência mecânica é inferior à das restantes classes dos aços inoxidáveis. Os aços inoxidáveis ferríticos apresentam ainda uma transição dúctil/frágil, no entanto a sua tenacidade é limitada a baixas temperaturas;
- ii) Aços inoxidáveis martensíticos: Estes aços são ligas de Fe e Cr com teor de C superior às restantes classes de aços inoxidáveis. Durante o arrefecimento, a austenite é transformada em martensite. A martensite é uma fase com um comportamento frágil e muito dura, o que origina

uma elevada resistência ao desgaste. De seguida estes aços são submetidos ao tratamento térmico para melhorar a sua tenacidade;

- iii) Aços inoxidáveis austeníticos: São compostos por Fe, Cr e Ni. Estes aços apresentam uma elevada resistência à corrosão, excelente capacidade de deformação, elevada tenacidade e boa resistência mecânica. Em algumas ligas é acrescentado molibdénio (Mo) para melhorar a resistência à corrosão;
- iv) Aços inoxidáveis endurecidos por precipitação: São constituídos por elementos de liga como o Fe, Cr, Ni e Cu. Estas ligas são caracterizadas por uma elevada resistência mecânica. O endurecimento é feito pela precipitação de compostos intermetálicos formados pela adição de elementos de liga. Os tratamentos térmicos de têmpera e revenido vão provocar uma fina precipitação dos compostos intermetálicos na matriz austenítica;
- v) Aços inoxidáveis duplex: Estes aços resultam da combinação entre as microestruturas da austenite e da ferrite o que lhes confere uma elevada resistência à corrosão.

A escolha do material para a construção do abatedor de temperatura, além de ter de cumprir os requisitos impostos pelo Regulamento (CE) nº 1935/2004, deve ser ainda de fácil higienização e apresentar uma elevada durabilidade.

2.6.3 Resistência elétrica

Na fabricação do abatedor de temperatura é instalada uma resistência elétrica no aro da porta para proteção de alguns componentes. Esta resistência transforma a energia elétrica em calor e é utilizada em sistemas de congelação que operam com temperaturas muito baixas, tendo como objetivo proteger a borracha da porta e o aro da mesma contra as baixas temperaturas. Caso esta resistência elétrica não fosse colocada, a borracha iria degradar-se muito rapidamente e o aro poderia sofrer deformações não só devido à exposição a temperaturas muito baixas mas também devido ao impacto da porta.

2.7 Fluido frigorígeno

O fluido frigorígeno é o elemento que tem a finalidade de extrair o calor do ambiente a ser refrigerado. A sua capacidade de remoção do calor depende bastante das propriedades do fluido o que, conseqüentemente, irá ter grande influência no ciclo de congelação.

Na escolha de um fluido refrigerante é necessário ter em atenção as restrições impostas pelo Regulamento (EU) 2024/573 (*Regulamento (UE) 2024/573 do Parlamento Europeu e do Conselho relativo aos gases fluorados com efeito de estufa*, 2024). Para

ajudar a verificar tais restrições, os fluidos refrigerantes são classificados quanto à sua:

- Natureza;
- Segurança;
- Composição;
- Circuito em que circulam;
- Pressão de serviço.

Quanto à sua natureza os fluidos refrigerantes podem ser naturais ou sintéticos. Estes diferem no método de como são obtidos, naturalmente ou por experiências químicas. A Figura 2.32 resume os vários tipos de fluidos frigorigêneos que existem.

Sintéticos	CFCs	•Clorofluorcarbonetos, contêm cloro, flúor e carbono
	HCFCs	•Halocarbonetos, contendo hidrogénio, cloro, flúor e carbono
	HFCs	•Halocarbonetos, contendo hidrogénio, flúor e carbono
	HFOs	•Halocarbonetos contendo pelo menos uma ligação dupla entre átomos de carbono
	PFCs	•Halocarbonetos totalmete fluorados contendo flúor e carbono
Naturais	HCs	•Hidrocarbonetos que contêm hidrogénio e carbono
	NH3 e CO2	•Compostos naturais de amoníaco e dióxido de carbono

Figura 2.32 - Classificação dos fluidos frigorigêneos.

Em relação à segurança dos fluidos refrigerantes, estes são classificados segundo a Tabela 2.1.

Tabela 2.1 - Classificação dos fluidos refrigerantes quanto à sua segurança; adaptado (Monteiro, 2015).

	Baixa toxicidade	Alta toxicidade
Sem propagação de chama	A1	B1
Baixa inflamabilidade	A2L	B2L
Inflamável	A2	B2
Alta inflamabilidade	A3	B3

A letra “A” significa que o nível de toxicidade é baixo, enquanto a letra “B” dá informação que o fluido refrigerante tem um nível de toxicidade superior. Quanto à numeração, os valores de 1 a 3 indicam que a inflamabilidade crescente, e por fim,

as designações que contêm a letra “L” são utilizadas nos gases refrigerantes que apresentam baixa inflamabilidade com velocidade de chama inferior a 10 m/s.

Quanto à sua composição, podem ser subdivididos em (Monteiro, 2015):

- Substâncias puras – Constituídas por um único componente, sendo o seu ponto de fusão e de condensação específicos. Isto significa que quando a substância está a mudar de estado físico, a sua temperatura permanece constante.
- Misturas eutéticas – Estas misturas são geradas pela concentração de várias substâncias, no entanto o seu comportamento no ponto de fusão é idêntico ao das substâncias puras, mantendo a temperatura constante durante esse processo. Quando se trata do ponto de condensação a situação já se altera, não sendo possível manter a temperatura constante ao longo do processo. Em resumo, as misturas eutéticas apresentam apenas um ponto de fusão fixo.
- Misturas azeotrópicas – Tal como a situação explicada anteriormente, as misturas azeotrópicas são constituídas por várias substâncias puras, comportando-se como tal apenas no ponto de condensação. No ponto de fusão já não é possível manter a temperatura constante.

Na classificação quanto ao circuito em que circulam, os refrigerantes podem ser (Duque, 2022):

- Fluidos primários – É o fluido refrigerante utilizado num ciclo térmico de um sistema de refrigeração ou congelação. É este o gás que passa por mudanças de fase, absorvendo o calor no evaporador e libertando-o no condensador.
- Fluidos secundários – Este fluido é normalmente utilizado em sistemas de refrigeração de grandes dimensões. Estes são utilizados para permitirem a troca de calor com o fluido primário e o ambiente que se pretende arrefecer. Inicialmente, o fluido secundário é arrefecido no evaporador, onde ocorre a troca de calor com o fluido primário e de seguida vai absorver o calor do meio que se pretende refrigerar. Este método vai otimizar o custo e a segurança do sistema de refrigeração, pois estes fluidos são líquidos não perigosos. Com a utilização destes líquidos vai haver uma diminuição significativa da quantidade de fluido primário a circular no sistema, reduzindo assim o risco de vazamento de fluido primário. São exemplos deste fluido a água com glicol e as salmouras.

Por último, quanto à pressão de serviço, os fluidos refrigerantes podem ser classificados segundo a Figura 2.33.

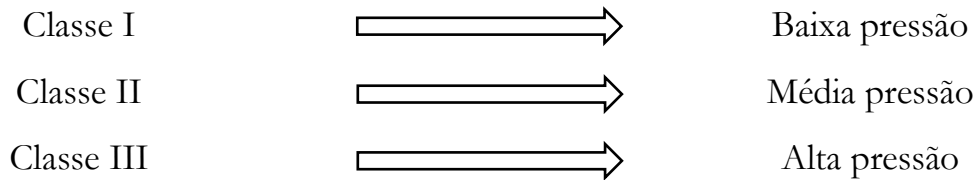


Figura 2.33 - Classificação dos fluidos frigorigêneos quanto à sua pressão de serviço; adaptado (ISO 817. *Refrigerants - Definition and safety classification*, 2014).

Hoje em dia existe um elevado número de fluidos refrigerantes, contudo nenhum é considerado um fluido ideal. Para que isto acontecesse o fluido refrigerante deveria possuir as seguintes propriedades (Monteiro, 2005a).

- Potencial de destruição de ozono nulo (ODP=0);
- Potencial de aquecimento global nulo (GWP=0);
- Ser incolor na forma de gás, no entanto tem de ser facilmente detetável;
- Não ser tóxico, corrosivo, irritante e poluente;
- Ser não inflamável e não explosivo;
- Quimicamente estável em condições normais;
- Custo acessível;
- Elevada capacidade calorífica;
- Elevada eficiência volumétrica;
- Baixas pressões de serviço.

Na escolha de um gás refrigerante deve ser selecionado aquele que mais se aproxima das características mencionadas acima, ou seja, deve apresentar características o mais próximo possível de um gás ideal. Adicionalmente também deve ser considerado o rendimento de cada fluido no sistema de refrigeração em estudo.

3 SELEÇÃO DOS COMPONENTES CONSTITUINTES DO ABATEDOR DE TEMPERATURA

3.1 Seleção do fluido frigorígeno

A escolha do fluido refrigerante é um processo complexo, pois depende de vários fatores. O fluido que tem a finalidade de remover o calor do interior do abatedor de temperatura para além de ter de ser o mais próximo possível das propriedades de um fluido refrigerante ideal, apresentados no subcapítulo 2.7, também deve ser compatível com os equipamentos selecionados para o sistema de congelação.

Nos catálogos utilizados para a seleção do evaporador e do condensador também é necessário ter em conta que apenas existem fatores de correção para alguns fluidos refrigerantes. Para além disso, o fluido refrigerante deve apresentar compatibilidade química e estabilidade com o óleo e com os restantes componentes do compressor, caso contrário poderá haver problemas de retenção do óleo nos componentes do mesmo, o que vai provocar um aumento de pressões ao longo do sistema de congelação e, consequentemente, provocar danos nos componentes do sistema (Stoecker & Saiz Jabardo, 2002).

Para uma utilização em baixas temperaturas os fluidos frigorígenos mais adequados são os apresentados na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Fluidos mais adequados para baixas temperaturas de serviço; adaptado (Linde, 2024).

Refrigerante	Características		
	GWP	ODP	Classe segurança
R452A	2140	0	A1
R449A	1397	0	A1
R290	3	0	A3

Tendo em conta o Regulamento 2024/573 (Regulamento (UE) 2024/573 do Parlamento Europeu e do Conselho relativo aos gases fluorados com efeito de estufa, 2024), a partir de 1 de janeiro de 2020 está proibida a utilização de HFC com GWP igual ou superior a 2500. Pela análise da tabela 2 verifica-se que os 3 refrigerantes apresentam um potencial de aquecimento global (PAG ou GWP) inferior a 2500, não sendo possível excluir nenhum de imediato. Numa primeira instância, o fluido mais adequado seria o R290, mas devido à sua incompatibilidade com alguns componentes apresentados em catálogo e o seu elevado nível de inflamabilidade, esta opção foi descartada.

Comparando os 2 restantes refrigerantes é possível verificar que o fluido refrigerante R449A apresenta um GWP inferior ao R452A, tendo sido, como tal, o selecionado para o projeto do abatedor de temperatura.

3.2 Seleção do isolamento

Para a seleção do isolamento foi elaborada a Tabela 3.2 onde podem ser comparados os isolamentos descritos no subcapítulo 2.6.1.

Tabela 3.2 - Características dos vários tipos de isolamentos estudados.

Isolam.	Cond. Térm. (W/m.K)	Densidade (kg/m ³)	Custo	Res. ao fogo
EPS	0,031 – 0,038	15 – 35	€	E
XPS	0,032 – 0,037	32 – 40	€€	E
PUR	0,022 – 0,040	15 – 45	€€€	E
PIR	0,018 – 0,028	30 – 45	€€€€	B

A condutividade térmica é a capacidade de um material transferir calor, ou seja, quanto maior é o valor da condutividade térmica de um isolamento, maior é a transmissão de calor desse elemento. Na estrutura do abatedor de temperatura o objetivo é que haja a menor transmissão de calor possível, para que se consiga manter o espaço com as temperaturas desejadas.

A densidade do material traduz-se no peso por metro cúbico e é o resultado da ligação das moléculas do material. Quanto maior a ligação entre as moléculas maior vai ser a resistência do material, o que vai resultar numa resistência superior dos painéis que vão constituir o abatedor de temperatura.

Relativamente à resistência ao fogo, a classificação é feita de “A” a “E”, onde “A” representa uma excelente resistência ao fogo e “E” simboliza que o material é facilmente inflamável (Schiavoni et al., 2016).

Depois de comparadas as quatro opções, concluiu-se que o isolamento térmico mais adequado é o PIR. Embora este seja o isolamento com custo superior é o que apresenta menor condutividade térmica e maior resistência ao fogo, tornando-se assim a escolha mais adequada para o desenvolvimento do projeto em causa. Para além disto a elevada densidade deste isolamento permite uma maior resistência estrutural do equipamento. A ficha técnica deste isolamento está disponível no Anexo A.

3.2.1 Cálculo da espessura de isolamento

Para um projeto em que o equipamento se destine a conservação, a espessura do isolamento é calculada através da equação (3.1). Nestes casos o isolamento tem de ser muito bem dimensionado, pois o produto poderá ficar largos períodos de tempo

conservado nestes equipamentos e o ambiente interior não pode sofrer grandes alterações de temperatura.

$$e = \frac{k \times \Delta T}{q_{\text{máx}}} \quad (3.1)$$

Onde:

e – Espessura do isolamento (m);

k – Coeficiente de condutividade térmica do isolamento [W/ (m. °C)];

ΔT – Diferença de temperatura entre o exterior e interior do abatedor (°C);

$q_{\text{máx}}$ – Fluxo máximo admissível (W/m²).

No caso do abatedor de temperatura, o objetivo não é a conservação, mas sim que ocorra um congelamento rápido dos alimentos. Devido a este facto, não é necessário que o equipamento apresente um excelente isolamento, visto que o produto depois de congelado deve ser transferido para um armário de conservação de congelados. A espessura de isolamento a utilizar deve ser calculada de forma a que o abatedor de temperatura não fique com um consumo energético excessivo, mas que ao mesmo tempo tenha uma espessura o mais reduzida possível, pois com menor espessura é possível poupar na quantidade de isolamento injetado e ao mesmo tempo melhorar esteticamente a imagem do abatedor.

A Coolfer apenas possui moldes para fabricar painéis com as medidas de: i) 50 mm, ii) 70 mm e iii) 100 mm de espessura, ainda assim a equação (3.1) não foi utilizada devido ao facto do equipamento não ser destinado à conservação, tendo sim sido realizados vários testes com as três espessuras disponíveis, em que os resultados obtidos estão demonstrados mais abaixo. Estes são valores referentes aos painéis laterais, traseira, chão e teto. Já para a porta o valor arbitrado foi de 50 mm. O objetivo da porta ter uma espessura menor é para que esta não se torne muito pesada e fique, esteticamente, com um aspeto mais elegante.

Esta etapa tem de ser executada juntamente com a seleção dos componentes, pois a estratégia utilizada para dimensionar a espessura do isolamento foi a de arbitrar o valor do mesmo na realização dos cálculos para a seleção do grupo frigorígeno. Devido a ser um equipamento de pequenas dimensões, o espaço para colocar os componentes também é reduzido e, consequentemente, o tamanho e as capacidades destes também são limitados. No fluxograma abaixo, representado na Figura 3.1, está explicitado o procedimento utilizado para determinar a espessura de isolamento necessária.

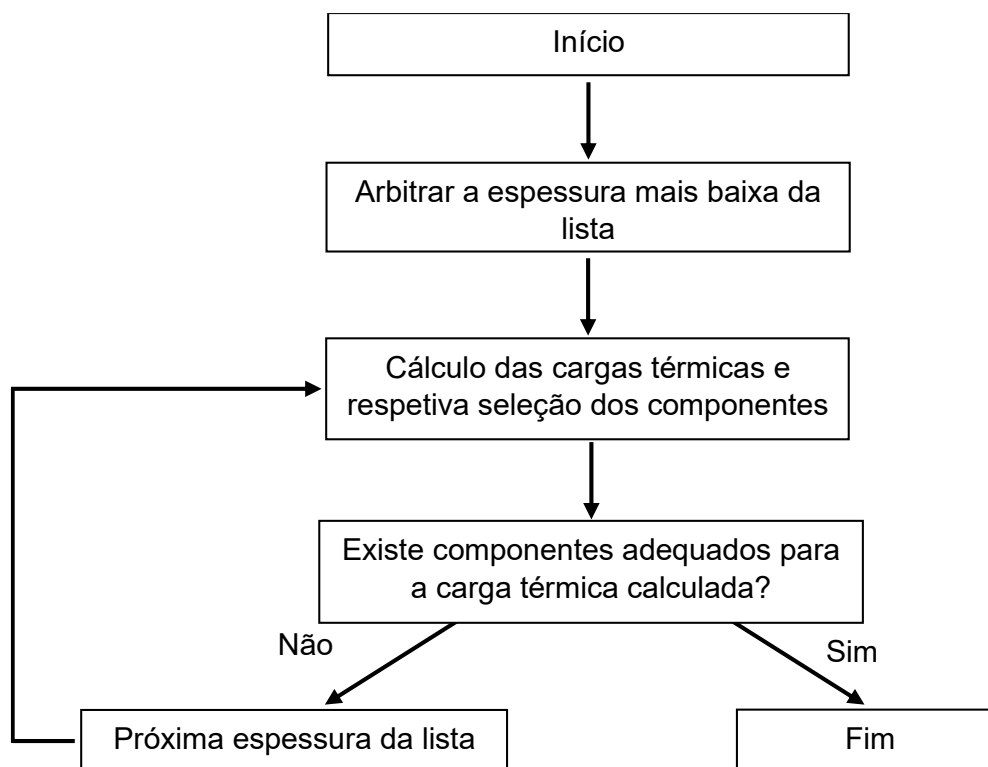


Figura 3.1 - Fluxograma de seleção da espessura de isolamento.

A espessura do isolamento vai ser determinada de modo que os componentes selecionados funcionem perfeitamente em conjunto e que sejam adequados às dimensões do abatedor de temperatura em causa. Caso não seja possível, arbitra-se a espessura seguinte, pois com uma espessura maior a capacidade exigida ao evaporador é menor e, conseqüentemente, a potência do compressor e a capacidade do condensador também vão ser menores. Mais abaixo vão ser executados os cálculos para as três diferentes espessuras de isolamento para que seja possível ver todas as diferenças e, posteriormente, selecionada a melhor opção.

3.3 Seleção do aço constituinte dos painéis

Para a seleção da chapa constituinte dos painéis foram estudados os tipos de aços inoxidáveis descritos no subcapítulo 2.6.2. A Tabela 3.3 estabelece uma análise comparativa entre os diferentes tipos de aços inoxidáveis disponíveis no mercado (F. M. da Silva et al., 2023).

Tabela 3.3 - Comparação das características dos aços inoxidáveis.

Classe dos aços inoxidáveis	Resistência à corrosão	Resistência a alta temperatura	Resistência ao impacto	Resistência mecânica
Ferríticos	Média	Boa	Média	Baixa
Martensíticos	Média	Média	Baixa	Excelente
Austeníticos	Excelente	Excelente	Excelente	Boa
Endurecidos por precipitação	Boa	Média	Média	Excelente
Duplex	Excelente	Boa	Excelente	Boa

Da análise da Tabela 3.3 pode concluir-se que os aços inoxidáveis mais aconselháveis para poder estar em contacto com alimentos são os austeníticos, pois são os que apresentam melhor resistência à corrosão aliada a uma excelente resistência a alta temperatura. Dentro da família dos aços inoxidáveis austeníticos, os que se destacam para utilização na indústria alimentar são o AISI 304 e o AISI 316. Como se pode observar na Tabela 3.4 estes dois aços são muito idênticos, diferenciando-se no facto do AISI 316 conter molibdénio (Mo) na sua constituição e o AISI 304 não. A adição deste elemento de liga vai originar com que o aço inoxidável apresente uma maior resistência à corrosão, todavia apresenta um custo superior. Para aplicações mais exigentes, nomeadamente que envolvam produtos químicos ou ambientes salinos é aconselhável a utilização do AISI 316 em detrimento do AISI 304 devido à sua elevada resistência à oxidação e a corrosão.

Tabela 3.4 - Constituição do aço inoxidável AISI 304 e AISI 316; adaptado (Kityk et al., 2019).

Elemento químico (%)						
AISI	C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni
304	0,08	1,00	2,00	17,50 – 20,00	–	8,00 – 10,15
316	0,08	1,00	2,00	16,00 – 18,00	2,50	10,00 – 14,00

Para o projeto em causa o aço escolhido foi o AISI 304 pois, para além de ter um custo relativamente menor, o abatedor de temperatura não vai estar sujeito a nenhuma das condições em que o aço inoxidável AISI 316 apresenta um comportamento superior quando comparado com o AISI 304.

Relativamente à espessura do aço foi selecionada a de 0,7 mm. Existe a possibilidade do abatedor de temperatura ser fabricado com chapa de espessura inferior (o que não iria afetar a resistência estrutural do abatedor, pois o isolamento que está entre as chapas confere ao painel uma excelente resistência para as condições de projeto) no entanto iria dificultar imenso o trabalho que tem de ser feito na chapa (corte e quinagem), pois nestes processos as chapas com espessuras inferiores a 0,7 mm

dobram e vincam com muita facilidade, tornando assim muito difícil trabalhar com este tipo de chapas.

3.4 Cálculo das cargas térmicas

O cálculo das cargas térmicas no projeto de um equipamento de congelação é uma das fases mais importantes, pois é este balanço que indica a quantidade de calor que é necessário retirar do espaço a refrigerar. É a partir deste cálculo que se começam a seleccionar os componentes da instalação como o evaporador, o compressor, o condensador e a válvula de expansão. As equações utilizadas foram com base na ASHRAE (ASHRAE, 2010). As cargas térmicas podem ser subdivididas em duas categorias, conforme ilustrado na Figura 3.2.

Cargas térmicas internas	Cargas térmicas externas
• Carga térmica devido ao produto armazenado; • Carga térmica gerada pelas pessoas; • Carga térmica gerada pela iluminação; • Carga térmica gerada pela resistência elétrica • Carga térmica devido aos componentes do evaporador.	• Cargas térmicas através das paredes, teto e pavimento; • Carga térmica devido à entrada de ar.

Figura 3.2 - Classificação das cargas térmicas.

Como se vai ver mais à frente estes cálculos têm de ser realizados juntamente com a seleção do evaporador, dado que este tem componentes que geram calor para o interior do espaço refrigerado, calor esse que tem de ser retirado. Para calcular a carga térmica através das paredes, tetos e pavimento e a carga térmica devido à entrada de ar é necessário saber as medidas do abatedor. Neste ponto, o que se sabe é que o abatedor que se pretende construir é para cinco tabuleiros de 60 cm × 40 cm e que o espaço pretendido entre tabuleiros é de 70 mm. Assim sendo, para a realização dos cálculos foram consideradas as medidas apresentadas na Tabela 3.5.

Tabela 3.5 - Dimensões arbitradas para o abatedor de temperatura.

Painel	Largura (mm)	Altura (mm)
Laterais	800	500
traseiro	600	500
Chão e teto	600	800
Porta	600	500

Para determinar as cargas térmicas descritas abaixo foram considerados os dados relevantes ao ar externo (ambiente externo) e ao ar interno do abatedor de temperatura (ambiente interno), apresentados na Tabela 3.6.

Tabela 3.6 - Dados do ambiente interno e externo (Santos, 2016).

	Ambiente externo	Ambiente interno
Temperatura (°C)	32	-23
Humidade relativa (%)	60	85
Entalpia (kJ/kg)	78,52	-24,33
Volume específico (m³/kg)	0,89	0,703
Coef. de convecção (W/m².°C)	30	15

3.4.1 Cargas térmicas através das paredes, teto e pavimento

Devido às diferenças de temperatura entre o ambiente exterior e o interior do abatedor de temperatura, existe uma transferência de calor através das paredes, teto e pavimento. Esta carga térmica é calculada pela equação (3.2):

$$Q_1 = U \times A_p \times \Delta T \quad (3.2)$$

Onde:

Q_1 – Carga térmica através das paredes, teto e pavimento (W);

U – Coeficiente global de transmissão de calor (W/m².°C);

A_p – Área da parede considerada (m²);

ΔT – Diferença de temperatura entre o ambiente interior e exterior (°C).

Já o coeficiente global de transferência de calor, U , é dado pela expressão (3.3):

$$U = \frac{1}{R} \quad (3.3)$$

Em que R é a resistência térmica, e é calculado pela equação (3.4):

$$R = \frac{1}{h_i} + \frac{e}{k} + \frac{1}{h_e} \quad (3.4)$$

Onde:

$\frac{1}{h_i}$ é a resistência térmica de convecção na superfície interior (m².°C/W), e $h_i = 15$ W/m².°C;

$\frac{e}{k}$ é a resistência térmica que constitui a parede (m².°C/W);

$\frac{1}{h_e}$ é a resistência térmica de convecção na superfície exterior (m².°C/W), e $h_e = 30$ W/m².°C.

3.4.2 Carga térmica devido à entrada de ar

Esta carga térmica está relacionada com a quantidade de calor que entra no espaço refrigerado devido às renovações de ar e à abertura da porta para colocar ou retirar produtos. O fluxo de calor vai depender da temperatura exterior e interior, assim como das respetivas entalpias, das dimensões do abatedor de temperatura e da frequência com que a porta é aberta. Esta carga térmica pode ser subdividida em duas categorias:

1. Carga térmica devido à abertura da porta;

Para efetuar este cálculo é necessário recorrer à equação (3.5) (ASHRAE, 2010):

$$Q_{porta} = 8 + (0,067 \times \Delta T) \times \frac{t_{ab}}{v_{int}} \times L_p \times H_p \times B \times C_m \quad (3.5)$$

Em que B é calculado através da equação (3.6).

$$B = (h_{ext} - h_{int}) \times \sqrt{H_p \times \left(1 - \frac{v_{int}}{v_{ext}}\right)} \quad (3.6)$$

Onde:

Q_{porta} – Carga térmica devido à abertura da porta (W);

ΔT – Diferença de temperatura sentida entre as duas faces da porta (°C);

t_{ab} – Tempo de abertura da porta (min/h);

v_{int} – Volume específico do ar interior (m³/kg);

L_p – Largura da porta (m);

H_p – Altura da porta (m);

h_{ext} – Entalpia do ar exterior (kJ/kg);

h_{int} – Entalpia do ar interior (kJ/kg);

v_{ext} – Volume específico exterior (m³/kg);

C_m – Coeficiente minorante devido à presença de cortina ou lamelas ($C_m = 0,9$ para porta com lamelas; $C_m = 0,4$ para porta com cortina de ar; $C_m = 1$ para porta sem cortina nem lamelas).

Neste caso, devido às reduzidas dimensões do abatedor de temperatura foi considerado um t_{ab} de 20 segundos. Todavia, para projetos de maior dimensão este valor é calculado através da seguinte fórmula (equação (3.7)):

$$t_{ab} = d_{ton} \times \frac{f_d}{24} \quad (3.7)$$

Em que:

d_{ton} – Corresponde à duração média da abertura da porta para permitir a passagem de uma tonelada de produto (min/ton);

f_d – Fluxo diário de produto (ton/dia).

2. Carga térmica devido à renovação de ar.

A renovação de ar consiste em renovar o ar do interior do espaço refrigerado, ou seja, substituir o ar do ambiente interno pelo ar exterior, que posteriormente deverá ser arrefecido. O objetivo destas renovações, para além de ajudar a manter a temperatura constante no interior do abatedor, é retirar as partículas existentes no ar para evitar a contaminação dos produtos alimentares. Para calcular a carga térmica provocada pela renovação de ar é necessário recorrer à equação (3.8) (Santos, 2016) (Monteiro, 2005b):

$$Q_{ren} = Nd \times V \times C_{ren} \times 1,163 \quad (3.8)$$

Onde:

Q_{ren} – Carga térmica devido à renovação de ar (W);

Nd – Número de renovações do ar interior por 24 horas;

V – Volume interior da câmara (m³);

C_{ren} – kcal a fornecer para refrigerar 1 m³ de ar renovado (kcal/m³). Este valor é retirado da tabela apresentada no Anexo B.

Os ciclos de funcionamento dos abatedores de temperatura são de curta duração, e para além disso, as reduzidas dimensões do abatedor de temperatura em estudo permitem um melhor controlo das condições do ar interior, sem haver necessidade de renovação do ar. Com isto, para o projeto em causa, o cálculo da renovação do ar não é considerado.

Para se obter o valor da carga térmica devido à entrada de ar, Q_2 , basta somar a carga térmica devido a abertura da porta com a carga térmica devido à renovação de ar, de acordo com a equação (3.9):

$$Q_2 = Q_{porta} + Q_{ren} \quad (W) \quad (3.9)$$

3.4.3 Carga térmica devido ao produto armazenado

Para o cálculo desta carga térmica é necessário saber qual é o produto a armazenar, pois cada alimento apresenta características termodinâmicas distintas (calor específico acima do ponto de congelação, calor específico abaixo do ponto de congelação, calor latente e temperatura de congelação). Para efetuar estes cálculos foi selecionado o pão. Esta escolha deve-se ao facto da procura deste equipamento ser maioritariamente para funcionar com o produto referenciado. Os dados de referência para estes cálculos foram os seguintes (Rahman, 2009):

- Massa do produto = 14 kg;
- Calor específico acima do ponto de congelação = 2,78 kJ/kg.K;
- Calor específico abaixo do ponto de congelação = 1,76 kJ/kg.K;
- Calor latente = 46,2 kJ/kg;
- Temperatura de entrada do produto = 90 °C;
- Ponto de congelação do produto = -12,2 °C;
- Temperatura de saída do produto = -18 °C.

