



Instituto Superior de Engenharia

Politécnico de Coimbra

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Permutadores de calor de placas e suas aplicações em sistemas de refrigeração

Relatório de Estágio para a obtenção do grau de Mestre em
Engenharia Mecânica

Especialização em Projeto, Instalação e Manutenção de Sistemas
Térmicos

Autor

Nuno Xavier Oliveira Almeida

Orientador

Professor Doutor Gilberto Cordeiro Vaz

Supervisor na empresa

Arsopi-Thermal, Equipamentos Térmicos, SA

Doutor Hélder Gomes da Silva

Coimbra, março 2025



INSTITUTO POLITÉCNICO DE
COIMBRA

INSTITUTO SUPERIOR
DE ENGENHARIA
DE COIMBRA

RESUMO

O presente relatório resume as atividades desenvolvidas no estágio correspondente à unidade curricular de Estágio, inserida no mestrado em Engenharia Mecânica, na área de especialização em Projeto, Instalação e Manutenção de Sistemas Térmicos.

O estágio foi realizado na empresa ARSOPI-Thermal durante um período de 8 meses.

Num período inicial do estágio foi efetuada uma apresentação da empresa e dos diferentes departamentos. De forma a apresentar o produto principal comercializado pela empresa, permutadores de calor de placas, e promover a familiarização com o tema dos permutadores foi disponibilizada pela empresa bibliografia diversa. Para além disso também foi disponibilizada bibliografia específica sobre refrigeração no geral e refrigeração utilizando como fluidos frigorigêneos o amoníaco e o dióxido de carbono, para perceber e consolidar de que forma os permutadores de calor de placas poderiam ser utilizados em sistemas de refrigeração eficazes e ecológicos.

Numa parte mais prática do estágio foram realizados desenhos dos diferentes constituintes do permutador, para três condições de trabalho hipotéticas, de forma a perceber de que forma a variação das condições de trabalho influencia o calibre de alguns constituintes de um permutador de placas.

Durante o estágio também houve a possibilidade de trabalhar com o software de cálculo térmico HTRI, que permite calcular o número de determinado tipo de placas do permutador em função da potência térmica pretendida.

Finalmente, foi efetuado um projeto de alteração de um permutador de calor e respetivos componentes, instalado num skid de refrigeração de um cliente.

Palavras-chave: permutador de calor de placas, temperatura crítica, refrigeração, amoníaco, dióxido de carbono.

ABSTRACT

The present report summarizes the activities carried out during the internship corresponding to the curricular unit of Internship, part of the Master's program in Mechanical Engineering, in the specialization area of Design, Installation, and Maintenance of Thermal Systems. The internship was conducted at the company ARSOPI-Thermal over a period of 8 months.

In the initial phase of the internship, an introduction to the company and its various departments was provided. To present the main product commercialized by the company, plate heat exchangers, and to promote familiarity with the topic, the company provided various bibliographic resources. Additionally, specific literature on refrigeration in general, as well as refrigeration using ammonia and carbon dioxide as refrigerants, was made available to understand and consolidate how plate heat exchangers could be utilized in efficient and environmentally friendly refrigeration systems.

In the more practical phase of the internship, drawings of the different components of the heat exchanger were made for three hypothetical working conditions to understand how variations in working conditions influence the sizing of certain components of a plate heat exchanger.

During the internship, there was also the opportunity to work with the HTRI thermal calculation software, which allows for determining the number of a specific type of plates required in the exchanger based on the desired thermal power.

Finally, a project was carried out to modify a heat exchanger and its respective components installed on a refrigeration skid for a client.

Keywords: plate heat exchangers, critical temperature, refrigeration, ammonia, carbon dioxide.

AGRADECIMENTOS

O caminho realizado até este ponto, conclusão do estágio, que coincide com a conclusão do mestrado em projeto, instalação e manutenção de equipamentos térmicos, foi um caminho que não foi traçado sozinho, e por isso serve esta secção para agradecer a todas as pessoas que de alguma maneira fizeram parte dele.

Expresso então agradecimento a todos os colaboradores da Arsopi-Thermal, pelo acolhimento que tive na empresa desde o primeiro dia.

Agradecer em especial ao Doutor Hélder Gomes da Silva, pelo conhecimento partilhado, bem como o tempo que dispensou na ajuda e nas opiniões que deu para a realização do estágio e do relatório.

Da mesma forma agradecer também ao Professor Doutor Gilberto Cordeiro Vaz por toda a disponibilidade que apresentou na correção e na partilha de sugestões que prestou de forma a aperfeiçoar o relatório presente.

Por último mas não menos importante agradecer à minha família e amigos que foram sem dúvida um grande apoio para concluir esta etapa da minha vida.

ÍNDICE

Resumo	i
Abstract	ii
Agradecimentos	iii
Índice.....	iv
Índice de tabelas	vii
Índice de figuras	viii
Lista de siglas e acrónimos.....	xi
Lista de símbolos	xii
1 Introdução	1
1.1 Enquadramento.....	1
1.2 Estrutura do relatório.....	2
2 Descrição da empresa	3
3 Permutador de Calor de Placas.....	5
3.1 Constituição.....	7
3.2 Princípio de funcionamento	8
3.2.1 Configurações do permutador.....	8
3.3 Placas de transferência de calor	13
3.3.1 Corrugação das placas	15
3.3.2 Material da placa	17
3.3.3 Material das juntas.....	19
4 Permutador de calor de placas em regime de mudança de fase.....	21
4.1 Condensador	21
4.2 Evaporador.....	22
4.2.1 Expansão seca	23
4.2.2 Inundado	23
4.3 Padrões de fluxo nos canais.....	24

5	Sistemas de refrigeração industrial	25
5.1	Fluidos frigorigêneos.....	25
5.1.1	Características de um bom fluido frigorigêneo.....	25
5.1.2	História	26
5.1.3	Medidores ambientais.....	27
5.1.4	Classificação do fluido frigorigêneo	28
5.1.5	Classificação do fluido frigorigêneo quanto aos componentes.....	28
5.2	Anatomia de sistemas de refrigeração	29
5.2.1	Ciclo de refrigeração básico	30
5.3	Sistemas de Amoníaco	32
5.3.1	Vantagens do amoníaco.....	33
5.3.2	Limitações	34
5.3.3	Regulamentação para uso do amoníaco	35
5.3.4	Aplicações para sistemas de refrigeração à base de Amoníaco.....	36
5.3.5	Riscos de contaminação com água.....	36
5.3.6	Configurações típicas de sistemas de refrigeração com amoníaco.....	37
5.4	Sistemas de CO ₂	40
5.5	NH ₃ /CO ₂ – Diferenças e sinergias	42
5.5.1	Sistema em cascata	42
5.5.2	Vantagens.....	44
5.5.3	Desvantagens.....	45
5.6	Skids de refrigeração.....	46
5.6.1	Funcionamento.....	46
5.6.2	Vantagens.....	47
6	Projeto de Permutador de Calor de Placas	48
6.1	Cálculo térmico.....	48
6.1.1	Escolha de placas.....	49
6.2	Estrutura do permutador de calor de placas	55
6.2.1	Tirantes de aperto.....	55
6.2.2	Placa fixa e móvel.....	56
6.2.3	Determinação de espessura das placas, número e dimensão de tirantes de aperto	56
6.2.4	Variações de DP e DT	58
6.3	Aplicações.....	59
6.3.1	Pés do permutador.....	60
6.3.2	Testa do permutador	61
6.3.3	Tirante superior	63
6.3.4	Flanges	64
6.3.5	Suporte posterior.....	69
6.3.6	Placas de transferência de calor.....	70

6.3.7	Junta	70
6.3.8	Placas fixa e móvel	76
6.3.9	Tirantes de aperto.....	79
6.3.10	Permutador no skid de refrigeração	79
7	Conclusão	81
	Referências bibliográficas.....	82
	Anexo A – Relatórios dos três cálculos executados.....	84
	DP=6 bar e DT=100°C.....	84
	DP=10 bar e DT=100°C.....	87
	DP=16 bar e DT=100°C.....	90
	Anexo B – Apêndice 45.....	93

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 3.1 - Tipos de permutador.	6
Tabela 3.2 – Relação entre material da placa e o fluido.....	18
Tabela 3.3 – Materiais e condutividade térmica.....	18
Tabela 3.4 – Materiais tipicamente utilizados nas juntas.	20
Tabela 5.1 – Indicadores ambientais de fluidos frigorigêneos.....	28
Tabela 5.2 – Calor específico e calor de vaporização dos fluidos frigorigêneos ($t=25^{\circ}\text{C}$, $p=1\text{ atm}$).....	33
Tabela 6.1 – Designação do permutador consoante a pressão do projeto.	59
Tabela 6.2 – Cotas de flanges tipo 01.	64
Tabela 6.3 – Dimensões dos tirantes.	79

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 – Fachada da Arsopi-Thermal.....	3
Figura 2.2 – Permutador de calor de placas [3].....	4
Figura 3.1 – Permutadores de calor: a) de placas; b) de placas brazado; c) placas soldadas. [3].....	6
Figura 3.2 – Vista explodida de um permutador. [17]	7
Figura 3.3 – Escoamento: a) co-corrente; b) contracorrente.....	9
Figura 3.4 – Permutador de passagem única e de múltiplas passagens. [11].....	10
Figura 3.5 – Arranjos em U e em Z. [18]	11
Figura 3.6 – Distribuição vertical e diagonal. [18]	12
Figura 3.7 – Placas tipo H e L.[12]	13
Figura 3.8 – Diferentes configurações do canal.[12].....	13
Figura 3.9 – Diferentes áreas de uma placa de transferência de calor.	14
Figura 3.10 – Representação de uma placa semi-soldada. [17]	15
Figura 3.11 – Diferentes padrões das placas.[7].....	15
Figura 3.12 – Relevo de uma placa de transferência de calor.[5].....	16
Figura 3.13 – Influência do ângulo das rugosidades.[5].....	17
Figura 3.14 – Exemplo de uma junta.....	19
Figura 5.1 – Constituição de um sistema de refrigeração. [20]	29
Figura 5.2 – Gráfico pressão – temperatura de um ciclo de refrigeração.[12].....	31
Figura 5.3 – Exemplo de um ciclo de refrigeração.[12]	32
Figura 5.4 – Ponto crítico e triplo do amoníaco (R717).[13]	34
Figura 5.5 – Comparação das temperaturas de gases de descarga.[16]	35
Figura 5.6 – Sistema de estágio único.	37
Figura 5.7 – Sistema de dois estágios de amoníaco.....	39
Figura 5.8 – Processo do CO ₂ : a) subcrítico; b) transcrito.[13]	40
Figura 5.9 – Diagrama de fases do CO ₂ . [19].....	41
Figura 5.10 – Ciclo transcrito e componentes principais. [13].....	42
Figura 5.11 – Exemplo de sistema em cascata. [13].....	43

Figura 5.12 – Comparação do COP dos diferentes sistemas de refrigeração. [13].	45
Figura 6.1 – Condições do processo.	50
Figura 6.2 – Dimensões da placa.	50
Figura 6.3 – Valores da perda de carga.	51
Figura 6.4 – Condições do processo.	51
Figura 6.5 – Perdas de carga.	51
Figura 6.6 -Distribuição da perda de carga para PTC iguais.	52
Figura 6.7 – Condições do processo para o caso das PTC iguais.	52
Figura 6.8 – PTC iguais, com 30,20° de inclinação das rugosidades.	52
Figura 6.9 – Canal formada por PTC com diferentes ângulos de inclinação das rugosidade.	53
Figura 6.10 – Escoamento em: a) co-corrente; b) contracorrente.	53
Figura 6.11 – Comparação dos valores de queda de pressão entre diferentes deslocamentos: a) contracorrente; b) co-corrente.	54
Figura 6.12 – Em realce os valores de queda de pressão: a) contracorrente; b) co-corrente.	54
Figura 6.13 – Valores de calor trocado: a) deslocamento em contracorrente; b)deslocamento em co-corrente	55
Figura 6.14 – Dimensões da placa de transferência de calor.	57
Figura 6.15 – Dimensões das placas fixa e móvel.	58
Figura 6.16 – Exemplos de espessura obtidos para os diferentes cenários.	58
Figura 6.17 – Pés dos permutadores: a) permutador WH30; b) pés desenhados.	60
Figura 6.18 – Pés dos permutadores: a) WH30; b) desenhados.	61
Figura 6.19 – Pés desenhados: a) placa M e H; b) placa U.	61
Figura 6.20 – Testa: a) do permutador WH30; b) desenhada.	62
Figura 6.21 – Dimensões da testa: a) WH30; b) desenhada.	62
Figura 6.22 – Tirante superior: a) desenhado; b) WH30.	63
Figura 6.23 – Primeira proposta de flange descentrada.	65
Figura 6.24 – Perfil da flange.	65
Figura 6.25 – Segunda proposta.	66
Figura 6.26 – Segunda proposta: a) na placa; b) em perfil.	66
Figura 6.27 – Terceira proposta.	67
Figura 6.28 – Perfil da terceira proposta.	67

Figura 6.29 – Terceira proposta instalada na placa.	68
Figura 6.30 – Vista traseira da placa.....	68
Figura 6.31 – Suporte posterior: a) WH30; b) desenhado.....	69
Figura 6.32 – Placa de transferência de calor.....	70
Figura 6.33 – Vista inferior junta lado A.....	71
Figura 6.34 – Junta lado B.....	71
Figura 6.35 – Junta utilizada na placa D: a) lado A; b) lado B..	71
Figura 6.36 – Placa D com junta aplicada.....	72
Figura 6.37 – Junta responsável por não deixar passar o fluido para o canal.....	73
Figura 6.38 – junta responsável por não deixar o fluido sair da placa.....	73
Figura 6.39 – Posicionamento da junta em placas consecutivas.....	74
Figura 6.40- conjunto de placas.....	75
Figura 6.41 – Conjunto de placas no permutador M.....	75
Figura 6.42 – Placa fixa: a) WH30; b) desenhada.....	76
Figura 6.43 – Placa desenhada: a) H; b)U.....	77

LISTA DE SIGLAS E ACRÓNIMOS

ASME	<i>American Society of Mechanical Engineers</i>
AVAC	Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado
CFC	Clorofluorcarboneto
COP	<i>Coefficient Of Performance</i>
DMLT	Diferença Média Logarítmica de Temperatura
DN	Diâmetro Nominal
DP	Pressão de Projeto
DT	Temperatura de Projeto
EN	<i>European Norm</i> (Norma Europeia)
EPA	<i>Environmental Protection Agency</i>
EPC	<i>Engineering, Procurement and Construction</i>
EPDM	Etileno-Propileno-Dieno-Monômero
EU	União Europeia
GWP	<i>Global Warming Potential</i>
HCFC	Hidroclorofluorcarbonos
HTRI	<i>Heat Transfer Research, Inc.</i>
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
NP	Norma Portuguesa
NTU	<i>Number Transfer Unit</i> (Número de Unidades de Transferência)
ODP	<i>Ozone Depletion Potential</i>
OSHA	<i>Occupational Safety and Health Administration</i>
PED	<i>Pressure Equipment Directive</i>
PN	Pressão Nominal
PSM	<i>Process Safety Management</i>
REPCON	<i>Refrigeration Process Control</i>
SBR	<i>Styrene-Butadiene Rubber</i> (Borracha Estireno-Butadieno)
SCOEL	<i>Scientific Committee on Occupational Exposure Limits</i>
TLV-STEL	<i>Threshold Limit Value – Short Term Exposure Limit</i>
TLV-TWA	<i>Threshold Limit Value - Time Weighted Average</i>
TT	Temperatura de Teste

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto latino

ΔP	Perda de carga [Pa]
ΔT_m	Diferença de temperatura média logarítmica [K]
A_{PL}	Área de superfície em contacto com o fluido [m ²]
C_{PL}	Comprimento total da junta de forma não circular [m]
D_{PL}	Comprimento da linha central da junta no eixo do lado mais longo [m]
D_r	Distância entre os tirantes de aperto segundo a componente horizontal [m]
d_{PL}	Distância da linha central da junta no lado curto [m]
d_{op}	Diâmetro final da abertura circular [m]
d_r	Distância entre os tirantes de aperto segundo a componente vertical [m]
\dot{m}	Caudal mássico [kg/s]
q_F	Calor trocado pelo fluido frio [J]
q_Q	Calor trocado pelo fluido quente [J]
T_{qe}	Temperatura do fluido quente à entrada [K]
T_{qs}	Temperatura do fluido quente à saída [K]
T_{fe}	Temperatura do fluido frio à saída [K]
T_{fs}	Temperatura do fluido frio à entrada [K]
$W_{m1,PL}$	Carga mínima necessária nos tirantes para atender às condições operacionais [N]
$W_{m2,PL}$	Carga mínima requerida nos parafusos para a condição de assentamento da junta [N]

Alfabeto grego

β	Ângulo das corrugações em relação à linha vertical da placa
---------	---

1 INTRODUÇÃO

1.1 Enquadramento

O relatório apresentado tem como objetivo descrever as atividades desenvolvidas durante o estágio curricular inserido no segundo ano do mestrado de Engenharia Mecânica, na área de especialização em Projeto, Instalação e Manutenção de Equipamentos Térmicos, do Instituto Superior de Engenharia do Instituto Politécnico de Coimbra.

O estágio foi realizado na empresa Arsopi-Thermal, situada em Codal, no concelho de Vale de Cambra. O estágio decorreu durante um período de 8 meses em horário laboral, tendo começado no dia 5 de novembro de 2023 e terminado a 5 de julho de 2024.

O presente estágio teve como objetivos principais uma formação inicial sobre os permutadores de calor de placas, adquirindo conhecimento sobre o funcionamento dos equipamentos bem como sobre as variáveis determinantes na obtenção de bons desempenhos térmicos e na elaboração de projetos mecânicos dos mesmos.

Associando o conhecimento sobre o permutador de calor de placas ao arranque de uma nova linha de placas de transferência de calor na empresa, placas semi-soldadas, com o objetivo de estabelecer o mercado europeu no frio industrial, os objetivos passaram por ser: a aprendizagem do cálculo em HTRI (*Heat Transfer Research, Inc.*); o estudo de sistemas de produção de frio industrial, nomeadamente rever ou adquirir conhecimento sobre frio industrial baseados em NH₃, relacionando-o com o papel desempenhado pelos permutadores de calor nesses mesmos ciclos; produção das placas semi-soldadas, através de conhecimentos sobre a soldadura e como são feitas as mesmas; projeto de permutadores de calor semi-soldados, realizando em 3D a preparação de unidades completas de um permutador, com especificações baseadas em pedidos apresentados pelos clientes.

Para além disso, o estágio permite adquirir uma perceção mais realista e aprofundada do mundo e do mercado de trabalho, e de que forma são organizadas e como é efetuada a distribuição do trabalho na Arsopi-Thermal ou numa empresa semelhante.

1.2 Estrutura do relatório

Este relatório encontra-se dividido em 7 capítulos.

No primeiro capítulo é realizada uma pequena introdução ao relatório bem como o enquadramento do mesmo. São apresentados os objetivos pelos quais se guiou o estágio. Para além disso também é efetuada uma breve introdução aos equipamentos que serão abordados ao longo de todo o relatório, os permutadores de calor de placas.

No segundo capítulo é efetuada uma pequena introdução sobre a empresa Arsopi-Thermal, desde que foi fundada até aos dias de hoje.

No terceiro capítulo é apresentado de forma mais incidente o equipamento à volta do qual se desenrola todo o relatório, o permutador de calor de placas, bem como a constituição típica do mesmo.

Nos subcapítulos seguintes são apresentados o princípio de funcionamento do equipamento e as diferentes configurações que o mesmo pode assumir, e o que varia consoante as respetivas configurações.

Devido à enorme importância que as placas de transferência de calor representam no desempenho do permutador, será aprofundada o porquê dessa importância, quer a nível do material em que são fabricadas, quer a nível dos diferentes padrões rugosos que as mesmas possuem.

O quarto capítulo aborda permutadores em regime de mudança de fase e o que acontece no seu interior durante este processo.

No quinto capítulo são apresentados alguns sistemas de refrigeração industrial e diferentes configurações nas quais são utilizados permutadores de calor. O capítulo começa com a abordagem aos fluidos frigorigéneos e apresentação das características que fazem deles bons fluidos frigorigéneos, de seguida apresenta a história destes fluidos e as mudanças que foram efetuadas ou impostas ao longo dos anos até ao ponto atual. Em fase mais avançada, mas ainda no mesmo capítulo são abordados os sistemas de refrigeração que utilizam amoníaco e dióxido de carbono, bem como as vantagens e limitações da utilização de cada um deles no meio da refrigeração.

Por fim no último capítulo é abordado um projeto de um permutador de placas. São apresentadas inicialmente as equações gerais da transferência de calor, apesar do cálculo térmico ser efetuado através de programas utilizados pela empresa. Para além disso é apresentada a forma como é calculado o número e a dimensão dos tirantes necessários para determinado permutador, consoante a pressão e temperatura de trabalho a que o equipamento irá estar sujeito.

Por fim é apresentado um permutador instalado num skid de refrigeração de um cliente, em que o objetivo passa por alterar as características do mesmo, a pedido do cliente.

2 DESCRIÇÃO DA EMPRESA

A Arsopi-Thermal, ilustrada na Figura 2.1, é fundada a 1992, proveniente do grupo Arsopi.

O grupo Arsopi é fundado em 1942, em Vale de Cambra, pelo empreendedor Arlindo Soares de Pinho.



Figura 2.1 – Fachada da Arsopi-Thermal

Na fase inicial à sua fundação, o grupo Arsopi fornecia equipamentos a produtores de laticínios locais, de modo a modernizarem e conseqüentemente expandirem as suas operações. Esta ação levou a uma revolução na produção de laticínios, uma vez que permitia aumentar a produção sem que a qualidade fosse comprometida, devido aos novos processos que conjugavam a tradição com a modernidade.

O crescimento do grupo ao longo dos anos conduz à sua expansão às áreas de indústria química e petroquímica, tornando-se um padrão de excelência de referência tanto a nível nacional como europeu. Com este crescimento e expansão surge a necessidade de fabricar permutadores de calor de placas próprios (Figura 2.2), e é nesse momento que surge a Arsopi-Thermal.