No momento em que o produto é colocado no interior do abatedor, a sua temperatura é muito superior àquela que se deseja obter no interior do espaço refrigerado, atravessando assim três etapas distintas:

1. A primeira etapa consiste em remover o calor do produto até ao ponto de início de congelação, ou seja, corresponde ao abatimento da temperatura desde que o produto entra no abatedor até ao ponto do início de congelação. Esta primeira etapa é calculada através da expressão (3.10):

$$Q_{abat} = m \times cp_1 \times (T_1 - T_2) \quad (3.10)$$

Onde:

Q_{abat} – Calor removido desde a entrada do produto no abatedor de temperatura até atingir o início do ponto de congelação (kJ);

m – Massa do produto (kg);

cp_1 – Calor específico acima da temperatura de congelação (kJ/kg.K);

T_1 – Temperatura inicial do produto armazenado (°C);

T_2 – Temperatura do ponto de congelação (°C).

2. A segunda etapa consiste no congelamento em si e nesta fase é o calor latente que está a ser retirado ao produto. Esta etapa é calculada pela expressão (3.11):

$$Q_{lat} = m \times L \quad (3.11)$$

Em que:

Q_{lat} – Calor removido na congelação do produto (kJ);

L – Calor latente de congelação (kJ/kg).

3. A última etapa diz respeito à perda de calor do produto desde o ponto de congelação até à temperatura pretendida e a fórmula que permite calcular o calor retirado nesta fase é apresentada pela equação (3.12):

$$Q_{cong} = m \times cp_2 \times (T_2 - T_3) \quad (3.12)$$

Onde:

Q_{cong} – Calor removido desde o ponto de congelação até à temperatura final (kJ);

cp_2 – Calor específico abaixo da temperatura de congelação (kJ/kg.K);

T_3 – Temperatura final do produto (°C).

Por último, para se saber qual o valor da carga térmica devido ao produto armazenado, Q_3 , basta recorrer à equação (3.13):

$$Q_3 = \frac{Q_{abat} + Q_{lat} + Q_{cong}}{24 \times 3600} \times 10^3 \quad (W) \quad (3.13)$$

3.4.4 Carga térmica gerada pelas pessoas

No caso em estudo, esta carga térmica não vai ser considerada pelo facto do abatedor de temperatura em estudo ser de pequenas dimensões, o que torna impossível a permanência de pessoas dentro do mesmo. No entanto, para projetos de maiores dimensões esta carga térmica deverá ser considerada, pois a circulação de pessoas para a movimentação de produto vai gerar calor. Tal fluxo de calor pode ser estimado através da equação (3.14):

$$Q_4 = \frac{n_p \times q_p \times t_{pes}}{24} \quad (3.14)$$

Onde:

Q_4 – Carga térmica devido à presença de pessoas (W);

n_p – Número de pessoas;

q_p – Calor libertado por pessoa (W);

t_{pes} – Tempo de permanência no espaço refrigerado (horas).

3.4.5 Carga térmica gerada pela iluminação

Esta carga térmica é gerada devido ao calor que é dissipado pelas lâmpadas instaladas no interior do espaço refrigerado. Para o cálculo deste ganho de calor recorre-se à expressão (3.15):

$$Q_5 = D \times A_{abat} \times \frac{t_{lâmpada}}{24} \quad (3.15)$$

Em que:

Q_5 – Carga térmica gerada pela iluminação (W);

D – Densidade de iluminação (W/m^2);

A_{abat} – Área do abatedor (m^2);

$t_{lâmpada}$ – Tempo que as lâmpadas estão ligadas (horas).

Como neste projeto não vai ser colocada nenhuma fonte de iluminação, esta carga térmica não vai ser considerada.

3.4.6 Carga térmica gerada pela resistência elétrica

A resistência elétrica tem uma potência de $30 \text{ W}/\text{m}$ e esta potência traduz-se em calor gerado no interior do abatedor de temperatura que tem de ser removido para o exterior. Para que se consiga saber qual a carga térmica gerada pela resistência elétrica é utilizada a equação (3.16):

$$Q_6 = n_{res} \times q_{res} \times l \times \frac{t_{res}}{24} \quad (3.16)$$

Onde:

Q_6 – Carga térmica devido à resistência elétrica (W);

n_{res} – Número de resistências;

q_{res} – Calor gerado pela resistência (W/m);

l – Comprimento da resistência (m);

t_{res} – Tempo de funcionamento da resistência (horas).

3.4.7 Carga térmica devido aos componentes do evaporador

O funcionamento dos componentes do circuito de congelação também vai provocar ganhos de calor, tais ganhos são provocados por:

- i) Ventiladores dos evaporadores: Para que se consiga forçar a movimentação do ar e aumentar a sua velocidade são associados ventiladores aos evaporadores. Estes ventiladores são acionados por motores, motores esses que geram calor durante o seu funcionamento. Este calor vai gerar uma carga térmica que tem de ser retirada do espaço refrigerado. Esta carga térmica é calculada pela equação (3.17):

$$Q_{vent} = n_{evaporadores} \times q_{ventiladores} \times \frac{t_{ventiladores}}{24} \quad (3.17)$$

Onde:

Q_{vent} – Carga térmica devido aos ventiladores dos evaporadores (W);

$n_{evaporadores}$ – Número de evaporadores;

$q_{ventiladores}$ – Calor libertado pelos ventiladores (W);

$t_{ventiladores}$ – Tempo de funcionamento dos ventiladores (horas).

- ii) Descongelção das serpentinas: Quando os evaporadores trabalham com temperaturas negativas devem vir equipados com dispositivos de descongelção, pois as serpentinas devem ser descongeladas periodicamente independentemente da temperatura ambiente. O calor gerado no descongelamento das serpentinas também deve ser considerado no cálculo das cargas térmicas. Esta carga térmica é calculada pela expressão (3.18):

$$Q_{desc} = n_{evaporadores} \times q_{resistências} \times \frac{t_{descongelção}}{24} \quad (3.18)$$

Onde:

Q_{desc} – Carga térmica devido às resistências de descongelção (W);

$q_{resistências}$ – Calor libertado pelas resistências (W);

$t_{descongelção}$ – Tempo de descongelção das serpentinas (horas).

Por fim, para calcular a carga térmica devido aos componentes do evaporador, Q_7 , basta somar a carga térmica devido aos ventiladores dos evaporadores com a carga térmica provocada pela descongelção das serpentinas, como se pode observar na equação (3.19):

$$Q_7 = Q_{vent} + Q_{desc} \quad (W) \quad (3.19)$$

3.4.8 Conclusão

Nas Tabelas 3.7, 3.8 e 3.9 são apresentados os resultados obtidos para cada carga térmica calculada para cada uma das espessuras de isolamento consideradas, i.e., 50, 70 e 100 mm, respetivamente. Nas Figuras 3.3, 3.4 e 3.5 é representado o peso relativo de cada uma das cargas térmicas em relação ao total para cada uma das espessuras de isolamento consideradas: 50, 70 e 100 mm, respetivamente.

Tabela 3.7 - Cargas térmicas calculadas para espessura de isolamento de 50 mm.

Cargas térmicas – 50 mm	
Tipos de cargas térmicas	Valores (W)
Q_1	46,46
Q_2	8,70
Q_3	55,26
Q_4	0,00
Q_5	0,00
Q_6	10,00
Q_7	16,17

Cargas térmicas (%) - 50 mm

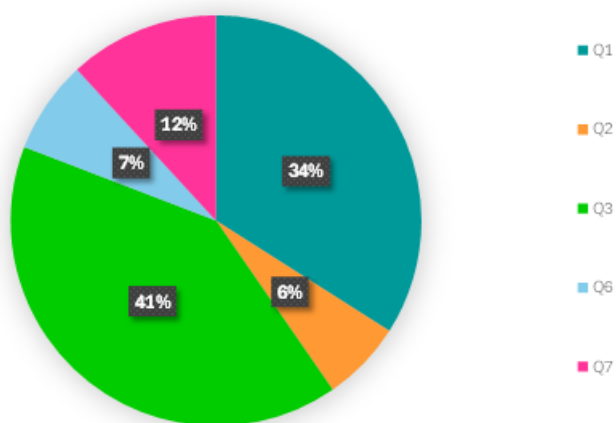


Figura 3.3 - Peso relativo de cada carga térmica para espessura de isolamento de 50 mm.

Tabela 3.8 - Cargas térmicas calculadas para espessura de isolamento de 70 mm.

Cargas térmicas – 70 mm	
Tipos de cargas térmicas	Valores (W)
Q ₁	35,16
Q ₂	8,70
Q ₃	55,26
Q ₄	0,00
Q ₅	0,00
Q ₆	10,00
Q ₇	16,17

Cargas Térmicas (%) - 70 mm

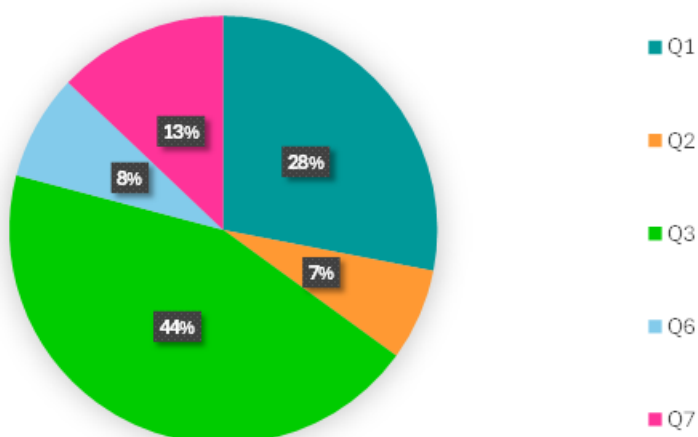


Figura 3.4 - Peso relativo de cada carga térmica para espessura de isolamento de 70 mm.

Tabela 3.9 - Cargas térmicas calculadas para espessura de isolamento de 100 mm.

Cargas térmicas – 100 mm	
Tipos de cargas térmicas	Valores (W)
Q_1	26,53
Q_2	8,70
Q_3	55,26
Q_4	0,00
Q_5	0,00
Q_6	10,00
Q_7	16,17

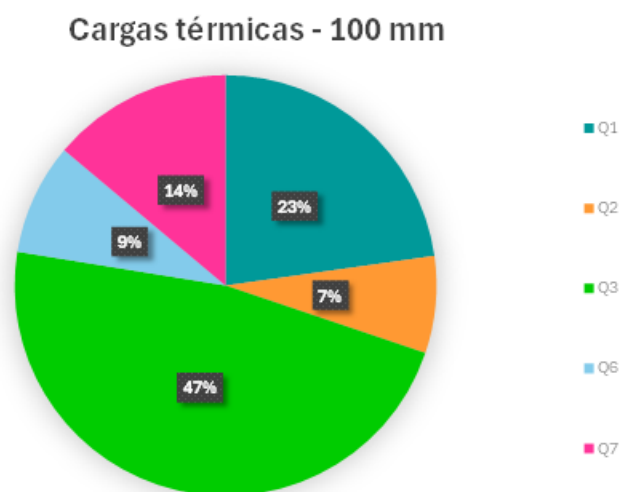


Figura 3.5 - Peso relativo de cada carga térmica para espessura de isolamento de 100 mm.

Efetuada uma análise às tabelas e figuras anteriores, verifica-se que a maior percentagem de calor que é necessário retirar do interior do abatedor de temperatura provém do produto lá colocado, no entanto, observa-se que quanto menor a espessura do isolamento, maior é a perda térmica através dos painéis, como se pode observar pelo valor calculado para Q_1 .

3.5 Seleção dos componentes do grupo frigorífico

3.5.1 Seleção do evaporador

Depois de calculadas as cargas térmicas, segue-se a seleção do evaporador. O evaporador deverá apresentar uma capacidade igual ou superior à soma da carga térmica total intermédia, Q_{int} , com a carga térmica provocada pelos próprios componentes do evaporador. A Figura 3.6 descreve o procedimento adotado para a seleção do evaporador.

A carga térmica total intermédia é a soma das cargas térmicas mencionadas até este ponto e pode ser representada pela expressão (3.20).

$$Q_{int} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 \quad (W) \quad (3.20)$$

Para a seleção do evaporador recorreu-se aos catálogos da empresa Centauro (Anexo C). Normalmente, os catálogos dos fabricantes ou fornecedores apresentam as capacidades dos evaporadores referentes a determinadas condições. A expressão (3.21), que permite calcular a capacidade corrigida do evaporador, é fornecida pelos catálogos da Centauro.

$$Q_{0m} = Q_{Sm} \times RCm \times FC1_{MP} \times FC2 \quad (3.21)$$

Em que:

Q_{0m} – Capacidade corrigida do evaporador (W);

Q_{Sm} – Capacidade para seleção em DTm (W);

RCm – Fator de correção que depende da temperatura do abatedor e de DTm;

$FC1_{MP}$ – Fator de correção do refrigerante;

$FC2$ – Fator de correção do material das alhetas.

O fator RCm considera a temperatura no interior do abatedor e a diferença média de temperatura, DTm, entre o fluido refrigerante e o ar que circula no interior do espaço refrigerado. A Tabela 3.10, adaptada do catálogo de seleção de evaporadores da empresa Centauro, fornece os valores de RCm .

Tabela 3.10 - Fator RCm ; adaptado (Centauro, 2024).

RCm		DTm [K]						
		10	9	8	7	6	5	4
TC [°C]	+5	1,352	1,217	1,082	0,947	0,813	0,707	0,588
	+2	1,250	1,125	1,000	0,893	0,772	0,665	0,539
	0	1,188	1,069	0,950	0,830	0,710	0,609	0,490
	-15	1,018	0,918	0,830	0,730	0,640	0,539	0,434
	-20	0,963	0,867	0,770	0,660	0,583	0,490	0,393
	-25	0,950	0,854	0,764	0,649	0,567	0,476	0,385
	-34					0,561	0,471	0,381

O fator $FC1_{MP}$ é baseado nas propriedades de transferência de calor do fluido refrigerante que circula no interior do sistema de congelação e é dado pela Tabela 3.11.

Tabela 3.11 - Fator $FC1_{MP}$; adaptado (Centauro, 2024).

FC1_{MP}	R404A	R134a	R407C	R407A	R448A
	R407F	R449A			
	1,00	0,94	1,01	0,95	0,99

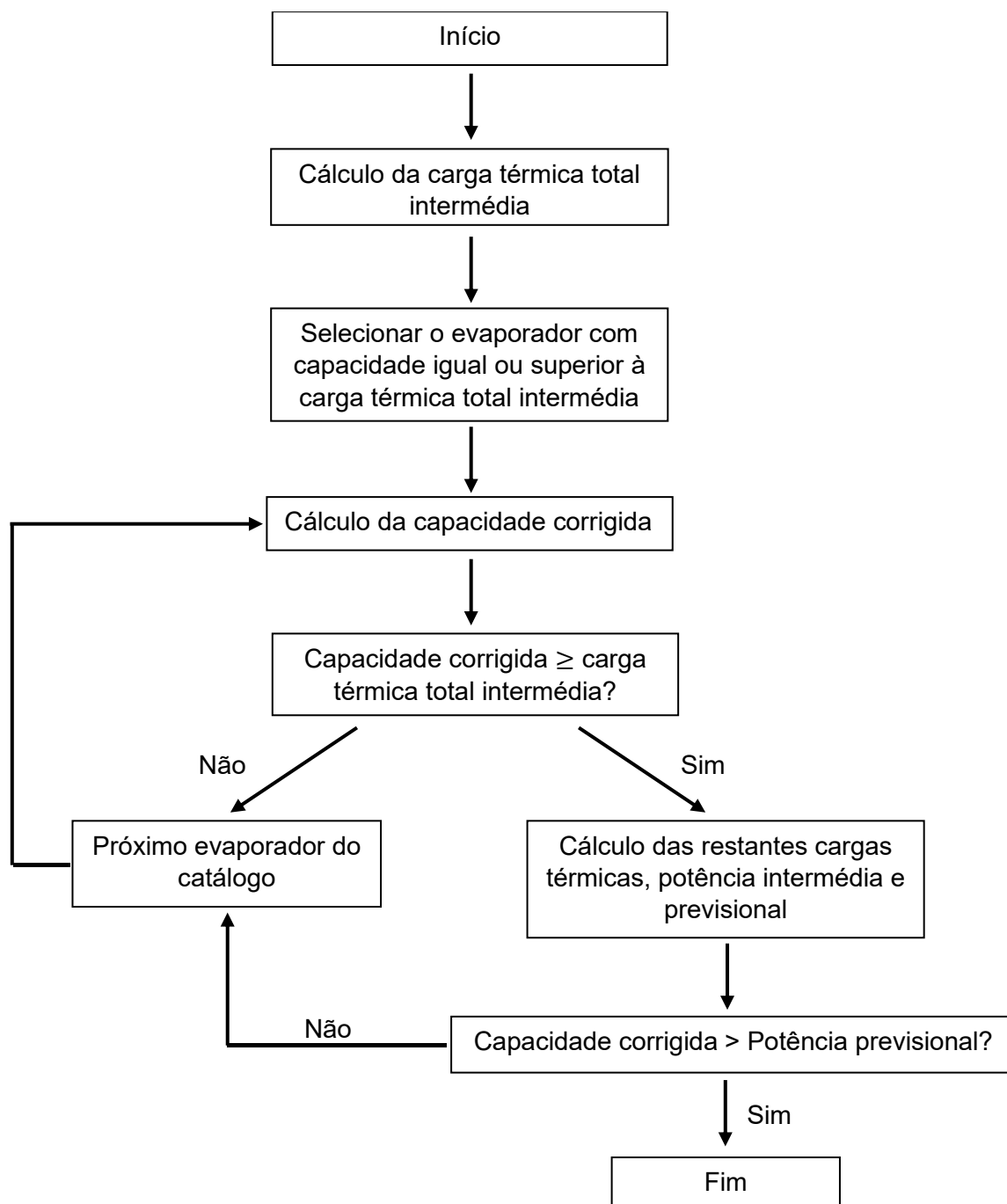


Figura 3.6 - Fluxograma de seleção do evaporador.

O fator *FC2* é baseado nas propriedades de transferência de calor do material das alhetas e pode ser retirado da Tabela 3.12.

Tabela 3.12 - Fator *FC2*; adaptado (Centaurio, 2024).

FC2	Alumínio	Alumínio revestido	Cobre
	1,00	0,97	1,03

Depois de ser efetuado o cálculo da capacidade corrigida, é necessário calcular as cargas térmicas resultantes dos componentes do evaporador através das fórmulas do subcapítulo 3.4.7.

O cálculo da carga térmica é efetuado para que o calor seja removido em 24 horas, no entanto, este deve ser removido num espaço de tempo inferior. O abatedor de temperatura está a ser dimensionado para que o produto atinja os -18°C após 4 horas da sua entrada. Então, para se saber qual é o fluxo de calor que é necessário remover nas 4 horas, é calculada a potência frigorífica intermédia, P_{int} , através da equação (3.22):

$$P_{int} = \frac{24 \times Q_{tot}}{t_{comp}} \quad (W) \quad (3.22)$$

Onde:

Q_{tot} – Carga térmica total (W);

t_{comp} – Tempo de funcionamento do compressor (horas).

A carga térmica total, Q_{tot} , é calculada através da fórmula (3.23):

$$Q_{tot} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 \quad (W) \quad (3.23)$$

Para evitar discrepâncias entre os parâmetros de projeto e de operação real, a potência frigorífica intermédia é corrigida com um fator de 10%, calculando a potência frigorífica previsional, P_{prev} , através da equação (3.24):

$$P_{prev} = 1,1 \times P_{int} \quad (W) \quad (3.24)$$

Para que o evaporador seja adequado ao abatedor de temperatura em estudo tem de se verificar que a P_{prev} é menor que Q_{0m} , caso contrário, é necessário regressar ao início do ponto 3.5.1 e refazer os cálculos considerando o evaporador que se encontra na posição seguinte na lista de resultados.

Devido às pequenas dimensões do equipamento, o espaço para colocar o evaporador também se torna reduzido. Depois de alguns estudos realizados verificou-se que ao colocar apenas um evaporador, a sua capacidade frigorífica não ia ser suficiente para cumprir os objetivos pretendidos para o presente projeto. Para colmatar este constrangimento a solução foi colocar, para os três casos, duas baterias de dois evaporadores TAL 235. Isto permitiu aumentar bastante a capacidade frigorífica do equipamento utilizando apenas pouco mais que o espaço de um simples evaporador. Para contemplar esta solução foi ainda selecionado um ventilador com maior diâmetro e que permite maior rotação, para que o caudal de circulação de ar dentro do abatedor seja superior. Na Tabela 3.13 é apresentado o valor de Q_{0m} e P_{prev} .

Tabela 3.13 - P_{prev} e Q_{0m} para as três espessuras de isolamento estudadas.

Espessura (mm)	P_{prev} (W)	Q_{0m} (W)
50	965,95	1079,42
70	885,33	
100	823,73	943,03

Ao analisar os dados acima verifica-se que Q_{0m} é superior à P_{prev} em todos os casos, cumprindo-se assim os requisitos necessários para verificar a compatibilidade das baterias dos evaporadores com a capacidade frigorífica necessária para retirar todo o calor do interior do abatedor de temperatura. No estudo feito para a espessura de 50 mm foi arbitrado o valor de sobreaquecimento de 7K para que fosse possível ao evaporador apresentar uma capacidade suficiente para remover o calor gerado no interior do abatedor. Para as espessuras de 70 mm e 100 mm o valor arbitrado foi de 6K, tendo-se verificado o valor suficiente para chegar aos resultados desejados.

3.5.2 Seleção do compressor

A seleção do compressor é efetuada através do software do fabricante, dado que nos catálogos, as capacidades fornecidas são com base na norma EN 12900 que afirma que:

1. A temperatura de aspiração do gás é de 20°C;
2. O subarrefecimento é nulo.

Ora estas condições são diferentes das implementadas no projeto do abatedor de temperatura. Para se entender de uma forma mais simples o processo de como é efetuada a seleção do compressor é apresentado, na Figura 3.7, um fluxograma de seleção do compressor.

O *software* utilizado é do fabricante *Tecumseh*®, uma empresa com sede nos Estados Unidos e líder na fabricação de compressores para refrigeração. Como se pode visualizar na Figura 3.8, para que o *software* consiga efetuar os cálculos da capacidade corrigida é necessário fornecer alguns dados ao sistema.

Na Tabela 3.14 estão todas as informações que o *software* necessita:

Após inseridos todos os dados, o *software* vai realizar os cálculos e apresentar uma lista com as diferentes opções que se podem utilizar no sistema de congelação em estudo. Na Tabela 3.15 são apresentados os resultados obtidos para cada espessura de isolamento.

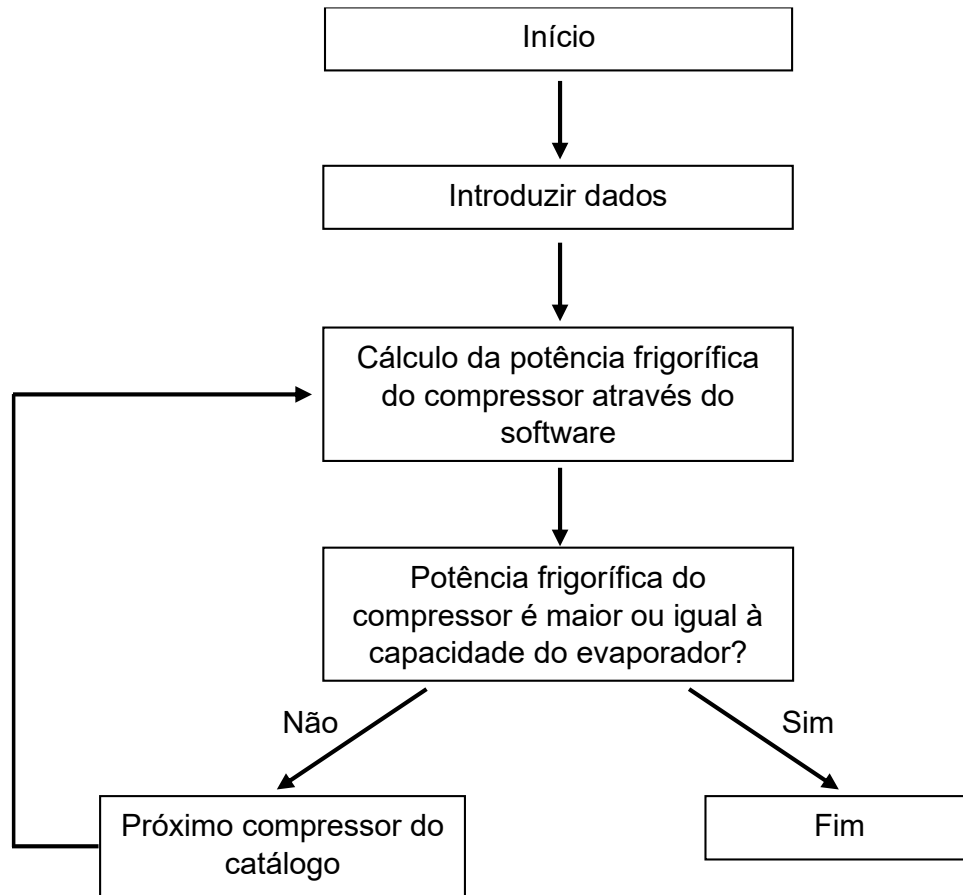


Figura 3.7 - Fluxograma de seleção do compressor.

A interface do software para seleção do compressor é dividida em duas seções principais: 'Specifications' e 'Operational Parameters'.

Specifications:

- Aplicação:** Dropdown menu com 'Refrigeração Comercial Negativa' selecionado.
- Compressor Type:** Dropdown menu com 'Any' selecionado.
- Fluido Refrigerante:** Dropdown menu com 'R449A' selecionado. Há também um toggle switch para 'Dew/Dew' (desativado) e 'Mid/Mid' (ativado).
- Frequência:** Dropdown menu com '50HZ' selecionado.
- Tensão:** Dropdown menu com 'Todos' selecionado.

Operational Parameters (light blue box):

- Evaporação:** Campo de entrada com unidade '°C' e 'NaN Bar abs' abaixo.
- Condensação:** Campo de entrada com unidade '°C' e 'NaN Bar abs' abaixo.
- Cap. Frig. Requerida:** Campos de entrada com 'Any' e 'Watt' selecionados, e um ícone de casa.
- Condições de Operação:** Dropdown menu com 'Customizado' selecionado.
- Retorno do Gás:** Campo de entrada com unidade '°C'.
- Superaquecimento na saída do evaporador:** Campo de entrada com unidade 'K'.
- Sub-resfriamento:** Campo de entrada com unidade 'K'.
- Líquido:** Campo de entrada com unidade '°C'.

Figura 3.8 - Software de seleção do compressor; adaptado (Tecumseh, 2024).

Tabela 3.14 - Informação fornecida ao software de seleção do compressor.

Informação pedida	Informação fornecida
Tipo de aplicação	Refrigeração comercial negativa
Fluido frigorígeno	R449A
Temperatura de evaporação	-29 °C
Temperatura de condensação	38 °C
Capacidade frigorífica	1079,42 W / 943,03 W / 943,03 W
Temp. de aspiração do fluido frigorígeno	-23 °C
Sobreaquecimento	6K (7K para o estudo de 50 mm)
Sub arrefecimento	6K

Tabela 3.15 - Compressor selecionado para cada espessura de isolamento e respetiva capacidade frigorífica.

Espessura (mm)	Compressor	Capacidade frigorífica (W)	COP
50	FH 2480 Z	1614	1,33
70	CAJ 2464 X	1021	1,10
100			

O compressor selecionado para a espessura de 50 mm foi o FH 2480 Z com uma capacidade de 1614 W nas condições implementadas no projeto. Para os estudos feitos com as espessuras de isolamento de 70 mm e 100 mm o compressor selecionado foi, para ambos, o CAJ 2464 X com capacidade frigorífica de 1021 W nas condições de projeto (Anexo D). Nos três casos, o compressor selecionado foi o primeiro da lista em que a capacidade frigorífica é superior à capacidade corrigida do evaporador, cumprindo assim o requisito necessário. De notar ainda que o COP do compressor selecionado para a espessura de 50 mm é superior ao selecionado para as restantes espessuras, ou seja, a sua eficiência é maior que a dos restantes.

3.5.3 Seleção do condensador

Depois de escolhido o compressor, segue-se a seleção do condensador, este processo é idêntico ao da seleção do evaporador. Neste caso, o condensador deverá ter uma capacidade corrigida maior ou igual ao calor total de rejeição, isto é, a soma da potência absorvida do compressor com a sua capacidade frigorífica. A Figura 3.9 resume o procedimento adotado para a seleção do condensador.

Para a seleção do condensador é necessário saber qual é o calor total que é necessário rejeitar, ou seja, a potência que é necessária para o condensador. Para efetuar este cálculo, utilizando a equação (3.25), deve ser conhecida a capacidade frigorífica e a potência absorvida do compressor.

$$CTR = Q + P_{abs} \quad (3.25)$$

Em que:

CTR – Calor total de rejeição (W);

Q – Capacidade frigorífica do compressor (W);

P_{abs} – Potência absorvida do compressor (W).