Atualmente a empresa é detida maioritariamente pelo grupo Arsopi, 85%, pertencendo os restantes 15% ao grupo Hisaka Works, fabricante japonês e um dos líderes mundiais no fabrico de permutadores de calor de placas. A Arsopi-Thermal e a Hisaka trabalham já há largos anos em parceria, com o objetivo da melhoria contínua tanto do produto como na produção do mesmo.



Figura 2.2 – Permutador de calor de placas [3]

A atividade da empresa desenrola-se em diversas áreas: industrial, marinha, química, AVAC (Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado), EPC (*Engineering, Procurement and Construction*), alimentar e de bebidas, e mais recentemente também na refrigeração. Para além do fabrico de componentes e montagem das unidades, a Arsopi-Thermal também presta assistência pós-venda. O serviço pós venda engloba atividades de manutenção, recondicionamento e a venda de componentes sobresselentes quando existe a necessidade de serem trocados.

Atualmente a empresa conta com cerca de 65 colaboradores, que se distribuem por 6 departamentos: geral, financeiro, qualidade, comercial, engenharia e operações. O departamento de operações é dividido em cinco mini-fábricas: corte e maquinação, soldadura e pintura, montagem, estampagem e assistência técnica. A subdivisão das mini-fábricas permite o funcionamento de cada uma delas de forma independente.

Para responder aos requisitos de diferentes mercados segue um sistema de gestão de qualidade certificado segundo a ISO (*International Organization for Standardization*) 9001:2015.

De forma a responder às exigências legais do mercado europeu no que toca a equipamentos sob pressão, a empresa possui certificação nos módulos H e H1 da diretiva PED (*Pressure Equipment Directive*) 2014/68/EU.

No que toca a requisitos específicos de projeto e controlo de qualidade, o sistema de gestão de qualidade encontra-se certificado pelo ASME (*American Society of Mechanical Engineers*) U STAMP.

3 PERMUTADOR DE CALOR DE PLACAS

Um permutador de calor de placas é um equipamento que tem como finalidade permitir e promover a troca de energia térmica entre dois ou mais meios sem que exista contacto entre os mesmos.

Uma vez que durante a troca de energia térmica não existe contacto entre os dois fluidos envolvidos, o permutador de calor de placas é definido como sendo um permutador de calor indireto.

São frequentemente utilizados em diversas áreas, sendo algumas delas centrais elétricas, reatores nucleares, unidades de recuperação de calor, em processamento de produtos, em sistemas de ar condicionado e refrigeração, em transportes e indústrias de manufatura, entre outras.

Uma das principais características dos permutadores de calor de placas que os diferencia quando comparados a outros permutadores é possuir um design térmico flexível. Uma vez que permite colocar ou remover placas para corresponder a diferentes valores de carga térmica. Para além disso, permitem uma limpeza relativamente fácil, o que contribui para que sejam mantidas rigorosas condições de higiene, bom desempenho na transferência de calor e um bom controlo de temperatura, bastante importante em aplicações criogênicas. Para além disso são equipamentos bastante compactos e que apresentam montagem/desmontagem relativamente simples.

Devido ao design térmico flexível um permutador de calor de placas permite que sejam feitos diversos arranjos, através de combinações entre número de canais, variações na forma de distribuição dos fluidos e variação no número de passes que cada fluido completa desde o momento que entra até abandonar o permutador. Todas estas variantes são decididas em função do serviço que se pretenda realizar bem como as condições em que o mesmo se irá realizar. Esta grande aplicabilidade dos mesmos, com o facto de serem equipamentos compactos, bastante flexíveis quanto a empregabilidade, que apresentam elevada eficiência em comparação com os restantes tipos de permutadores disponíveis no mercado levou a uma crescente procura ao longo da última década.

Para corresponder a diferentes valores de temperatura e pressões, bem como diferentes fluidos que possam ser utilizados nos permutadores, distinguem-se essencialmente 4 tipos de permutadores, apresentados na tabela 1 e nas Figuras 3.1 e 3.2.

Tabela 3.1 - Tipos de permutador.

Permutador	Pressão de trabalho	Temperatura de operação
Permutador de placas com junta	30 bar	150°C
Permutador de placas soldadas	32 bar	350°C
Permutador de placas semi-soldadas	40 bar	180°C
Permutador brazado	45 bar	-100 até 200°C



a)



b)



c)

Figura 3.1 – Permutadores de calor: a) de placas; b) de placas brazado; c) placas soldadas. [3]

3.1 Constituição

Um permutador de calor de placas é constituído principalmente por uma placa fixa (placa de estrutura) e uma placa móvel que também pode ser designada como placa de pressão, entre as quais se encontra situado o conjunto de placas de transferência de calor e as placas de separação, como se ilustra na Figura 3.3.

Entre os restantes componentes principais estão os tirantes, que são utilizados para suportar e fazer o alinhamento das placas através da ranhura que se localiza na parte superior de cada uma delas.

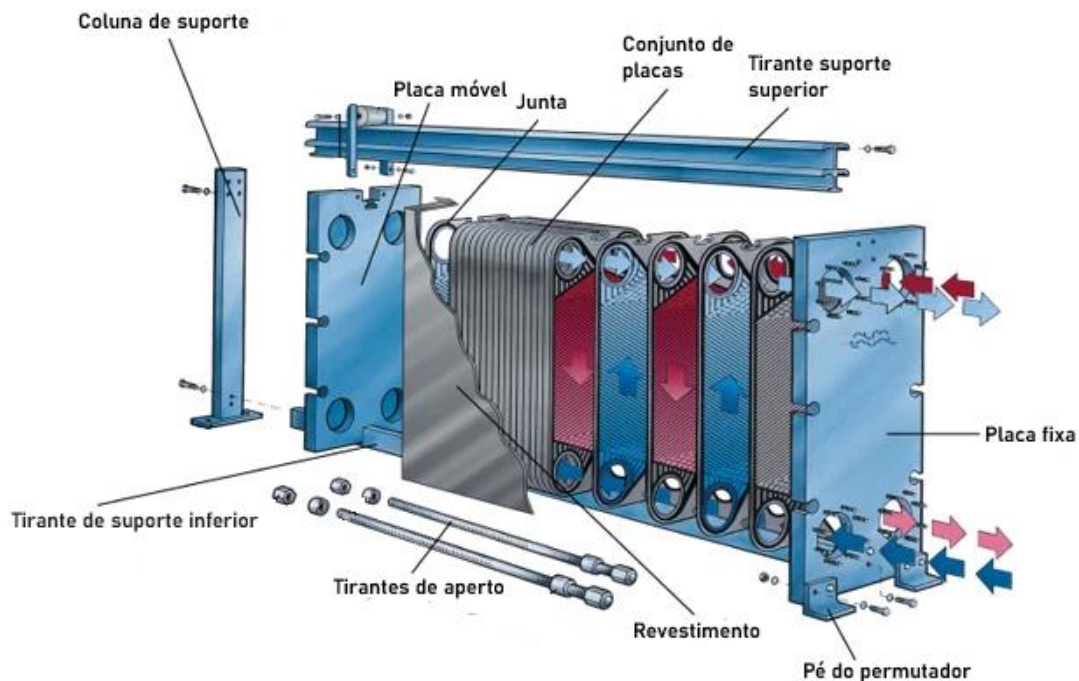


Figura 3.2 – Vista explodida de um permutador. [17]

Os tirantes responsáveis pelo alinhamento e suporte das placas designam-se por tirantes de suporte, superior e inferior, dependendo da localização na estrutura do permutador. Os tirantes responsáveis por comprimir as placas entre si, compressão esta que resulta do aperto dos mesmos, são designados por tirantes de aperto.

Faz parte também dos principais componentes o suporte posterior, com a função de auxiliar a suportar o permutador.

Por último mas não menos importante as juntas, são um componente de grande importância uma vez que permitem a estanquidade requerida entre as placas e evitam a mistura entre os fluidos.

3.2 Princípio de funcionamento

O conjunto de placas de transferência de calor encontra-se comprimido entre a placa móvel e a placa fixa, a pressão entre as placas é exercida e mantida devido aos tirantes de aperto, o grau de aperto é definido em função das condições em que o equipamento irá trabalhar.

Os canais são formados e separados pelas placas, sendo percorridos alternadamente por fluido quente e por fluido frio. A distribuição dos fluidos pelos canais é efetuada através das juntas existentes entre as placas. Num canal de fluido quente, a junta presente entre as duas placas que formam o referido canal circunda todo o orifício que transporta o caudal frio, de forma a não permitir a passagem do fluido frio para o canal. Num canal de fluido frio o processo é o mesmo, mas a junta circunda todo o orifício que transporta o fluido quente.

No caso da primeira e última placa de transferência de calor, que encostam respetivamente nas placas fixa e móvel, a junta presente em ambos os casos, circunda todos os orifícios da placa, de forma que não exista fluido entre a placa fixa e móvel e as primeira e última placa do conjuntos onde se transfere calor.

3.2.1 Configurações do permutador

A configuração de um permutador de calor é algo sensível, uma vez que irá impactar diretamente o desempenho térmico e a quantidade da perda de carga do equipamento. A combinação equilibrada entre as componentes térmica e hidrodinâmica torna a tarefa complexa.

Podem ser obtidas diversas configurações, uma vez que é possível fazer várias combinações diferentes. Estas configurações são obtidas através da combinação de vários parâmetros, que são definidos consoante a necessidade da aplicação, sendo eles:

- Número de placas
- Número de canais
- Número de passes e canais por cada passe
- Localização das entradas e saídas dos fluidos frios e quente
- Tipo de escoamento do sistema

3.2.1.1 Tipo de escoamento do sistema

A primeira variável que se pode destacar prende-se com a forma como os fluidos se deslocam ao longo dos canais.

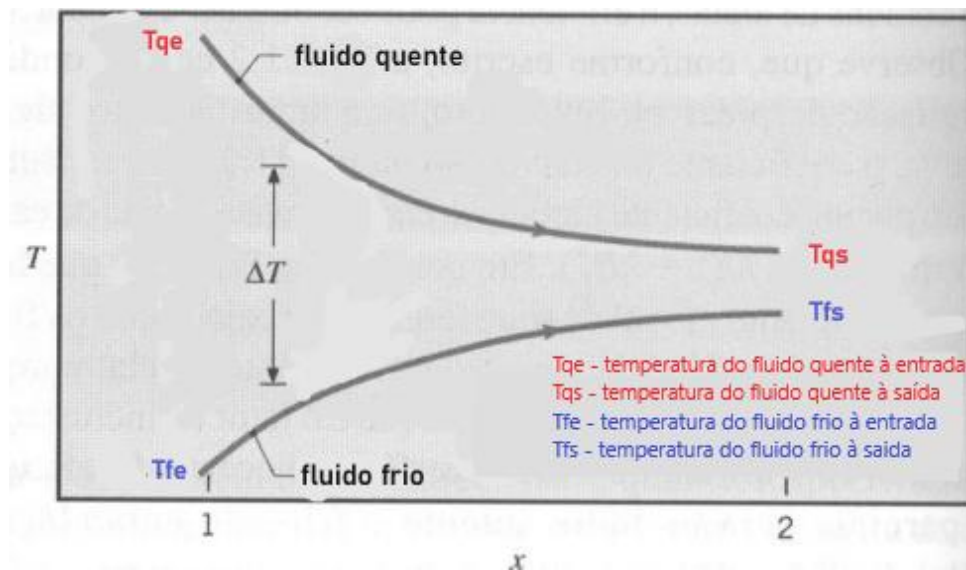
Quando o deslocamento do fluido é feito no mesmo sentido em ambos os lados da placa de transferência de calor, o escoamento é feito em paralelo (Figura 3.4).

Permutadores de calor de placas e suas aplicações em sistemas de refrigeração

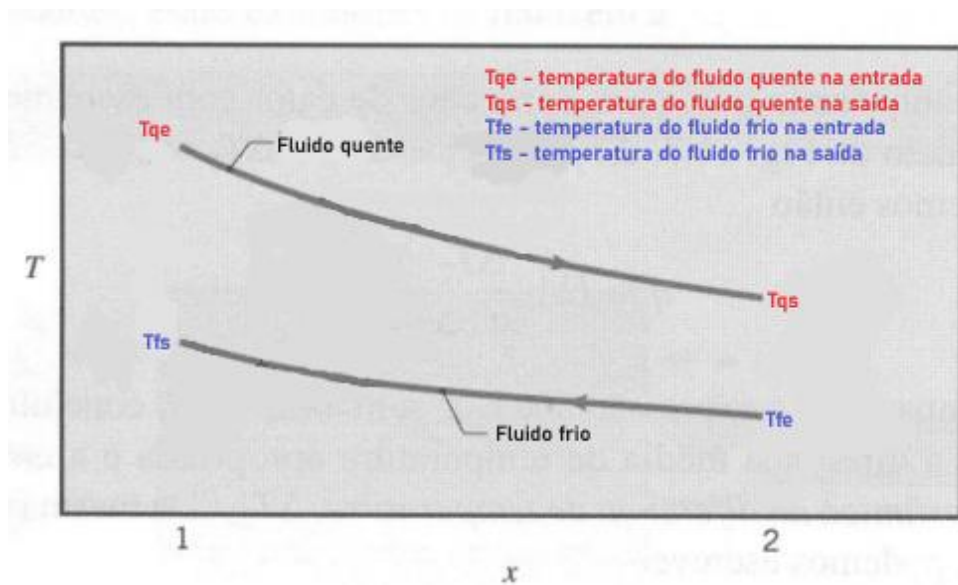
Quando a deslocação dos fluidos é feita em sentidos contrários, o escoamento ocorre em contracorrente (Figura 3.5).

Geralmente o escoamento em contracorrente tem maior utilização, uma vez que apresenta valores superiores quanto à eficiência térmica. Isto porque a diferença de temperaturas entre os fluidos é superior e mais uniforme ao longo do permutador, o que resulta numa taxa de transferência de calor superior uma vez que a eficiência na transferência de calor é diretamente proporcional à diferença de temperatura entre os dois fluidos.

A configuração com escoamento em paralelo apenas é empregue em situações em que exista algum fator especial que impeça o escoamento em contracorrente.



a)



b)

Figura 3.3 – Escoamento: a) co-corrente; b) contracorrente.

3.2.1.2 Número de passagens

Um arranjo de passagem única ocorre quando cada um dos fluidos se desloca apenas num sentido entre os canais formados pelas placas, desde o momento que entra até ao momento que abandona o permutador.

Por outro lado, um arranjo de múltiplas passagens dá-se quando uma placa com número de furos inferior a quatro é utilizada com o intuito de fazer o fluido circular em sentido oposto numa determinada parte do permutador, como se ilustra na Figura 3.6.

Se apenas for utilizado um conjunto de placas com orifícios cegos, o fluido irá realizar duas passagens em sentidos diferentes. No caso de serem utilizados dois conjuntos de placas com orifícios cegos, o fluido irá realizar 3 passagens, e assim sucessivamente.

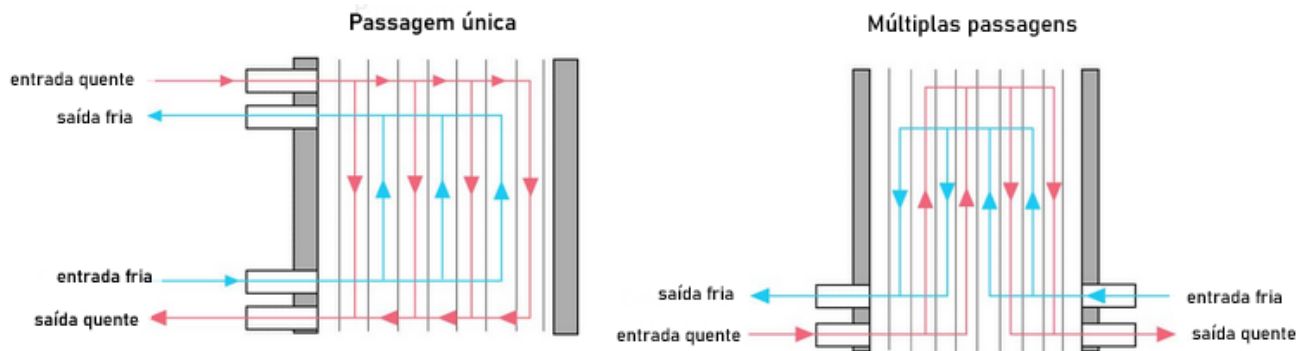


Figura 3.4 – Permutador de passagem única e de múltiplas passagens. [11]

Uma configuração com múltiplas passagens induz o fluido a um período de transferência de calor mais longo e a uma distância percorrida no interior do permutador superior.

Em geral, a configuração de múltiplas passagens é escolhida quando são necessários valores de NTU (*Number Transfer Unit*) superiores aos valores fornecido por um arranjo de placas de uma única passagem.

Em casos em que o rácio entre os caudais é elevado, ou é necessário reduzir a queda de pressão num dos lados, podem ser utilizadas passagens desiguais, ou seja, com menos passagens do lado da baixa queda de pressão.

No entanto existem duas desvantagens nas configurações com múltiplas passagens quando comparadas com configurações de uma única passagem, sendo uma delas a maior queda de pressão originada pela maior distância percorrida no interior do permutador. A outra desvantagem prende-se com a existência de caudais paralelos em alguns canais adjacentes, uma vez que é inevitável que aconteça em configurações de passagens múltiplas, ou em casos em que a configuração de múltiplas passagens é diferente de ambos os lados, como por exemplo: lado quente 5 x 4 e o lado frio 10 x 2.

3.2.1.3 Número de canais

Uma vez que cada canal é formado pelo espaço existente entre duas placas, o número de canais de determinado equipamento será sempre igual ao número de placas menos um.

A relação existente entre o número de canais é inversamente proporcional à velocidade de escoamento, à perda de carga e ao coeficiente convectivo de troca térmica nos canais, ou seja, quanto menor o número de canais, maior será a velocidade, a perda de carga e o coeficiente convectivo.

3.2.1.4 Número de placas

A quantidade de placas utilizadas em cada permutador irá variar com a necessidade de área de troca térmica, ou seja, quanto maior for a quantidade de calor a trocar, mais placas serão necessárias.

3.2.1.5 Localização das entrada e saída do fluido

Existem dois tipos de distribuição quanto à organização da entrada dos fluidos na entrada e saída do permutador, denominados de arranjos em U ou arranjos em Z.

Os arranjos em U são caracterizados por possuir as ligações de entrada e de saída do fluido no permutador na placa fixa do mesmo, limitando o permutador a arranjos de passagem única. Este tipo de configuração permite obter uma distribuição do fluxo mais uniforme (Figura 3.7).

Por outro lado nos arranjos em Z as ligações de entrada e de saída do fluido no permutador encontram-se na placa fixa e na placa móvel (Figura 3.7).

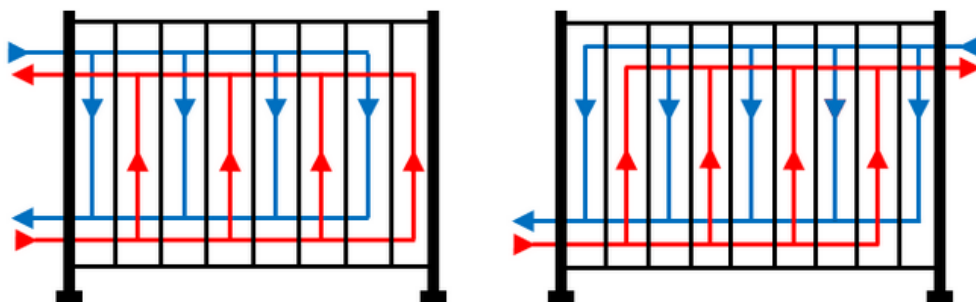


Figura 3.5 – Arranjos em U e em Z. [18]

Quando o conjunto de placas é pouco extenso o fenômeno da queda de pressão ao longo dos canais pode ser desprezado e os cálculos podem ser efetuados assumindo caudais iguais em cada passagem.

Quando o conjunto de placas é extenso, os efeitos de distribuição podem ser significativos, dependendo da relativa magnitude da queda de pressão na placa e no coletor.

Os dois fatores que têm influência na queda de pressão no coletor são a perda por fricção ao longo do coletor e a mudança do momento que é devida à variação na velocidade do líquido.

3.2.1.6 Distribuição no canal

A distribuição do fluido no canal, formado entre duas placas, pode ser feita de duas formas tendo em conta a disposição dos orifícios, o de entrada e o de saída na placa.

Os orifícios podem ser dispostos de forma a criar um fluxo diagonal ou um fluxo vertical ao longo da placa, como se ilustra na Figura 3.8. A diferença que irá resultar destas diferentes formas de distribuição na placa irá refletir-se no perfil de temperatura transversal.

No fluxo diagonal a distribuição da temperatura tem tendência a ser mais uniforme ao longo da placa, devido à trajetória mais longa do fluido, promovendo uma melhor transferência de calor. Para além disso o fluxo diagonal promove também uma remoção do ar mais eficaz, sobretudo quando o fluxo é descendente, uma vez que a trajetória diagonal facilita a eliminação do ar que possa ficar preso.

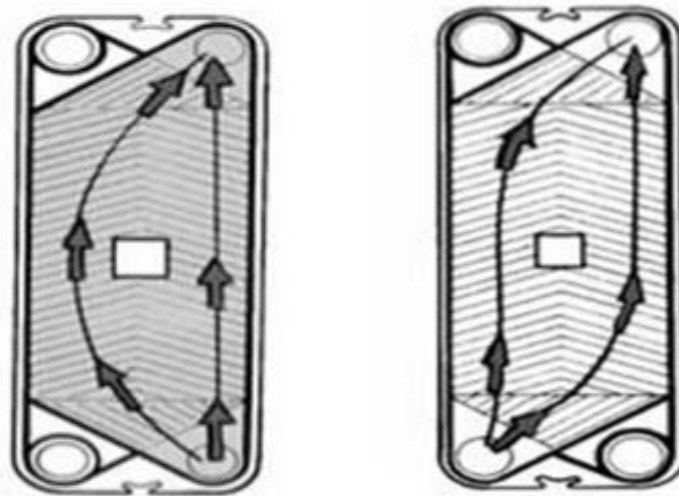


Figura 3.6 – Distribuição vertical e diagonal. [18]

3.2.1.7 Configuração do canal

O canal pode ser designado canal do tipo H, L ou M, consoante as placas que o formam. Considerando duas placas, H e L, com diferentes ângulos de rugosidades, a placa H apresenta ângulo superior relativamente à componente vertical (Figura 3.9).