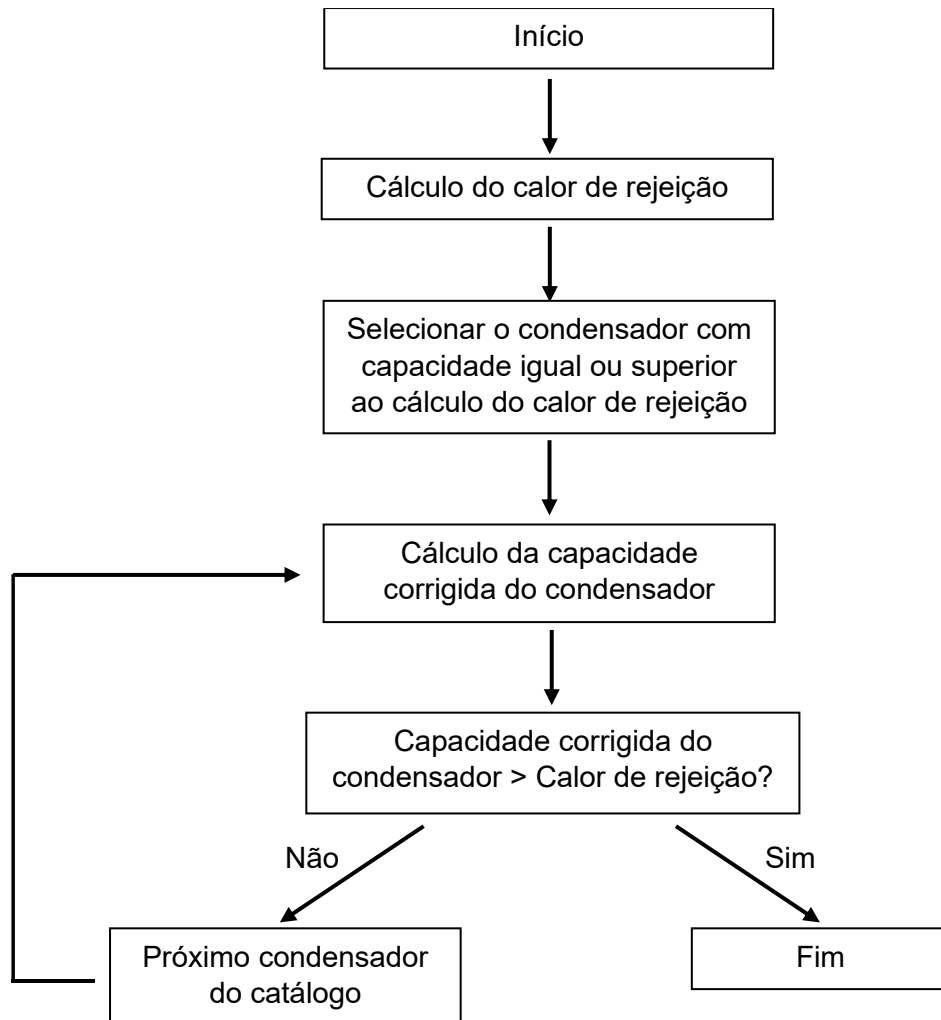


Figura 3.9 - Fluxograma de seleção do condensador.

Em alternativa, o cálculo pode ser realizado, através da expressão (3.26), recorrendo à capacidade frigorífica do compressor e a um fator de correção.

$$CTR = Q \times FR \quad (3.26)$$

Onde:

FR – Fator de correção.

Este fator de correção é retirado da Tabela 3.16, sendo necessário saber qual a temperatura de condensação (T_C), a temperatura de evaporação (T_E) e se o compressor é hermético (H), semi-hermético (S) ou aberto (A).

Tabela 3.16 - Fator de correção FR; adaptado (*Centaurus*, 2024).

FR	TE [°C]	TC [°C]														
		+35			+40			+45			+50			+55		
		H	A	S	H	A	S	H	A	S	H	A	S	H	A	S
	+5	1,26	1,20	1,22	1,30	1,23	1,26	1,35	1,27	1,31	1,41	1,32	1,37	1,48	1,38	1,44
	0	1,31	1,23	1,26	1,35	1,27	1,30	1,40	1,31	1,35	1,47	1,36	1,42	1,55	1,43	1,49
	-5	1,36	1,26	1,30	1,41	1,30	1,34	1,47	1,35	1,40	1,55	1,41	1,47	1,64	1,48	1,55
	-10	1,43	1,30	1,34	1,49	1,35	1,39	1,56	1,40	1,45	1,65	1,46	1,52	1,76	1,55	1,61
	-15	1,52	1,34	1,39	1,59	1,39	1,44	1,67	1,45	1,51	1,77	1,52	1,59	1,90	1,62	1,68
	-20	1,64	1,39	1,44	1,71	1,44	1,50	1,80	1,51	1,57	1,91	1,60	1,66	2,01		
	-25	1,68	1,44	1,50	1,76	1,51	1,56	1,86	1,58	1,64	1,98	1,68	1,73	2,11		
	-30	1,75	1,51	1,57	1,84	1,58	1,64	1,95	1,67	1,72	2,08	1,79	1,82	2,21		
	-35	1,83	1,58	1,65	1,92	1,67	1,73	2,04	1,79	1,82	2,18	1,94	1,93	2,32		

Depois de calculado o calor total que o condensador tem de rejeitar procede-se à seleção e cálculo da capacidade corrigida do condensador.

Para a seleção do condensador foram utilizados os catálogos do fornecedor Centauro (Anexo E). Tal como nos evaporadores, as capacidades apresentadas são referentes a determinadas condições de serviço, o que vai obrigar a um cálculo da capacidade corrigida do condensador. A expressão que permite a realização desse cálculo é fornecida nos catálogos dos condensadores e é descrita pela equação (3.27):

$$Q_{0\ MP} = Q_{@DT=15K} \times \frac{DT}{15} \times FC1_{MP} \times FC2 \times FC3 \times FC4 \quad (3.27)$$

Onde:

$Q_{0\ MP}$ – Capacidade corrigida do condensador (W);

$Q_{@DT=15K}$ – Capacidade nominal do condensador em determinadas condições de serviço (W);

DT – Diferença de entre a temperatura ambiente e o fluido refrigerante (K);

$FC1_{MP}$ – Fator de correção do fluido refrigerante;

$FC2$ – Fator de correção do material das alhetas;

$FC3$ – Fator de correção da temperatura ambiente (°C);

$FC4$ – Fator de correção da altitude (m).

O $FC1_{MP}$ é baseado nas propriedades de transferência de calor do fluido refrigerante que circula no condensador. Este valor é retirado da Tabela 3.17.

Tabela 3.17 - Fator de correção $FC1_{MP}$; adaptado (Centauro, 2024).

$FC1_{MP}$	R404A	R134a	R407C	R407A R407F	R448A R449A
	1,00	0,93	0,97	0,98	0,99

O $FC2$ considera as propriedades de transferência de calor do material das alhetas. Este valor é retirado da Tabela 3.18.

Tabela 3.18 - Fator de correção $FC2$; adaptado (Centauro, 2024).

$FC2$	Alumínio	Alumínio revestido	Cobre
	1,00	0,97	1,03

O $FC3$, tal como a sua nomenclatura indica, é baseado na temperatura ambiente. Quanto maior for a temperatura ambiente, maior vai ser o fator de correção. Este valor é retirado da Tabela 3.19.

Tabela 3.19 - Fator de correção FC3; adaptado (Centauro, 2024).

FC3	TA [°C]					
	+15	+20	+25	+30	+35	+40
	1,06	1,05	1,03	1,02	1,00	0,98

O $FC4$ é o fator que compensa a alteração da massa volúmica do ar com a variação da altitude, alteração essa que tem influência direta no caudal mássico do ar. Este valor é retirado da Tabela 3.20.

Tabela 3.20 - Fator de correção FC4; adaptado (Centauro, 2024).

FC4	A [m]								
	0	300	600	900	1200	1500	1800	2100	2400
	1,00	0,99	0,96	0,94	0,92	0,90	0,88	0,85	0,84

Depois de calculada a capacidade corrigida do condensador é necessário fazer uma comparação de valores. Caso Q_{0MP} seja inferior a CTR , é necessário voltar atrás e escolher o próximo condensador do catálogo. Se o valor de Q_{0MP} for superior a CTR , o condensador vai funcionar corretamente no sistema de congelação.

A Tabela 3.21 apresenta o valor calculado para o calor total de rejeição e da capacidade corrigida do condensador selecionado para cada valor de espessura de isolamento considerado.

Tabela 3.21 - CTR e Q_{0MP} selecionado para as três espessuras de isolamento.

Espessura (mm)	CTR (W)	Q_{0MP} (W)
50	2826	3332,34
70	1952	2035,76
100		

O condensador selecionado para o estudo com 50 mm foi o ACM/E 140/8.25S, com um Q_{0MP} de 3332,34 W. Para as restantes espessuras o condensador selecionado, para ambos os casos, foi o ACM/E 135/5.04S. Nos três casos estes foram os primeiros permutadores de calor da tabela que apresentavam um Q_{0MP} superior a CTR , satisfazendo assim as exigências do circuito de congelação.

3.5.4 Seleção do dispositivo de expansão

Os catálogos de seleção dos dispositivos de regulação e controlo apresentam a sua capacidade relativamente a uma temperatura de evaporação e condensação distintas das implementadas no projeto. Para se calcularem as capacidades corrigidas dos dispositivos de expansão foi utilizado o *software Coolselector2®* do fabricante Danfoss®, empresa com sede na Dinamarca e que se caracteriza como um dos maiores fabricantes de dispositivos de expansão a nível mundial. A Figura 3.10 representa o fluxograma seguido para se proceder à seleção do dispositivo de expansão.

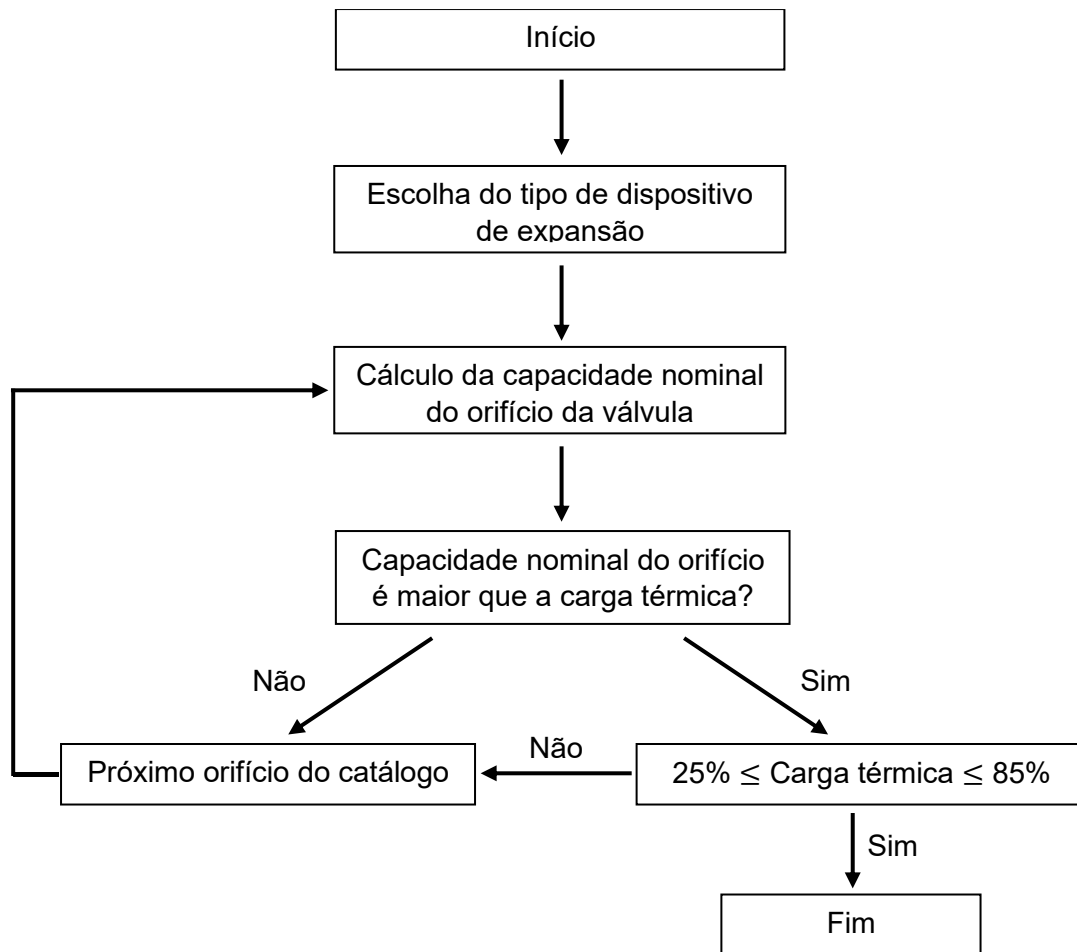


Figura 3.10 - Fluxograma de seleção do dispositivo de expansão.

Ao entrar no *software* o utilizador tem de optar pelo tipo de dispositivo de expansão que pretende. Depois de analisada a Tabela 3.22, a escolha recaiu sobre a válvula de expansão termostática com equalizador externo (Monteiro, 2005a). Este tipo de válvula vai permitir obter um ótimo controlo do fluido refrigerante à saída do evaporador a um custo reduzido quando comparado com as válvulas de expansão eletrónicas.

Depois de selecionado o tipo de válvula é necessário fornecer alguns dados (Tabela 3.23) para que o *software* consiga calcular o orifício mais adequado para o sistema de congelação em estudo. O orifício escolhido vai depender da carga térmica, temperatura de evaporação e condensação, sobreaquecimento e sub arrefecimento.

Tabela 3.22 - Dispositivos de expansão e aplicações para o qual são aconselhados; adaptado (Monteiro, 2005a).

Tipo de expensor	Aplicação	Potência
Tubo capilar	Refrigeração Doméstica e Comercial	Até 700 W
Válvula de expansão termostática com equalização interna	Refrigeração Comercial em pequenos equipamentos de frio personalizados	De 700 até 2 000 W
	Câmaras Frigoríficas	
Válvula de expansão termostática com equalização externa	Câmaras de Fermentação	> 2 000 W
	Abatedores de Temperatura	
	Túneis de Congelação	
Válvula automática	Tiragens de Cerveja	De 700 a 7 000 W
	Tinas de Refrigeração	
	Arrefecedores de Líquidos	
Válvula de expansão eletrónica	Instalações de Frio Industrial	> 10 000 W
	Ar Condicionado Industrial	

Tabela 3.23 - Informação fornecida ao software de seleção do dispositivo de expansão.

Informação pedida	Informação fornecida
Carga térmica	965,95 W / 885,33 W / 823,73 W
Temperatura de evaporação	-29 °C
Sobreaquecimento	6 K (7 K para o estudo de 50 mm)
Temperatura de condensação	38 °C
Sub arrefecimento	6 K

Depois de inseridos os dados no sistema, o *software* vai fazer os cálculos necessários e apresentar o tipo de válvulas e orifícios que são adequados ao sistema de congelação. De reportar que o *software* dá preferência às válvulas cuja carga do orifício está mais próxima dos 100%, como se pode observar na Figura 3.11.

As faixas de temperatura de evaporação correspondem ao intervalo de funcionamento da válvula e são apresentadas na Tabela 3.24.

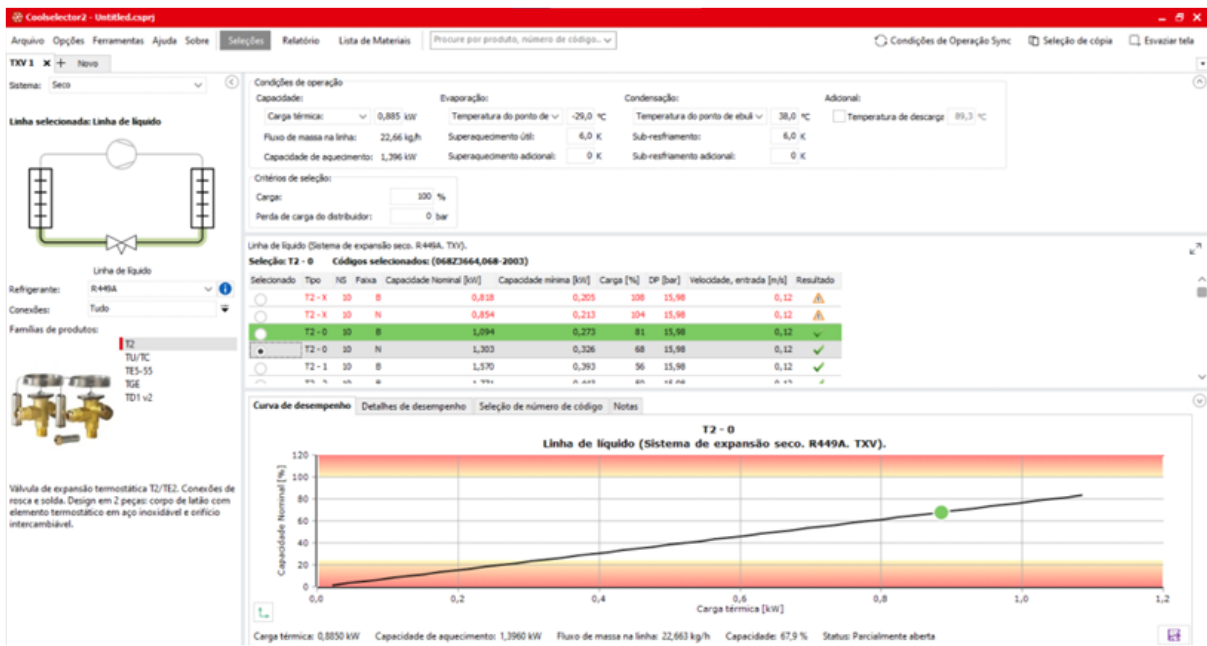


Figura 3.11 - Software de seleção do dispositivo de expansão; adaptado (Coolselector2, 2024).

Tabela 3.24 - Faixa de evaporação das válvulas de expansão termostáticas.

Faixa de evaporação	
N	-40 °C – 10 °C
B	-60 °C – -25 °C

A faixa de evaporação selecionada foi a N. Caso a escolha tivesse sido a faixa B, esta ia trabalhar quase no seu limite, pois a sua faixa de evaporação é de -60°C a -25°C e a temperatura de evaporação implementada no projeto é de -29°C. Para além disto, o custo da VET com faixa de evaporação B é superior à VET com faixa de evaporação N. Depois de selecionada a faixa de evaporação, é necessário ter algum cuidado, pois o *software*, por defeito, seleciona a opção em que a carga nominal do orifício é mais próxima dos 100%. Isto não é aconselhável, pois quando existir alguma variação de carga em que a válvula necessite de abrir mais, esta não vai ser capaz, dado que já está na sua capacidade máxima. Devido a este facto é aconselhável que a carga térmica esteja compreendida entre os 25% e os 85% da capacidade nominal do orifício.

Após as considerações descritas acima, foi produzida a Tabela 3.25 onde estão expostas as seleções das VET para cada espessura de isolamento em estudo.

Tabela 3.25 - Seleção da válvula de expansão e respetivo orifício para cada espessura de isolamento.

Espessura (mm)	VET	Faixa	Carga (%)
50	TE2 – 0	N	74
70			68
100			63

Nos três casos em estudo a VET e o respetivo orifício são os mesmos, alternando apenas na carga nominal exercida sobre a válvula. A VET selecionada foi a TE2 – 0, em que TE2 corresponde à VET com equalização externa e 0 corresponde ao número do orifício adequado. No Anexo F é apresentada a ficha de operação da VET.

3.5.5 Conclusão

Depois de selecionados todos os equipamentos, foi construída a Tabela 3.26. Esta tabela permite observar a escolha dos quatro principais constituintes do grupo de refrigeração.

Tabela 3.26 - Componentes selecionados para o sistema de refrigeração consoante a espessura de isolamento.

Espessura (mm)	Evaporador	Compressor	Condensador	VET
50	2 baterias TAL 235	FH 2480 Z	ACM/E 140/8.25S	TE2 – 0
70		CAJ 2464 X	ACM/E 135/5.04S	
100				

Ao efetuar uma análise à tabela acima e consultando as tabelas dos fabricantes, conclui-se que os componentes selecionados para o isolamento de 50 mm apresentam elevadas dimensões para um abatedor de temperatura relativamente pequeno. Para além disso existe uma grande diferença entre a capacidade corrigida do evaporador e a capacidade frigorífica do compressor. Isto não é aconselhável, pois com um compressor que apresente uma capacidade frigorífica demasiado elevada comparando com a capacidade corrigida do evaporador há probabilidade de ocorrer aspiração do fluido refrigerante no estado líquido no compressor e, consequentemente, provocará danos no mesmo. Com esta análise foi descartada a hipótese de utilização do isolamento com 50 mm de espessura.

Relativamente aos estudos com 70 mm e 100 mm de espessura de isolamento térmico, verifica-se, pela análise à Tabela 3.26, que os componentes selecionados são os mesmos. Assim sendo, a espessura selecionada para o projeto em estudo é de 70 mm, pois como já foi dito anteriormente, quanto menor a espessura menor vai ser a quantidade de PIR injetado, reduzindo assim os custos de produção.

Os cálculos foram realizados para o ciclo de ultracongelamento, dos 90°C para os -18°C. Caso o utilizador do equipamento opte pelo ciclo de abatimento de temperatura, dos 90°C para os 3°C, a massa de produto máxima que pode colocar dentro do abatedor será de 20 kg.

3.6 Seleção do controlador

Os controladores adequados para os abatedores de temperatura devem ter várias funções de modo a permitirem controlar na globalidade o equipamento. Estes dispositivos eletrónicos devem conseguir controlar pelo menos três sondas: i) a sonda da temperatura ambiente no interior do abatedor; ii) a sonda de descongelação e iii) a sonda do produto alimentar. A sonda de temperatura ambiente permite controlar a temperatura no interior do abatedor de temperatura. A sonda de descongelação permite controlar a criação de gelo no evaporador e a sonda do produto permite controlar a temperatura no núcleo do produto alimentar. Para além disto o controlador deve permitir ao utilizador criar programas. O objetivo desta funcionalidade é que não seja necessário colocar a sonda num produto e danificar um alimento a cada ciclo de abatimento ou ultracongelação que o equipamento realiza. O controlo inadequado de temperatura de alimentos é uma das principais causas de intoxicação alimentar e como um abatedor é um equipamento que provoca uma mudança rápida da temperatura do produto é necessário que exista registos desta operação. Assim sendo, o controlador deve fazer um registo das operações efetuadas e esse registo deve ser, posteriormente, exportado via USB ou Wi-Fi.

Depois de analisar alguns fabricantes deste tipo de equipamentos eletrónicos para refrigeração, optou-se por seleccionar o controlador EVJ 800 da EVCO representado na Figura 3.12. Este dispositivo, cujas características estão presentes no Anexo G, permite efetuar todas as operações descritas anteriormente, cumprindo assim os requisitos pedidos.



Figura 3.12 - Controlador EVJ serie 800; adaptado (EVCO, 2024).

4 ANÁLISE ESTRUTURAL COM ELEMENTOS FINITOS

Para o dimensionamento estrutural de alguns dos componentes constituintes do abatedor de temperatura foi utilizado o *software Solidworks®*, tendo sido para tal, inicialmente, gerado um modelo 3D da estrutura. Posteriormente, foi realizado um estudo onde a estrutura é submetida a determinadas solicitações, idênticas às de serviço, de modo a avaliar os seus pontos ou seções críticas, i.e., a localização da ocorrência das tensões e deslocamentos máximos. Este estudo foi realizado, no domínio da estática linear, através da aplicação do método de elementos finitos (MEF).

4.1 Construção e otimização da malha de elementos finitos

Numa análise estrutural, com recurso ao MEF, a criação da malha é um passo determinante na precisão dos resultados obtidos. Uma malha é composta por elementos e nós (Figura 4.1). Quanto menor for a dimensão da malha gerada maior será a quantidade de elementos em que a peça será dividida e, consequentemente, maior é o número de nós. O *software* vai efetuar um cálculo para cada nó da malha criada, o que significa que quanto menor for o tamanho da malha, menor é o tamanho dos elementos, maior é o número de nós e maior é o custo computacional, i.e. maior, é a quantidade de cálculos que o *software* tem de efetuar. O tamanho da malha gerada deverá ser definido em função da dimensão e das condições fronteira e de carregamento a que estrutura vai estar submetida, bem como do grau de precisão requerido pelo engenheiro projetista. Por vezes a capacidade computacional da máquina utilizada não permite refinar a malha até ao tamanho desejado.

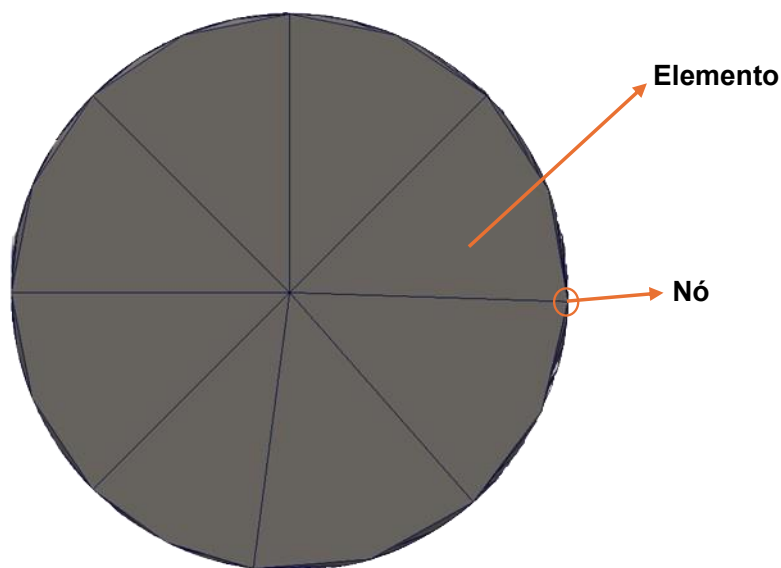


Figura 4.1 - Representação de elemento e nó de uma malha.

4.2 Estudo da sensibilidade e convergência da malha

A precisão do MEF depende do tamanho dos elementos e da quantidade de nós presentes na malha. À medida que o tamanho da malha tende para zero, o tamanho dos elementos também tende para zero e o número de nós tende para infinito, o resultado obtido tende a convergir para a solução exata. Simplificando, à medida que o tamanho da malha vai diminuindo, a precisão de resultados aumenta, obtendo assim uma convergência de malha que satura para determinados valores do tamanho de malha.

4.3 Análise estrutural 1 – Suporte dos tabuleiros

Para este estudo pelo MEF foi considerado que o abatedor de temperatura está em carga máxima e, para além disso, foi ainda considerado um fator de segurança de 50%. Este fator de segurança deve-se ao facto de, por vezes, as pessoas que trabalham com estes equipamentos os sobrecarregarem além da capacidade para o qual foram projetados. Neste caso, o abatedor poderia fazer um ciclo de ultracongelamento com 14 kg ou então um ciclo de abatimento de 20 kg. Com o fator de segurança, o suporte dos tabuleiros foi testado para uma carga de 30 kg (aproximadamente 150 N em cada suporte).

Para se conseguir ter resultados precisos utilizaram-se malhas de pequenas dimensões, em que na malha menos refinada o elemento de maior dimensão tem 12 mm (Figura 4.2) e na malha mais refinada o elemento de maior dimensão tem 2 mm (Figura 4.3).

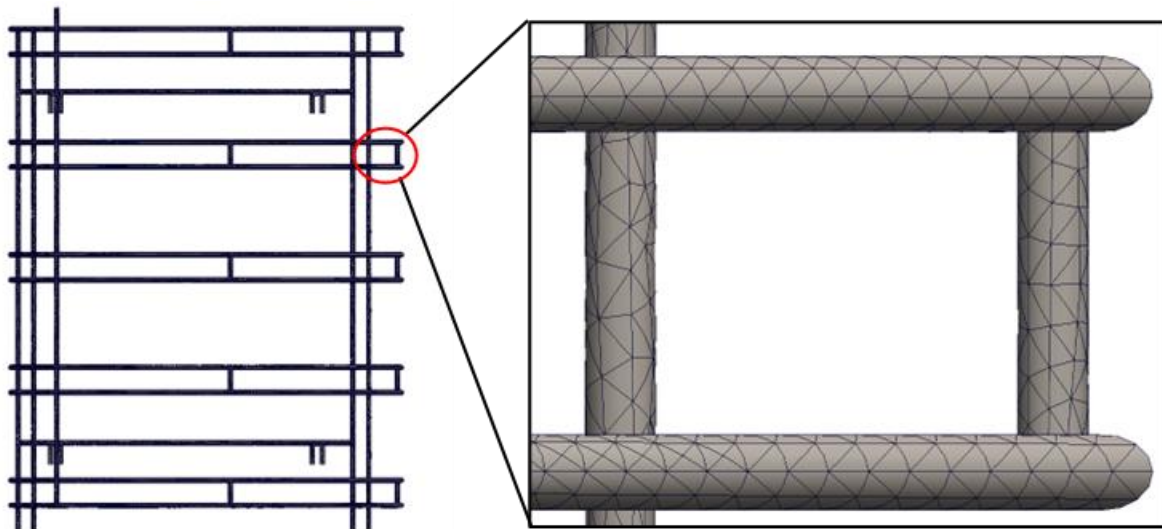


Figura 4.2 - Suporte dos tabuleiros: malha gerada com tamanho máximo de elemento de 12 mm.

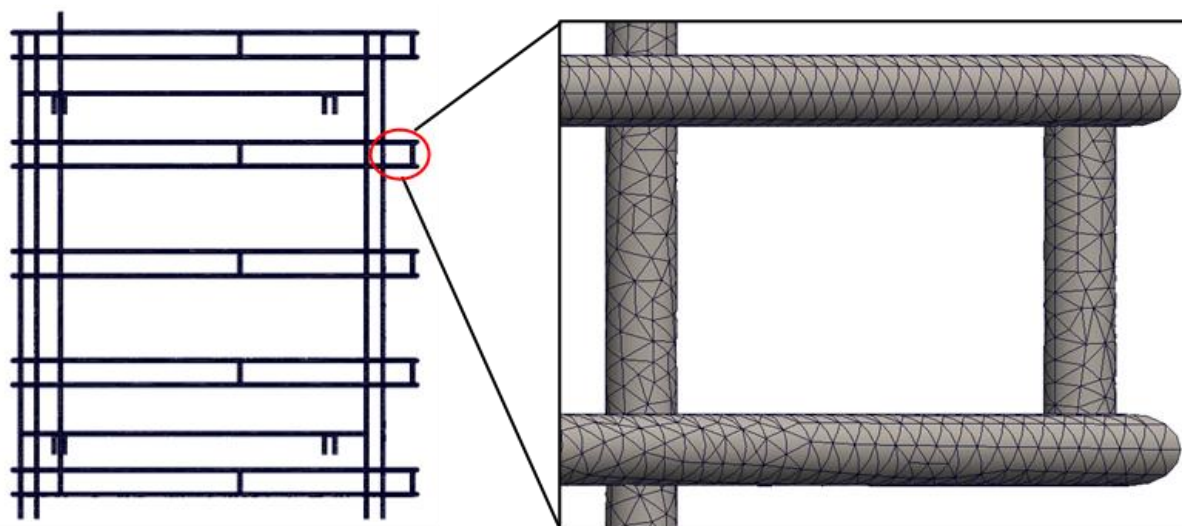


Figura 4.3 - Suporte dos tabuleiros: malha gerada com tamanho máximo de elemento de 2 mm.