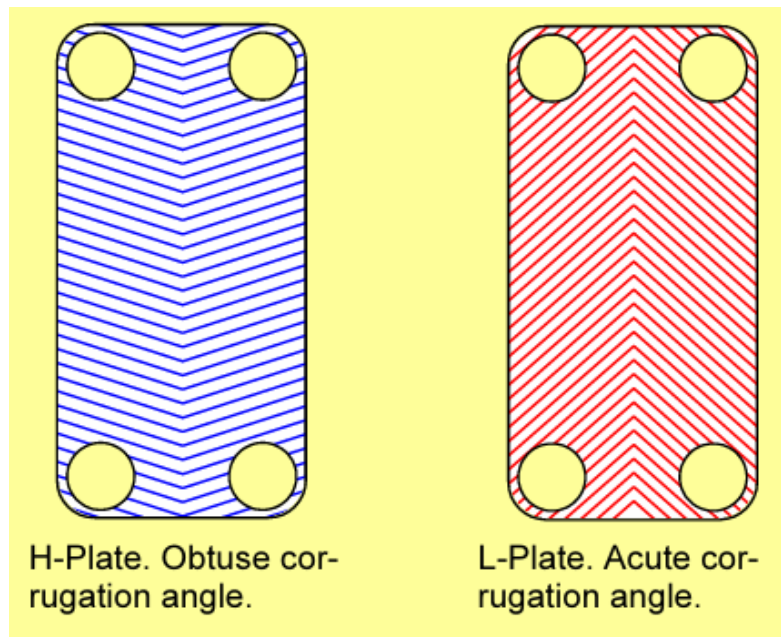


Figura 3.7 – Placas tipo H e L.[12]

Se o canal é formado por duas placas do tipo H ou duas do tipo L, é designado canal H ou canal L, respectivamente. Se o canal é formado por uma placa de cada tipo, H e L, então o canal é designado canal M, como se ilustra na Figura 3.10.

Os canais do tipo M permitem obter valores de perda de carga e troca de calor intermédios aos obtidos para canais do tipo H e L.

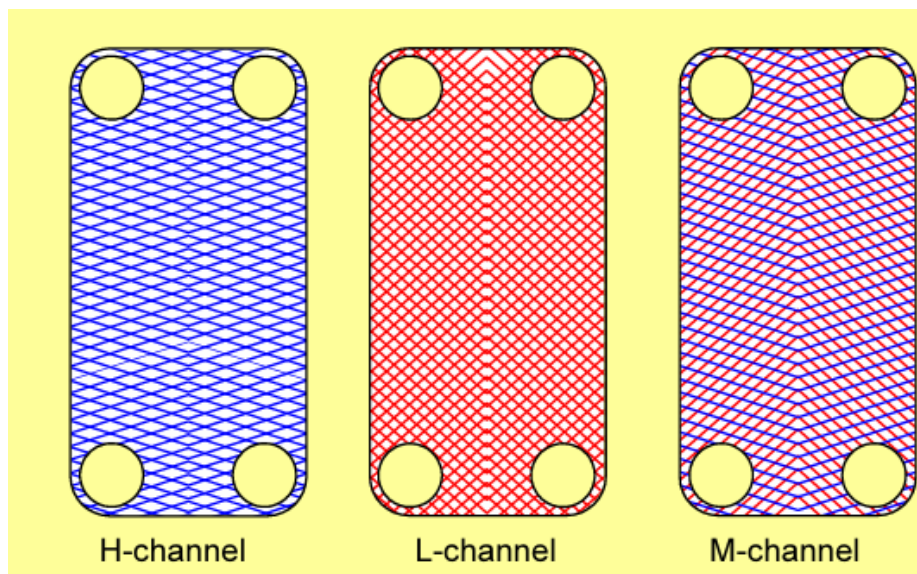


Figura 3.8 – Diferentes configurações do canal.[12]

3.3 Placas de transferência de calor

As placas de transferência de calor são a parte mais importante de um permutador de calor de placas.

As placas são obtidas através de estampagem de chapas finas, existindo diversos padrões de relevo, de forma a aumentar a resistência da placa bem como a área de transferência de calor, e contribuindo também para um coeficiente de transferência de calor superior, que será abordado mais adiante neste relatório.

A superfície da placa pode ser dividida em três regiões principais, a região de distribuição do fluido, superior e inferior, e em zona central a região de transferência de calor.

Ambas as regiões de distribuição, representadas a laranja na Figura 11, são concebidas com o objetivo de distribuir uniformemente o fluido proveniente do orifício de entrada até à região do núcleo, que corresponde à região de transferência de calor, representada a azul na Figura 3.11. Depois da passagem pela região de troca de calor, a função das zonas de distribuição é recolher o fluido e canalizá-lo até ao orifício de saída. Estas regiões ajudam a minimizar a má distribuição do fluido na secção de transferência de calor, por forma a que o desempenho térmico e hidráulico não se degrade.

Apesar de cada região ter a sua função, a transferência de calor ocorre em todas elas, mas com maior intensidade na região de troca de calor.



Figura 3.9 – Diferentes áreas de uma placa de transferência de calor.

Quando as placas vão ser expostas a condições de trabalho de alta temperatura e pressões, são utilizadas placas soldadas, sendo o conjunto de placas semi-soldado, isto porque irá existir um canal formado por duas placas que se encontram soldadas, no entanto o próximo canal será vedado por junta, daí o termo conjunto de placas semi-soldado (Figura 3.12). O canal vedado através de soldadura é onde circulará o fluido a maior pressão, fluido agressivo ou um fluido que corroa a junta.

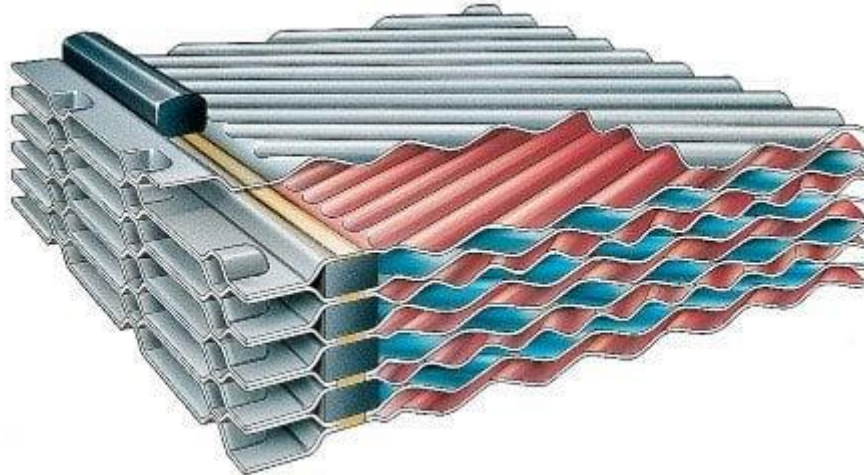


Figura 3.10 – Representação de uma placa semi-soldada. [17]

3.3.1 Corrugação das placas

O padrão do relevo das placas está diretamente relacionado com o desempenho termo-hidráulico do permutador.

Apesar de poderem ser planas, na maioria das aplicações são utilizadas placas com corrugações. Existem diversos padrões de corrugação diferentes, como por exemplo, *washboard* (a), *zigzag* (b), *chevron* (c), *protrusions and depressions* (d), *washboard* com corrugações secundárias (e) e *washboard* oblíquo (f), que se ilustram na Figura 3.13.

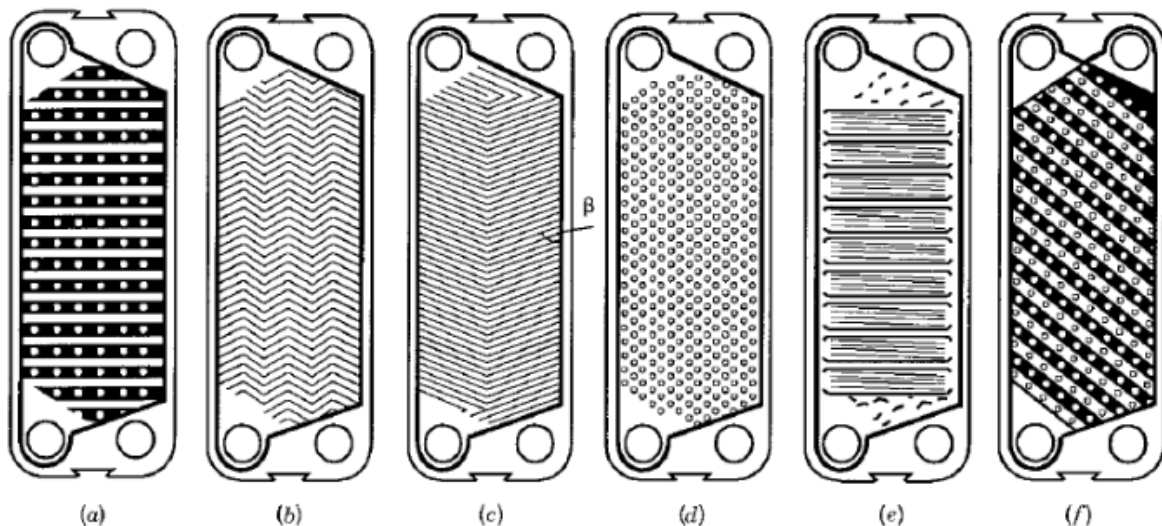


Figura 3.11 – Diferentes padrões das placas.[7]

Apesar desta grande variedade, a maioria dos permutadores modernos utilizam as placas tipo *Chevron*, que por norma são as placas mais bem sucedidas entre as placas fornecidas pela maioria dos fabricantes. Quando são comprimidas umas

contra as outras, as placas formam passagens estreitas de fluxo interrompido, os canais existentes entre as placas e ondulações presentes nos mesmos são responsáveis por promover coeficientes de transferência de calor convectivo melhorados, bem como características de redução de incrustações, devido ao movimento turbilhonar imposto aos fluidos durante a passagem. A incrustação referida é uma camada que adere às superfícies de contacto das placas de transferência de calor, ou seja, superfícies responsáveis pela troca térmica. Com a utilização do equipamento a camada de incrustação começa a formar-se e conseqüentemente começa a apresentar resistência à transferência de calor, o que leva à redução do desempenho térmico do permutador, é por isso um fator bastante importante a ter em conta aquando do dimensionamento do permutador. Para além disso o coeficiente de transferência de calor também é melhorado devido ao aumento da área de superfície efetiva.

As características mais importantes de uma placa de transferência de calor são (Figura 3.14):

- ângulo do relevo da placa relativamente à linha vertical;
- profundidade;
- passo;

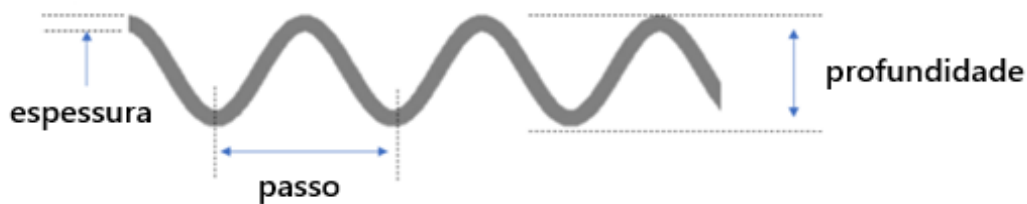


Figura 3.12 – Relevo de uma placa de transferência de calor.[5]

O relevo que cada placa tem é um fator bastante importante quanto à transferência de calor, bem como com a perda de carga que acontece na mesma. O relevo é que faz a placa de transferência de calor ser um dos fatores mais importantes no que toca à manipulação da perda de carga e da transferência de calor. A presença dos relevos nas placas aumenta os coeficientes de transferência de calor para determinado fluxo, devido à presença da vorticidade criada pelos mesmos.

Através de análises e alguns estudos que foram efetuados nesta área é seguro afirmar que a transferência de calor aumenta com o aumento da queda de pressão nos canais.

Para além disso o passo e a profundidade do relevo na placa irá aumentar a área de transferência de calor da mesma, este fator é denominado fator de alongamento.

Então, para ângulos pequenos, com base em artigos publicados[5], é observado um desempenho térmico mais baixo, quedas de pressão reduzidas e um equipamento de maior dimensão. Por outro lado, quando o ângulo é maior, o desempenho

térmico também é maior, assim como as perdas de carga. No entanto o tamanho do equipamento é menor, como se mostra na Figura 3.15.

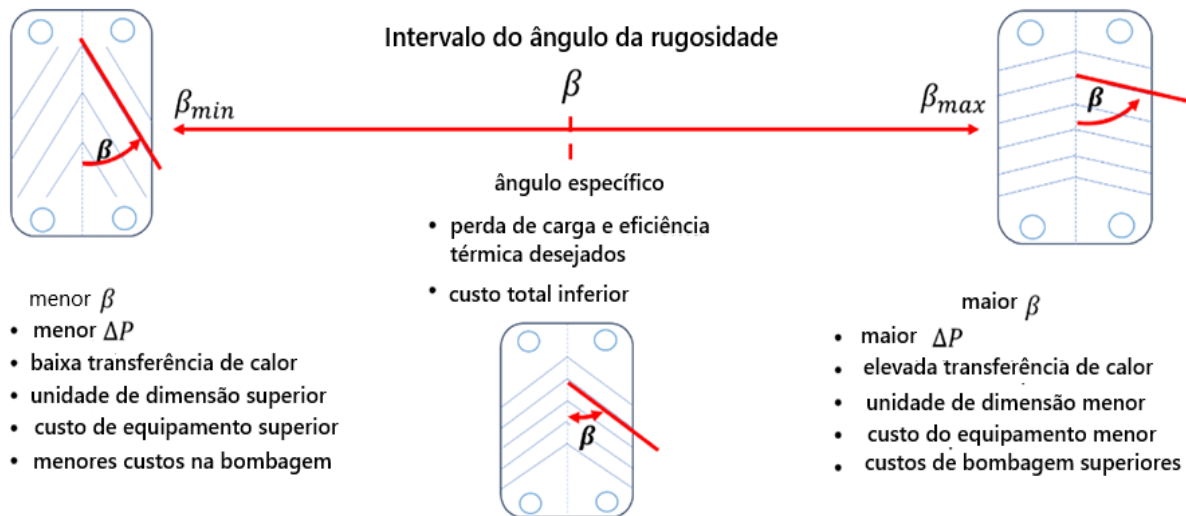


Figura 3.13 – Influência do ângulo das rugosidades.[5]

Para além da relação que existe entre a perda de carga e transferência de calor com o valor do ângulo, existem outras relações, sendo elas o custo do equipamento, o custo de bombagem e o tamanho da unidade necessário.

Ângulos menores entre a corrugação e a linha vertical que divide a placa estão relacionados com tamanhos de unidades superiores, maior custo de equipamento, mas custos de bombagem inferiores e vice-versa.

3.3.2 Material da placa

A seleção dos materiais utilizados nos permutadores de calor de placas depende de vários fatores, como:

- Necessidade térmica da aplicação;
- Resistência térmica da placa;
- Tipo de fluidos utilizados (no fundo, o nível de resistência à corrosão que é necessário garantir).

As placas, fixa e móvel, as placas de transferência de calor e as juntas são os elementos mais importantes, na medida em que irão ter um grande impacto na forma como o fabrico do permutador de calor é feito.

Os materiais indicados para a produção das placas de transferência de calor são metais nobres e suas respectivas ligas, desde que permitam a sua conformação a frio, bem como a sua soldadura.

A escolha de material a ser utilizado nas placas prende-se primeiramente com a compatibilidade do fluido que irá percorrer o permutador, assim como com a quantidade de calor que se pretende transferir.

Apesar da grande diversidade de materiais compatíveis com os requisitos para a produção das placas, os que têm maior destaque para esta aplicação são o aço inoxidável, titânio, níquel, alumínio e tântalo.

Existe um guia de seleção bastante genérico e simplista, que faz a relação entre o fluido utilizado no permutador com o material do qual será fabricada a placa (Tabela 2.2).

Tabela 3.2 – Relação entre material da placa e o fluido.

Material	Fluido
Aço inoxidável	Água, água de torre de arrefecimento, soluções diluídas de cloreto (<200 ppm), soluções de sulfato de cobre, cervejas, meios farmacêuticos
Ni	Soluções cáusticas (50 -70 %)
Inconel	Ácidos (sulfúrico, nítrico, hidrocloreídrico...), água de mar ou salmouras concentradas
Hastelloy (C-276)	Ácido sulfúrico e ácido nítrico
Ti	Água de mar ou salobra, ácidos diluídos (≤ 70 °C), soluções de cloreto (>200 ppm) e salmouras cloradas
Ti-Pd	Ácido nítrico e sulfúrico diluídos (concentração de 10% e temperatura ≤ 70 °C)

Cada material possui diferentes valores de condutibilidade térmica, como se mostra na Tabela 2.3.

Tabela 3.3 – Materiais e condutividade térmica.

Material	Condutibilidade Térmica [W/m.K] (300k)
Aço inoxidável (304)	14.9
Aço inoxidável (316)	13.4
Liga 254 SMO	13.0
Ni	90.0
Ni (ligas)	11.7
Hastelloy (C-276)	10.6
Ti	21.9
Grafite	5.7

3.3.3 Material das juntas

O desempenho de um permutador de calor de placas também está diretamente relacionado com a fiabilidade e segurança das juntas utilizadas, tendo estas a função de prevenir a fuga de fluidos intra e extra placa, para além de serem essenciais na definição dos canais em que cada um dos fluidos circula (Figura 3.16). Como tal, as ranhuras são frequentemente cónicas, garantindo que uma porção maior de área da superfície da junta é mantida em contacto com a placa, à medida que esta é comprimida entre duas placas.

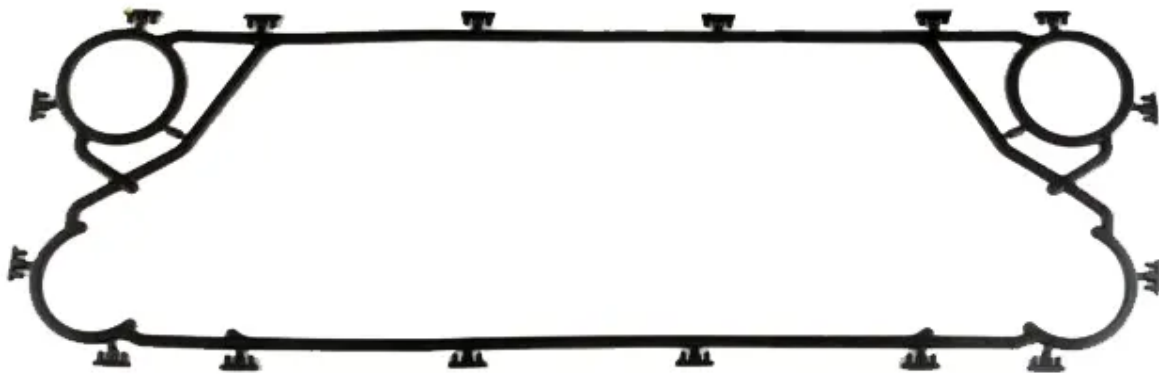


Figura 3.14 – Exemplo de uma junta.

A seleção das juntas a utilizar depende sempre da compatibilidade do material com o fluido que irá percorrer o permutador, da gama de temperaturas de serviço ao qual o permutador irá estar sujeito e das pressões de funcionamento. Para além destes parâmetros, é igualmente importante garantir que o material escolhido possua características de compressão suficientes para resistir às tensões e às forças geradas pelo caudal do fluido.

De forma a satisfazer estes requisitos, são comumente utilizados uma variedade de materiais moldáveis, como borracha e seus polímeros.

Seguidamente, na Tabela 3.4, é apresentada uma lista com materiais tipicamente utilizados em juntas.

Tabela 3.4 – Materiais tipicamente utilizados nas juntas.

Material	Temperatura máxima de serviço [°C]	Aplicações típicas
Borracha	70	Solventes oxigenados, ácidos, álcoois
Neopreno	70	Álcoois, alcalinos, ácidos, solventes de hidrocarbonetos
Estireno butadieno (SBR)	85	Soluções aquosas, alcalinas, ácidas, solventes oxigenados
Nitrilo	130	Produtos lácteos, bebidas, meios farmacêuticos e bioquímicos, gasolina, óleos, alcalinos, solventes orgânicos
Fluoro-elastómero	150	Óleos
Butilo	155	Alcalinos, ácidos, óleos, aldeídos, cetonas, fenóis, éster
Borracha de monômero de etileno propileno dieno (EPDM)	150	Álcoois, hipoclorito de sódio, vasta gama de meios químicos
Borracha fluorada	180	Óleo, gasolina, soluções aquosas, solventes orgânicos
Silicone	180	Líquidos corrosivos

4 PERMUTADOR DE CALOR DE PLACAS EM REGIME DE MUDANÇA DE FASE

Apesar de originalmente terem sido desenvolvidos para aplicações de uma só fase, os permutadores começaram a ser utilizados em processos bifásicos há cerca de duas décadas, data esta, a partir da qual, se dá uma expansão no emprego destes equipamentos em condições bifásicas.

Atualmente os permutadores bifásicos são empregues comumente em processos industriais, em sistemas energéticos, sistemas de refrigeração, entre outros.

Posto isto, quando os permutadores de placas são utilizados em processos de condensação ou de evaporação são designados por condensador e evaporador de placas, respetivamente.

O mesmo permutador pode operar como condensador e como evaporador ao mesmo tempo, em casos onde as trocas de calor ocorrem entre um fluido que evapora e um fluido que condensa ao mesmo tempo.