Para esta simulação foram testados dois varões de diâmetros distintos (3 mm e 4 mm). O material utilizado é o mesmo dos painéis, isto é o aço inox AISI 304 cujas propriedades mecânicas estão resumidas na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 - Propriedades mecânicas do aço AISI 304; adaptado (*Software Solidworks*, 2023).

Propriedades Mecânicas AISI 304	
Módulo de elasticidade	190 GPa
Tensão de cedência	206,8 MPa
Resistência à tração	517 MPa

Numa primeira análise, a estrutura foi contruída com varão de 3 mm de diâmetro, e os resultados são apresentados na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 - Resultados da análise pelo MEF para varão de 3 mm.

Ponto	Nº nós	Nº elementos	Tensão (MPa)	Deslocamento (mm)	Erro tensões (%)	Erro desloc. (%)
1	170829	85142	344,1	4,271	3,18	0,72
2	283039	146725	355,4	4,302	13,68	0,09
3	329722	174471	411,7	4,306	6,33	0,21
4	575187	325797	387,2	4,315	7,24	0,09
5	662187	379218	417,4	4,319	2,11	0,00
6	662257	379422	426,4	4,319		

Neste caso, próximo do final do ensaio começa-se a conseguir obter convergência de resultados com os valores dos deslocamentos, no entanto, a tensão de Von Mises calculada em todos os ensaios ultrapassa a tensão de cedência do material (206,8 MPa). A Figura 4.4 ilustra a localização da ocorrência dos valores máximos de tensão. Dada a probabilidade de falha estrutural, foi feita uma análise da mesma estrutura, mas considerando com varão AISI 304 com 4 mm de diâmetro. A Tabela 4.3 resume os resultados obtidos para este caso.

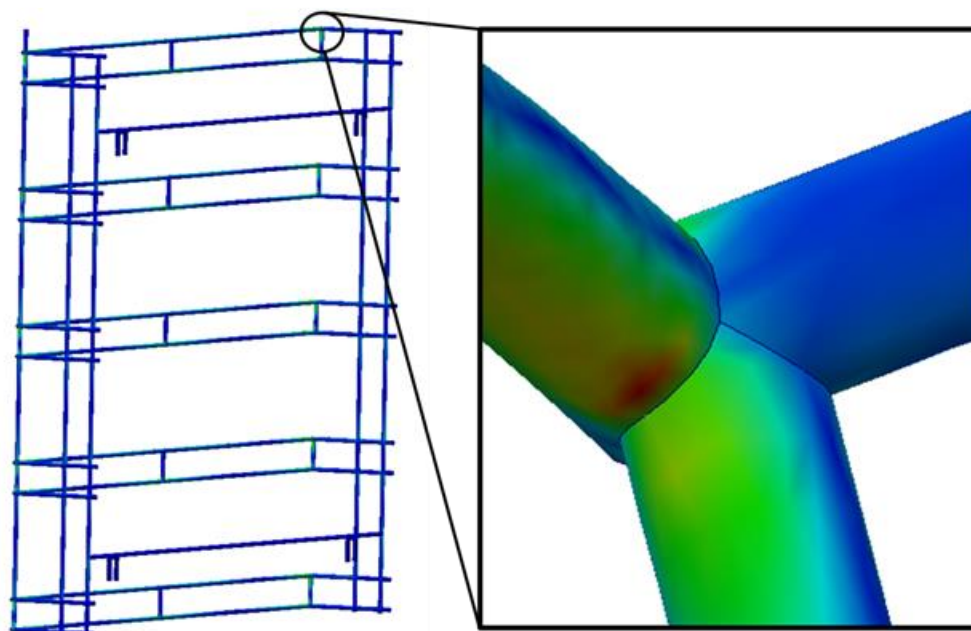


Figura 4.4 - Ponto de rotura do suporte dos tabuleiros.

Tabela 4.3 - Resultados da análise pelo MEF para varão de 4 mm.

Ponto	Nº nós	Nº elementos	Tensão (MPa)	Deslocamento (mm)	Erro tensões (%)	Erro desloc. (%)
1	352197	194461	194,8	1,506	0,88	0,07
2	412091	231249	193,1	1,507	0,10	0,07
3	461541	262013	192,9	1,508	0,31	0,00
4	463313	263422	192,3	1,508	0,37	0,00
5	468796	266595	191,6	1,508	0,05	0,07
6	468932	266834	191,7	1,507		

Ao visualizar a tabela verifica-se que a oscilação de resultados é mínima e, consequentemente, os erros associados às tensões e aos deslocamentos são mínimos. É ainda possível observar que as tensões de Von Mises calculadas pelo MEF estão abaixo da tensão de cedência do material (206,8 MPa). Assim sendo, verifica-se a convergência de resultados para os estudos realizados para esta estrutura. No Apêndice A são apresentados os resultados para as simulações realizadas com os elementos de maior e menor dimensão.

O suporte dos tabuleiros é apoiado nos painéis laterais, para perceber o seu comportamento quando sujeitos a carga máxima realizou-se também uma análise estrutural pelo MEF. Este estudo foi mais direcionado aos pernes que estão colocados nos painéis, pois é nestes que os suportes dos tabuleiros estão apoiados e, consequentemente, será o local onde vai ser exercida maior força. Mais abaixo vão ser apresentados os resultados das simulações efetuadas para dois pernes de diâmetro distintos. No decorrer das simulações foram geradas malhas de diversos tamanhos, em que na malha menos refinada o elemento de maior dimensão é de 5

mm (Figura 4.5) e na malha mais refinada o elemento de maior dimensão é de 1 mm (Figura 4.6).

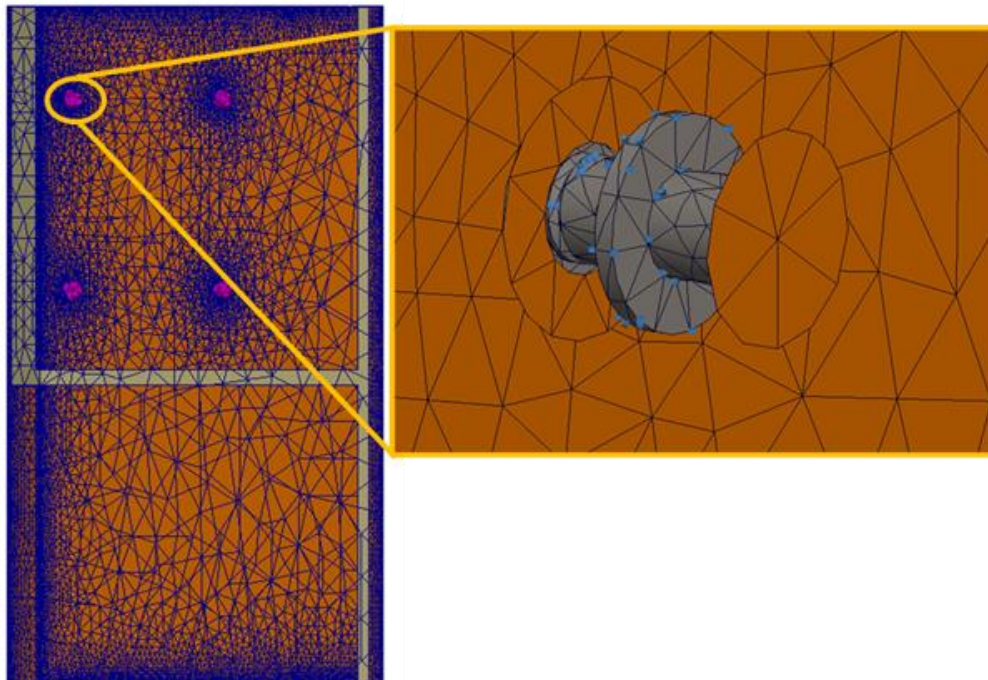


Figura 4.5 - Pernes: malha gerada com tamanho máximo de elemento de 5 mm.

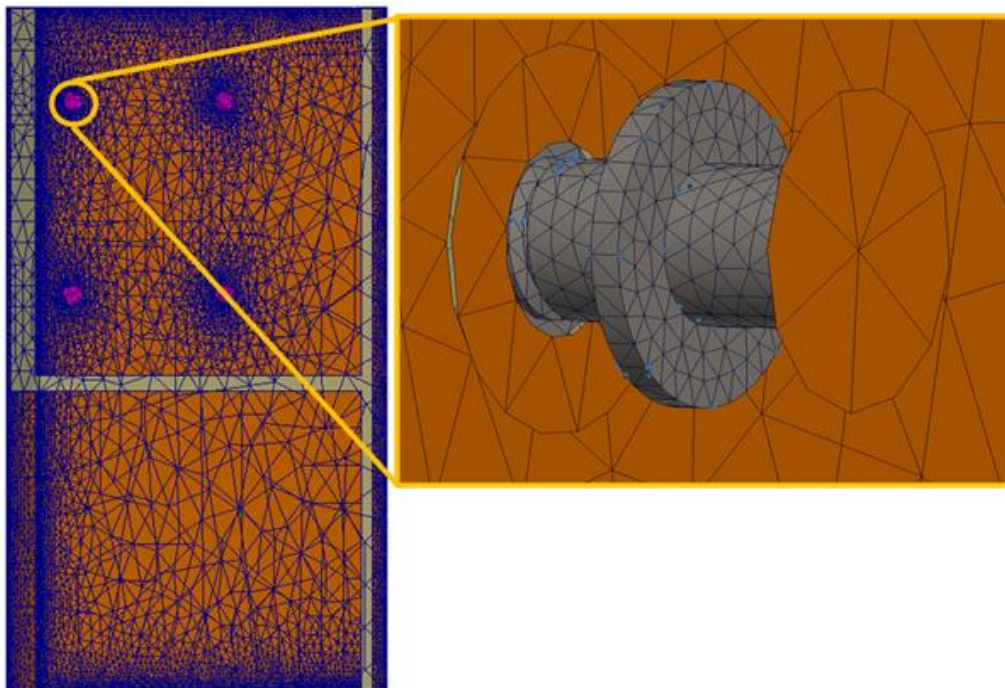


Figura 4.6 - Perne: malha gerada com tamanho máximo de elemento de 1 mm.

Numa primeira simulação o diâmetro dos pernes considerado foi de 4 mm. A Tabela 4.4 resume os resultados das tensões e dos deslocamentos obtidos.

Tabela 4.4 - Resultados da análise pelo MEF para perne de 4 mm.

Ponto	Nº nós	Nº elementos	Tensão (MPa)	Deslocamento (mm)	Erro tensões (%)	Erro desloc. (%)
1	169881	97050	208,8	$4,192 \times 10^{-2}$	0,95	0,07
2	169890	97061	210,8	$4,195 \times 10^{-2}$	0,00	0,00
3	178985	102395	210,8	$4,195 \times 10^{-2}$	0,00	0,00
4	179352	102573	210,8	$4,195 \times 10^{-2}$	0,00	0,00
5	203028	117395	210,8	$4,195 \times 10^{-2}$		

Pela análise da Tabela 4.4 verifica-se que se conseguiu obter a convergência de resultados para as tensões de Von Mises e para os deslocamentos, no entanto a tensão de cedência do material é ultrapassada em todos os ensaios, ocorrendo o valor máximo da tensão na rosca do perne, como ilustrado na Figura 4.7. Devido a este facto, foi descartada a opção de o perne selecionado apresentar 4 mm de diâmetro, sendo então analisada a opção seguinte, i.e. considerar um perne com um diâmetro de 5 mm. Os resultados obtidos para esta análise são apresentados na Tabela 4.5.

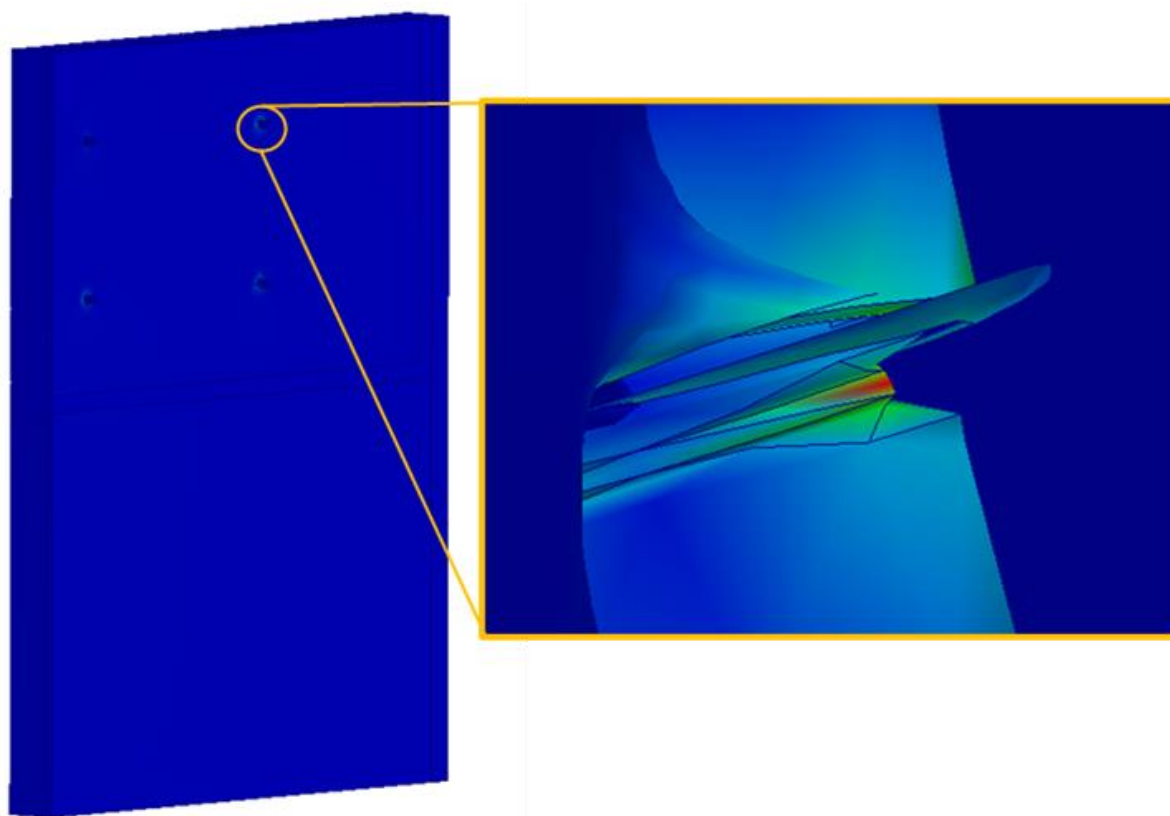


Figura 4.7 - Ponto de rotura dos pernes dos painéis.

Tabela 4.5 - Resultados da análise pelo MEF para perne de 5 mm.

Ponto	Nº nós	Nº elementos	Tensão (MPa)	Deslocamento (mm)	Erro tensões (%)	Erro desloc. (%)
1	169512	96648	82,02	$3,981 \times 10^{-2}$	0,05	0,33
2	178998	102435	82,06	$3,968 \times 10^{-2}$	0,00	0,33
3	179029	102458	82,06	$3,981 \times 10^{-2}$	1,59	0,33
4	179241	102553	83,39	$3,968 \times 10^{-2}$	0,00	0,00
5	202978	117311	83,39	$3,968 \times 10^{-2}$		

Analisando a Tabela 4.5 verifica-se que ao longo dos ensaios os resultados das tensões de Von Mises e dos deslocamentos vão divergindo cada vez menos, obtendo assim a convergência de resultados. Os valores das tensões resultantes dos ensaios são sempre inferiores à tensão de cedência do material (206,8 MPa), verificando assim que não existe risco de rotura da peça. No Apêndice B estão ilustrados os resultados para as simulações efetuadas com os elementos de maior e menor dimensão.

Depois de efetuada esta análise pelo MEF e de analisados os resultados dos diferentes testes verifica-se que o perne de 5 mm de diâmetro é o mais adequado para esta aplicação.

4.4 Análise estrutural 2 – Suporte da unidade condensadora

Para o suporte da unidade condensadora foi dimensionada uma base de chapa em aço zincado. Este suporte fica colocado na parte inferior do abatedor de temperatura, não estando em contacto com os produtos alimentares. Devido a este facto não há a necessidade de ser utilizada uma chapa de aço AISI 304.

O aço zincado apresenta uma tensão de cedência superior que a do aço AISI 304, no entanto tem um módulo de elasticidade inferior, o que provoca maior encurvadura da chapa. Na Tabela 4.6 estão resumidas as propriedades mecânicas do aço zincado.

Tabela 4.6 - Propriedades mecânicas do aço zincado; adaptado (*Software Solidworks*, 2023).

Propriedades Mecânicas Aço zincado	
Módulo de elasticidade	85 GPa
Tensão de cedência	285 MPa
Resistência à tração	285 MPa

O custo do material tem um grande peso na seleção entre a chapa zincada e o aço AISI 304 para esta aplicação, i.e., para o suporte da unidade condensadora. Como a chapa zincada tem um custo inferior, a seleção recaiu neste material.

Ao analisar as tabelas dos fabricantes é possível observar a massa dos principais componentes, destacando-se o compressor com 22 kg e o condensador com 21 kg.

Em cada um destes componentes foi adicionado um fator de segurança de 30% para simular a força exercida sobre a chapa quando o abatedor de temperatura está em serviço. No decorrer das simulações estas forças foram posicionadas no local exato onde vai ser colocado cada componente, tendo sido na restante parte da chapa que ficou livre adicionada uma força de 50 N (aproximadamente 5kg) que representa os restantes componentes da unidade condensadora.

Para efetuar esta análise estrutural estática foram consideradas malhas menos refinadas, sendo que o tamanho máximo dos elementos era de 20 mm (Figura 4.8), e malhas mais refinadas, em que o tamanho máximo dos elementos era de 10 mm (Figura 4.9).

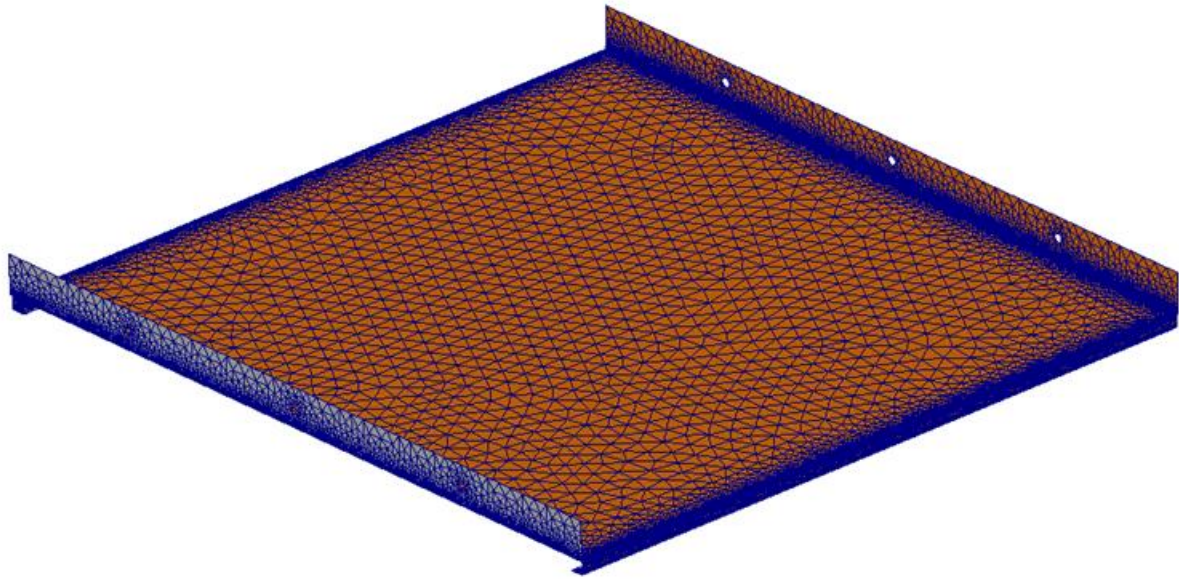


Figura 4.8 - Suporte unidade condensadora: malha gerada com tamanho máximo de elemento de 20 mm.

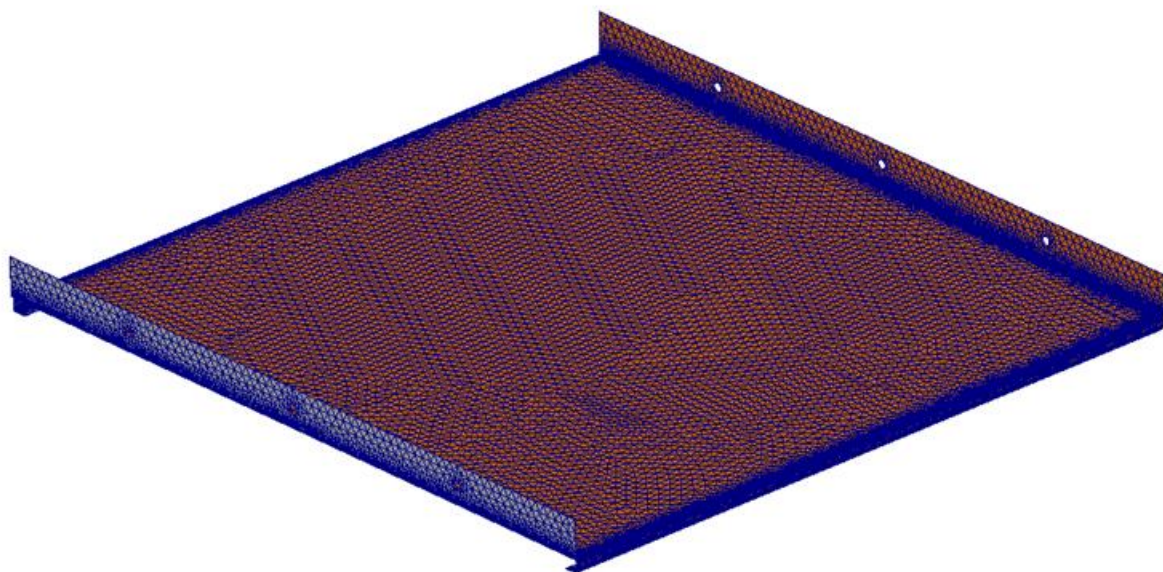


Figura 4.9 - Suporte unidade condensadora: malha gerada com tamanho máximo de elemento de 10 mm.

Neste dimensionamento foram analisados e comparados os resultados para chapas de aço de espessura de 1 mm, 1,5 mm e 2 mm. Os valores obtidos para a espessura de 1 mm, 1,5 mm e 2 mm estão apresentados nas Tabelas 4.7, 4.8 e 4.9 respetivamente.

Tabela 4.7 - Resultados da análise pelo MEF da base da unidade condensadora com 1 mm de espessura.

Ponto	Nº nós	Nº elementos	Tensão (MPa)	Deslocamento (mm)	Erro tensões (%)	Erro desloc. (%)
1	134757	67134	401,3	5,512	3,18	0,02
2	143979	71742	414,5	5,511	0,00	0,05
3	145463	72484	414,5	5,514	0,07	0,02
4	147333	73416	414,8	5,513	0,10	0,00
5	150647	75066	415,2	5,513	0,34	0,00
6	156761	78114	413,8	5,513		

Tabela 4.8 - Resultados da análise pelo MEF da base da unidade condensadora com 1,5 mm de espessura.

Ponto	Nº nós	Nº elementos	Tensão (MPa)	Deslocamento (mm)	Erro tensões (%)	Erro desloc. (%)
1	115851	57682	243,0	4,213	0,04	0,05
2	116752	58133	242,9	4,215	0,04	0,02
3	118212	58863	242,8	4,214	0,08	0,00
4	120088	59799	243,0	4,214	0,12	0,02
5	123333	61414	243,3	4,215	0,41	0,02
6	129202	64337	242,3	4,214		

Tabela 4.9 - Resultados da análise pelo MEF da base da unidade condensadora com 2 mm de espessura.

Ponto	Nº nós	Nº elementos	Tensão (MPa)	Deslocamento (mm)	Erro tensões (%)	Erro desloc. (%)
1	97401	48462	162,4	3,111	0,18	0,00
2	98321	48922	162,7	3,111	0,00	0,00
3	99525	49524	162,7	3,111	0,18	0,00
4	101542	50531	162,4	3,111	0,43	0,00
5	104863	52184	163,1	3,111	1,30	0,00
6	110985	55234	161,0	3,111		

Analisando os resultados das simulações, verifica-se que no primeiro caso, para a espessura de 1 mm, a tensão de Von Mises ultrapassa a tensão de cedência do material (285 MPa). Nesta situação, a tensão máxima ocorre logo após o apoio da chapa, como se observa na Figura 4.10. Esta espessura foi então descartada devido aos elevados valores calculados pelo *software* para a tensão de Von Mises.

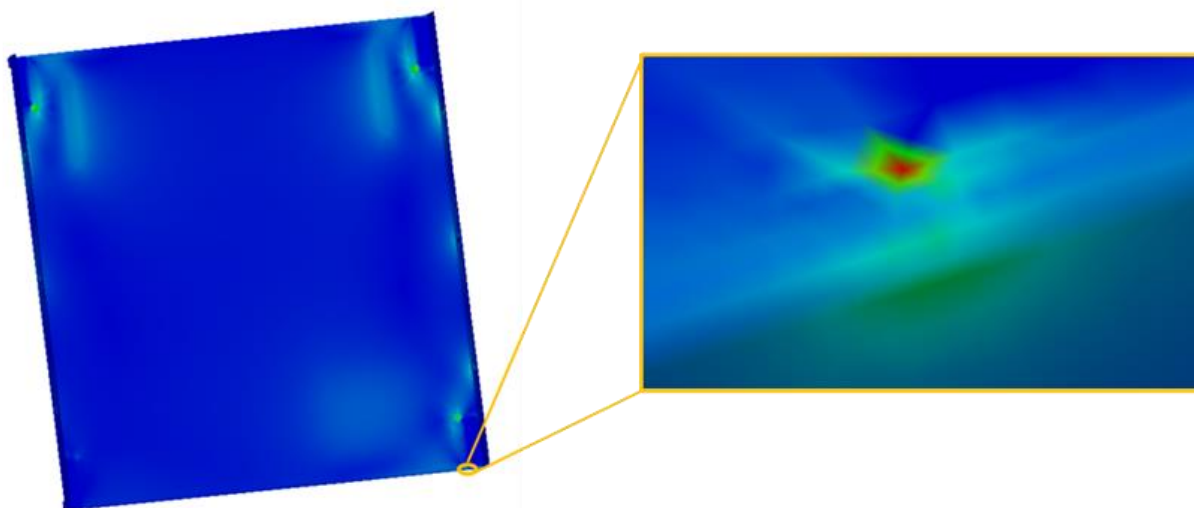


Figura 4.10 - Ponto de rotura do suporte da unidade condensadora.

Em relação aos outros dois estudos, para espessuras de 1,5 mm e 2 mm, verifica-se que a tensão de cedência do material nunca é ultrapassada, não ocorrendo rotura em nenhum ponto do suporte da unidade condensadora. Os deslocamentos calculados nos dois casos diferem em aproximadamente 1,1 mm e em ambas as situações, foi obtida a convergência nas tensões e nos deslocamentos. Se a encurvadura da chapa fosse um problema, então a opção recaía sobre a chapa de aço zincado de 2 mm. Como na situação em estudo a encurvadura calculada não constitui nenhum constrangimento, optou-se por utilizar a chapa de aço zincado com 1,5 mm de espessura. No Apêndice C estão ilustrados os resultados obtidos para as simulações realizadas com os elementos de maior e menor dimensão.

De notar que nas simulações efetuadas foi sempre adicionado um fator de segurança, ou seja, em contexto real o deslocamento que se irá verificar será sempre menor que o calculado através do MEF do *Solidworks*®.

4.5 Análise estrutural 3 – Pés do abatedor de temperatura

Os pés utilizados para suportar o abatedor de temperatura são fornecidos pela empresa Fajota e apresentam uma regulação de aproximadamente 50 mm, conforme ilustra a Figura 4.11, o que permite ao operador ajustar o abatedor de temperatura ao chão mesmo que este apresente alguma inclinação.



Figura 4.11 - Pés com regulação de 50 mm.

Este estudo foi realizado para confirmar que não existe risco de rotura do material constituinte dos pés quando o abatedor de temperatura está sujeito a carga máxima. O material utilizado na fabricação destes pés é o AISI 304. As propriedades mecânicas deste material encontram-se na Tabela 4.1 apresentada no subcapítulo 4.3.

Devido às reduzidas dimensões do objeto sujeito a análise estática pelo MEF, foram geradas malhas mais pequenas, sendo que a menos refinada apresenta elementos com tamanho máximo de 6 mm (Figura 4.12 a)) e a malha mais refinada apresenta elementos com tamanho máximo de 2 mm (Figura 4.12 b)). Nesta análise estática a força exercida sobre o objeto em estudo corresponde à soma das massas dos componentes do circuito de refrigeração, do produto armazenado e da própria estrutura do abatedor de temperatura. Os valores correspondentes às principais massas estão resumidos na Tabela 4.10.

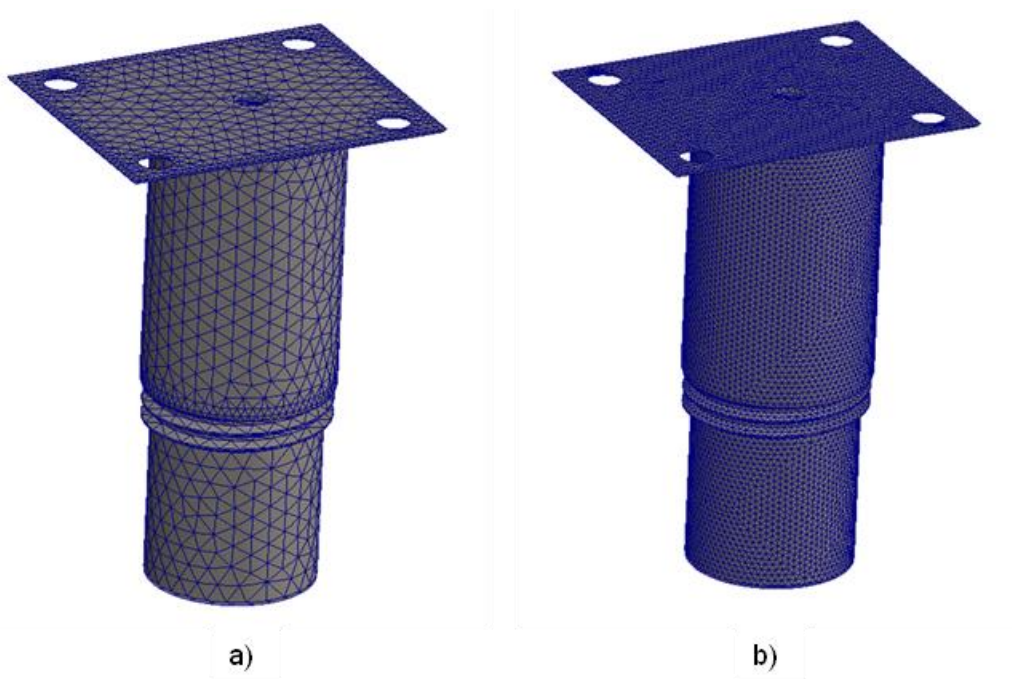


Figura 4.12 - Pés: malha gerada com tamanho máximo de elemento de: a) 6 mm; b) 2 mm.

Tabela 4.10 - Massa de cada componente constituinte do equipamento.

Componentes	Massa (kg)
2 Evaporadores TAL 235	17,4
1 Compressor CAJ 2464X	22,0
1 Condensador ACM/E 135/5.04S	21,0
Massa do produto quando o abatedor de temperatura está em carga máxima	30,0
Estrutura do abatedor	75,0
TOTAL	165,4

O valor apresentado para os evaporadores, compressor e condensador foram retirados dos respectivos catálogos, sendo a massa da estrutura obtida a partir do modelo gerado no *Solidworks*®. Para além deste somatório, foi ainda adicionado um fator de segurança de 30%. Este fator de segurança engloba a massa das tubagens e dos restantes componentes constituintes do grupo de congelação que não estão presentes na tabela acima. Devido aos factos apresentados anteriormente, verifica-se que a força exercida sobre os pés do abatedor de temperatura é aproximadamente de 2107,2 N, correspondendo 526,8 N a cada um dos pés. Nas simulações efetuadas foi utilizado o valor de 530 N. Na Tabela 4.11 são apresentados os resultados obtidos nas várias simulações efetuadas.

Tabela 4.11 - Resultado da análise pelo MEF dos pés do abatedor.

Ponto	Nº nós	Nº elementos	Tensão (MPa)	Deslocamento (mm)	Erro tensões (%)	Erro desloc. (%)
1	33948	16924	58,88	$1,304 \times 10^{-1}$	5,27	1,21
2	39662	19713	55,93	$1,320 \times 10^{-1}$	0,88	0,83
3	50192	24898	55,44	$1,331 \times 10^{-1}$	2,93	0,30
4	79119	40570	53,86	$1,335 \times 10^{-1}$	3,98	0,89
5	185030	99611	51,80	$1,347 \times 10^{-1}$		

Pela análise da Tabela 4.11 verifica-se que a tensão máxima de Von Mises calculada pelo *software* é sempre inferior à tensão de cedência do aço AISI 304, não existindo, portanto, qualquer risco de rotura. No caso do deslocamento, apesar de não se manter constante, o valor calculado é baixo, tendo sido assim obtida a convergência. No Apêndice D são apresentados os resultados obtidos nas simulações efetuadas com os elementos de maior e menor dimensão.

5 OTIMIZAÇÃO ESTRUTURAL DO ABATEDOR DE TEMPERATURA

O objetivo deste capítulo é adequar as dimensões da estrutura do abatedor aos componentes selecionados para efetuar o ciclo de ultracongelação. Este passo vai permitir à empresa reduzir o custo de produção do equipamento, pois para além de se reduzir na quantidade de chapa AISI 304 utilizada também se reduz a quantidade de PIR injetado.

Ao selecionar os componentes, as suas dimensões também passam a ser conhecidas. Estas medidas vão permitir que seja efetuada uma otimização estrutural do equipamento.

O abatedor de temperatura pode ser dividido em duas partes:

- Espaço refrigerado;
- Espaço reservado para colocar a unidade condensadora.

A Figura 5.1 ilustra esta divisão.

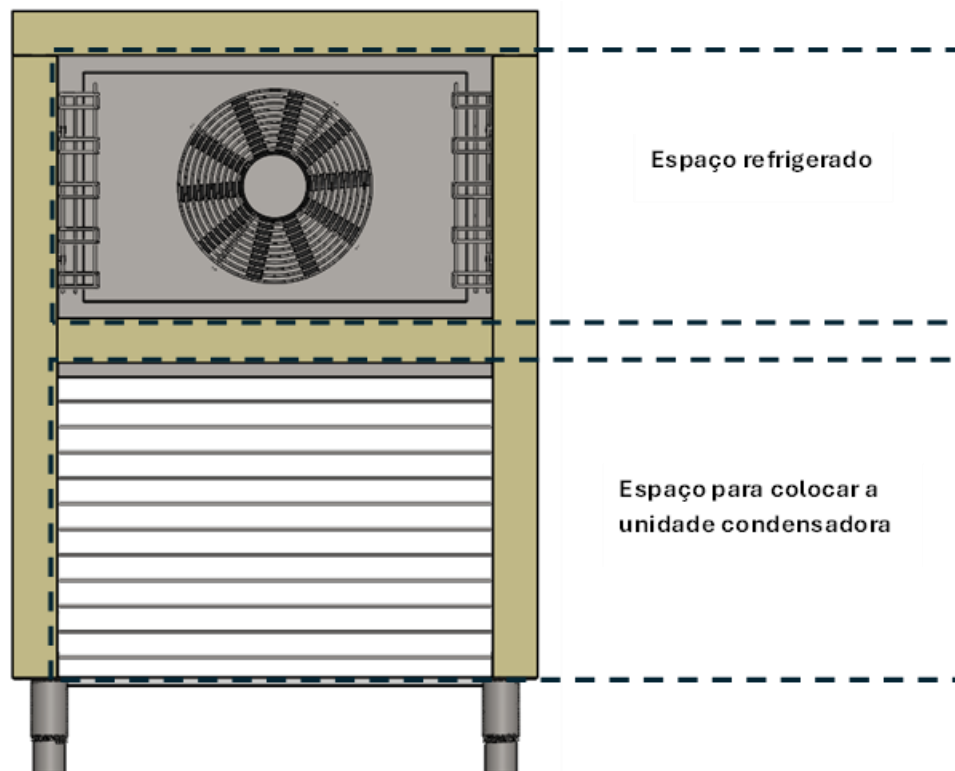


Figura 5.1 - Divisão dos espaços do abatedor de temperatura.

Esta otimização estrutural iniciou-se pela parte superior do abatedor de temperatura, ou seja, pelo espaço refrigerado. Para determinar estas dimensões foram desenvolvidas expressões que permitem o cálculo parametrizado do espaço refrigerado, simplificando o desenvolvimento de futuros projetos de abatedores de

temperatura. Estas expressões permitem calcular a altura, a largura e a profundidade necessária.

Para otimizar a altura necessária foi desenvolvida a equação (5.1):

$$H_{int} = N_{tab} \times [(2 \times \phi_{tubo}) + (E_t - 20)] \quad (5.1)$$

Em que:

H_{int} – Altura do espaço a refrigerar (mm);

N_{tab} – Número de tabuleiros para o qual o abatedor de temperatura foi dimensionado;

ϕ_{tubo} – Diâmetro do tubo que constitui o suporte dos tabuleiros (mm);

E_t – Espaço pretendido entre tabuleiros (mm).

Ao serem conhecidos os dados anteriormente descritos, é possível obter a dimensão otimizada da altura do espaço que se pretende refrigerar para qualquer tamanho de abatedor de temperatura. Para o projeto em causa, o espaçamento pretendido entre tabuleiros é de 70 mm. Com este dado, e sendo conhecidos os restantes valores, obteve-se uma altura final de 390 mm. Nesta situação em especial, devido a ser um equipamento de pequenas dimensões e por questões de estética, para que a dobradiça ficasse colocada entre a porta e o teto a altura do espaço a refrigerar aumentou em 20 mm, ficando assim com 410 mm.

Para determinar a largura otimizada do interior do abatedor de temperatura foi desenvolvida a seguinte expressão (5.2):

$$b_{int} = (D_{p-fp} \times 2) + (b_t + 20) + (20 \times 2) \quad (5.2)$$

Onde:

b_{int} – Largura do espaço a refrigerar (mm);

D_{p-fp} – Distância entre a superfície do painel e a face do perne (mm);

b_t – Largura do tabuleiro (mm);

Na Figura 5.2 está representada a medida pretendida para a distância entre a superfície do painel e a face do perne. Esta medida é uma variável devido ao facto de o perne poder ser substituído por outro de diferentes dimensões, o que possibilita a utilização de outros tabuleiros com diferentes medidas.

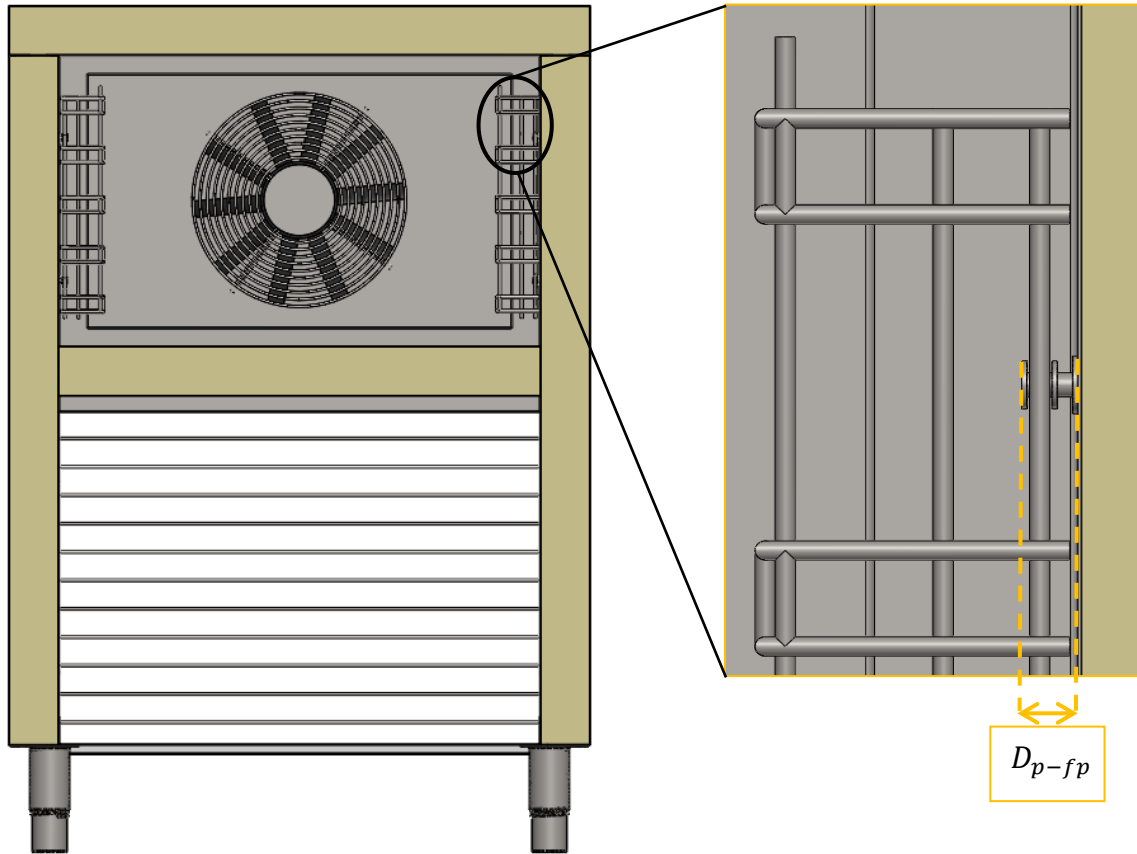


Figura 5.2 - Ilustração da distância entre a superfície do painel e a face do perne.

No caso em estudo, para a utilização de tabuleiros de 60 cm de largura, o valor resultante da equação (5.2) foi 680 mm. Como é visível na Figura 5.2 os painéis laterais percorrem a altura total do abatedor, o que significa que a largura é mantida em toda a estrutura.

Para se conseguir obter um valor otimizado para a profundidade do abatedor de temperatura (P_{abat}) é necessário ter em conta o comprimento do tabuleiro (l_{tab}), a espessura do evaporador (P_{evap}) e do ventilador (P_{vent}). Todas estas medidas são expressas em milímetros. Após serem conhecidas estas medidas a equação (5.3) permite determinar o valor otimizado para a profundidade do equipamento.

$$P_{abat} = l_{tab} + P_{evap} + P_{vent} + 45 \quad (5.3)$$

O valor obtido para a profundidade do abatedor de temperatura foi de 650 mm. Tal como na largura do equipamento, a profundidade mantém-se igual em toda a estrutura.

Em relação ao espaço reservado para colocar a unidade condensadora basta ter em atenção a altura do componente com maior dimensão. No projeto em estudo esta dimensão corresponde à altura do condensador com 468 mm. Devido a este facto, e para que exista um pouco de folga entre o topo do condensador e o painel que

divide o abatedor de temperatura em duas partes, o espaço reservado para colocar a unidade condensadora ficou com 490 mm de altura.

Depois de efetuada a otimização estrutural do equipamento já são conhecidas as dimensões internas e externas do abatedor de temperatura (Tabela 5.1), assim como o seu aspeto final. Na Figura 5.3 estão ilustradas várias perspetivas do equipamento projetado. No Apêndice E está representado o desenho 2D do equipamento.

Tabela 5.1 - Medidas otimizadas do abatedor de temperatura.

	Dimensões interiores (mm)	Dimensões exteriores (mm)
Altura (H)	410	1040
Profundidade (P)	440	860
Largura (b)	680	820

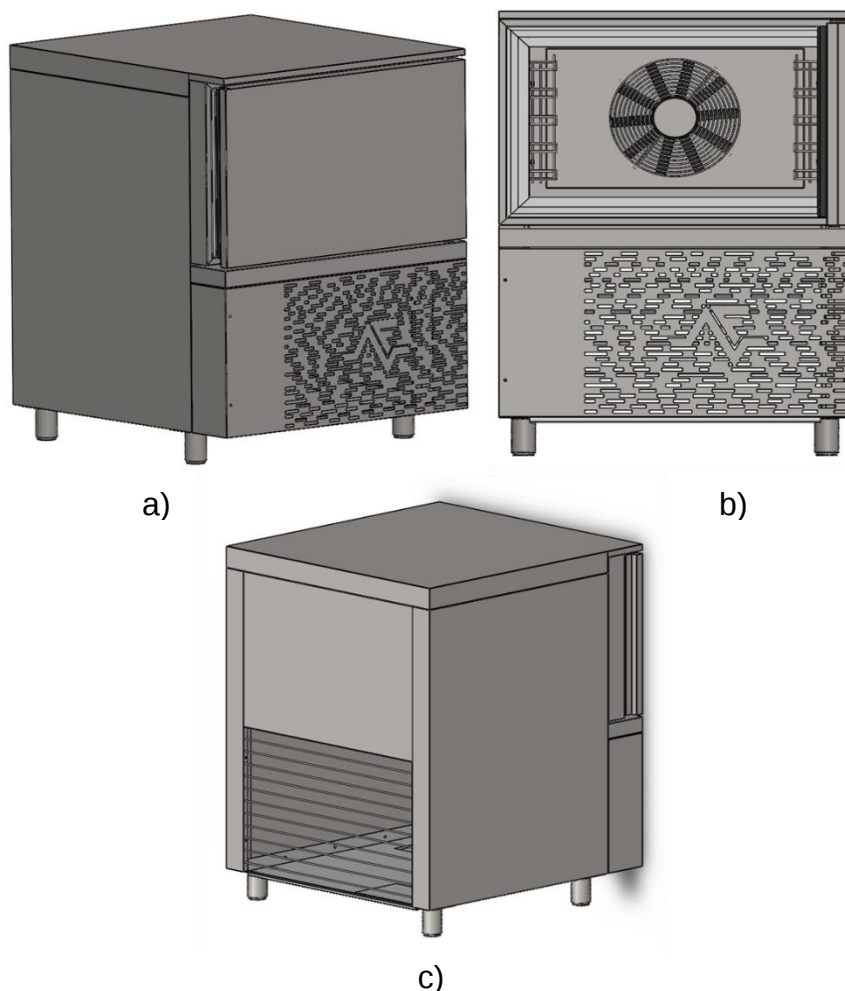


Figura 5.3 - Abatedor de temperatura: a) frente; b) interior; c) traseira.

6 CONCLUSÃO E PERSPETIVAS FUTURAS

A proposta da Coolfer para o desenvolvimento do trabalho consistiu no estudo e desenvolvimento de um abatedor de temperatura.

No decorrer do projeto foi primeiramente introduzida uma parte mais teórica, onde foram apresentados e explicados os principais componentes de um sistema de refrigeração. O passo seguinte consistiu na seleção do fluido refrigerante, do isolamento dos painéis e do tipo de aço que constitui os mesmos. A escolha do fluido refrigerante recaiu sobre o R449A, pois este é dos que apresenta maior compatibilidade com os componentes apresentados em catálogo (quando comparado com o R290) e menor PAG quando comparado com o R452A. Relativamente ao isolamento a seleção incidiu no PIR, pois apesar de ser o que tem um custo superior, é o que apresenta a condutividade térmica mais baixa e maior densidade. Adicionalmente, o PIR é o isolamento que apresenta melhor resistência ao fogo. No que diz respeito ao aço utilizado para formar os painéis, era necessário que o mesmo apresentasse uma excelente resistência à corrosão e à temperatura. Assim sendo, o material selecionado foi o aço inoxidável austenítico AISI 304, pois este apresenta todas as características desejadas.

De seguida foram selecionados os principais componentes que constituem o sistema de refrigeração do abatedor de temperatura em estudo. A seleção foi realizada para três espessuras de isolamento distintas (50 mm, 70 mm, 100 mm). No primeiro caso, o evaporador, a seleção é baseada nos cálculos efetuados para a capacidade corrigida, tendo em conta as condições de projeto implementadas. Para se saber a quantidade de calor que o evaporador tem de retirar do espaço refrigerado foi necessário efetuar os cálculos para as cargas térmicas.

O componente que se seguiu foi o compressor. Neste caso foi necessário recorrer ao *software* do fabricante, pois as informações fornecidas são limitadas e são relativas a uma temperatura do fluido frigorigéneo à entrada do compressor de 20°C, o que na prática não é possível. Através do *software* do fabricante foi possível obter resultados para as condições implementadas no projeto.

Para o condensador a seleção também foi baseada nos cálculos realizados através das fórmulas apresentadas no subcapítulo 3.5.3. Tal como no evaporador os resultados obtidos são da capacidade corrigida do condensador depois de implementadas as condições desejadas.

O último componente selecionado foi a válvula de expansão termostática, e nesta situação também foi utilizado o *software* de seleção da marca, o *CoolSelector2*®.

Depois de selecionados os componentes foram comparados os resultados para as três espessuras de isolamento em estudo. A escolha recaiu sobre a espessura de isolamento de 70 mm, pois era a que apresentava um menor custo de produção

aliado a um consumo energético menor. Para este caso os componentes selecionados foram os seguintes:

- Evaporador – TAL 235;
- Compressor – CAJ 2464 X;
- Condensador – ACM/E 135/5.04S;
- VET – TE2 – 0.

Para a espessura de 100 mm, os componentes selecionados seriam os mesmos que para a espessura de 70 mm. Assim sendo, o facto de ter mais quantidade de PIR injetado não traz benefícios ao funcionamento do abatedor de temperatura, tendo sido uma opção descartada.

Quanto à espessura de 50 mm, alguns dos componentes a utilizar seriam outros. Nesta condição a seleção iria recair sobre os seguintes componentes:

- Evaporador – TAL 235;
- Compressor – FH 2480 Z;
- Condensador – ACM/E 140/8.25S;
- VET – TE2 – 0.

Para este caso, verificou-se que para além do consumo energético ser superior, existe outra desvantagem. Esta desvantagem deve-se ao facto de o compressor apresentar uma capacidade frigorífica demasiado elevada quando comparada com a capacidade corrigida do evaporador, existindo, como tal, a probabilidade de ocorrer aspiração de fluido refrigerante no estado líquido no compressor o que pode provocar danos no mesmo. Por último, com estes componentes, as dimensões estruturais do abatedor de temperatura teriam de ser superiores, o que se iria traduzir num maior custo de produção. Devido a todos estes fatores, a espessura de isolamento de 50 mm foi também descartada.

Posteriormente, procedeu-se à seleção do controlador do equipamento. Esta seleção foi baseada nas funcionalidades pretendidas, ou seja, que ele conseguisse ler três sondas distintas, permitisse a criação de programas e, adicionalmente, permitisse guardar e extrair os registos de atividade do abatedor de temperatura por via USB ou Wi-Fi. Depois de feita uma pesquisa ao mercado a escolha recaiu sobre o controlador EVJ da serie 800 da EVCO, pois este permite efetuar todas as funcionalidades descritas acima.

O passo seguinte consistiu numa análise estática estrutural pelo MEF do *Solidworks*® dos componentes mais solicitados. Neste capítulo foram dimensionados e analisados alguns dos componentes integrantes da estrutura do abatedor. Estas análises foram realizadas considerando os componentes submetidos à carga máxima. Numa primeira fase foram dimensionados e analisados os suportes dos tabuleiros. Estas simulações foram efetuadas para uma carga de 30 kg, ou seja, 15 kg em cada um dos

suportes. Inicialmente, foram feitas simulações utilizando varão de 3 mm de diâmetro, no entanto verificou-se que esta medida não iria ser adequada, pois quando o abatedor de temperatura estivesse em carga máxima iria ocorrer rotura do material. Com isto foi realizado um novo estudo, desta vez com varão de espessura de 4 mm. Neste caso, pelos resultados obtidos, verificou-se que o varão de 4 mm já conseguiria suportar a força sobre ele exercida, e aliado a isso, concluiu-se que o deslocamento calculado também foi relativamente baixo. Os valores obtidos para as tensões e deslocamentos permitiram obter convergência de resultados. Devido a estes fatores optou-se por selecionar o diâmetro de 4 mm para produzir o suporte dos tabuleiros.

Em relação aos pernes dos painéis foram feitas simulações para 4 mm e 5 mm de diâmetro. No primeiro caso, de 4 mm, verificou-se que a tensão de cedência foi ultrapassada em todas as simulações efetuadas. Com estes resultados optou-se por fazer novos estudos, desta vez para pernes de 5 mm. Neste caso, para além de se ter verificado convergência de resultados, também foi confirmado que a tensão de Von Mises calculada pelo *Solidworks*® fica abaixo da tensão de cedência do aço inoxidável AISI 304. O deslocamento calculado para o perne de 5 mm também é muito baixo. Com isto optou-se por utilizar pernes de 5 mm para apoiarem o suporte dos tabuleiros.

Para a base da unidade condensadora foram realizadas simulações para 1 mm, 1,5 mm e 2 mm. Nas simulações feitas para a base de espessura de 1 mm verificou-se que a tensão de cedência do aço era facilmente ultrapassada, tendo esta opção sido descartada. Posteriormente, foram efetuadas simulações com a espessura de 1,5 mm, em que os resultados obtidos já foram mais satisfatórios. Neste caso a tensão de cedência do aço nunca é ultrapassada, apesar do deslocamento obtido ser superior a 4 mm. Tanto para as tensões de Von Mises como para os deslocamentos a convergência de resultados foi obtida. De seguida, ainda foram efetuadas simulações com a espessura de 2 mm para se tentar perceber se a diferença dos valores calculados para o deslocamento era ou não significativa. Comparados os resultados, concluiu-se que a diferença seria de aproximadamente de 1 mm, o que para a situação em estudo não iria fazer diferença. Assim, para produzir a base da unidade condensadora optou-se por utilizar aço zincado com espessura de 1,5 mm.

A última análise estrutural realizada foi aos pés do abatedor de temperatura. Como este componente é fornecido pelo fabricante realizou-se um estudo só para perceber o seu comportamento quando sujeito à força exercida por toda a estrutura do abatedor quando este está a trabalhar à carga máxima, não tendo sido efetuadas simulações com outras espessuras. Os resultados obtidos do *software* demonstraram que a tensão de Von Mises calculada é relativamente baixa quando comparada com a tensão de cedência do aço inoxidável AISI 304. No que diz respeito ao deslocamento os valores calculados também são baixos, não existindo qualquer perigo de utilizar estes pés para suportar todo o equipamento.

Por último, foi realizada uma otimização da estrutura, o que permitiu reduzir as dimensões do equipamento. Este é um fator importante para a empresa, pois com a

redução da estrutura do abatedor de temperatura há também uma redução no custo e tempo de produção do mesmo.

O principal objetivo deste projeto foi cumprido com sucesso com o desenvolvimento de um abatedor de temperatura. No decorrer deste trabalho foram implementados todos os requisitos impostos inicialmente para que o equipamento cumprisse todas as funcionalidades requeridas no início do projeto.

No que concerne a perspectivas futuras, seria vantajoso produzir um molde para que o PIR fosse injetado todo de uma só vez. No projeto em estudo o abatedor de temperatura é construído por painéis modulares, o que torna o seu enchimento muito demorado.

Futuramente, quando existir maior compatibilidade dos componentes com R290 ou outros gases idênticos, seria interessante estudar a possibilidade de substituição do fluido frigorigéneo. No caso do R290, para além de possuir um PAG muito baixo também poderia oferecer melhores rendimentos com componentes de menores dimensões.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

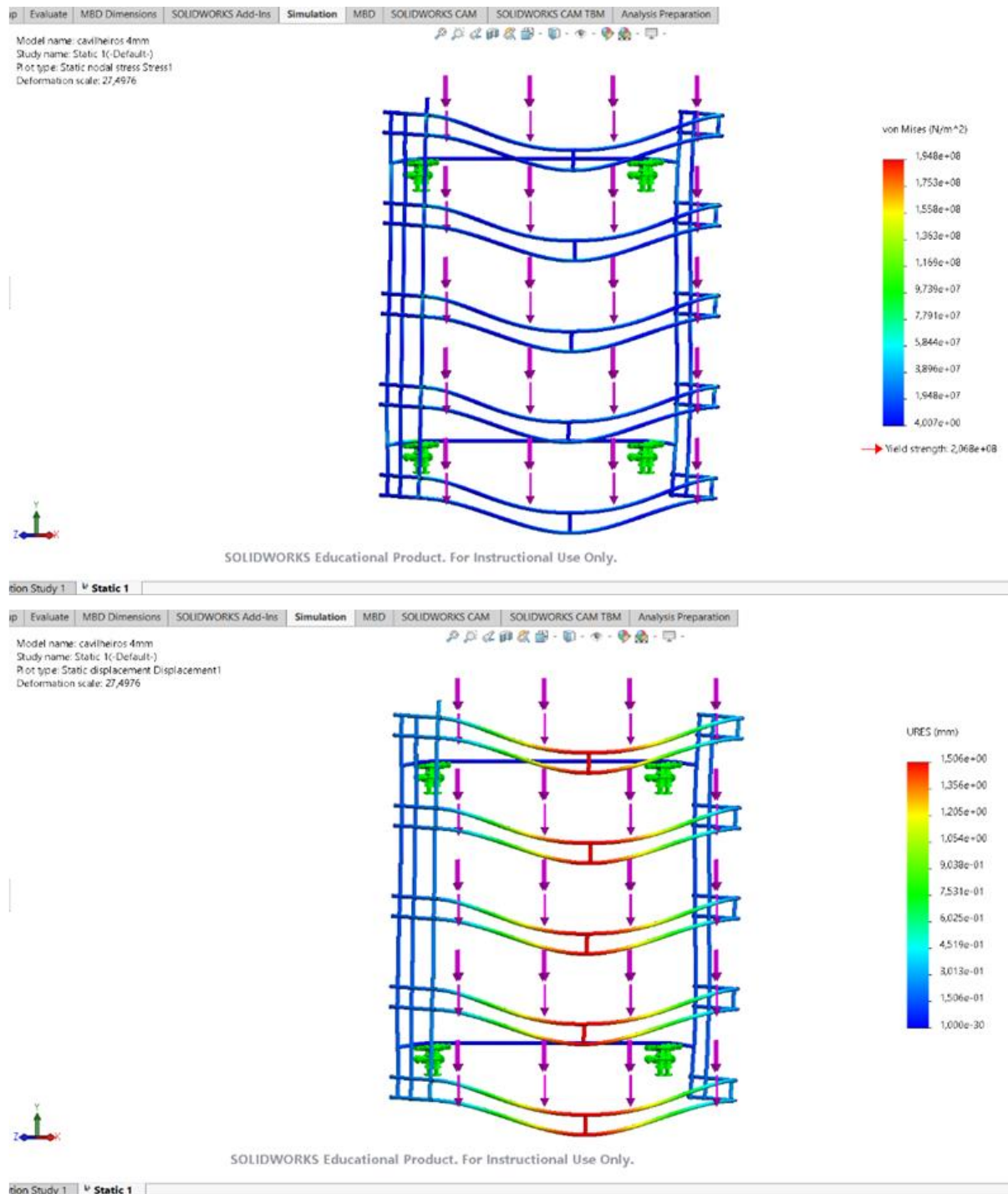
- AISI S-100-16 (2020). (2020). <https://www.buildusingsteel.org/wp-content/uploads/2023/06/AISI-S100-16-2020.pdf>
- Almeida Ferreira, R. (2017). Aproveitamento de calor residual a partir de sistemas de refrigeração. Universidade de Aveiro.
- ASHRAE. (2010). American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (Inch-pound ed). ASHRAE.
- Bitzer. (2024). Bitzer. <https://www.bitzer.de/pt/pt/>
- Borremans, M. (2019). Pumps and compressors. Wiley.
- Castel. (2024). Castel. <https://www.castel.it/pt-pt/>
- Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2007). Termodinâmica (5. ed). McGraw-Hill Interamericana do Brasil.
- Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2011). Thermodynamics: An engineering approach (Seventh edition). McGraw-Hill.
- Centauro. (2024). Centauro. <https://www.centauro.pt/index.php/pt/>
- Clito Afonso. (2021). TERMODINÂMICA PARA ENGENHARIA. Engebook.
- Coolselector2. (2024). Coolselector2. <https://www.danfoss.com/en/service-and-support/downloads/dcs/coolselector-2/#tab-overview>
- Danfoss. (2024). Danfoss. <https://www.danfoss.com/en/>
- Decreto-Lei n.º 251/91, de 16 de julho | DR. (1991, julho 16). <https://diariodarepublica.pt/dr/detalhe/decreto-lei/251-1991-663911>
- Dincer, I., & Kanoglu, M. (2010). Refrigeration systems and applications (2nd ed). Wiley.
- Dossat, R. J. (1999). Principios de refrigeracion. Decima novena reimpresion.
- Duque, A. F. C. (2022). Refrigeração industrial no setor das conservas alimentares: Relatório de estágio na empresa Cofisa. Instituto Superior de Engenharia de Coimbra.
- Erickson, M. C., & Hung, Y.-C. (Eds.). (1997). Quality in frozen food. Chapman & Hall [u.a.].
- Evapco. (2024). Evapco. <https://www.evapco.com.br/pt-br>
- EVCO. (2024). EVCO. <https://www.evco.it/en/>
- F. M. da Silva, L., Torres Marques, A., & Jorge Lino Alves. (2023). Materiais de Construção (2a Edição). Engebook.