Os permutadores utilizados em processos bifásicos são do tipo semi-soldados ou soldados, uma vez que as mudanças de fase que irão ocorrer no interior irão requerer uma capacidade de suporte de pressões e temperaturas superior, de forma a evitar a ocorrência de fugas, que é mais propícia a acontecer quando a estanquicidade do permutador é apenas assegurada pelas juntas entre placas.

4.1 Condensador

Os permutadores de calor utilizados como condensadores podem operar segundo um ciclo de compressão mecânica.

A transferência de calor, de forma natural, dá-se do fluido mais quente para o fluido mais frio.

O fluido mais quente encontra-se por norma no estado gasoso ou no estado de vapor húmido, e assim que ambos se encontram no interior do permutador, sem se tocarem, o fluido quente irá condensar devido à quantidade de calor que, através das placas que separam ambos os fluidos, é transferida para o fluido que se encontra a temperatura inferior. A temperatura do fluido quente, caso este se encontre no estado de vapor húmido, irá manter-se constante até que todo o vapor húmido passe a líquido saturado, durante este período em que o fluido quente mantém a temperatura, a transferência de calor é feita sobre a forma de calor latente.

Para que ocorra a condensação do fluido quente é necessário garantir que o mesmo tem uma temperatura de condensação superior à temperatura a que se encontra o fluido para o qual será transferido calor.

A condensação pode ocorrer de duas formas no permutador, tendo em conta a forma como o condensado se dispõe. Assim sendo, quando o condensado não molha a superfície ocorre a formação de gotículas, caso contrário, dá-se a formação de uma película molhada. Apesar da condensação por gotículas poder atingir um coeficiente de transferência de calor superior à condensação através da película molhada, é menos utilizada, uma vez que é bastante complicado manter as gotículas de forma permanente.

O fluido quente, normalmente, sai do permutador no estado de líquido comprimido, podendo variar consoante o serviço que esteja a realizar.

4.2 Evaporador

O evaporador tem como objetivo evaporar determinado fluido, através da troca térmica com um outro fluido que se encontra a temperatura superior, ou através da temperatura de determinado meio que se pretenda refrigerar, dependendo da aplicação.

O fluido frio por norma entra no permutador no estado líquido. Quando se começam a dar as trocas de calor, com o fluido quente, o fluido frio começa a evaporar. Enquanto se dá a evaporação do mesmo, a temperatura mantém-se constante, uma vez que o calor está a ser transmitido sobre a forma latente, até que todo o fluido esteja no estado de vapor saturado. Processo igual ao de condensação mas em sentido contrário

No caso do fluido já se encontrar no estado de vapor saturado e a troca de calor continuar no mesmo sentido, então o fluido passará ao estado de vapor superaquecido.

A evaporação pode ser dividida em dois tipos básicos, ebulição em piscina e ebulição convectiva. A ebulição em piscina ocorre quando a superfície de transferência de calor está envolvida num corpo relativamente grande de líquido quiescente. A agitação que ocorre é consequência da circulação natural bem como do movimento das bolhas.

Por outro lado, o tipo de ebulição que ocorre num evaporador de placas denomina-se ebulição convectiva e ocorre em canais nos quais flui uma mistura de vapor e líquido. Normalmente a superfície de transferência de calor é a parede do canal. É importante que a escolha do fluido frio seja feita tendo em conta que a temperatura de evaporação do mesmo tem de ser inferior à temperatura a que se pretende manter o espaço a ser refrigerado, de modo que essa temperatura seja suficiente para provocar a evaporação do fluido.

4.2.1 Expansão seca

Este tipo de sistema é recomendado para uso em instalações de refrigeração pequenas, nas quais os espaços a refrigerar encontram-se a curta distância da casa das máquinas.

Expansão seca ocorre quando os evaporadores contêm a quantidade de fluido frigorigéneo líquido necessária para absorver calor do espaço que se pretende refrigerar.

O fluido entra no evaporador no estado de mistura líquido-vapor, mas com quantidade de líquido inferior à de vapor, logo, sendo x o título da mistura, o valor do mesmo estará situado entre 0,5 e 1.

A evaporação irá ocorrer ao longo dos canais do evaporador, o fluido sai completamente vaporizado no final, no estado sobreaquecido. É importante garantir que o fluido encontra-se neste estado quando sai do evaporado de forma a garantir que não chega qualquer quantidade de líquido ao compressor, o que poderia provocar complicações no mesmo. De forma a garantir a entrada da quantidade correta de líquido para o evaporador, para garantir o sobreaquecimento aquando da saída do mesmo, é utilizada uma válvula de expansão. A válvula utilizada pode ser uma válvula de expansão termostática ou de expansão eletrónica.

Quando o sobreaquecimento do fluido no final do evaporador aumenta significa que a carga térmica aumentou, então surgem impulsos de abertura da válvula. Quando o sobreaquecimento diminui significa que a carga térmica também diminuiu, logo os impulsos recebidos pela válvula serão de modo a permitir a passagem de uma menor quantidade de líquido.

4.2.2 Inundado

Nos sistemas inundados, contrariamente aos de expansão seca, os evaporadores recebem uma quantidade de líquido superior à necessária para absorver calor.

São sistemas indicados para instalações de médio e grande porte, que normalmente apresentam distâncias significativas entre o espaço que se pretende refrigerar e a central térmica.

Como a quantidade de líquido recebido é superior à quantidade necessária, o fluido irá abandonar o evaporador numa mistura de vapor/líquido.

Neste sistema a alimentação de líquido até ao evaporador e o retorno da mistura vapor/líquido é feita a partir de, e para, um depósito separador. Este depósito tem a função de separar a parte líquida e a parte vaporizada do fluido, permitindo que apenas vapor chegue ao compressor, de modo a evitar complicações no mesmo.

O sistema inundado pode ser de gravidade e forçado, tendo em conta a forma como se faz a circulação do fluido no sistema.

No tipo por gravidade, a circulação é efetuada de forma natural, pela gravidade e pela diferença de densidade entre o vapor e o líquido.

Na circulação forçada a circulação é feita com recurso a uma bomba ou a um injetor. Este tipo de sistema é bastante utilizado na refrigeração industrial do amoníaco.

Evaporadores inundados, por norma, apresentam maior rendimento, uma vez que o fluido não chega a vaporizar totalmente, a transferência de calor dá-se toda sobre a forma de calor latente. Uma vez que no tipo inundado o fluido entra no evaporador no estado líquido, logo a quantidade de líquido que pode ser vaporizado é superior à quantidade de líquido com potencial para evaporar num sistema de expansão seca, uma vez que parte do fluido neste sistema já entra no evaporador na forma de vapor. Logo, para uma mesma quantidade de fluido, a quantidade de calor absorvido na forma latente é inferior quando comparada com um evaporador inundado.

4.3 Padrões de fluxo nos canais

Durante os processos de condensação e evaporação que ocorre nos canais dos permutadores, tanto o líquido como o vapor assumem uma variedade de configurações, estas configurações são designadas de padrões de fluxo.

Os padrões de fluxo representam as distribuições a nível espacial e temporal das fases de vapor e líquido.

Os padrões de fluxo dependem de :

- Condições de pressão;
- Geometria do canal;
- Taxas de fluxo relativas;
- Condições fronteira;
- Etc.

5 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL

5.1 Fluidos frigorigêneos

Um fluido frigorigêneo é um fluido responsável por transferir calor proveniente do ambiente que se pretende refrigerar para outro local. As transferências de calor dão-se através das mudanças de fase do fluido, que ocorrem quando este absorve ou liberta calor.

O fluido frigorigêneo passa por um ciclo em que irão ocorrer compressão e expansão, conduzindo à alteração do seu estado entre gasoso e líquido, dando-se desta forma as transferências de calor sobre a forma latente.

5.1.1 Características de um bom fluido frigorigêneo

Para que possua boa eficiência, desempenho e ser considerado um fluido frigorigêneo, é importante que a substância possua algumas características, tais como:

- Capacidade para absorver e libertar elevadas capacidades de calor, envolvendo a mudança de fase;
- Ponto de ebulição adequado para a faixa de temperatura de operação do sistema, uma vez que o ponto de ebulição tem influência direta sobre de que forma irão acontecer os processos de compressão, condensação, expansão e evaporação;
- Pressão de vapor suficiente, uma vez que quanto mais baixa for a pressão de vapor, mais baixo será o ponto de ebulição, o que significa que a evaporação do fluido se dá a temperaturas mais baixas;
- Estabilidade química, de forma que o fluido dure vários anos com repetidas mudanças de estado físico sem que percam as suas propriedades térmicas;
- Não devem ser corrosivos de forma a permitir o uso de materiais normais sem que aconteça a sua degradação;
- Baixa viscosidade e elevados coeficientes de troca de calor;
- Segurança ambiental;
- Eficiência energética.

5.1.2 História

Por volta de 1834 é desenvolvido o primeiro sistema de refrigeração baseado no processo de compressão de vapor, e com esta invenção surgem também os fluidos frigoríficos. Inicialmente todos os fluidos frigoríficos que surgem são naturais.

São utilizadas grandes variedades de substâncias como fluidos frigoríficos, como por exemplo dióxido de enxofre e éter. O problema desta grande variedade prende-se com o facto de muitos dos fluidos utilizados nesta altura serem inflamáveis, tóxicos, ou apresentarem riscos para a saúde.

Em 1902 tem início a produção comercial dos fluidos frigoríficos.

Em 1930 dá-se a invenção dos CFC's (clorofluorcarbonetos), que se tornam populares devido à estabilidade e segurança que os mesmos apresentam, já que foi o primeiro fluido não tóxico e não inflamável a ser usado em frigoríficos domésticos.

Em 1974 é apresentada a hipótese dos CFC's depois de evacuados para a atmosfera, sob a ação de raios ultra violeta, poderem dissociar-se, libertando íons de choro que são capazes de destruir moléculas de ozono. Após investigações, surgem evidências que de facto os fluidos CFC têm efeitos negativos na camada de ozono assim como o efeito de estufa.

Em 1987 no protocolo de Montreal, fica definida a redução e eliminação gradual do uso de substâncias que contribuam para a destruição da camada de ozono, como medida para responder aos danos causados pelos CFC's.

Entre 1992 e 1995 são efetuadas algumas retificações que permitem um aumento dos HCFC (hidroclorofluorcarbonetos) de forma a acelerar o final dos CFC, uma vez que os CFC's representam um risco superior relativamente à destruição da camada de ozono. É então estabelecido pela União Europeia que os HCFC passam a desempenhar o papel de fluido de transição até 2015. A partir de 1 de janeiro de 2015 ficaria proibida a venda e uso de fluidos que contivessem na sua composição química átomos de cloro, representando assim o final da era do HCFC, tanto em fluido puro como em misturas.

Em 2005 entra em vigor o protocolo de Quioto, que apesar de só entrar em vigor em 2005, já tinha surgido em 1988 com o objetivo de conseguir uma redução de 1,8 a 5,4 °C na temperatura global do planeta até 2100.

Quando entra em vigor em 2005, os países aderentes assumiram o compromisso de reduzir as emissões de gases com efeito de estufa em 5,2 %, relativamente às emissões observadas em 1990.

O dióxido de carbono foi tomado como referência para os gases com efeito de estufa, após conclusão da relação existente entre a sua concentração na atmosfera e o aumento de temperatura média da Terra.

Com o objetivo de reduzir o uso de HFC's (Hidrofluorocarbonetos), devido ao alto potencial de aquecimento global, em 2016 realiza-se o acordo de Kigali, de forma a combater alterações climáticas.

Na atualidade, para além do parâmetro da eficiência, existem outros parâmetros de igual importância como a segurança do fluido frigorigéneo e o seu impacto ambiental.

Os três parâmetros mais importantes e com mais peso na escolha ou desenvolvimento de um fluido frigorigéneo para determinada aplicação são: segurança, eficiência e clima.

5.1.3 Medidores ambientais

GWP (*Global Warming Potencial*) – é um medidor do impacto de determinada substância no aquecimento global, que tem como referência o valor do CO₂ (GWP=1). O impacto de cada substância é medido ao longo de 100 anos.

A comparação que é feita com o CO₂ tem a ver com a capacidade que cada substância tem de reter calor na atmosfera.

HFC's, metano e óxido nitroso são conhecidos por ter valores de GWP's elevados.

ODP (*Ozone Depletion Potencial*) – indicador do potencial relativo de uma substância em degradar a camada de ozono estratosférica, em comparação com o potencial que representa o clorofluorcarboneto (CFC-11), que tem um ODP de 1.

Substância que tenham um valor de ODP igual a 0 não representam qualquer ameaça.

A escolha de períodos temporais diferentes afeta os resultados de GWP e ODP, intervalos de tempo mais curtos podem dar ênfase maior a gases com tempos de residência mais curtos na atmosfera, por exemplo como metano.

O ODP é importante na avaliação do impacto de substâncias na camada de ozono, enquanto o GWP é essencial para entender o papel dos gases de efeito de estufa no aquecimento global.

A Tabela 4.1 ajuda a perceber as opções que vêm a ser tomadas quanto à utilização de fluidos frigorigéneos quando a prioridade passa por reduzir o impacto ambiental.

Tabela 5.1 – Indicadores ambientais de fluidos frigoríficos.

Fluido frigorífico	Fórmula química	ODP	GWP (100 anos)
Dióxido de carbono	CO ₂	0	1
Amoníaco	NH ₃	0	<1
Propano (R290)	C ₃ H ₈	0	~3
R22	CHClF ₂	0.05	1810
R134a	C ₂ H ₂ F ₄	0	1430
R410A	R32/R215 (50/50)	0	2088
R600a	C ₄ H ₁₀	0	3
Propileno (R1270)	C ₃ H ₆	0	2

5.1.4 Classificação do fluido frigorífico

Os fluidos frigoríficos podem ser classificados de acordo com a função que desempenham nos circuitos, podendo ser distinguidos entre fluidos primários e fluidos secundários.

Os fluidos primários circulam internamente nos sistemas, absorvendo e rejeitando calor, variando o estado entre líquido e vapor no evaporador e no condensador.

Os fluidos frigoríficos secundários são utilizados para fazer o transporte de calor entre o meio a arrefecer e o fluido primário. Inicialmente o fluido é arrefecido no evaporador, devido à troca de calor com o fluido primário, depois disso, absorve o calor presente no meio, ou substância envolvente que se pretende arrefecer.

5.1.5 Classificação do fluido frigorífico quanto aos componentes

Os fluidos primários podem ser divididos em fluidos puros ou misturas, a diferença entre os mesmos está no número de substâncias que os compõem.

Os fluidos puros são aqueles que são constituídos por um único componente e têm como característica manter a temperatura constante durante todo o processo de mudança de fase para uma determinada pressão.

As misturas por sua vez são uma combinação de vários componentes que formam o fluido frigorífico com características específicas.

As misturas podem ser separadas em dois tipos, misturas que se comportam de forma semelhante a fluidos frigoríficos puros, ou seja, mantêm a temperatura constante durante o processo de evaporação e condensação, denominando-se de misturas azeotrópicas. Por outro lado existem misturas que são caracterizadas pela variação da temperatura da mistura durante o processo de mudança de fase, denominando-se de misturas zeotrópicas.

5.2 Anatomia de sistemas de refrigeração

Um sistema de refrigeração tem como objetivo remover calor de um espaço ou de um produto que se pretenda refrigerar. A rejeição de calor para um ambiente a temperatura superior exige trabalho, de outra forma é impossível, uma vez que fisicamente a deslocação do calor ocorre no sentido das temperaturas mais altas para as temperaturas mais baixas, sempre. O trabalho necessário será fornecido ao compressor, onde será utilizado para fazer a compressão do fluido.

A constituição principal e mínima de um sistema de refrigeração é a que se apresenta na Figura 5.1, sendo constituída por um compressor, um dispositivo de expansão, um evaporador e um condensador.

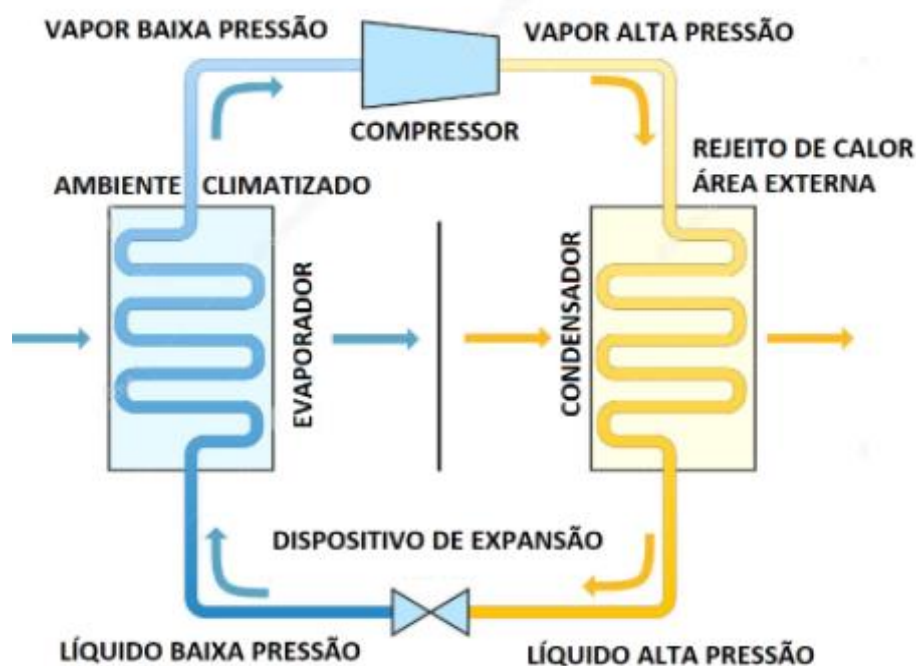


Figura 5.1 – Constituição de um sistema de refrigeração. [20]

Compressor – tem a função de aumentar a pressão e a temperatura do fluido frigorigêneo. Comprime o vapor de baixa pressão, como resultado deste processo, aquando da saída o vapor encontra-se a alta pressão e a temperatura superior. Daí segue em direção ao condensador.

Condensador – no condensador, o fluido que entra no estado de vapor a alta pressão e temperatura irá trocar calor com o ambiente circundante (ar, água, ou outro fluido) que se encontra a temperatura inferior à do fluido frigorigêneo e portanto a cedência de calor dá-se de forma natural, sobre a forma de calor latente, até que todo o vapor seja condensado. Caso o vapor seja todo condensado e o fluidos ainda continue a perder calor, a transferência de calor é feita sobre a forma de calor sensível.

Válvula de expansão – o líquido de alta pressão que provém do condensador passa por uma válvula de expansão, onde sofre uma expansão abrupta, reduzindo a pressão, o que leva a uma redução da temperatura, resultando uma mistura de líquido e vapor de baixa pressão na saída da válvula de expansão.

Evaporador – No evaporador a mistura líquido/vapor absorve o calor do espaço a refrigerar, durante a evaporação, até toda a mistura estar no estado de vapor, o fluido não altera a sua temperatura. O calor absorvido nesta fase é sobre a forma latente.

A transferência de calor entre o espaço a refrigerar e o fluido frigorigéneo é possível devido à expansão sofrida pelo líquido na válvula de expansão, uma vez que a expansão provoca a descida da temperatura de ebulição do fluido.

5.2.1 Ciclo de refrigeração básico

O fluido frigorigéneo no estado líquido sofre uma expansão na válvula de expansão, durante a qual não ocorre qualquer troca de calor com o ambiente envolvente, este processo dá-se a entalpia constante. Com a expansão, a pressão vai assumindo valores mais baixos.

Como consequência da redução de pressão, uma parte do fluido frigorigéneo irá evaporar, quando se dá a evaporação dessa porção do fluido frigorigéneo ocorre uma baixa de temperatura na fase líquida, uma vez que certa quantidade de calor é absorvido pela parte do fluido que evapora. A parte do fluido que evapora mantém a temperatura uma vez que a absorção do calor é feita sobre a forma latente. O fluido frigorigéneo é então encaminhado até ao evaporador, onde chega parcialmente evaporado, no estado de mistura líquido-vapor. No evaporador irá acontecer a evaporação da restante parte do fluido, devido à absorção de calor do espaço a refrigerar para o fluido, também sobre a forma de calor latente, pelo menos inicialmente. Caso o vapor saia do evaporador no estado de vapor sobreaquecido, que é o que acontece mais comumente, significa que também houve calor absorvido sobre a forma de calor sensível. Depois da saída do evaporador o vapor é encaminhado até ao compressor, onde irá ocorrer a compressão até à pressão de condensação. Com o aumento da pressão irá ocorrer também o aumento da temperatura do fluido frigorigéneo. O vapor deixa o condensador no estado de vapor sobreaquecido (Figura 5.2).

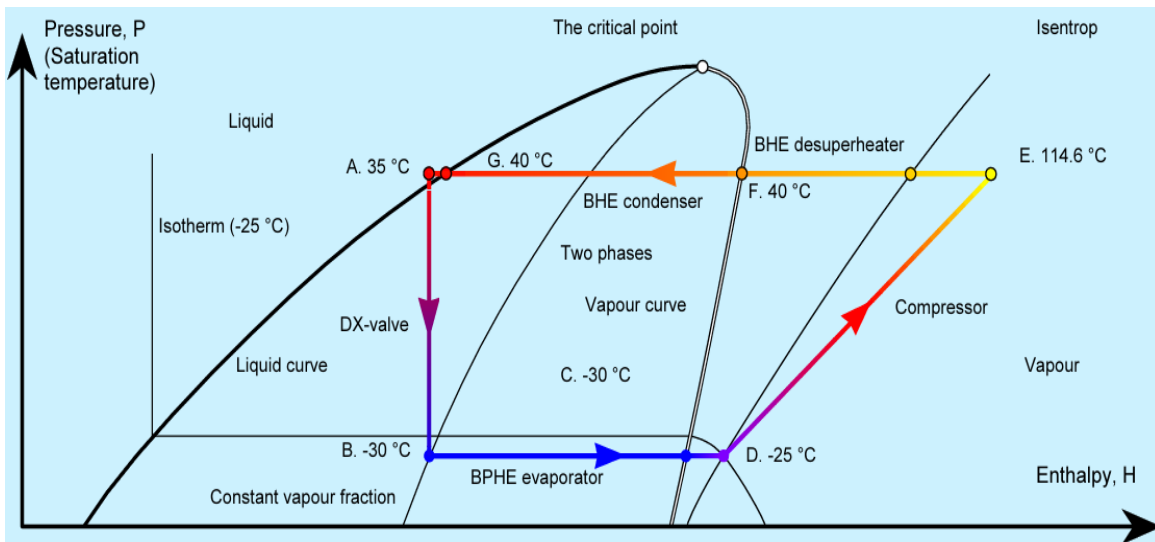


Figura 5.2 – Gráfico pressão – temperatura de um ciclo de refrigeração.[12]

Durante o processo de compressão existem diversos atritos, quer seja nas partes móveis do compressor quer seja provocado pelo atrito do óleo lubrificante. O resultado dos atritos que ocorrem no compressor irão resultar numa adição de calor extra ao fluido frigorígeno. Devido a estes atritos o processo de compressão não é isentrópico, contrariamente á consideração que é feita segundo o ciclo ideal.