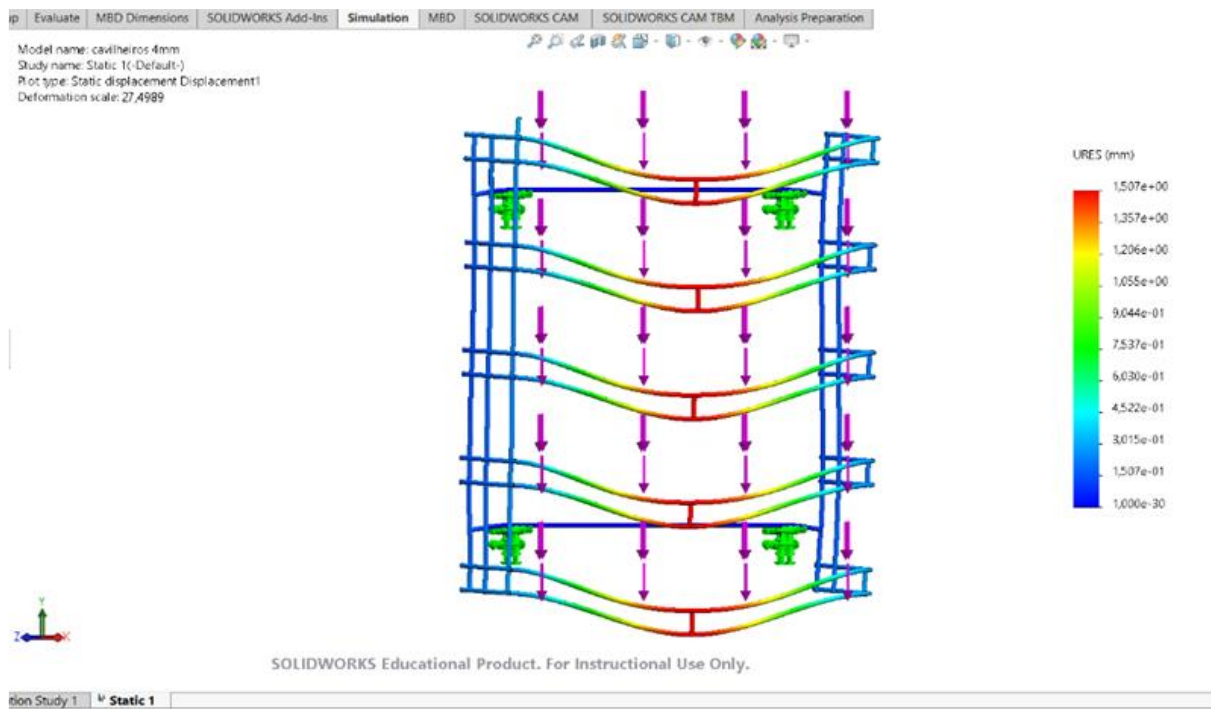
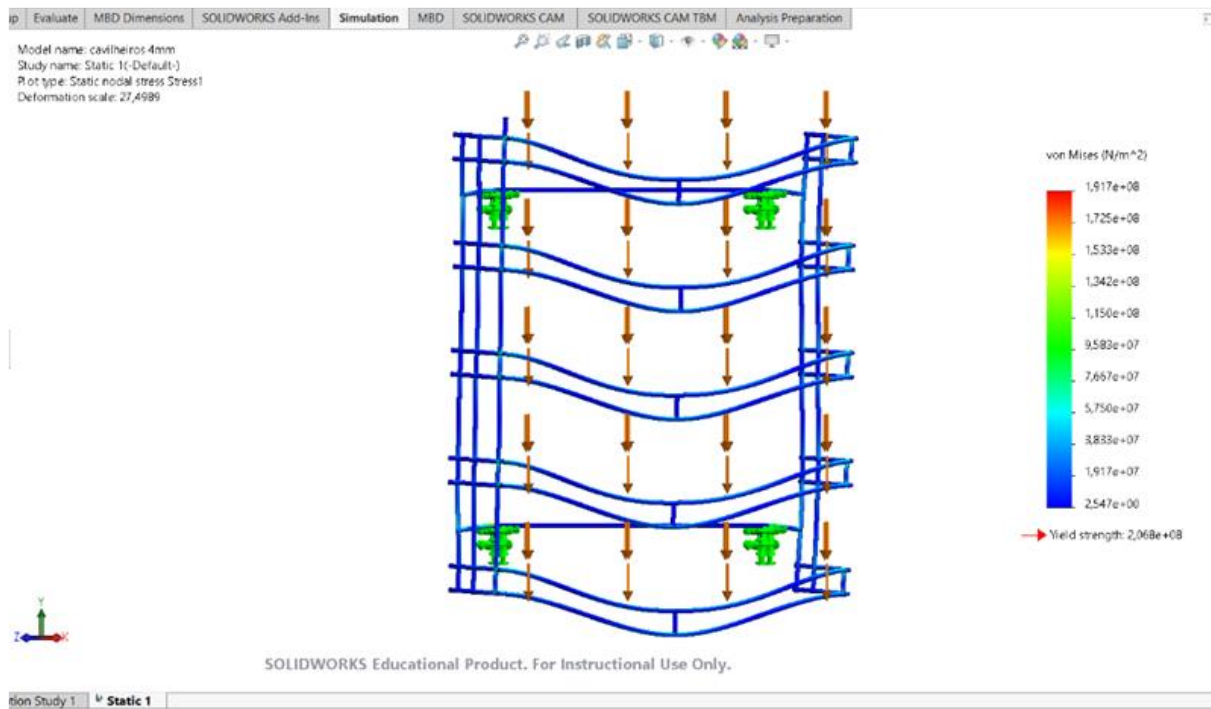
- Ferreira, V. P., Conceição, M. L., & Souza, W. (2022). Projeto e testes de um protótipo de refrigeração em cascata / Design and testing of a cascade cooling prototype. *Brazilian Journal of Development*, 8(5), 40998–41011. <https://doi.org/10.34117/bjdv8n5-535>
- Gesa. (2024). Gesa. <https://www.termometros.com/pt-pt>
- Goetzler, W., Zogg, R., Young, J., & Johnson, C. (2014). Alternatives to Vapor-Compression HVAC Technology. *ASHRAE Journal*, 56, 12–23.
- ISO 817. Refrigerants—Definition and safety classification. (2014). <https://www.iso.org/obp/ui/en/#iso:std:iso:817:ed-3:v1:en>
- Kaale, L. D., Eikevik, T. M., Rustad, T., & Kolsaker, K. (2011). Superchilling of food: A review. *Journal of Food Engineering*, 107(2), 141–146. <https://doi.org/10.1016/j.jfoodeng.2011.06.004>
- Kityk, A., Protsenko, V., Pavlík, V., & Boca, M. (2019). Corrosion resistance of AISI 304 and AISI 316 stainless steels in a solar salt used in concentrated solar power plants: The effect of NaCl impurities. *Voprosy Khimii i Khimicheskoi Tekhnologii*, 3, 123–131. <https://doi.org/10.32434/0321-4095-2019-124-3-123-131>
- Lee, T.-S., Liu, C.-H., & Chen, T.-W. (2006). Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, 29(7), 1100–1108. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2006.03.003>
- Linde. (2024). Linde. <https://www.linde-gas.se/en/index.html>
- Mario Eusebio Torres Alvarez. (2021). *Refrigeração, ar condicionado e ventilação*. Editora e Distribuidora Educacional S.A.
- Messineo, A. (2012). R744-R717 Cascade Refrigeration System: Performance Evaluation compared with a HFC Two-Stage System. *Energy Procedia*, 14, 56–65. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2011.12.896>
- Monteiro. (2015). *REFRIGERAÇÃO I - TÉCNICAS E COMPETÊNCIAS AMBIENTAIS*. LIDEL.
- Monteiro, V. (2005a). *Novas técnicas de refrigeração comercial em hotelaria: Vol. I (3a Edição)*. LIDEL.
- Monteiro, V. (2005b). *Novas técnicas de refrigeração comercial em hotelaria: Vol. II (3a Edição)*. LIDEL.
- Rahman, S. (Ed.). (2009). *Food properties handbook (2nd ed)*. CRC Press.
- Regulamento (CE) no. 1935/2004 do Parlamento Europeu e do Conselho relativo aos materiais destinados a entrar em contacto com os alimentos. (2004, outubro 27).
- Regulamento (UE) 2024/573 do Parlamento Europeu e do Conselho relativo aos gases fluorados com efeito de estufa. (2024, fevereiro 7).

- Rex Miller & Mark R. Miller. (2013). Ar condicionado e refrigeração. Ltc-Livros Tecnicos E Cientificos Editora Lda.
- Robertson, G. L. (2009). Food packaging and shelf life: A practical guide. Taylor & Francis.
- Santos, A. (2016). O frio no setor alimentar. Agrobok.
- Schiavoni, S., D'Alessandro, F., Bianchi, F., & Asdrubali, F. (2016). Insulation materials for the building sector: A review and comparative analysis. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 62, 988–1011. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.05.045>
- Software Solidworks. (2023). Software Solidworks. <https://www.solidworks.com/>
- Stoecker, W. F., & Saiz Jabardo, J. M. (2002). Refrigeração industrial (2. ed). Edgard Blucher.
- Tecumseh. (2024). Tselect. <https://tselect.tecumseh.com/pt/>
- Wang, S. K. (2001). Handbook of air conditioning and refrigeration (2. ed). McGraw-Hill.

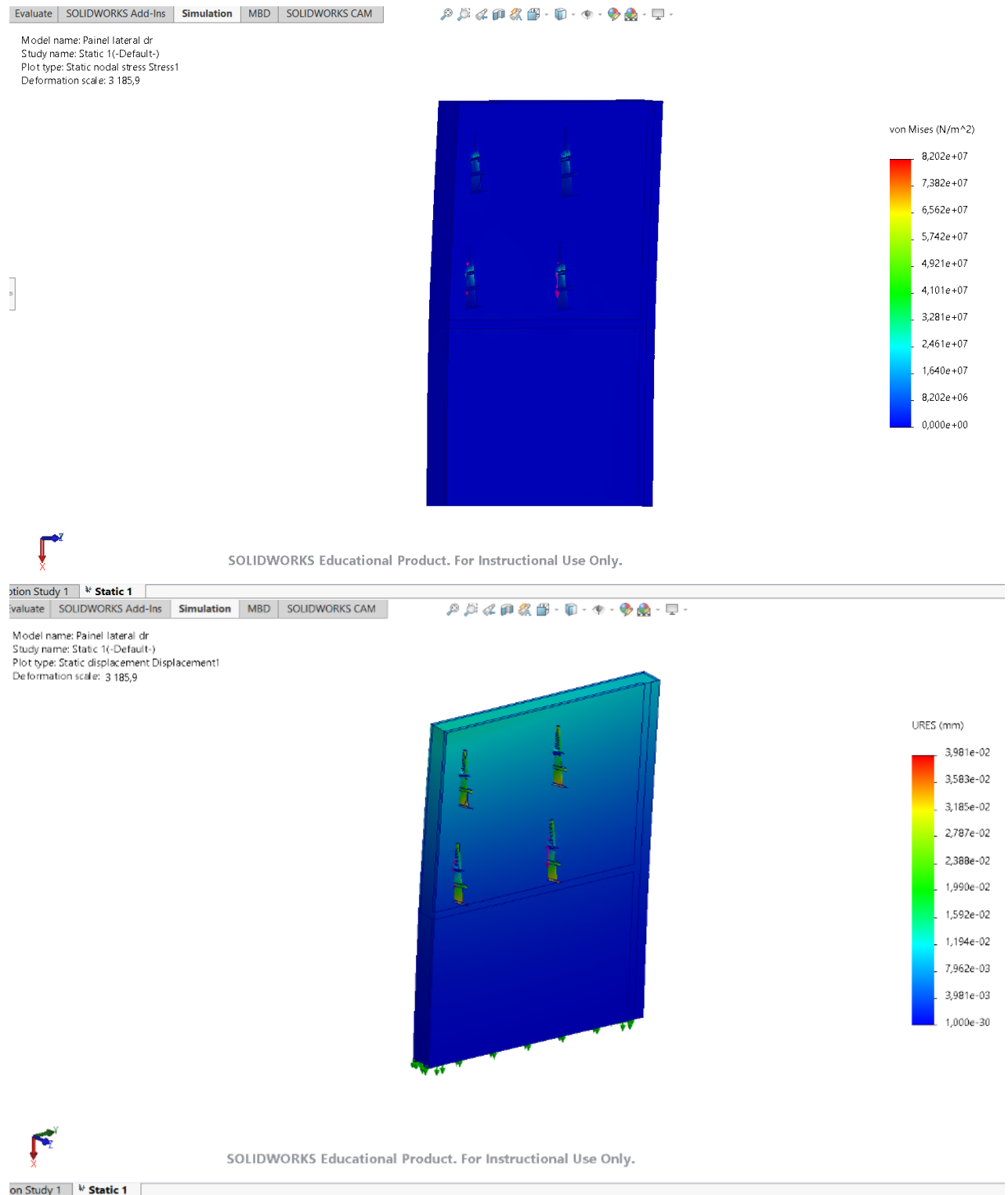
APÊNDICES

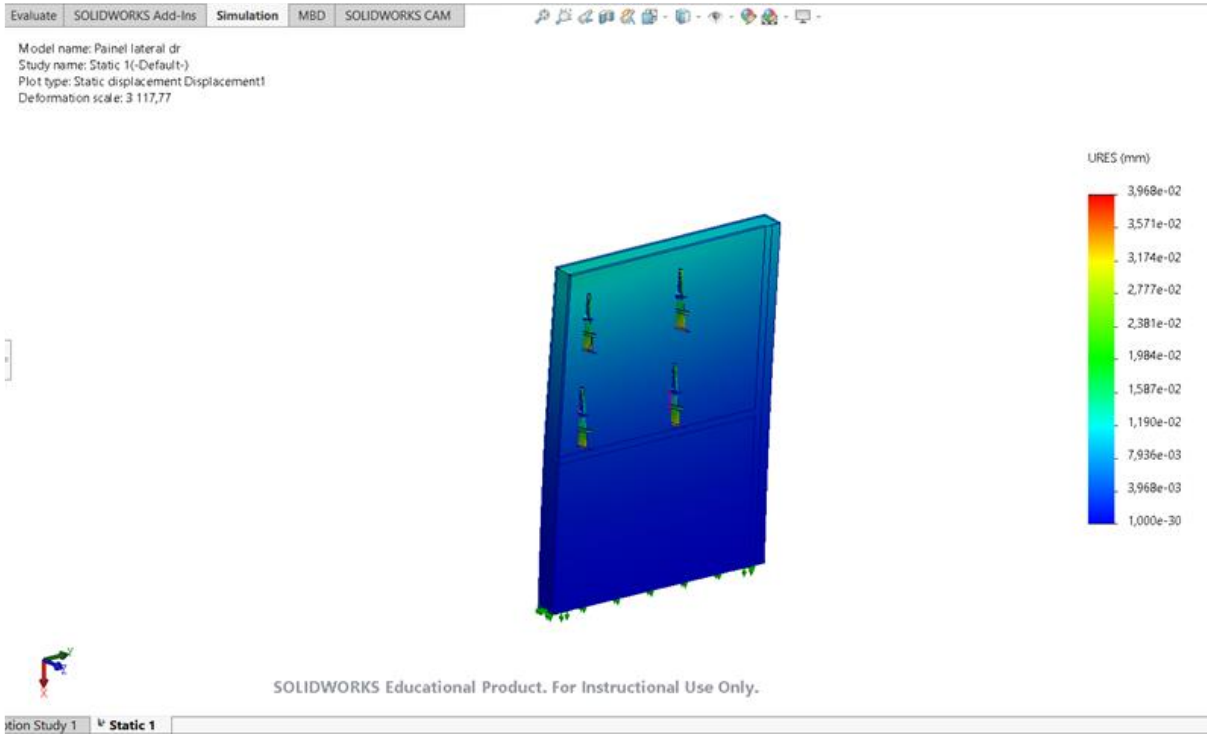
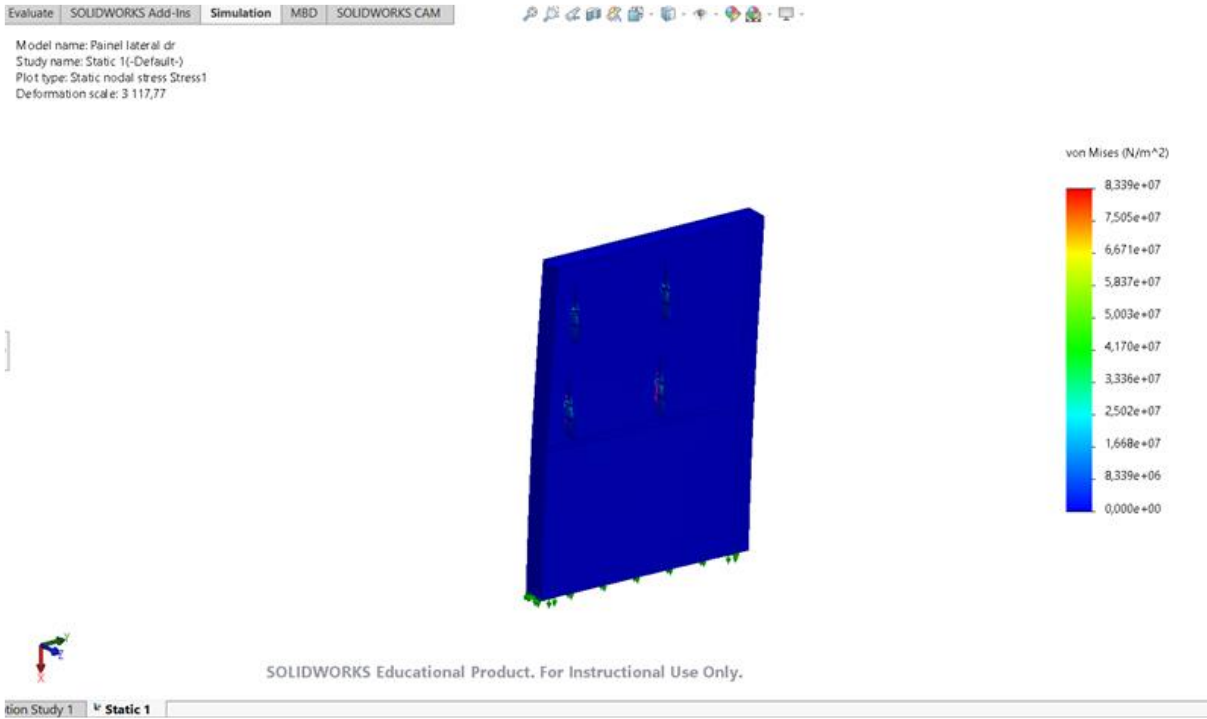
Apêndice A – Simulações efetuadas aos suportes dos tabuleiros com os tamanhos de elementos maiores e menores



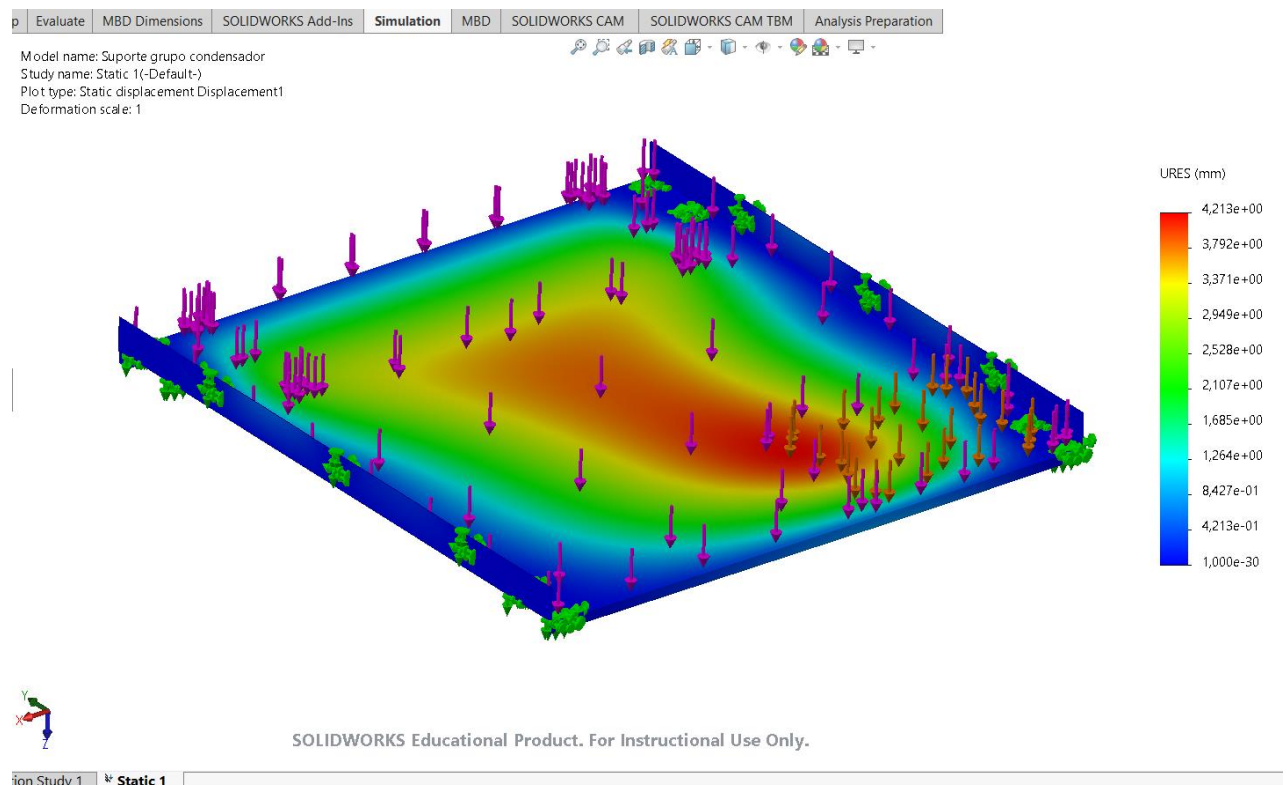
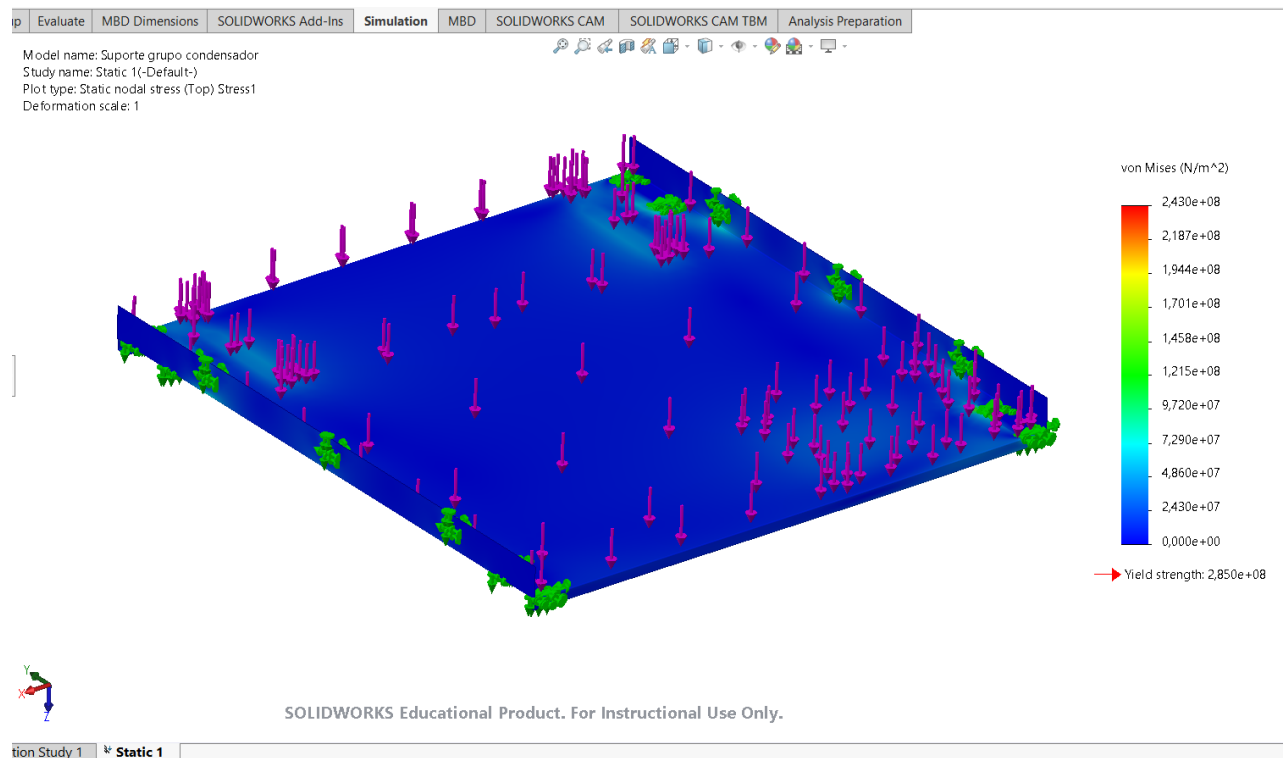