A quantidade de energia adicional depende da eficiência do compressor utilizado no processo.

Após a passagem pelo compressor, e devido a este acrescento de calor extra, o vapor sai a temperaturas bastante elevadas, o que possibilita o aproveitamento desse calor para o aquecimento de água ou para aquecimento ambiente por exemplo, evitando assim o desperdício de calor que seria apenas descartado no condensador.

Por fim, o vapor chega então ao condensador no estado de vapor saturado ou vapor sobreaquecido.

Nesta etapa o fluido frigorígeno troca calor com um fluido a temperatura inferior ou com o meio envolvente, dependendo do sistema utilizado.

A troca de calor, á semelhança do processo que ocorre no evaporador, é feita sobre a forma de calor latente, ocorrendo portanto a condensação do mesmo.

O fluido frigorígeno abandona o condensador sobre a forma de líquido saturado ou líquido subarrefecido, dependendo do processo e das temperaturas que têm lugar nos vários pontos do mesmo.

Na Figura 5.3 apresenta-se um exemplo de um ciclo de refrigeração. Neste exemplo são utilizados permutadores de calor de placas como evaporador, condensador e arrefecedor de vapor sobreaquecido, que arrefece o vapor quando este se encontra no estado de vapor sobreaquecido.

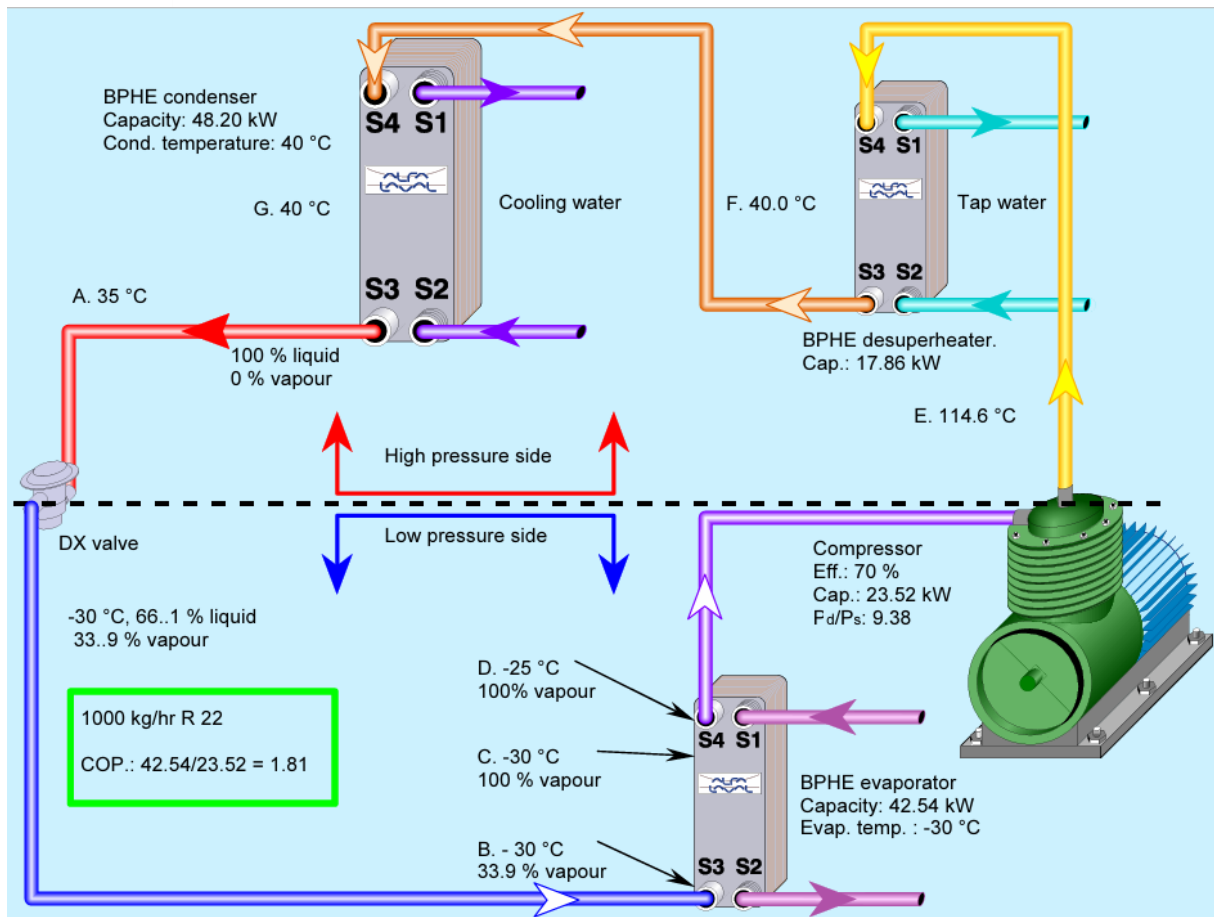


Figura 5.3 – Exemplo de um ciclo de refrigeração.[12]

5.3 Sistemas de Amoníaco

O amoníaco é um fluido frigorigéneo natural e encontra-se presente no meio ambiente de diversas formas, seja proveniente da decomposição do estrume, seja em restos mortais de animais e plantas.

Devido à origem, o amoníaco pode ser encontrado no solo, na água e no mar. Encontra-se entre os gases mais abundantes no meio ambiente e representa uma importante fonte de nitrogênio para animais e plantas.

O amoníaco já é utilizado em instalações industriais e de refrigeração há mais de 100 anos.

É um fluido frigorigéneo que não apresenta potencial de destruição da camada de ozono, nem apresenta potencial de aquecimento global de forma direta. Quanto ao valor de aquecimento global de forma indireta, embora não seja nulo, é reduzido.

Durante o processo de evaporação, o amoníaco tem a capacidade de absorver grandes capacidades de calor, ou seja, grande capacidade para absorver calor sobre a forma latente, o que possibilita a utilização de tubos e componentes de menor dimensão para semelhantes valores de troca de calor, em comparação com outros

sistemas de refrigeração, como por exemplo, sistemas que utilizam fluidos frigorigêneos tradicionais, como o R-22 ou outros halocarbonetos, que possuem menor capacidade de absorção de calor.

O cheiro do amoníaco torna-se perceptível quando este atinge valores de concentração mínimos de 5 ppm (partes por milhão), valor 100 vezes inferior ao valor limite de tolerância (500 ppm).

5.3.1 Vantagens do amoníaco

A utilização de amoníaco como fluido frigorigêneo apresenta diversas vantagens, sendo as seguintes as de maior destaque:

- Possibilidade de utilização de tubagens com diâmetro inferior ou igual à tubagem utilizada quando são empregues fluidos frigorigêneos produzidos quimicamente, devido à alta capacidade de absorção de calor durante o processo de mudança de fase, como é apresentado na Tabela 5.2, o que permite a utilização de compressores de menores dimensões, reduzindo o custo geral do sistema.

Tabela 5.2 – Calor específico e calor de vaporização dos fluidos frigorigêneos ($t=25^{\circ}\text{C}$, $p=1$ atm).

Fluidos frigorigêneo	Calor específico (kJ/kg*K)	Calor de vaporização (kJ/kg)
Dióxido de carbono	0,85	198
Amoníaco	4,7	1360
Propano (R290)	2	425
R22	0,98	233
R134a	1,43	216
R410A	1,93	267
R600a	2,1	366
Propileno (R1270)	1,66	467

- Possui uma faixa de aplicação vasta, podendo ser utilizado desde altas a baixas temperaturas;
- É um fluido frigorigêneo natural, para além de ser o fluido mais ecológico que existe, tendo em conta os valores nulos de ODP e $\text{GWP} < 1$
- Em diversos países possui um custo bastante inferior comparativamente com HCFC's (à data deste trabalho);
- Não se mistura com o óleo lubrificante do sistema;

- Alta temperatura crítica (132°C), temperatura acima da qual um gás não existe no estado líquido, por maior que seja o aumento de pressão (Figura 5.4);

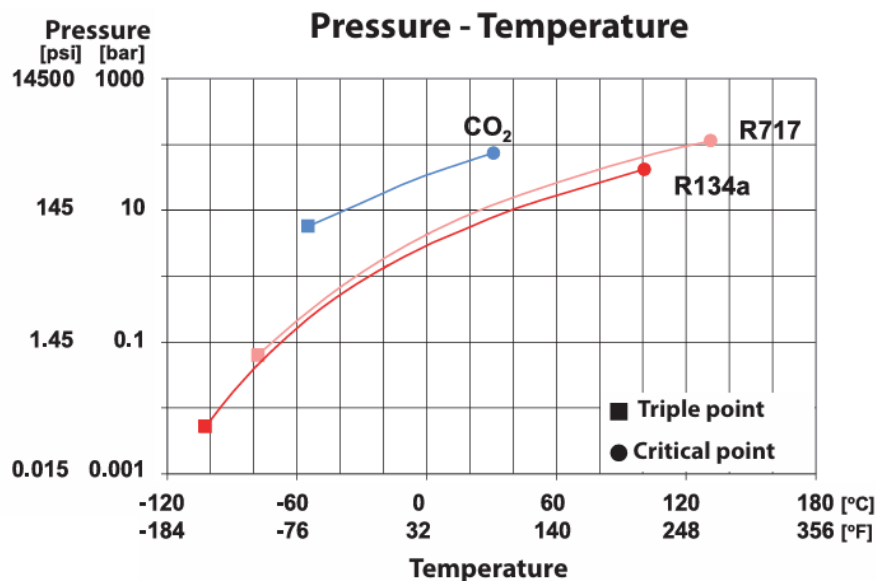


Figura 5.4 – Ponto crítico e triplo do amoníaco (R717).[13]

- Fácil deteção em caso de fuga devido ao cheiro característico;
- Nas mesmas temperaturas de evaporação e condensação, o amoníaco é o fluido frigorífero que oferece um coeficiente de desempenho (COP (*Coefficient Of Performance*)) mais elevado.

5.3.2 Limitações

Quando existe a presença de vestígios de água, o amoníaco reage de forma agressiva em contacto com materiais que possuam na sua constituição cobre, zinco e suas ligas. Por esta razão utilizam-se materiais compatíveis, sendo eles carbono, aço inoxidável, alumínio e titânio.

O ferro é o único material adequado para instalações que utilizem amoníaco, não sendo permitido o uso de compressores herméticos nem semi-herméticos tradicionais, uma vez que existem diversos códigos e normas de segurança industrial que exigem que em sistemas de refrigeração com amoníaco sejam utilizados compressores de construção aberta, de forma a facilitar as inspeções necessárias e manutenções, devido à toxicidade que este representa para o ser humano.

É um fluido moderadamente inflamável quando a concentração no ar atinge valores entre 16 – 28%.

Outra desvantagem da utilização do amoníaco é o w, dependendo da temperatura de evaporação (Figura 5.5). Quanto menor for a temperatura de evaporação maior

será a temperatura de descarga do compressor, isto porque quanto menor for a temperatura de evaporação, maior é a diferença de pressão entre o evaporador e o condensador. O resultado desta diferença é uma compressão mais intensa, e conseqüentemente um aumento superior de energia interna do gás durante a compressão, o que leva a uma temperatura de descarga superior.

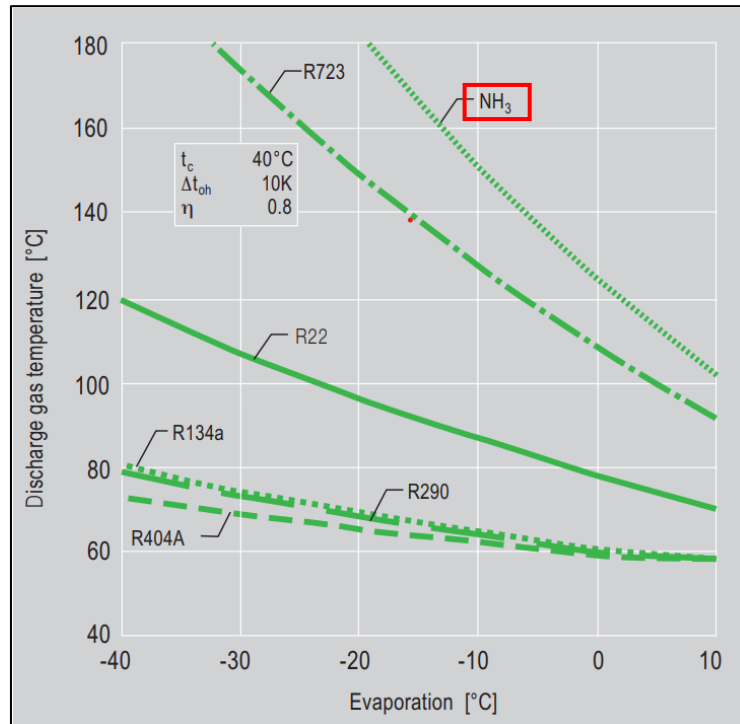


Figura 5.5 – Comparação das temperaturas de gases de descarga.[16]

Apesar das desvantagens acima apresentadas, a principal continua a ser a sua toxicidade.

5.3.3 Regulamentação para uso do amoníaco

As organizações de saúde e segurança ocupacional estabelecem valores limites para a concentração de amoníaco no ar, no caso da União Europeia quem define esses valores é a Comissão Europeia, com base em recomendações da SCOEL (SCOEL – *Scientific Committee on Occupational Exposure Limits*), que estabelece os seguintes valores:

- TLV-TWA – 20 ppm (14 mg/m³);
- TLV-STEL – 50 ppm (36 mg/m³).

TLV-TWA (Threshold Limit Value- Time-Weighted Average) - é a concentração média ponderada do tempo de uma substância química no ar durante um dia de trabalho padrão, 8 horas, totalizando 40 horas semanais.

Este valor é estabelecido de forma a proteger os trabalhadores de efeitos adversos à saúde ao longo de uma jornada de trabalho. O valor definido como limite

representa um valor para o qual, uma exposição média diária não deverá causar efeitos prejudiciais à saúde.

TLV-STEL (*Threshold Limit Value- Short-Term Exposure Limit*) - é a concentração média máxima permitida de uma substância química no ar quando a exposição é de curta duração, normalmente num espaço de 15 minutos.

Este valor tem como objetivo estabelecer um limite de exposição a picos de concentrações elevadas que podem causar efeitos adversos agudos, mesmo que a média ao longo do dia esteja dentro TLV-TWA. Quando é atingido o valor de 2500 ppm podem ocorrer sintomas de envenenamento.

Para além destes valores limites impostos na EU (União Europeia), existem outros organismos reguladores, como a EPA (*Environmental Protection Agency*), que aplica regulamentos em relação ao armazenamento e libertação de amoníaco.

Existe também a OSHA (*Occupational Safety and Health Administration*) que aplica regulamentos ao abrigo da lei de segurança e saúde no trabalho (lei OSHA), que tem como objetivo proteger os trabalhadores da exposição a produtos químicos perigosos. Instalações com cargas de amoníaco superior a 10 000 lbs (4540 kg) podem ficar sujeitas à norma de Gestão de Segurança e Processo (PSM (*Process Safety Management*)) da OSHA.

5.3.4 Aplicações para sistemas de refrigeração à base de Amoníaco

- Sistema de armazenamento térmico;
- Refrigeradores AVAC (chillers);
- Ar condicionado;
- Sistemas de arrefecimento urbano;
- Supermercados, lojas de conveniência;
- Aumento de eficiência de produção para instalações de produção de energia.

5.3.5 Riscos de contaminação com água

A contaminação por água num sistema de refrigeração utilizando amoníaco irá implicar:

- Aumento do consumo de energia;
- Redução da capacidade de refrigeração;
- Menor pressão de evaporação para a mesma temperatura;
- Decomposição do óleo refrigerante e criação de compostos nitrosos;
- Fugas devido à fragilização de anéis de vedação e juntas;
- Fugas causadas pela corrosão galvânica de juntas de alumínio;

- Desgaste em válvulas e controles;
- Criação de lodo no sistema;
- Deslocação do NH_3 , causada pela dissolução de compostos nitrosos.

5.3.6 Configurações típicas de sistemas de refrigeração com amoníaco

5.3.6.1 Sistemas de estágio único utilizando amoníaco

Os sistemas de estágio único de amoníaco (Figura 5.6) são utilizados em aplicações com apenas um nível de temperatura, como por exemplo refrigeradores. A maioria dos sistemas de estágio único de amoníaco possui bomba de recirculação do fluido entre o separador de líquido e o evaporador. Tanto a bomba de recirculação como o separador de líquido só são utilizados quando o sistema é inundado, que são maioritariamente utilizados.

Nesta configuração, utilizada para níveis de temperatura média a alta, é comumente utilizado um economizador de forma a melhorar a eficiência do sistema. Os principais elementos que constituem este sistema são:

- Compressor
- Condensador
- Reservatório de alta e de baixa pressão
- Evaporador
- Separador de óleo do sistema

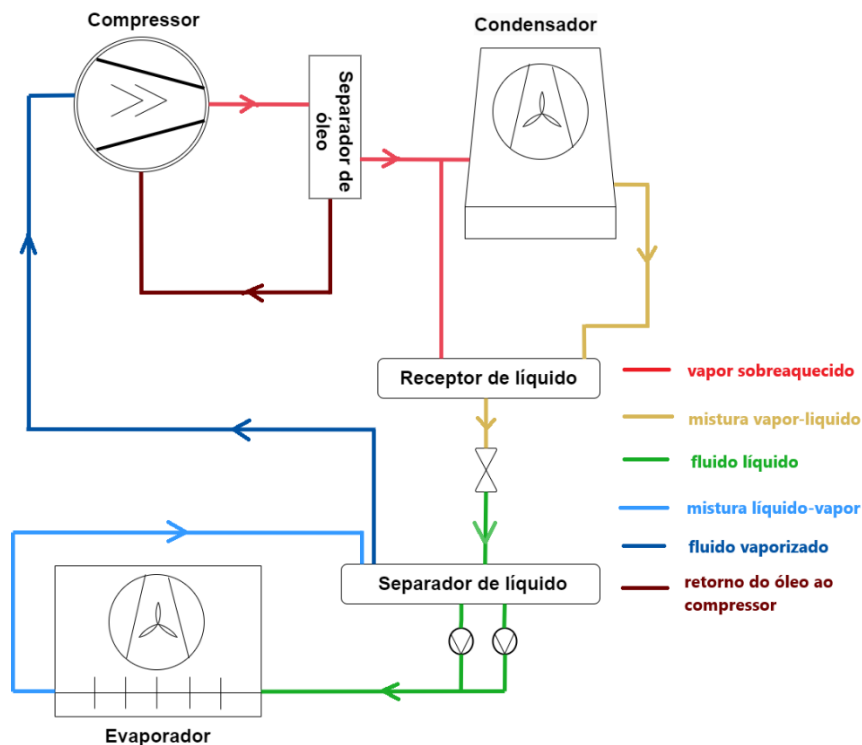


Figura 5.6 – Sistema de estágio único.

O ciclo de refrigeração do amoníaco funciona da mesma forma que a maioria dos restantes sistemas de refrigeração.

O amoníaco gasoso entra no compressor onde é pressurizado à medida que a temperatura vai aumentando. No estado sobreaquecido abandona o compressor a caminho do condensador. No condensador, o calor é dissipado através da troca de calor para um ambiente a temperatura inferior à do amoníaco, ocorrendo a condensação do mesmo. Depois de abandonar, o amoníaco passa através de uma válvula de expansão. Isto resulta numa redução da pressão do amoníaco. Em seguida segue para o evaporador onde evapora através do calor que é retirado do espaço a refrigerar.

Neste caso, depois de sair do evaporador a mistura vapor-líquido segue para o separador de líquido, de forma a evitar que o mesmo chegue e danifique o compressor. No separador de líquido, através de gravidade a porção vaporizada segue para o compressor, a parte líquida é retida no separador de líquido onde seguirá novamente para o evaporador.

5.3.6.2 Sistemas de dois estágios

Este tipo de sistemas (Figura 5.7) é tipicamente empregue em sistemas de baixa temperatura ou em aplicações de bombas de calor de alta temperatura. É possível a existência de mais estágios, quando os sistemas de aquecimento e arrefecimento são combinados. Estes sistemas oferecem uma eficiência superior comparativamente aos de estágio único, no entanto apresentam complexidade superior. São sistemas industriais de refrigeração que têm dois níveis de compressão do vapor. Geralmente possuem arrefecimento do fluido entre esses dois mesmo estágios, de forma a arrefecer o gás proveniente do primeiro estágio de compressão. Ao existir este arrefecimento do gás que sai do compressor do primeiro estágio é possível evitar temperaturas de descarga excessivamente elevadas do segundo estágio. O arrefecimento entre estágios é efetuado através da expansão de parte do fluido frigorígeno líquido presente no condensador da temperatura média

Devido à composição de dois estágios, nestes sistemas é comum existir uma combinação de compressores, compressor de parafuso para o estágio baixo e compressor de pistão para o estágio alto. Esta seleção é feita uma vez que os compressores de parafuso têm uma grande capacidade volumétrica, ou seja, são capazes de lidar com grandes volumes de gás. Já os compressores de pistão são projetados para lidar com maiores diferenças de pressão, mantendo a eficiência.

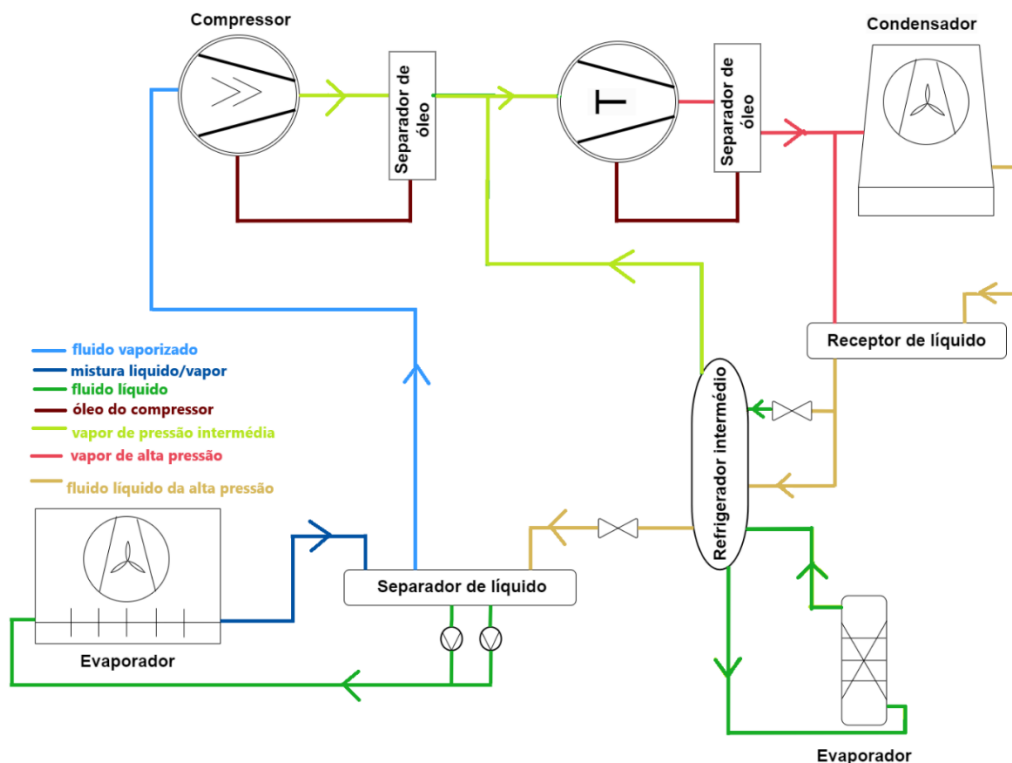


Figura 5.7 – Sistema de dois estágios de amoníaco.

Neste ciclo, uma parte do fluido frigorigéneo no estado líquido (cor amarela) que se encontra no recetor de líquido é expandida até ao valor de pressão intermédia, aquando da expansão é evaporado de forma a arrefecer o líquido que se encontra no refrigerador intermédio. A parte que se encontra no estado de vapor é direcionada para a linha de descarga do compressor de estágio baixo, arrefece o vapor de descarga do estágio baixo e entra no compressor de estágio alto, permitindo poupança de trabalho no compressor de estágio alto.

5.3.6.3 Otimização do sistema de dois estágios de amoníaco

O sistema de dois estágios com uso de amoníaco pode ser otimizado através de verificações para garantir que se encontra devidamente dentro das conformidades. As verificações que devem ser feitas de modo a otimizar o sistema são:

Verificar a existência de ar no sistema – quando a pressão dentro do condensador se encontra com valores superiores aos esperados, provavelmente é devido à presença de ar ou outro gás não considerável estar presente no sistema.

Verificar a presença de gases não consideráveis – Comparar a diferença de pressão entre a pressão de condensação real, lida no manómetro de recetor e a pressão saturada correspondente à temperatura medida na saída do condensador.

5.4 Sistemas de CO₂

O CO₂ pode ser utilizado para aplicações de baixas temperaturas em áreas relacionadas com a indústria alimentar, indústrias de bebidas, petroquímicas e navais, como por exemplo:

- Supermercados;
- Indústria de carnes;
- Câmaras frigoríficas;
- Liofilização;
- Instalações de condensação de CO₂.

Os sistemas de CO₂ podem ser divididos, tendo em conta as pressões e temperaturas de funcionamento, bem como o papel de CO₂ nesse mesmo sistema. Podem então ser divididos em aplicações subcríticas ou aplicações transcricas (Figura 5.8).

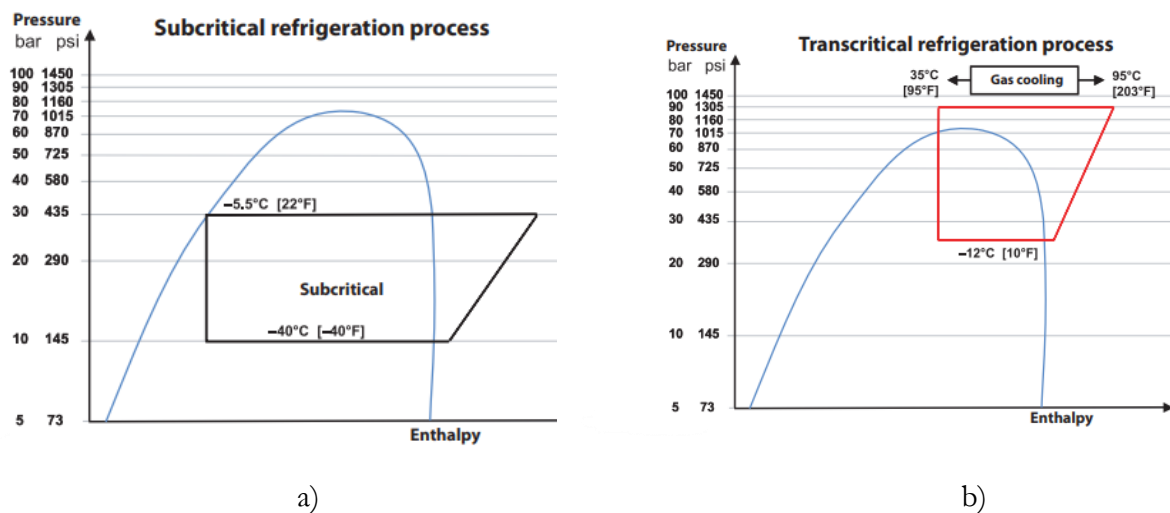


Figura 5.8 – Processo do CO₂: a) subcrítico; b) transcritical.[13]

Em aplicações subcríticas o CO₂ pode ser utilizado como fluido secundário num sistema de cascata (Ex: NH₃/CO₂) ou combinado com um estágio adicional de reforço para temperaturas de evaporação mais baixas.

Por estágio adicional de reforço entende-se a adição de um compressor ou um estágio adicional que é capaz de lidar com temperaturas de evaporação mais baixas. É utilizado em aplicações que exigem temperaturas de evaporação extremamente baixas que estão ao alcance das configurações habitualmente estabelecidas por sistemas mais simples.

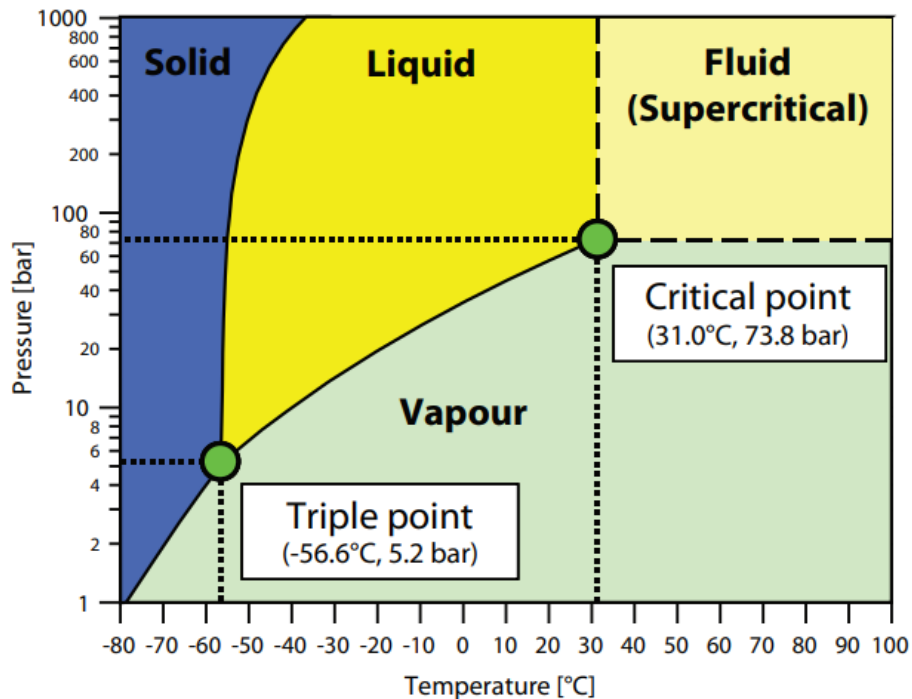


Figura 5.9 – Diagrama de fases do CO₂. [19]

O ponto crítico e o ponto triplo são dois pontos importantes de estado de CO₂ (Figura 5.9). O ponto triplo representa a condição em que todas as fases podem coexistir em equilíbrio, para temperaturas inferiores à temperatura deste ponto, a fase líquida de CO₂ não existe. Isto significa que para qualquer temperatura inferior à temperatura no ponto triplo não é possível a ocorrência de transferência de calor com base na evaporação ou condensação.

No outro extremo da curva de pressão, no ponto crítico, encontra-se o limite superior de processos de transferência de calor envolvendo a evaporação e a condensação. Quando a temperatura ou a pressão atingem valores superiores aos do ponto crítico, fica impossível estabelecer uma distinção clara entre o líquido e o vapor, esta região estende-se para cima e à direita do ponto crítico, chamada de região fluida. Qualquer condição nesta região é denominada de condição supercrítica.

Aplicação transcítica do CO₂

A aplicação transcítica do CO₂ é um ciclo no qual o CO₂ abandona o compressor com valor de pressão superior à pressão crítica.

Este ciclo é (Figura 5.10) caracterizado pelo facto do CO₂ nunca condensar ao longo do sistema, encontrando-se portanto no estado gasoso durante todo o processo.

Os processos transcíticos caracterizam-se pela rejeição de calor no lado da alta pressão ocorrer de forma isobárica, e não de forma isotérmica, uma vez que a rejeição de calor de forma isotérmica ocorre quando o fluido perde calor enquanto ocorre a mudança de fase.

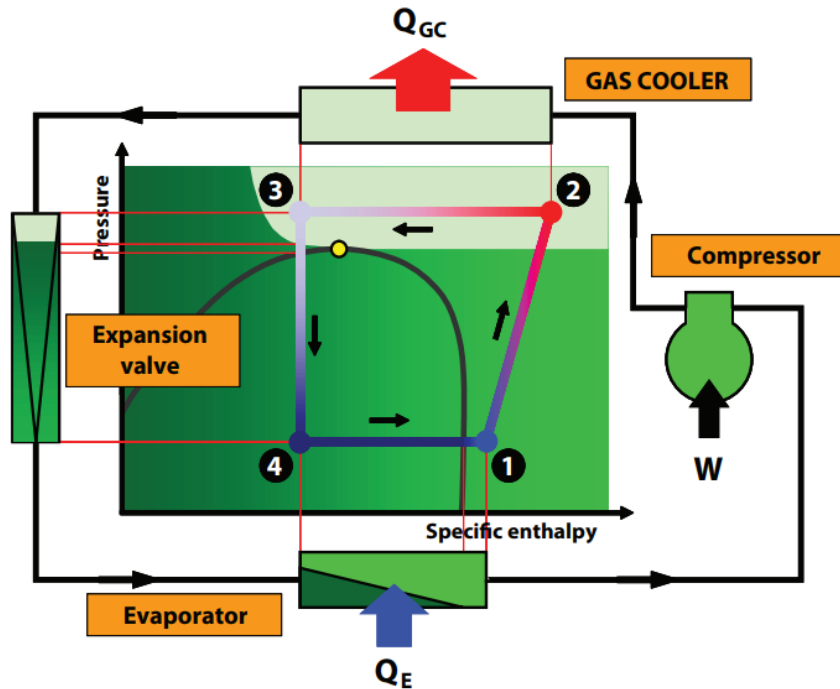


Figura 5.10 – Ciclo transcrito e componentes principais. [13]

Contrariamente ao processo de condensação durante uma operação subcrítica, numa operação transcrito ocorre o arrefecimento do gás (desuperaquecimento), com um deslize na temperatura. O deslize na temperatura acontece no arrefecedor de gás, quando o amoníaco perde calor a pressão constante mas a temperatura diminui progressivamente.

5.5 NH₃/CO₂ – Diferenças e sinergias

5.5.1 Sistema em cascata

Para proprietários de instalações ou empresas que pretendam fluidos frigoríficos secundários mais eficientes e ecológicos, um sistema de cascata NH₃/CO₂ é uma opção bastante viável.

Este sistema é um sistema que consiste em dois circuitos de refrigeração separados, que apenas se conectam através de um trocador de calor, que irá atuar como condensador do lado da baixa temperatura e como evaporador do lado da alta temperatura do sistema.

A nível ambiental este sistema é caracterizado pelos valores que apresenta quanto ao ODP e ao GWP, sendo eles, 0 e 1 respetivamente, o que faz deste um sistema bastante atrativo para quem procura fluidos secundários ecológicos e eficientes, por isso mesmo a sua procura tende a aumentar.

Devido às características de cada um dos fluidos frigoríficos, o CO₂ é utilizado no lado das baixas temperaturas, enquanto o NH₃ é utilizado do lado das altas temperaturas.

Devido à toxicidade já referida do NH₃, o seu uso costuma ser restrito à sala das máquinas, sendo o CO₂ responsável pelas trocas térmicas nos restantes locais necessários.

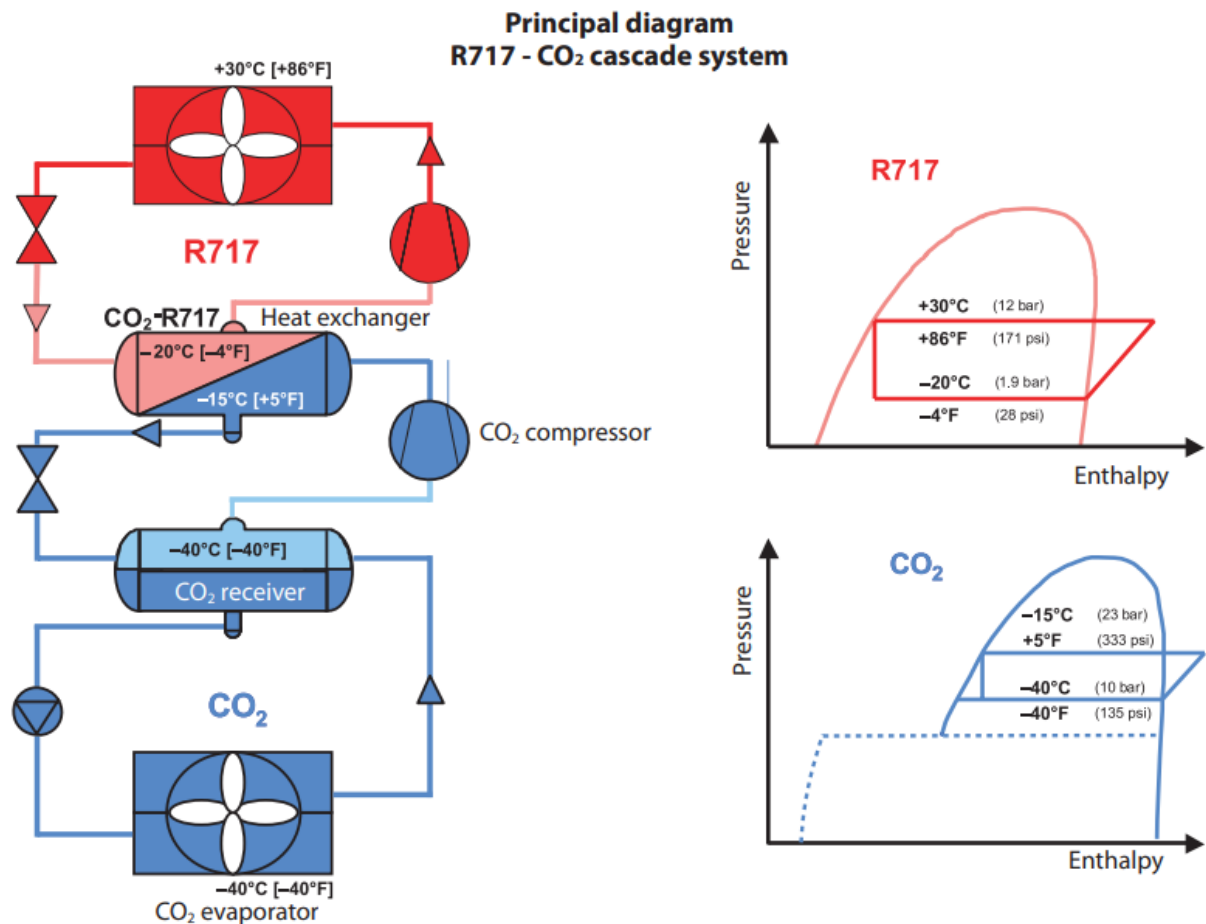


Figura 5.11 – Exemplo de sistema em cascata. [13]

Como se pode reparar na Figura 5.11, neste sistema em cascata de amoníaco e dióxido de carbono, o CO₂ atua do lado da baixa pressão e o NH₃ no lado da alta pressão.

Posto isto, o CO₂ é responsável por proceder à remoção do calor do espaço a refrigerar, depois de passar pelo evaporador passa pelo coletor, onde a parte não evaporada fica retida, seguindo a parte evaporada para o compressor. Depois de comprimido, o CO₂ segue para o permutador de calor, onde irá permutar calor com o amoníaco no estado líquido. O resultado deste processo é a evaporação do amoníaco e a condensação do dióxido de carbono. O amoníaco evaporado segue para o compressor para ser pressurizado antes de chegar ao condensador, onde irá libertar o calor e condensar. Enquanto o dióxido de carbono condensado passa por

uma válvula de expansão antes de chegar novamente ao coletor de CO₂ onde a parte líquida irá ser encaminhada para a bomba de circulação e posteriormente para o evaporador. A parte evaporada é encaminhada para o compressor.

5.5.2 Vantagens

A combinação de NH₃/CO₂ no mesmo sistema de refrigeração possui diversas vantagens, sendo elas:

Baixos custos operacionais

Contrariamente a outros sistemas de refrigeração industrial que apresentam eficiência máxima quando operam em carga total, um sistema de cascata NH₃/CO₂ consegue manter a alta eficiência energética mesmo quando opera em carga parcial. Esta situação ocorre sobretudo quando o sistema opera em temperaturas de evaporação muito baixas, sensivelmente entre -35° C e -50°C. Como tal, esta configuração pode economizar mais energia e dinheiro em instalações de processamento e armazenamento que não possuam a necessidade de operar constantemente em carga total.

Custo de capital mais baixo

O CO₂ é um fluido frigorigéneo mais apropriado, comparativamente ao amoníaco, para aplicações de baixa temperatura devido às suas propriedades termodinâmicas distintas. Esta característica permite um design de todo o sistema de menores dimensões e mais simplificado, reduzindo o tamanho das tubagens necessárias, quando comparado com sistemas que utilizam apenas amoníaco em ambos os estágios.

Redução de carga de amoníaco

Um sistema em cascata permite a redução de carga de amoníaco, ficando assim o uso do amoníaco restrito à sala das máquinas, onde ocorre o arrefecimento do CO₂. Depois de arrefecido, é o CO₂ que é responsável por alcançar as áreas de processamento e/ou armazenamento, ou seja, as áreas a refrigerar. Esta configuração permite que, por exemplo, alimentos e pessoas não fiquem expostas ao amoníaco.

Combinação das propriedades entre o CO₂ e o NH₃

É um sistema mais eficiente em refrigeração a baixa temperatura quando comparado a um sistema de amoníaco de dois estágios (Figura 5.12). Isto porque o CO₂ é bastante eficiente em temperaturas de evaporação bastante baixas, temperaturas onde a eficiência do amoníaco cai. Para além disso, o amoníaco consegue condensar a pressões relativamente baixas, para temperaturas ambientes altas, onde o CO₂, para conseguir corresponder da mesma forma teria de atuar em regime transcrito, menos eficiente. A escolha do CO₂ para o lado da baixa pressão e de amoníaco para a alta pressão permite retirar o melhor de cada um.

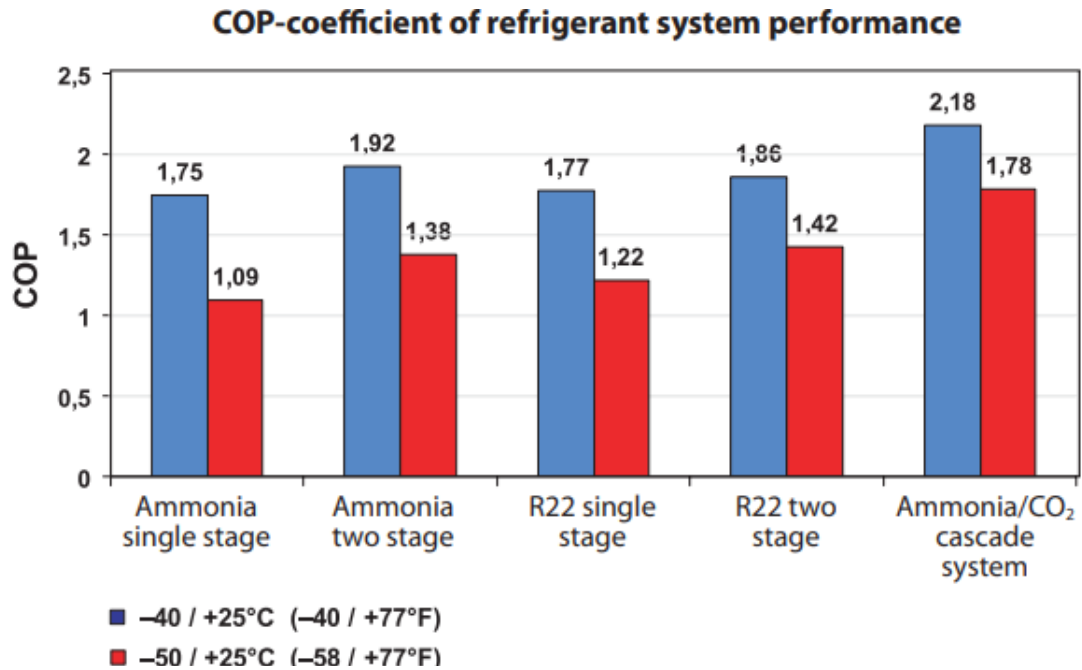


Figura 5.12 – Comparação do COP dos diferentes sistemas de refrigeração. [13]

Custos de conformidade positivos

Como o sistema em cascata utiliza dois fluidos, a quantidade utilizada de cada fluido é inferior quando comparada à quantidade que seria necessário caso o sistema utilizasse apenas um deles, como tal, a quantidade de amoníaco utilizado no sistema será inferior, o que conduz à redução do risco de acidentes, e por isso, à redução dos requisitos regulatórios.