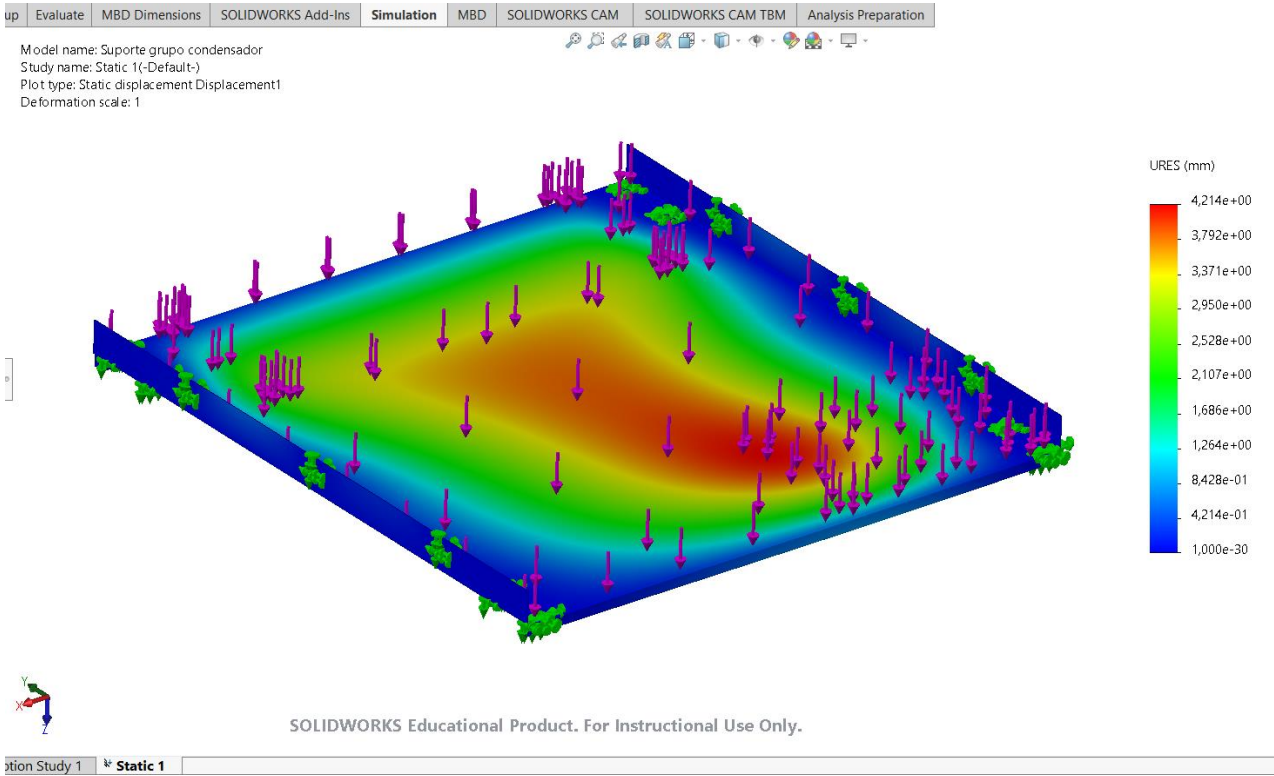
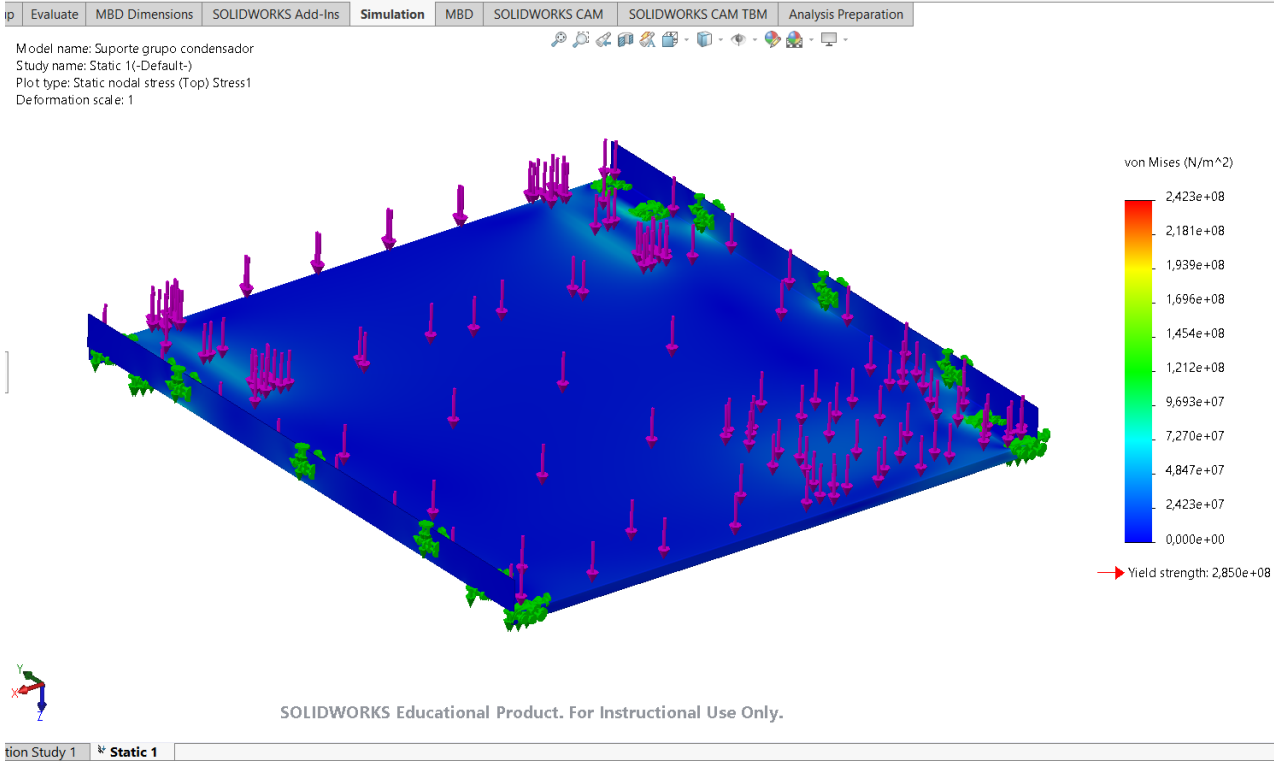
Apêndice B – Simulações efetuadas aos pernes com os tamanhos de elementos maiores e menores



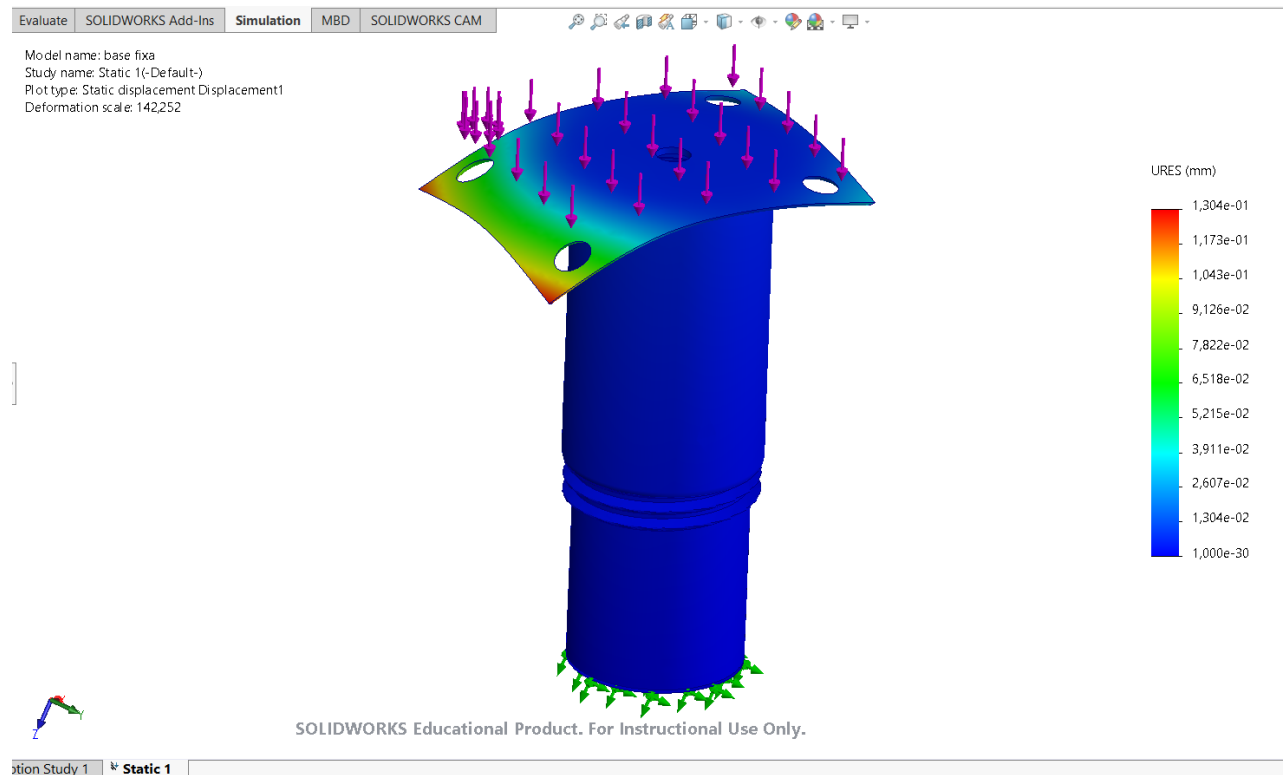
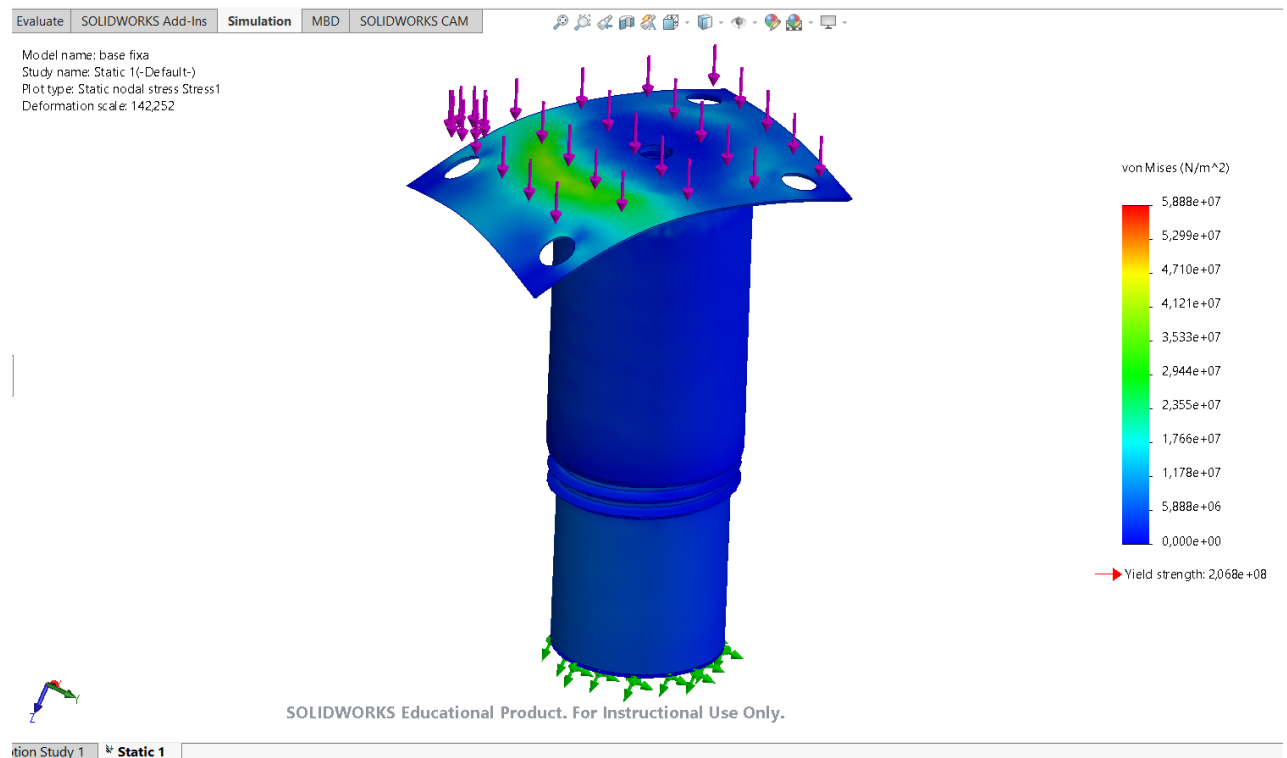


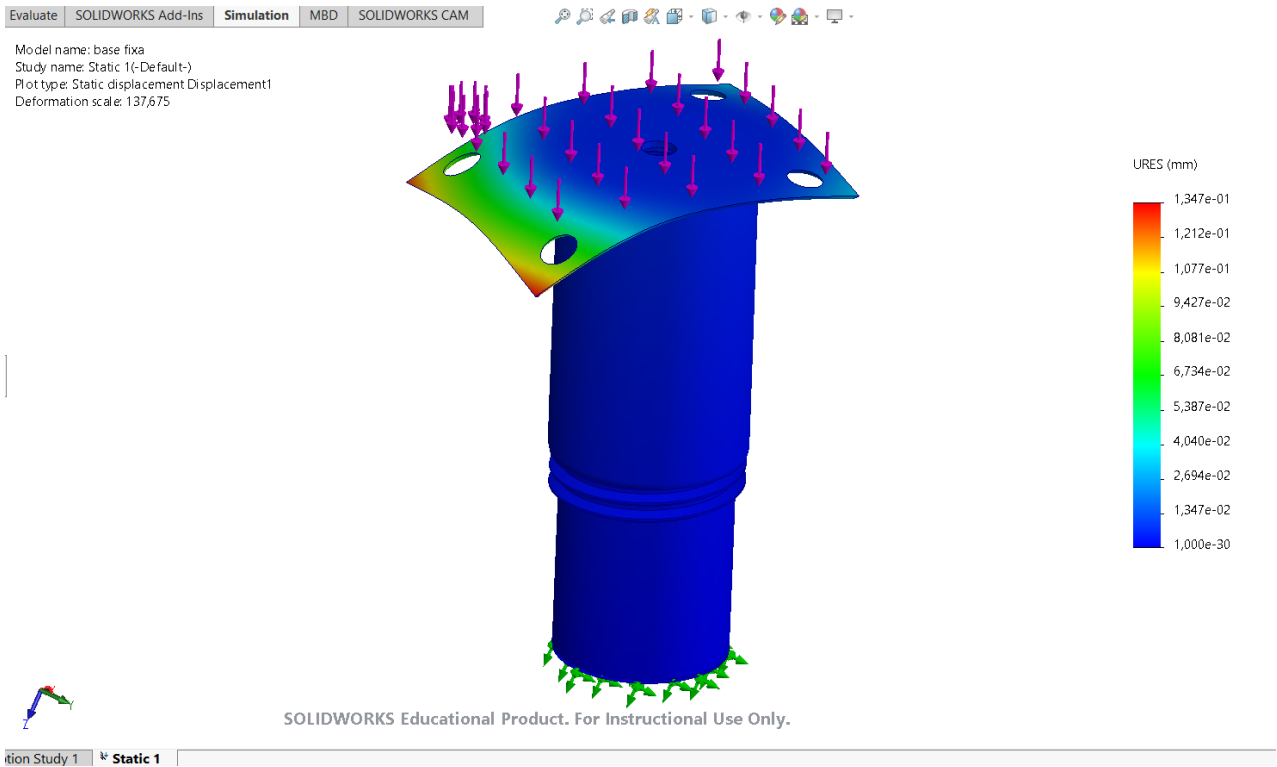
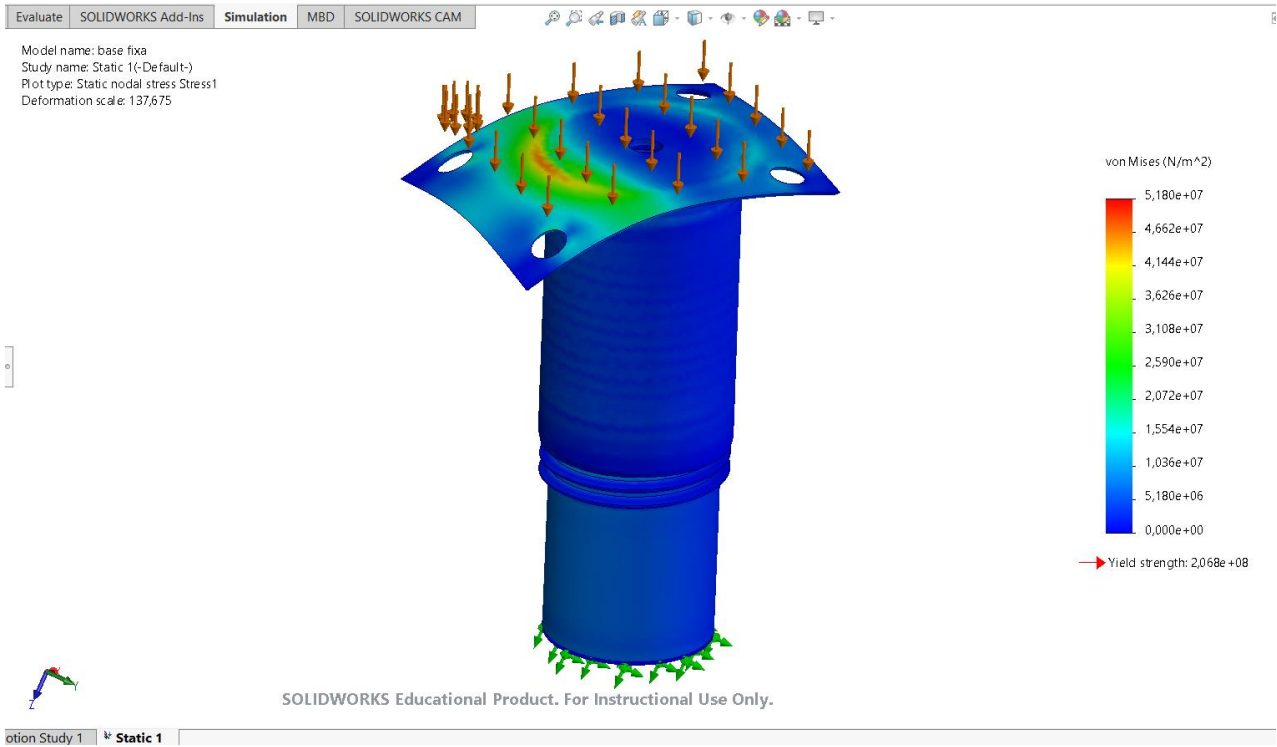
Apêndice C – Simulações efetuadas para a unidade condensadora com os tamanhos de elementos maiores e menores



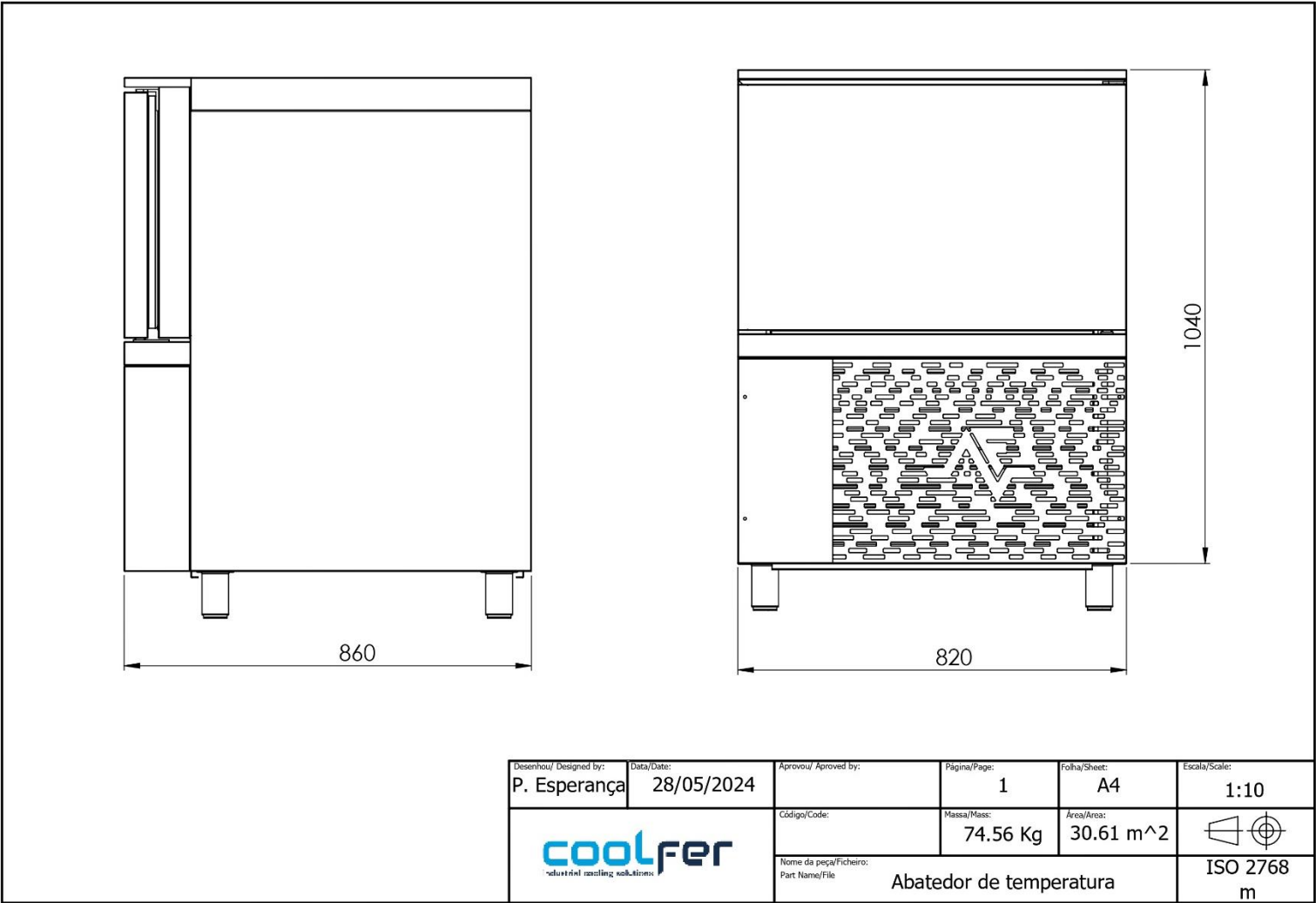


Apêndice D – Simulações efetuadas para os pés do equipamento com os tamanhos de elementos maiores e menores





Apêndice E – Simulações efetuadas para os pés do equipamento com os tamanhos de elementos maiores e menores



ANEXOS

Anexo A – Ficha técnica do PIR



PRODUCT DATA SHEET

Rev. N. 2 – Data 16/10/2020

Ecofoam Polyol Ecofoam Isocyanate

DESCRIPTION

Ecofoam Polyol / Ecofoam Isocyanate is an ecomate® blown fully formulated system designed for the production of polyurethane rigid foam. Ecofoam Polyol and Ecofoam Isocyanate can be processed via high and low pressure machines and are suitable for the production of insulating panels and cavity filling via discontinuous process.

IMPATTO AMBIENTALE

NO Global Warming Potential (GWP)
NO Ozon Depletion Potential (ODP)
COMPLIANT with the requirements of Montreal and Kyoto Protocols, the Paris Agreement, the Kigali Amendment and all U.S. federal and state SNAP regulations.
Because it is not a persistent bioaccumulative toxin (PBT), is readily biodegradable and non-toxic to aquatic life, ecomate® blowing agent has negligible impact on the environment.

COMPONENT PHYSICAL PROPERTIES

	Unit	Ecofoam Polyol	Ecofoam Isocyanate
Viscosity	cP	450 ± 50 (@ 25°C)	200 ± 20 (@ 25 °C)
Specific Gravity	gr/dm³	1,13 (@ 25°C)	1,23 (@ 25°C)

RECOMMENDED PROCESS CONDITIONS

	Unit	Ecofoam Polyol	Ecofoam Isocyanate
Mix Ratio	% Weight	100	140
Chemical Temperature	° C	22-25	22-25
Mold / Substrate Temperature	° C	35-45	
Substrates should be clean, free of oil, grease, residue, moisture, solvent, other contaminants and debris. Substrate temperatures should not create a "heat sink" when applied/dispensed to substrate to avoid undesired final product properties. Final conditions need be verified and approved by customer.			

TYPICAL REACTION CHARACTERISTICS

	Unit	Lab hand mix
Cream Time	s	15-25
Gel Time	s	85-105
Tack Free Time	s	150-240
Free Rise Density	Kg/m³	25.6 – 27.8
Components measured by weight and hand mixed at 25°C on a high speed pneumatic mixer capable of 15,000rpm @ 60psi. Results should serve as a guideline only.		

TYPICAL POLYMER PROPERTIES

Item	Unit	Value @ index 100
Overall Applied Density	Kg/m³	38-42
Dimensional Stability (linear changes)		
- 48 hours @ -25° C	%	< 0,5
- 48 hours @ 70° C	%	< 1,0
Compressive Strength		
- Parallel to Rise	kPa (psi)	210 (30)
- Perpendicular to Rise	kPa (psi)	140 (20)
Close Cell Content	%	> 95

Desenvolvimento de um abatedor de temperatura para a indústria panificadora

TYPICAL FIRE PROPERTIES

Test	Result
UL 94HF-1 (PASS or FAIL)	PASS
All polyurethane products are organic material and are combustible under certain fire conditions. Ecofoam™ contains fire retardant additives designed to cause foam to extinguish once the flame source is removed from the foam's surface.	

TYPICAL THERMAL INSULATION PROPERTIES

Typical Property	Unit	Result
Blowing Agent Gas Lambda	mW/m-K	$\lambda = 10.7$
Initial k-factor	W/m-K	0.019 – 0.022
Third-Party testing has shown that ecomate® blowing agent does not condense (begin to liquefy) at temperatures as low as -85°C.		

HANDLING AND STORAGE

	Units	Ecofoam Polyol	Ecofoam Isocyanate
Storage Temperature	° C	10 – 25	10 - 25
Shelf Life*	months	6	6
* Stored in the original sealed containers in a dry place at the recommended temperature. Do not store in direct sunlight. Containers should be stored under cover and protected from contact with rain or snow. Water should not be able to accumulate where it can be drawn into the containers. Keep containers sealed until use. The Isocyanate component is sensitive to moisture and if unsealed, atmospheric moisture will cause crystallization.			

SAFETY

When working with any chemicals it is necessary to wear eye protection and gloves. It is necessary to understand hazards involved in handling all components, establish and follow safe work procedures, and comply with all Regulations. Refer to SDS for specific details. All persons who work with components must know and follow proper safe handling procedures.

STEWARDSHIP

Foam Supplies Incorporated and its subsidiaries are committed to stewardship and have a concern for, the health and safety for all individuals who come in contact with its products, as well as the environment. This philosophy is a foundation on which we assess information to appropriately protect individuals and preserve our environment. Success of stewardship rests with each and every individual involved in the cradle to grave life cycle of our products.

CUSTOMER RECOMMENDATIONS

Foam Supplies Incorporated strongly encourages customers to review their manufacturing, health, safety, and environmental processes and applications while evaluating its products. This document contains information, data and products that are considered PROPRIETARY. Reproduction, storage, transmission, or redistribution in any form, by any means, electronic or otherwise, is strictly prohibited, without the prior, express, written permission of Foam Supplies, Inc. (FSI).

The data and information contained in this document are based on our current knowledge and experience and are provided according to our best knowledge. In view of many factors that may affect processing and application of Foam Supplies product, this data does not relieve the users from carrying out their own investigations and tests, particularly with regard to the suitability of the goods supplied for the processes and purposes they intend to use them for; neither does this data imply any guarantee of certain properties, or the suitability of the product for a specific purpose. The information and data given herein may change without prior notice and do not constitute the agreed contractual quality of the product. It is the responsibility of the recipient of our product to ensure that any proprietary rights and existing laws and legislation are observed.

ecomate® is a registered trademark of Foam Supplies, Inc.