Pressão positiva constante

A pressão positiva constante, pressão superior à pressão atmosférica em todo o sistema, elimina os riscos de acumulação de não condensáveis.

Para além disso, devido à pressão positiva constante, em caso de vazamento não existe a entrada de ar e/ou humidade para o sistema, o que poderia levar à formação de substâncias corrosivas e a uma possível redução da eficiência do ciclo de refrigeração.

5.5.3 Desvantagens

Quando comparado com os sistemas que utilizam dois estágios de amoníaco, o sistema em cascata utilizando dióxido de carbono e amoníaco apresenta também alguns pontos não tão vantajosos:

Alta pressão do CO₂

O CO₂ apresenta uma pressão de saturação bastante alta (superior a 75 bar) quando o fluido se encontra no estado líquido exposto à temperatura ambiente

(aproximadamente 40°C), o que implica que todos os componentes do circuito de baixa temperatura devam aguentar esta pressão, o que encarece o sistema.

Consumo das bombas

Em sistemas do tipo inundado, a bomba de líquido de CO₂ necessita de 2,5 a 3,5 vezes mais capacidade do que a bomba para o NH₃, tendo em conta condições similares de operação.

Pressão nos permutadores

Valores de pressão elevados nos equipamentos sob pressão e nos permutados de calor de CO₂, comparando com valores que se obtêm quando o fluido é amoníaco.

Pressão de carregamento do CO₂

O CO₂ não pode ser carregado depois da instalação ser evacuada sob vácuo, isto porque, caso a pressão do sistema seja inferior a 5,5 bar, ocorrerá a formação de gelo seco no interior da porta de admissão do CO₂. De forma a contrariar este acontecimento, é necessário elevar a pressão acima dos 5,5 bar antes de se fazer o carregamento do líquido.

5.6 Skids de refrigeração

Os skids de refrigeração são sistemas complexos e compactos montados sobre uma estrutura rígida que facilita o transporte, a instalação e a manutenção, uma vez que inclui todos os componentes essenciais ao funcionamento de um sistema de refrigeração, podendo incluir:

- Compressores
- Condensadores
- Evaporadores
- Válvula de expansão
- Permutadores de calor
- Sistemas de controlo
- Tubagens e acessórios de ligação

5.6.1 Funcionamento

O funcionamento de um skid segue basicamente o ciclo de um sistema de refrigeração básico.

Começando pela entrada do fluido frigorigéneo no compressor na forma gasosa, onde irá ser pressurizado e conseqüentemente onde a sua temperatura irá também sofrer um aumento.

Quando abandona o compressor, a temperatura e pressão superiores aos valores na entrada, é encaminhado para o condensador. No condensador o fluido perde calor para o ambiente externo, o que leva a que o fluido abandone o condensador no estado de líquido. Antes de chegar ao evaporador, o fluido passa por uma válvula de expansão de forma a reduzir a pressão e baixar a temperatura. O fluido a baixa pressão entra no evaporador, onde absorve o calor do ambiente ou do espaço que se pretende arrefecer/ refrigerar, quando absorve o calor volta a condensar. Depois de abandonar o evaporador volta ao compressor onde o ciclo volta a repetir-se.

5.6.2 Vantagens

Devido ao facto de todos os componentes estarem a curtas distâncias entre eles e estarem todos contidos na mesma estrutura apresenta algumas vantagens, tais como:

- Facilidade de instalação;
- Mobilidade e flexibilidade;
- Qualidade e confiabilidade;
- Eficiência operacional.

6 PROJETO DE PERMUTADOR DE CALOR DE PLACAS

6.1 Cálculo térmico

O cálculo térmico de um permutador de calor de placas é efetuado tendo por base as expressões gerais do método DMLT (Diferença Média Logarítmica de Temperatura), recorrendo à extensão da lei de Newton, utilizando o coeficiente global de transmissão de calor (equação 6.1).

$$q = UA\Delta T_m \quad (6.1)$$

Em que,

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} \quad (6.2)$$

Os valores de ΔT_1 e de ΔT_2 na equação 5.2 variam com o tipo de escoamento que será utilizado ao longo do permutador (equações 6.3, 6.4, 6.5 e 6.6).

Escoamento paralelo

$$\Delta T_1 = T_{qe} - T_{fe} \quad (6.3)$$

$$\Delta T_2 = T_{qs} - T_{fs} \quad (6.4)$$

Escoamento em contra corrente

$$\Delta T_1 = T_{qe} - T_{fs} \quad (6.5)$$

$$\Delta T_2 = T_{qs} - T_{fe} \quad (6.6)$$

Sendo T_{qe} e T_{qs} a temperaturas do fluido quente na entrada e na saída, e T_{fe} e T_{fs} a temperatura do fluido frio na entrada e na saída, respetivamente.

Portanto, ΔT_m (equação 6.2) representa a diferença da temperatura média logarítmica.

O calor trocado por cada um dos fluidos pode ser calculado utilizando as fórmulas a seguir apresentadas (equação 6.7 e 6.8).

Do lado do fluido quente

$$q_Q = \dot{m}c_p\Delta T_Q \quad (6.7)$$

Do lado do fluido frio

$$q_F = \dot{m}c_p\Delta T_F \quad (6.8)$$

6.1.1 Escolha de placas

A escolha do modelo e o número de placas necessárias a utilizar em determinado permutador é efetuada recorrendo aos softwares REPCON (*Refrigeration Process Control*), desenvolvido pela *Bryan Research & Engineering, Inc.*, e HTRI, desenvolvido por *Heat Transfer Research, Inc.*.

A principal diferença entre os programas referidos é que o HTRI permite realizar cálculos que englobam a mudança de fase dos fluidos, enquanto o REPCON não possui essa capacidade, apenas permite o cálculo para sistemas em que não exista alteração do estado do fluido no sistema.

No entanto, no HTRI, a escolha do modelo da placa bem como o número de placas que serão necessárias para a aplicação desejada são obtidos através de tentativa e erro, usando como indicador e orientação o valor dos relatórios fornecidos pelo programa, consoante os mesmos são feitos ajustes até se atingir um valor que satisfaça os requisitos pretendidos.

Um indicativo durante a tentativa e erro quanto ao tipo e quantidade de placas escolhidas, bem como o número de passagens, são os valores de queda de pressão apresentados a cada combinação, assim como é feita a distribuição do valor da queda de pressão. A queda de pressão ocorre ao longo dos canais por onde passam os fluidos e nas entradas dos fluidos para o permutador.

O HTRI apresenta a perda de carga que ocorre nestes dois pontos em percentagem. O objetivo passa por obter a maior percentagem de carga possível nos canais e a menor nas entradas para o permutador, uma vez que, como já foi referido, quanto maior a perda de carga nos canais maior é a troca térmica entre os fluidos.

Para além disso, é importante ir verificando sempre se os valores obtidos para a queda de pressão não ultrapassam o valor permitido.

Quando os valores não vão de encontro ao necessário, podem ser consideradas diversas alterações de modo a contrariar os resultados apresentados.

Por exemplo, quando se pretende reduzir a perda de carga em geral pode-se aumentar o número de placas utilizadas, aumentando os canais pelos quais os fluidos se irão distribuir, resultando numa redução da perda de carga.

Quando se pretende reduzir ou aumentar a perda de carga nos canais, outra das possibilidades passa por escolher placas com diferentes ângulos de rugosidade, como foi visto anteriormente ângulos superiores correspondem a perdas de cargas superiores e maiores trocas térmicas, por outro lado, ângulos menores traduzem-se em menor perda de carga e menor troca térmica entre os fluidos.

Será utilizado um relatório de um condensador que utiliza CO₂ do lado quente e amoníaco do lado frio para demonstrar como são apresentados os valores em HTRI e como os resultados variam em função do número de placas, do ângulo *Chevron* das placas, o arranjo permutador e a forma como é feito o escoamento.

Process Conditions		Hotside		Coldside	
Fluid name	CO2			Ammonia	
Total flow rate	(kg/hr)		17244,000		6267,600
Temperature, Inlet/Outlet	(Deg C)	56,60	-7,61	-14,00	-14,15
Weight fraction vapor, Inlet/Outlet	(--)	1,0000	0,0000	0,0000	0,6993
Temperature, Average/Skin	(Deg C)	24,49	-10,50	-14,07	-11,01
Pressure, Inlet/Average	(kPa)	2810	2809,8	249,00	246,67
Pressure drop, Total/Allow	(kPa)	0,306	100,00	4,664	7,500
Nominal channel velocity	(m/s)		0,18		0,0965
Fouling resistance	(m2-K/W)		0,0000		0,0000
Equivalent shear stress	(Pa)		0,82		3,05
Maldistribution parameter	(--)				

Figura 6.1 – Condições do processo.

No exemplo da Figura 6.1 vemos que o CO₂ entra no permutador no estado gasoso e abandona o mesmo totalmente líquido. O amoníaco entra no estado líquido e abandona o permutador no estado de vapor-líquido. São apresentados também os valores da queda de pressão total, bem como o valor máximo de queda de pressão aceitável.

Neste exemplo (Figura 6.1), o permutador tem 176 canais, 177 placas. São utilizados dois tipos de placa para formar o canal, o primeiro tipo com um ângulo *Chevron* de 60,50 ° e o segundo tipo com um ângulo de 30,20 °. O escoamento é feito em contra corrente.

Plate Geometry		
Channel width	(mm)	572,70
Channel spacing	(mm)	3,500
Equivalent diameter	(mm)	5,833
Average plate pitch	(mm)	4,300
Port diameter	(mm)	200,00
Tightened pack length	(mm)	336,70
Horizontal port c-c	(mm)	360,00
Vertical port c-c	(mm)	1520,00

Figura 6.2 – Dimensões da placa

O programa apresenta também informação sobre as dimensões da placa e dos canais percorridos pelos fluidos (Figura 6.2).

Permutadores de calor de placas e suas aplicações em sistemas de refrigeração

Port Velocities; m/s			Pressure Drop, % of Total		
	Hot	Cold		Hot	Cold
Inlet	2,97	0,084	Channel	45,4	81,3
Outlet	0,15	19,39	Other	54,6	18,7

Figura 6.3 – Valores da perda de carga.

Com base nos valores obtidos para a perda de carga (Figura 6.3), constata-se que do lado do fluido quente, a maior parte da perda de carga acontece na entrada para o permutador e não nos canais. Do lado frio, embora a maioria da perda de carga seja nos canais, ainda é uma percentagem que pode ser melhorada.

Para isso será feito outro cálculo, para as mesmas condições de entrada e saída dos fluidos, mas com um número de placas inferior, de forma a aumentar a perda de carga nos canais.

No novo estudo, o permutador irá utilizar 81 placas, 80 canais. São obtidos os valores que se apresentam na Figura 6.4

Fluid name		CO2		Ammonia	
Total flow rate	(kg/s)		4,790		1,741
Temperature, Inlet/Outlet	(Deg C)	56,60	-7,66	-14,00	-14,52
Weight fraction vapor, Inlet/Outlet	(--)	1,0000	0,0000	0,0000	0,7000
Temperature, Average/Skin	(Deg C)	24,47	-9,65	-14,26	-10,28
Pressure, Inlet/Average	(kPa)	2810	2807,8	249,00	243,97
Pressure drop, Total/Allow	(kPa)	4,354	100,00	10,051	7,500
Nominal channel velocity	(m/s)		0,41		0,22
Fouling resistance	(m ² -K/W)		0,0000		0,0000
Equivalent shear stress	(Pa)		3,42		12,82
Maldistribution parameter	(--)				

Figura 6.4 – Condições do processo.

Como podemos verificar na Figura 6.4, com a configuração de 80 canais, o lado quente apresenta perda de carga superior à máxima permitida, assim como o lado frio, mas este por sua vez com uma diferença bastante inferior.

Port Velocities; m/s			Pressure Drop, % of Total		
	Hot	Cold		Hot	Cold
Inlet	2,97	0,084	Channel	96,2	91,2
Outlet	0,15	19,69	Other	3,8	8,8

Figura 6.5 – Perdas de carga.

No entanto, os valores obtidos quando à distribuição da perda de carga (Figura 6.5) são melhores que os obtidos no cálculo anterior, alteração provocada apenas pela redução do número de placas de transferência de calor.

Foi efetuado outro cálculo, voltando à condição inicial, 177 placas, mas desta vez, as placas utilizadas têm o mesmo ângulo *Chevron*, ambas com 30,20°. O que se espera é uma redução da perda de carga, e valor inferior de calor trocado.

A Figura 6.6 mostra que do lado quente a perda de carga no canal é nula ou praticamente nula, do lado frio também existe uma redução da na percentagem de perda de carga que se perde nos canais.

Port Velocities; m/s			Pressure Drop, % of Total		
	Hot	Cold		Hot	Cold
Inlet	2,97	0,084	Channel	0	77,8
Outlet	0,15	19,33	Other	100	22,2

Figura 6.6 -Distribuição da perda de carga para PTC iguais.

Fluid name	CO2		Ammonia	
Total flow rate	(kg/s)	4,790		1,741
Temperature, Inlet/Outlet	(Deg C)	56,60	-7,61	-14,00
Weight fraction vapor, Inlet/Outlet	(--)	1,0000	0,0000	0,6992
Temperature, Average/Skin	(Deg C)	24,49	-10,46	-14,04
Pressure, Inlet/Average	(kPa)	2810	2809,9	249,00
Pressure drop, Total/Allow	(kPa)	0,167	100,00	3,932
Nominal channel velocity	(m/s)		0,19	0,0919
Fouling resistance	(m2-K/W)		0,0000	0,0000
Equivalent shear stress	(Pa)		0,44	1,65
Maldistribution parameter	(--)			

Figura 6.7 – Condições do processo para o caso das PTC iguais.

Como se pode confirmar pelos resultados obtidos houve de facto uma grande redução na perda de carga (Figura 6.7), sobretudo do lado quente e uma redução na quantidade de calor trocado (Figura 6.8), quando comparado ao valor de calor trocado na situação inicial, canal formado por uma placa com 30,20° de inclinação e outra com 60,50° de inclinação das rugosidades (Figura 6.9).

Actual U	(W/m2-K)	958,519
Required U	(W/m2-K)	1250,330
Total duty	(MegaWatts)	1,599
Area	(m2)	164,50
Overdesign	(%)	-23,34

Figura 6.8 – PTC iguais, com 30,20° de inclinação das rugosidades

Permutadores de calor de placas e suas aplicações em sistemas de refrigeração

Actual U	(W/m ² -K)	1228,585
Required U	(W/m ² -K)	1225,657
Total duty	(kW)	1599,251
Area	(m ²)	164,50
Overdesign	(%)	0,24

Figura 6.9 – Canal formada por PTC com diferentes ângulos de inclinação das rugosidade

Utilizando a situação inicial, 177 placas, 176 canais do tipo M, ou seja, com diferentes ângulos de inclinação iremos ver a diferença quando a circulação é feita em co-corrente ou em contracorrente.

Unit Geometry			Unit Geometry		
Units in series/parallel	(--)	1 / 1	Units in series/parallel	(--)	1 / 1
No. of passes, hot/cold	(--)	1 / 1	No. of passes, hot/cold	(--)	1 / 1
Total plates/channels	(--)	177 / 176	Total plates/channels	(--)	177 / 176
Flow configuration	(--)	Cocurrent	Flow configuration	(--)	Countercurrent
Inlet port locations	(--)	Same Side	Inlet port locations	(--)	Same Side
Flow path	(--)	Parallel	Flow path	(--)	Parallel
Hot inlet flow direction	(--)	Downflow	Hot inlet flow direction	(--)	Downflow

a) b)

Figura 6.10 – Escoamento em: a) co-corrente; b) contracorrente.

Na figura 6.10 é possível concluir que o fluido quente em ambos os casos flui ascendentemente no permutador. Ou seja, no caso do deslocamento dos fluidos em contracorrente, o fluido frio irá fazer o deslocamento no sentido contrário, de forma ascendente ao longo do permutador.

Na Figura 6.11 podemos reparar que a distribuição da queda de pressão do lado quente mantém-se a mesma, enquanto no lado frio a queda de pressão aumenta quando o deslocamento é feito em contracorrente, resultado do deslocamento do fluido em direção ascendente.

Port Velocities; m/s			Pressure Drop, % of Total		
	Hot	Cold		Hot	Cold
Inlet	2,97	0,084	Channel	45,4	81,3
Outlet	0,15	19,39	Other	54,6	18,7

a)

Port Velocities; m/s			Pressure Drop, % of Total		
	Hot	Cold		Hot	Cold
Inlet	2,97	0,084	Channel	45,4	59,6
Outlet	0,15	19,19	Other	54,6	40,4

b)

Figura 6.11 – Comparação dos valores de queda de pressão entre diferentes deslocamentos: a) contracorrente; b) co-corrente.

Process Conditions		Hotside		Coldside	
Fluid name	CO2			Ammonia	
Total flow rate	(kg/hr)		17244,000		6267,600
Temperature, Inlet/Outlet	(Deg C)	56,60	-7,61	-14,00	-14,15
Weight fraction vapor, Inlet/Outlet	(--)	1,0000	0,0000	0,0000	0,6993
Temperature, Average/Skin	(Deg C)	24,49	-10,50	-14,07	-11,01
Pressure, Inlet/Average	(bar)	28,100	28,098	2,490	2,467
Pressure drop, Total/Allow	(bar)	0,00306	1,000	0,047	0,075
Nominal channel velocity	(m/s)		0,18		0,0965
Fouling resistance	(m2-K/W)		0,0000		0,0000
Equivalent shear stress	(Pa)		0,82		3,05
Maldistribution parameter	(--)				

a)

Process Conditions		Hotside		Coldside	
Fluid name	CO2			Ammonia	
Total flow rate	(kg/s)		4,790		1,741
Temperature, Inlet/Outlet	(Deg C)	56,60	-7,61	-14,00	-13,91
Weight fraction vapor, Inlet/Outlet	(--)	1,0000	0,0000	0,0000	0,6988
Temperature, Average/Skin	(Deg C)	24,49	-10,50	-13,95	-11,00
Pressure, Inlet/Average	(kPa)	2810	2809,8	249,00	247,93
Pressure drop, Total/Allow	(kPa)	0,306	100,00	2,142	7,500
Nominal channel velocity	(m/s)		0,19		0,12
Fouling resistance	(m2-K/W)		0,0000		0,0000
Equivalent shear stress	(Pa)		0,83		3,70
Maldistribution parameter	(--)				

b)

Figura 6.12 – Em realce os valores de queda de pressão: a) contracorrente; b) co-corrente.

Embora no deslocamento em contracorrente a distribuição da queda de pressão seja superior nos canais do lado frio, em resultado real, a queda de pressão total no deslocamento em cocorrente é superior, como mostra a Figura 6.12.

Actual U	(W/m ² -K)	1228,585
Required U	(W/m ² -K)	1225,657
Total duty	(kW)	1599,251
Area	(m ²)	164,50
Overdesign	(%)	0,24

a)

Actual U	(W/m ² -K)	1274,119
Required U	(W/m ² -K)	1277,024
Total duty	(MegaWatts)	1,599
Area	(m ²)	164,50
Overdesign	(%)	-0,23

b)

Figura 6.13 – Valores de calor trocado: a) deslocamento em contracorrente; b)deslocamento em co-corrente

Os valores apresentados na Figura 6.13, como seria de esperar, devido à maior perda de carga no deslocamento em coocorrente, também refletem uma maior quantidade de calor trocado, comparativamente ao calor trocado no deslocamento em contracorrente, que apresenta perde de carga inferior.

6.2 Estrutura do permutador de calor de placas

A estrutura do permutador é obtida com base no código ASME, neste caso recorrendo ao apêndice 45, que apresenta a informação necessária.

Nesta secção são apresentados os requisitos mínimos necessários para que os parâmetros abrangidos estejam em conformidade com os requisitos impostos pelo código.

Nesta secção são abrangidos os tirantes de aperto, na parte (b) e as placas fixa e móvel, na secção (c).

6.2.1 Tirantes de aperto

A forma como os tirantes de aperto são dispostos pela estrutura do permutador não necessita de ser uniforme, no entanto deve ser projetada de forma a empregar uma carga uniforme em cada um dos tirantes.

As cargas dos tirantes de aperto na estrutura (equação 6.9) devem ser, segundo o código ASME, determinadas consoante os resultados obtidos empregando as seguintes expressões:

$$W_{m1,PL} = A_{PL}P + 2bC_{PL}mP \quad (6.9)$$

As cargas exercidas pelos tirantes de aperto na estrutura irão depender da área de superfície molhada (A_{PL}), do comprimento da junta não circular (C_{PL}), da pressão de projeto (P), e das variáveis m e b (disponíveis no apêndice 2).