Page 2/2

Foam Supplies Srl | Via della Sirena, 3 | 42015 Correggio (RE) | Italy | +39 0522 1482194
www.foamsupplies.com | www.ecomatesystems.com

Anexo B – kcal a fornecer para refrigerar 1 m³ de ar renovado

Novas Técnicas de Refrigeração Comercial em Hotelaria

Tabela 86 – Calor Introduzido por Abertura de Portas (kcal/m³ de ar)

RENOVAÇÃO DE AR NAS CÂMARAS FRIGORÍFICAS – kcal A FORNECER PARA REFRIGERAR 1 m ³ DE AR RENOVADO															
Temperatura no interior do recinto refrigerado (°C)	Temperatura e humidade relativa ao ar exterior (°C)														
	+5	+6	+10	+13	+15	+18	+20	+23	+25	+28	+30	+33	+35	+38	+40
	80%	75%	70%	65%	60%										
+10	-	-	-	-	1,6	3,4	4,8	7,3	9,3	11,6	14	17	19,6	23,5	25,9
+8	-	-	-	1,7	2,8	4,5	6	8,5	10,5	12,5	15,2	18,3	20,9	24,8	27,3
+7	-	-	-	2,3	3,3	5,2	6,6	9,1	11	13,8	15,9	18,9	21,5	25,4	27,9
+6	-	-	1,4	2,9	3,9	5,7	7,2	9,7	11,6	14,4	16,5	19,6	22,2	26,1	28,6
+5	-	1,2	2	3,4	4,4	6,2	7,7	10,3	12,1	15	17,2	20,2	22,8	26,8	29,3
+4	-	1,7	2,6	3,9	4,9	6,7	8,3	10,8	12,7	15,5	17,7	20,8	23,4	27,2	29,8
+3	-	2,2	3,2	4,5	5,4	7,2	8,8	11,4	13,2	16,1	18,2	21,4	23,9	27,7	30,2
+2	1,2	2,7	3,7	5	5,9	7,7	9,3	11,9	13,8	16,7	18,7	22	24,5	28,3	30,9
+1	1,8	3,2	4,2	5,5	6,4	8,3	9,9	12,5	14,4	17,1	19,4	22,6	25	28,9	31,5
0	2,3	3,7	4,7	6	6,9	8,8	10,5	13	15	17,6	20	23,2	25,6	29,5	32
-1	2,8	4,2	5,2	6,4	7,4	9,4	11	13,5	15,6	18,4	20,5	23,8	26,1	30	32,5
-2	3,3	4,7	5,7	6,9	7,9	9,7	11,6	14,1	16,1	18,9	21	24,4	26,7	30,6	32,9
-3	3,8	5,2	6,1	7,4	8,4	10,4	12,1	14,6	16,6	19,4	21,5	25	27,2	31,2	33,4
-4	4,3	5,7	6,6	7,9	8,9	10,9	12,6	15,2	17,1	20	22	25,4	27,8	31,8	34
-5	4,8	6,2	7,2	8,4	9,4	11,5	13,1	15,7	17,6	20,5	22,5	25,8	28,3	32,3	34,6
-6	5,3	6,6	7,6	8,9	9,9	12	13,6	16,2	18,1	21	23	26,3	28,8	32,8	35,2
-8	5,2	7,6	8,5	9,8	10,9	13	14,6	17,2	19,2	22,1	24	27,3	29,9	33,9	37,1
-10	7,1	8,5	9,4	10,7	11,8	14	15,6	18,7	20,2	23,1	25	28,3	30,9	34,9	38,3
-15	9,3	10,7	11,7	13,2	14,2	16,4	18,1	20,7	22,6	25,6	27,5	30,9	33,5	37,8	41,1
-18	10,3	12	13	14,5	15,5	17,8	19,6	22,2	24,1	27	29	32,2	35,1	39,4	42,3
-20	11,5	12,9	13,9	15,4	16,4	18,7	20,5	23,1	25,1	28	30	33,2	36,1	40,6	43,9
-23	12,8	14,1	15,2	16,7	17,7	20,1	21,9	24,5	26,5	29,4	31,5	34,8	37,7	42,2	44,5
-25	13,8	15	16,1	17,6	18,6	21	22,8	25,5	27,5	30,4	32,4	35,7	38,7	43,2	46,7
-28	14,9	16,3	17,4	18,8	19,8	22,3	24	26,8	28,9	31,8	33,9	37,2	40,3	45	48,2
-30	15,7	17,1	18,3	19,6	20,6	23,2	24,9	27,7	30,1	32,8	34,9	38	41,3	46	49,3
-33	16,9	18,3	19,5	20,8	21,9	24,4	26,2	29	31,4	34,1	36,2	39,9	42,8	47,4	50,9
-35	17,8	19,1	20,5	21,7	22,7	25,2	27	29,8	32,5	35,2	37,2	40,6	43,8	48,4	52,1

Anexo C – Catálogos de seleção de seleção do evaporador (Centauro, 2024)



Dados de desempenho Performance data Datos de desempeño

Modelo Type Modelo	Superfície Surface Superficie	Volume interno Internal Volume Volumen interno	Espaçamento de aletas Fin spacing Separación de aletas	Capacidade QSm Capacity QSm Capacidad QSm (TC=+2°C / DTm=8K)	Capacidade Capacity Capacidad (TC=+18°C / DTm=6K)	Capacidade Qs1 Capacity Qs1 Capacidad Qs1 (Tse=+4°C / DT1=10K)	Condições Conditions Conditions ENV328					
							Capacidade 1,35 x SC1 Capacity 1,35 x SC1 Capacidad 1,35 x SC1 (Tse=+10°C / DT1=10K)		Capacidade 1,15 x SC2 Capacity 1,15 x SC2 Capacidad 1,15 x SC2 (Tse=0°C / DT1=8K)		Capacidade 1,05 x SC3 Capacity 1,05 x SC3 Capacidad 1,05 x SC3 (Tse=-18°C / DT1=7K)	
							Capacidade 1,01 x SC4 Capacity 1,01 x SC4 Capacidad 1,01 x SC4 (Tse=-25°C / DT1=6K)					
	m ²	dm ³	mm				kW					
TAL 171	1,00	0,33	6,3	0,29	0,18	0,29	0,30	0,20	0,16			
TAL 173	1,50	0,50	6,3	0,34	0,21	0,34	0,35	0,24	0,19			
TAL 175	3,00	0,85	6,3	0,81	0,49	0,81	0,83	0,56	0,45			
TAL 177	4,60	1,21	6,3	1,10	0,67	1,11	1,14	0,77	0,62			
TAL 179	6,10	1,60	6,3	1,48	0,90	1,49	1,52	1,04	0,83			
TAL 201	1,20	0,37	6,3	0,34	0,21	0,34	0,35	0,24	0,19			
TAL 203	1,60	0,49	6,3	0,41	0,25	0,41	0,42	0,29	0,23			
TAL 205	2,00	0,61	6,3	0,48	0,29	0,48	0,49	0,33	0,27			
TAL 207	3,90	1,10	6,3	1,02	0,62	1,02	1,04	0,71	0,57			
TAL 209	4,70	1,30	6,3	1,10	0,67	1,11	1,14	0,77	0,62			
TAL 2011	5,90	1,54	6,3	1,55	0,94	1,56	1,60	1,09	0,87			
TAL 231	1,80	0,55	6,3	0,52	0,32	0,52	0,53	0,36	0,29			
TAL 233	2,40	0,73	6,3	0,66	0,40	0,66	0,68	0,46	0,37			
TAL 235	3,00	0,92	6,3	0,84	0,51	0,84	0,86	0,59	0,47			
TAL 237	3,50	1,10	6,3	0,95	0,58	0,95	0,97	0,66	0,53			
TAL 239	3,50	1,00	6,3	1,10	0,67	1,11	1,14	0,77	0,62			
TAL 2311	4,70	1,30	6,3	1,35	0,82	1,36	1,39	0,95	0,76			
TAL 2313	5,90	1,62	6,3	1,77	1,07	1,78	1,82	1,24	0,99			
TAL 2315	7,10	1,90	6,3	2,25	1,36	2,26	2,31	1,58	1,26			
TAL 2317	8,80	2,32	6,3	2,61	1,58	2,62	2,68	1,83	1,46			

Factores de correcção Correction factors Factores de corrección

RCm	DTm [K]						
	10	9	8	7	6	5	4
TC [°C]	+5	1,352	1,217	1,082	0,947	0,813	0,707
	+2	1,250	1,125	1,000	0,893	0,772	0,665
	0	1,188	1,069	0,950	0,830	0,710	0,609
	-15	1,018	0,918	0,830	0,730	0,640	0,539
	-20	0,963	0,867	0,770	0,660	0,583	0,490
	-25	0,950	0,854	0,764	0,649	0,567	0,476
	-34					0,561	0,471

RC1	DT1 [K]						
	10	9	8	7	6	5	4
Tse [°C]	+10	1,023	0,921	0,818	0,716	0,614	0,512
	+8	1,016	0,914	0,812	0,710	0,609	0,506
	+6	1,008	0,907	0,806	0,705	0,604	0,503
	+4	1,000	0,900	0,8	0,700	0,600	0,500
	+2	0,947	0,852	0,758	0,663	0,568	0,474
	0	0,871	0,784	0,697	0,610	0,523	0,436
	-2	0,856	0,770	0,685	0,599	0,514	0,428
	-4	0,848	0,763	0,678	0,594	0,509	0,424
	-6	0,841	0,757	0,673	0,589	0,505	0,421
	-8	0,833	0,750	0,666	0,583	0,500	0,417
	-10	0,826	0,743	0,661	0,578	0,496	0,413
	-12	0,818	0,736	0,654	0,573	0,491	0,409
	-14	0,811	0,730	0,649	0,568	0,487	0,406
	-16	0,803	0,723	0,642	0,562	0,482	0,402
	-18	0,795	0,716	0,636	0,557	0,477	0,398
	-20	0,788	0,709	0,630	0,552	0,473	0,394
	-22	0,773	0,696	0,618	0,541	0,464	0,387
	-25	0,758	0,682	0,606	0,531	0,455	0,379

Nomenclatura	Nomenclature	Nomenclatura
TC	Temperatura de câmara Room temperature Temperatura de câmara	
TE	Temperatura de evaporação Evaporating temperature Temperatura de evaporación	
Tse	Temperatura seca de entrada de ar BS Air on DB Temperatura seca de entrada aire BS	
Qsm	Capacidade para selecção em DTm Selection capacity in DTm Capacidad para selección en DTm	
Qs1	Capacidade para selecção em DT1 Selection capacity in DT1 Capacidad para selección en DT1	
Qsm	Capacidade corrigida em DTm Corrected capacity in DTm Capacidad corregida en DTm	
Qs1	Capacidade corrigida em DT1 Corrected capacity in DT1 Capacidad corregida en DT1	
FC1 _{MP}	Fator de correcção do refrigerante Refrigerant correction factor Factor de corrección del refrigerante	
FC2	Fator de correcção do material das aletas Fin material correction factor Factor de corrección del material de las aletas	
FC1 _{MP}	R404A	R134a
	1,00	0,94
	R407C	R407A
	1,01	0,95
	R407F	R448A
		R449A
		0,99

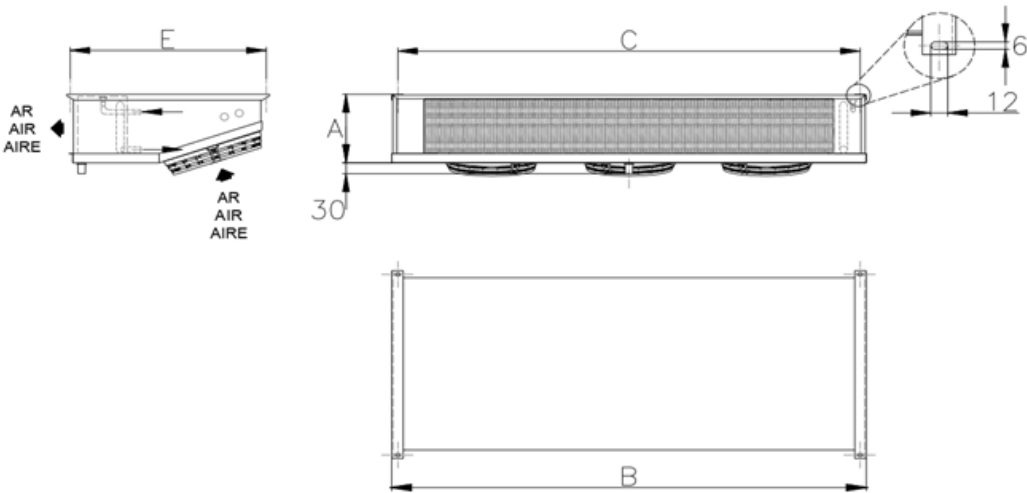
centauro

H(C)FC - R404A, R507A, R134a, R22, ...

Dados dimensionais Dimensional data Datos dimensionales

	Dimensões Dimensions Dimensiones													Modelo Type Modello
	A	A1	B	C	C1	C2	C3	C4	D	E	F	G	H	
	mm													
	107		468	436						453				TAL 171
	107		468	436						453				TAL 173
	107		768	736						453				TAL 175
	107		1068	1036						453				TAL 177
	107		1368	1336						453				TAL 179
	135		518	486						483				TAL 201
	135		518	486						483				TAL 203
	135		518	486						483				TAL 205
	135		868	836						483				TAL 207
	135		868	836						483				TAL 209
	135		1218	1186						483				TAL 2011
	190		518	486						503				TAL 231
	190		518	486						503				TAL 233
	190		518	486						503				TAL 235
	190		518	486						503				TAL 237
	190		868	836						503				TAL 239
	190		868	836						503				TAL 2311
	190		868	836						503				TAL 2313
	190		1218	1186						503				TAL 2315
	190		1218	1186						503				TAL 2317

Desenho Drawing Dibujo



Anexo D – Ficha técnica do compressor selecionado (Tecumseh, 2024)



Tecumseh

AJ2444X-FZ3C

200-240V 1~

Tecumseh Europe - Headquarter

Tel: +33 (0) 4 74 82 24 00

www.tecumseh.com

Programa de Seleção

Condições de Operação : Custom

Aplicação :
Fluido Refrigerante : R449A
Frequência : 50HZ
Tensão : 200-240V 1~

Retorno do Gás : -23.0 °C
Superaquecimento : 6.00 K
Sub-resfriamento : 6.00 K
Líquido : 29.8 °C

Evaporação	-29.0	°C
Condensação	38.0	°C
Capacidade Frigorífica	1021	Watt
Potência consumida	931	Watt
Corrente	4.74	A
C.O.P.	1.10	(Watt/W)
Fluxo de Massa	25.6	Kg/h



AJ2444X-FZ3C
200-240V 1~

Tecumseh Europe - Headquarter
Tel: +33 (0) 4 74 82 24 00
www.tecumseh.com

Programa de Seleção

Condições de Operação : Custom

Aplicação :
Fluido Refrigerante : R449A
Frequência : 50HZ
Tensão : 200-240V 1~

Retorno do Gás : -23.0 °C
Superaquecimento : 6.00 K
Sub-resfriamento : 6.00 K
Líquido : 29.8 °C

Cond.	Evap	(°C)	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10
30	Capacidade Frigorífica	(Watt)	555	812	1137	1539	2031	2623	3328
	Potência consumida	(Watt)	658	769	880	994	1111	1231	1356
	Corrente	(A)	3.66	4.06	4.50	4.98	5.51	6.10	6.73
35	Capacidade Frigorífica	(Watt)	484	720	1020	1393	1852	2406	3069
	Potência consumida	(Watt)	656	776	898	1022	1149	1281	1418
	Corrente	(A)	3.65	4.10	4.59	5.11	5.68	6.29	6.96
40	Capacidade Frigorífica	(Watt)	414	631	906	1251	1676	2193	2814
	Potência consumida	(Watt)	647	777	909	1044	1183	1326	1475
	Corrente	(A)	3.63	4.12	4.65	5.22	5.83	6.49	7.19
45	Capacidade Frigorífica	(Watt)	349	546	798	1114	1506	1986	2567
	Potência consumida	(Watt)	632	773	916	1062	1213	1368	1530
	Corrente	(A)	3.57	4.12	4.70	5.32	5.97	6.67	7.41
50	Capacidade Frigorífica	(Watt)		466	695	984	1344	1788	2328
	Potência consumida	(Watt)		761	916	1074	1237	1406	1580
	Corrente	(A)		4.10	4.73	5.40	6.10	6.84	7.63
55	Capacidade Frigorífica	(Watt)		394	600	861	1190	1599	2099
	Potência consumida	(Watt)		743	910	1081	1257	1438	1627
	Corrente	(A)		4.05	4.74	5.46	6.21	7.00	7.83
60	Capacidade Frigorífica	(Watt)			513	749	1047	1421	1882
	Potência consumida	(Watt)			898	1082	1271	1466	1668
	Corrente	(A)			4.71	5.49	6.29	7.13	8.01

Anexo E – Catálogo de seleção do condensador (Centauro, 2024)

ACM



Condensadores Condensers Condensadores
Espaçamento Fin Spacing Separación de Aletas 2,1 mm
Ø Ventiladores Fan Ø Ø Ventiladores 315-350-400-450-500 mm

Dados técnicos Technical data Datos técnicos

Modelo Type Modelo	Capacidade Capacity (DT=15K)	Superfície Surface Superficie	Volume interno Internal volume Volumen interno	Ventiladores Fans Ventiladores										Ligação standard Standard conexiones estándar	
	kW	m²	dm³	Nº N.º	Diâmetro Diameter Diámetro	Caudal de ar Air flow Caudal de aire	Rotação Revolutions Revoluciones	Ruído (1) Noise level (1) Ruido (1)	Potência total Total power Potencia total	Corrente total Total current Corriente total	Alimentação MPS V/F/Hz	Entrada Inlet Entrada	Saída Outlet Salida		
ACM/E 4-4 PÓLOS 4-4 POLES 4-4 POLOS															
ACM/E 131/3.47S	3.47	5.63	0.80	1	315	1550	1350	39	110	0.52	230/1/50	1/2	1/2		
ACM/E 131/4.40S	4.40	8.40	1.20	1	315	1400	1350	39	110	0.52	230/1/50	1/2	1/2		
ACM/E 231/6.95S	6.95	11.25	1.50	2	315	3100	1350	42	220	1.04	230/1/50	5/8	1/2		
ACM/E 231/9.05S	9.05	16.90	2.40	2	315	2800	1350	42	220	1.04	230/1/50	5/8	1/2		
ACM/E 135/5.04S	5.04	7.91	1.10	1	350	2150	1340	44	165	0.73	230/1/50	5/8	1/2		
ACM/E 135/6.02S	6.02	11.90	1.70	1	350	1900	1340	44	165	0.73	230/1/50	5/8	1/2		
ACM/E 235/10.1S	10.10	15.80	2.20	2	350	4300	1340	47	330	1.46	230/1/50	3/4	5/8		
ACM/E 235/11.6S	11.63	23.60	3.30	2	350	3800	1340	47	330	1.46	230/1/50	3/4	5/8		
ACM/E 140/6.41S	6.41	10.20	1.40	1	400	2800	1430	49	180	0.73	230/1/50	5/8	1/2		
ACM/E 140/8.25S	8.25	15.20	2.10	1	400	2600	1430	49	180	0.73	230/1/50	5/8	1/2		
ACM/E 240/13.4S	13.39	20.30	2.70	2	400	5800	1430	52	320	1.46	230/1/50	7/8	3/4		
ACM/E 240/16.5S	16.50	20.30	4.10	2	400	5200	1430	52	320	1.46	230/1/50	7/8	3/4		
ACM/E 145/8.75Y	8.75	13.40	1.90	1	450	3700	1380	52	200	0.48	Y 400/3/50	5/8	1/2		
ACM/E 145/11.0Y	11.01	20.10	2.80	1	450	3500	1380	52	200	0.48	Y 400/3/50	5/8	1/2		
ACM/E 245/17.5Y	17.50	26.70	3.70	2	450	7400	1380	55	400	0.96	Y 400/3/50	1 1/8	7/8		
ACM/E 245/21.8Y	21.80	40.10	5.60	2	450	7000	1380	55	400	0.96	Y 400/3/50	1 1/8	7/8		
ACM/E 245/23.4Y	23.40	53.50	7.40	2	450	6400	1380	55	400	0.96	Y 400/3/50	1 1/8	7/8		
ACM/E 150/15.7T	15.65	22.70	3.20	1	500	7200	1390	44	720	1.41	Δ 400/3/50	7/8	3/4		
ACM/E 150/19.9T	19.85	34.10	4.80	1	500	6800	1390	44	720	1.41	Δ 400/3/50	1 1/8	7/8		
ACM/E 150/22.5T	22.47	45.40	6.40	1	500	6300	1390	44	720	1.41	Δ 400/3/50	1 1/8	7/8		
ACM/E 245/25.0Y	24.95	63.74	9.30	2	450	8100	1380	55	400	0.96	Y 400/3/50	1 1/8	7/8		
ACM/E 245/29.5Y	29.50	84.98	12.40	2	450	7600	1380	55	400	0.96	Y 400/3/50	1 1/8	7/8		
ACM/E 250/33.8T	33.80	72.80	6.90	2	500	13900	1390	47	1440	2.82	Δ 400/3/50	1 3/8	1 1/8		
ACM/E 250/45.1T	45.10	109.60	11.50	2	500	13200	1390	47	1440	2.82	Δ 400/3/50	1 3/8	1 1/8		
ACM/E 250/52.2T	52.20	146.10	15.40	2	500	12700	1390	47	1440	2.82	Δ 400/3/50	1 3/8	1 1/8		
ACM/M 6-6 PÓLOS 6-6 POLES 6-6 POLOS															
ACM/M 135/5.04S	4.00	7.91	1.10	1	350	1500	910	34	75	0.35	230/1/50	5/8	1/2		
ACM/M 135/6.02S	4.58	11.90	1.70	1	350	1300	910	34	75	0.35	230/1/50	5/8	1/2		
ACM/M 235/10.1S	8.00	15.80	2.20	2	350	3000	910	37	150	0.70	230/1/50	3/4	5/8		
ACM/M 235/11.6S	8.86	23.60	3.30	2	350	2600	910	37	150	0.70	230/1/50	3/4	5/8		
ACM/M 140/6.41S	5.42	10.20	1.40	1	400	2200	870	39	120	0.53	230/1/50	5/8	1/2		
ACM/M 140/8.25S	6.59	15.20	2.10	1	400	1900	870	39	120	0.53	230/1/50	5/8	1/2		
ACM/M 240/13.4S	11.26	20.30	2.70	2	400	4400	870	42	240	1.06	230/1/50	7/8	3/4		
ACM/M 240/16.5S	13.18	30.40	4.10	2	400	3800	870	42	240	1.06	230/1/50	7/8	3/4		
ACM/M 145/8.75S	7.45	13.40	1.90	1	450	2900	940	43	165	0.80	230/1/50	5/8	1/2		
ACM/M 145/11.0S	9.15	20.10	2.80	1	450	2700	940	43	165	0.80	230/1/50	5/8	1/2		
ACM/M 245/17.5S	14.90	26.70	3.70	2	450	5800	940	46	330	1.60	230/1/50	7/8	3/4		
ACM/M 245/21.8S	18.15	40.10	5.60	2	450	5400	940	46	330	1.60	230/1/50	1 1/8	7/8		
ACM/M 245/23.4S	19.00	53.50	7.40	2	450	4900	940	46	330	1.60	230/1/50	1 1/8	7/8		
ACM/M 150/15.7S	12.30	22.70	3.20	1	500	4800	915	34	270	1.18	230/1/50	7/8	3/4		
ACM/M 150/19.9S	15.05	34.10	4.80	1	500	4500	915	34	270	1.18	230/1/50	1 1/8	7/8		
ACM/M 150/22.5S	16.70	45.40	6.40	1	500	4250	915	34	270	1.18	230/1/50	1 1/8	7/8		
ACM/M 245/25.0S	21.55	63.74	9.30	2	450	6500	940	46	330	1.60	230/1/50	1 1/8	7/8		
ACM/M 245/29.5S	24.50	84.98	12.40	2	450	6000	940	46	330	1.60	230/1/50	1 1/8	7/8		
ACM/M 250/33.8S	26.20	72.80	6.90	2	500	9200	915	37	540	2.36	230/1/50	1 3/8	1 1/8		
ACM/M 250/45.1S	33.80	109.60	11.50	2	500	8700	915	37	540	2.36	230/1/50	1 3/8	1 1/8		
ACM/M 250/52.2S	37.80	146.10	15.40	2	500	8400	915	37	540	2.36	230/1/50	1 3/8	1 1/8		

(1) Pressão sonora a 10m, em campo livre sem reflexões Sound pressure level at 10m, in free field conditions, without reflections Pressión sonora a 10m, en campo libre sin reflexión.

Os modelos assinalados a cinzento não são ErP2015 compliant, como tal, não estão disponíveis para a UE. Para estes modelos existe uma alternativa EC.

The models showing in gray are not ErP2015 compliant, as such, cannot be sold within the EU. For these models there is an EC alternative.

Los modelos seleccionados a gris no cumplen la ErP2015, como tal, no están disponibles en la UE. Para estos modelos hay una alternativa EC.

Dados técnicos Technical data Datos técnicos

Dimensões Dimensions Dimensiones											Peso em vazio Net weight Peso en vacío	Volume embarque Shipment volume Volumen de embarque	Modelo Type Modelo
A	B	C	C1	C2	C3	D	E	F	G	H	Kg	m³	
mm													
44 PÓLOS 44 POLES 44 POLOS											ACM/E		
417	465	410				430	180	220	350		16	0,13	ACM/E 131/3.47S
417	465	410				430	180	220	350		18	0,13	ACM/E 131/4.40S
417	830	770				790	180	220	350		28	0,21	ACM/E 231/6.95S
417	830	770				790	180	220	350		31	0,21	ACM/E 231/9.05S
468	560	500				520	180	220	350		21	0,17	ACM/E 135/5.04S
468	560	500				520	180	220	350		23	0,17	ACM/E 135/6.02S
468	1010	950				970	180	220	350		36	0,17	ACM/E 235/10.1S
468	1010	950				970	180	220	350		40	0,17	ACM/E 235/11.6S
519	630	570				590	180	220	365		24	0,21	ACM/E 140/6.41S
519	630	570				590	180	220	365		27	0,21	ACM/E 140/8.25S
519	1160	1090				1110	180	220	365		43	0,36	ACM/E 240/13.4S
519	1160	1090				1110	180	220	365		48	0,36	ACM/E 240/16.5S
620	685	620				640	220	260	415		32	0,26	ACM/E 145/8.75Y
620	685	620				640	220	260	415		35	0,26	ACM/E 145/11.0Y
620	1260	1190				1210	220	260	415		56	0,48	ACM/E 245/17.5Y
620	1260	1190				1210	220	260	415		63	0,48	ACM/E 245/21.8Y
620	1260	1190				1210	220	260	415		70	0,48	ACM/E 245/23.4Y
774	900	825				845	220	260	440		54	0,46	ACM/E 150/15.7T
774	900	825				845	220	260	440		61	0,46	ACM/E 150/19.9T
774	900	825				845	220	260	440		66	0,46	ACM/E 150/22.5T
698	1260	1130				1150	240	280	460		78	0,51	ACM/E 245/25.0Y
698	1260	1130				1150	240	280	460		86	0,51	ACM/E 245/29.5Y
774	1790	1650				1670	240	280	490		104	0,97	ACM/E 250/33.8T
774	1790	1650				1670	240	280	490		118	0,97	ACM/E 250/45.1T
774	1790	1650				1670	240	280	490		132	0,97	ACM/E 250/52.2T
6-6 PÓLOS 6-6 POLES 6-6 POLOS											ACM/M		
468	560	500				520	180	220	350		21	0,17	ACM/M 135/5.04S
468	560	500				520	180	220	350		23	0,17	ACM/M 135/6.02S
468	1010	950				970	180	220	350		36	0,17	ACM/M 235/10.1S
468	1010	950				970	180	220	350		40	0,17	ACM/M 235/11.6S
519	630	570				590	180	220	365		24	0,21	ACM/M 140/6.41S
519	630	570				590	180	220	365		27	0,21	ACM/M 140/8.25S
519	1160	1090				1110	180	220	365		43	0,36	ACM/M 240/13.4S
519	1160	1090				1110	180	220	365		48	0,36	ACM/M 240/16.5S
620	685	620				640	220	260	415		32	0,26	ACM/M 145/8.75S
620	685	620				640	220	260	415		35	0,26	ACM/M 145/11.0S
620	1260	1190				1210	220	260	415		56	0,48	ACM/M 245/17.5S
620	1260	1190				1210	220	260	415		63	0,48	ACM/M 245/21.8S
620	1260	1190				1210	220	260	415		70	0,48	ACM/M 245/23.4S
774	900	825				845	220	260	440		54	0,46	ACM/M 150/15.7S
774	900	825				845	220	260	440		61	0,46	ACM/M 150/19.9S
774	900	825				845	220	260	440		66	0,46	ACM/M 150/22.5S
698	1260	1130				1150	240	280	460		78	0,51	ACM/M 245/25.0S
698	1260	1130				1150	240	280	460		86	0,51	ACM/M 245/29.5S
774	1790	1650				1670	240	280	490		104	0,97	ACM/M 250/33.8S
774	1790	1650				1670	240	280	490		118	0,97	ACM/M 250/45.1S
774	1790	1650				1670	240	280	490		132	0,97	ACM/M 250/52.2S

Anexo F – Ficha de operação da VET selecionada (Coolselector2, 2024)

Coolselector2



TXV: TXV 2

Condições de operação

Refrigerante:	R449A	Carga térmica:	0,885 kW
Fluxo de massa na linha:	22,66 kg/h	Capacidade de aquecimento:	1,396 kW
Temperatura de evaporação (ponto de	-29,0 °C	Temperatura de condensação (ponto de	38,0 °C
Pressão de evaporação:	1,685 bar	Pressão de condensação:	17,66 bar
Temperatura média de evaporação:	-30,9 °C	Sub-resfriamento:	6,0 K
Superaquecimento útil:	6,0 K	Sub-resfriamento adicional:	0 K
Superaquecimento adicional:	0 K		
Temperatura de descarga:	89,3 °C		

Sistema e linha: Sistema de expansão seco. Linha de líquido

Crítérios de seleção: Carga: 80. Perda de carga do distribuidor: 0 bar

Seleção: T2 - 0

Tipo	T2 - X	T2 - 0	T2 - 0	T2 - 1	T2 - 2
NS	10	10	10	10	10
Faixa	N	B	N	B	B
Capacidade Nominal [kW]	0,854	1,094	1,303	1,570	1,771
Capacidade mínima [kW]	0,213	0,273	0,326	0,393	0,443
Carga [%]	104	81	68	56	50
DP [bar]	15,98	15,98	15,98	15,98	15,98
Velocidade, entrada [m/s]	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12

Coolselector2

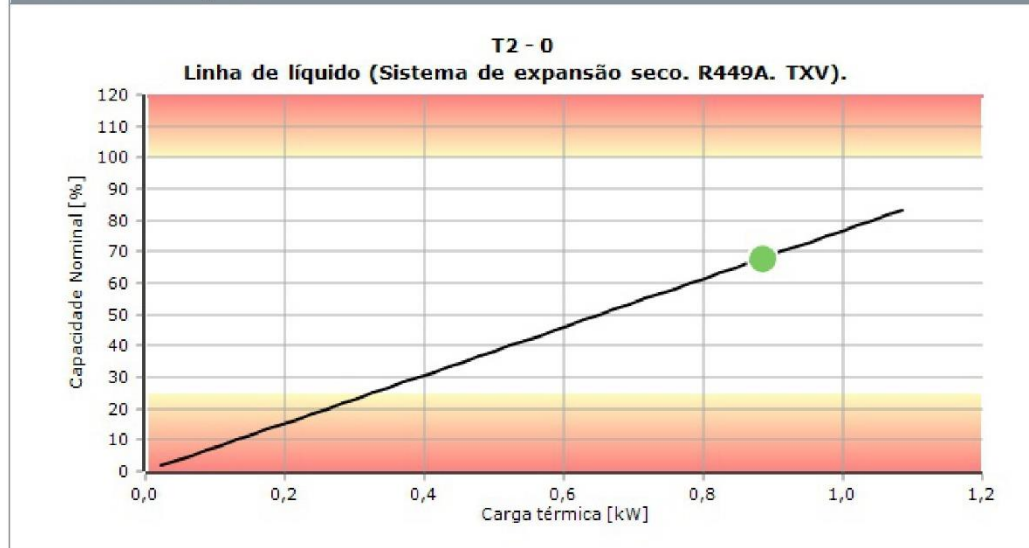


Códigos selecionados para T2 - 0

T 2: 068Z3664. *Pode não estar disponível em seu país*

ORF: 068-2003. *Pode não estar disponível em seu país*

Curva de desempenho







**Instituto Superior
de Engenharia**

Politécnico de Coimbra