Onde,

$$A_{PL} = d_{PL}D_{PL} \quad (6.10)$$

$$C_{PL} = 2(d_{PL} + D_{PL}) \quad (6.11)$$

Para calcular a área de superfície molhada e o comprimento total de junta não circular utiliza-se a distância mais curta perpendicularmente a lados opostos da junta (d_{PL}), e à maior distância perpendicular entre lados da junta (D_{PL}).

Devido às juntas que se encontram presentes entre as placas, e de forma a fixá-las, garantindo que não sofrem nenhum deslocamento de posição, os tirantes de aperto têm de ter um valor de aperto mínimo (equação 6.12), que depende do comprimento de junta não circular (C_{PL}) e das variáveis y e b (disponíveis no apêndice 2), para que as juntas sejam eficazes no seu propósito, o aperto mínimo necessário é dado por:

$$W_{m2,PL} = bC_{PL}y \quad (6.12)$$

6.2.2 Placa fixa e móvel

A espessura das placas da estrutura, fixa e móvel, é diretamente impactada pela gama de pressões em que o permutador irá operar, assim como pela área da placa de transferência de calor. Uma placa com altura ou largura superior, naturalmente requer espessura superior também, caso contrário ficaria mais propícia à deformação, devido às pressões internas no permutador, ficando o permutador muito mais propício à ocorrência de fugas.

Os cálculos para determinação da espessura das placas englobam valores de fatores como a área da pressão da placa de transferência de calor, pressão de serviço, a distância horizontal entre os tirantes de aperto, bem como a força que é exercida nas placas.

6.2.3 Determinação de espessura das placas, número e dimensão de tirantes de aperto

A configuração dimensional da estrutura de um permutador tem como base estes dois fatores que são avaliados segundo o código ASME. Com base nesse resultado são projetados componentes da estrutura para configurações pré-definidas (habitualmente intervalos de pressão de projeto, tais como 10 bar, 16 bar, etc.).

Aquando da utilização do software REPCON, a escolha de quais os componentes apropriados é conseguida com base nas condições de projeto do permutador e requisitos da encomenda definidos pelo utilizador.

Permutadores de calor de placas e suas aplicações em sistemas de refrigeração

Na parte inicial são inseridas as condições do projeto como; a pressão do projeto, DP (bar); a temperatura de projeto, DT (°C); e também a temperatura de teste, TT (°C).

No segundo ponto de cálculo são tidos em conta os valores das tensões admissíveis, tanto para as placas como para os tirantes, em função da temperatura e pressão do projeto, com 90% do valor de tensão da cedência em função da temperatura de projeto, de forma a permitir um patamar de segurança por causa dos desvios que possam ocorrer na temperatura.

Os cálculos são efetuados de acordo com as propriedades dos materiais utilizados tanto nas placas, fixa e móvel, como nos tirantes.

O terceiro ponto no cálculo apresenta-nos os coeficientes de pressão de teste que irão ser utilizados ao longo dos cálculos, podendo o coeficiente ser imposto pelo cliente, se assim o desejar. O coeficiente utilizado será normalmente o que determinar a condição mais agressiva de avaliação do equipamento (resultado de projeto mais conservador).

No quarto passo de cálculo são inseridos os dados geométricos, quer das placas de transferência de calor quer das placas de estrutura, fixa e móvel.

Neste ponto é determinada a área de pressão da placa de transferência de calor (Figura 6.14), dimensão entre as linhas de juntas.

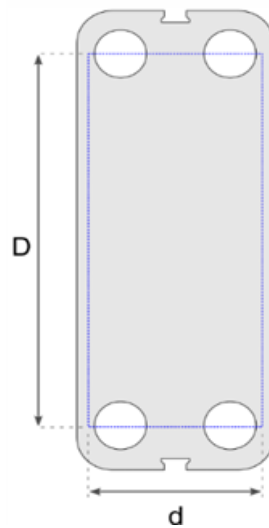


Figura 6.14 – Dimensões da placa de transferência de calor.

Fonte: relatórios nos anexos

Nas placas da estrutura, de forma a determinar o valor de espessura da placa, são introduzidos os valores da largura total da placa, a altura entre o centro do furo de passagem do primeiro e do último tirante, numa linha vertical, a distância entre centros de furos de tirantes que se encontrem na mesma linha horizontal, bem como a distância mínima desses mesmos furos.

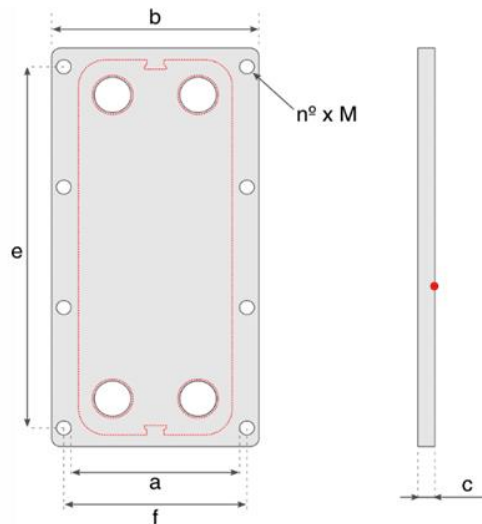


Figura 6.15 – Dimensões das placas fixa e móvel.

Fonte: relatórios nos anexos

Para além disso também é tida em conta a altura e a largura da junta que será utilizada.

Por fim dá-se o cálculo das partes sob pressão. A metodologia utilizada baseia-se na avaliação de três cenários, o cenário de operação, sob o cenário de ensaio hidrostático e o cenário da vedação de junta (Figura 6.16), sendo naturalmente o cenário de operação que apresenta necessidade de espessura superior, sendo por isso esse o valor tido por referência, escolhendo-se o valor superior.

	Cenário de Operação	Cenário de Ensaio Hidrostático	Cenário de Vedação de junta
t (or c) =	45,1 mm	41,6 mm	22,8 mm

Figura 6.16 – Exemplos de espessura obtidos para os diferentes cenários

Quanto aos tirantes de aperto, a determinação da dimensão mínima de cada parafuso é obtida utilizando as fórmulas anteriormente apresentadas (equação 6.9, 6.10 e 6.11).

6.2.4 Variações de DP e DT

Quando a pressão e a temperatura de projeto aumentam, todos os componentes do permutador sobem o seu calibre de forma a aguentar e manter o bom funcionamento sobre condições mais exigentes, e vice-versa para não ocorrerem gastos desnecessários.

O código ASME refere que a pressão de teste deve ser sempre 1,3 vezes superior à diferença de pressão que irá existir durante o funcionamento do permutador, de forma a garantir determinado fator de segurança e garantias quando o permutador entrar em funcionamento.

Por exemplo, para um permutador que foi dimensionado e idealizado para operar com DP=10 bar, a pressão de teste mínima (TP_{min}) assume o valor de 13 bar.

Foram efetuados três cálculos, para valores de pressão de projeto diferentes: o primeiro para 6 bar, o segundo para 10 bar e o último com uma pressão de projeto de 16 bar. Foram todos dimensionados para a mesma temperatura de projeto, 100°C. Os cálculos realizados para os três valores de pressão diferentes, estão disponíveis em anexo (Anexo A), bem como o apêndice 45 (Anexo B).

Estes permutadores, com diferentes pressões de projeto serão designados por permutador M, H e U, de acordo com a tabela 5.1 utilizada pela empresa, o nome está relacionado com a pressão de projeto para a qual são dimensionados, como a seguir se apresenta:

Tabela 6.1 – Designação do permutador consoante a pressão do projeto.

Chave	Pressão de projeto
M	$DP \leq 6$ Bar
H	$DP \leq 10$ Bar
U	$DP \leq 16$ Bar
S	$DP \leq 20$ bar
T	$DP > 20$ bar

Através dos resultados destes três cálculos, que se encontram anexados, é possível constatar que o primeiro e o segundo caso partilham o mesmo número de tirantes bem como a mesma dimensão dos mesmos, havendo apenas um aumento na espessura das placas fixa e móvel.

Para os valores do terceiro caso calculado, comparativamente aos outros dois, existe um aumento de espessura, existindo também um aumento no número de tirantes requerido bem como a dimensão de cada um deles.

6.3 Aplicações

Neste subcapítulo serão apresentados os desenhos de componentes que constituem um permutador de calor de placas, o qual será instalado num skid de refrigeração. O permutador que se pretende instalar irá conter diferenças estruturais relativamente ao que se encontrava instalado anteriormente. O permutador instalado originalmente no skid é um WH30, este irá sofrer alterações de forma que o mesmo possua características de um permutador da linha FH (linha industrial).

As alterações consistiram na solda dos pés do permutador ao permutador, em vez da utilização de parafusos para fazer a sua fixação e também no desenho de um tirante superior com uma testa mais alta.

Para além disso, foi também pedido que fosse desenhada uma flange DN100 PN10, com o objetivo de substituir a flange anteriormente em utilização, DN150 PN10.

A flange a desenhar deve ser descentrada, e deve permitir que todo o fluido abandone o permutador quando se pretender que este seja esvaziado.

6.3.1 Pés do permutador

Os pés do permutador sofreram ligeiras alterações relativamente aos que se encontravam instalados no WH30 instalado (Figura 6.18), nomeadamente por não necessitarem de parafusos, uma vez que estes se fixam nas placas através da soldadura. Outra grande diferença entre os pés desenhados e os existentes é que com a utilização dos novos pés a placa fixa não está apoiada na estrutura do skid (Figura 6.17), situação que acontecia com o uso dos pés anteriores, e que por isso ofereciam menos estabilidade.

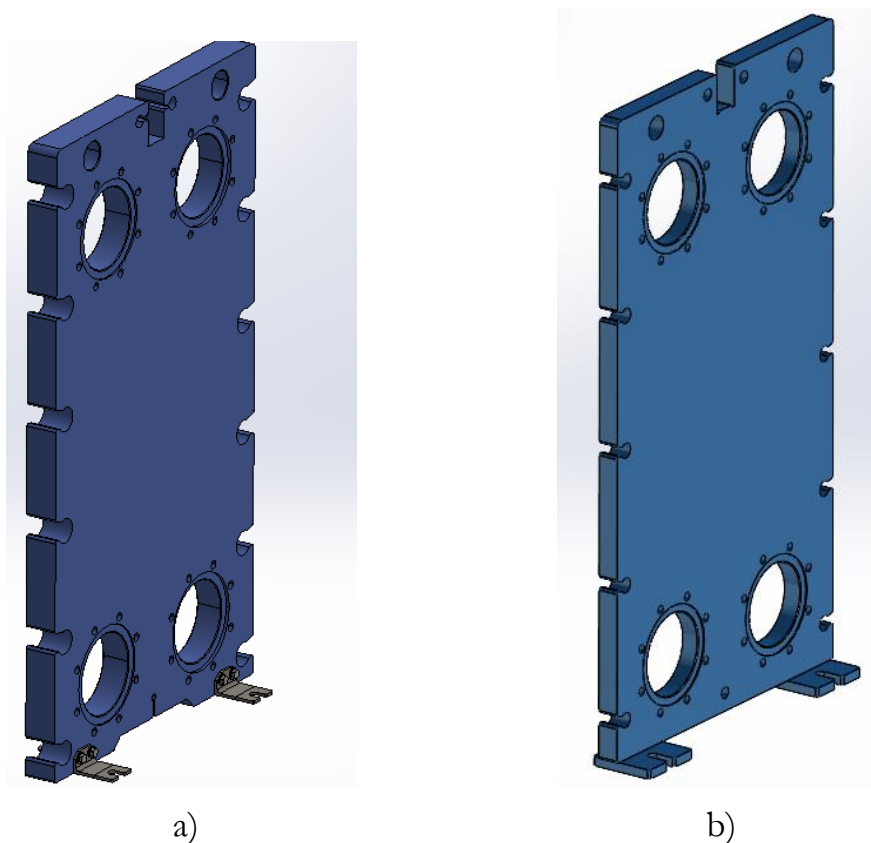


Figura 6.17 – Pés dos permutadores: a) permutador WH30; b) pés desenhados.

Foram desenhados dois modelos de pé, ambos os tipos têm o mesmo formato, mas para a placa fixa de maior espessura (Placa U) foram desenhados pés com área superior, permitindo uma distribuição da força exercida na estrutura do skid, resultando numa menor pressão exercida, embora que ligeira.

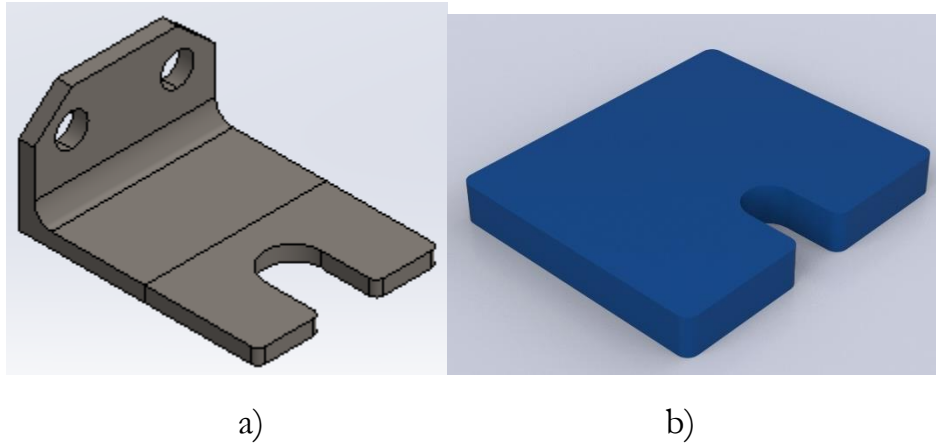


Figura 6.18 – Pés dos permutadores: a) WH30; b) desenhados.

As restantes placas, M e H, com espessuras inferiores partilham pés com a mesma dimensão (Figura 6.19).

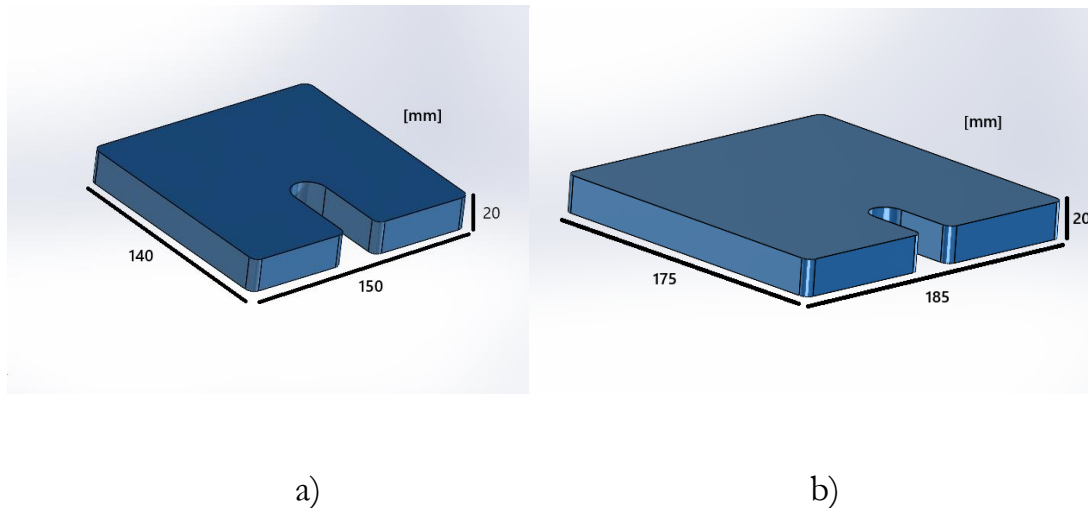


Figura 6.19 – Pés desenhados: a) placa M e H; b) placa U.

6.3.2 Testa do permutador

Como já tinha sido referido anteriormente, um dos objetivos passava por desenhar uma testa do permutador (representada a vermelho) mais alta, ao estilo da linha FH, que corresponde à linha industrial. Para isso foi desenhada uma nova testa, como é apresentado na Figura 6.20.

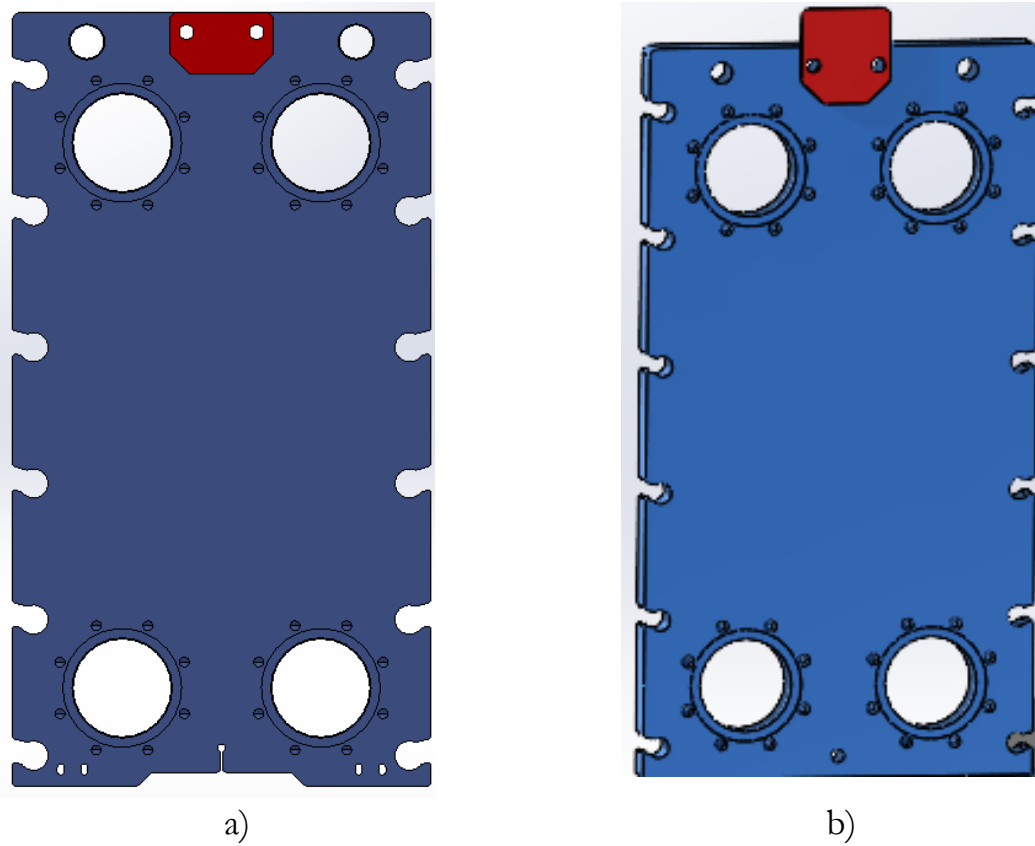


Figura 6.20 – Testa: a) do permutador WH30; b) desenhada.

O modelo da testa desenhada é utilizado nas 3 placas para os diferentes permutadores, M, H e U. A testa continua a ser soldada ao tirante superior e aparafusada na placa fixa. No desenho da nova testa foram mantidos os mesmos 12 mm de espessura da testa do permutador WH30 (Figura6.21).

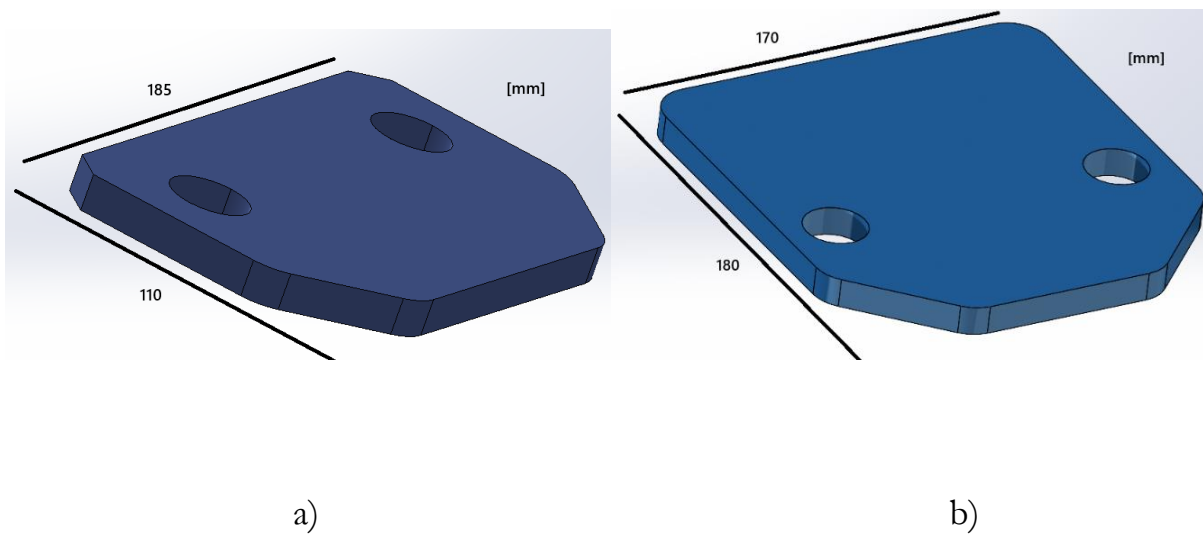


Figura 6.21 – Dimensões da testa: a) WH30; b) desenhada.

6.3.3 Tirante superior

O tirante superior também passou por ligeiras alterações (Figura 6.22). A largura e a espessura mantiveram-se as mesmas, variando apenas a altura devido à testa do permutador mais elevada. A calha soldada na face inferior do tirante também se manteve de forma a suportar as placas de transferência de calor. Para além disso, a parte traseira do tirante, que aparafusa no suporte posterior passou de ter um furo para ter dois, devido à opção que foi feita em utilizar dois parafusos para a sua fixação, uma vez que o novo tirante tem cerca de um terço da altura do tirante utilizado no WH30.

Apesar de todos os tirantes terem o mesmo perfil, cada um deles tem diferentes comprimentos, devido à diferente espessura de cada placa fixa, obtendo-se os valores de:

- comprimento do tirante para placa M: 1910 mm
- comprimento do tirante para placa H: 1925 mm
- comprimento do tirante para a placa U: 1935 mm

Os tirantes têm 50 mm de largura. O tirante do WH30 possui 100 mm de altura, enquanto os desenhados possuem 155 mm.

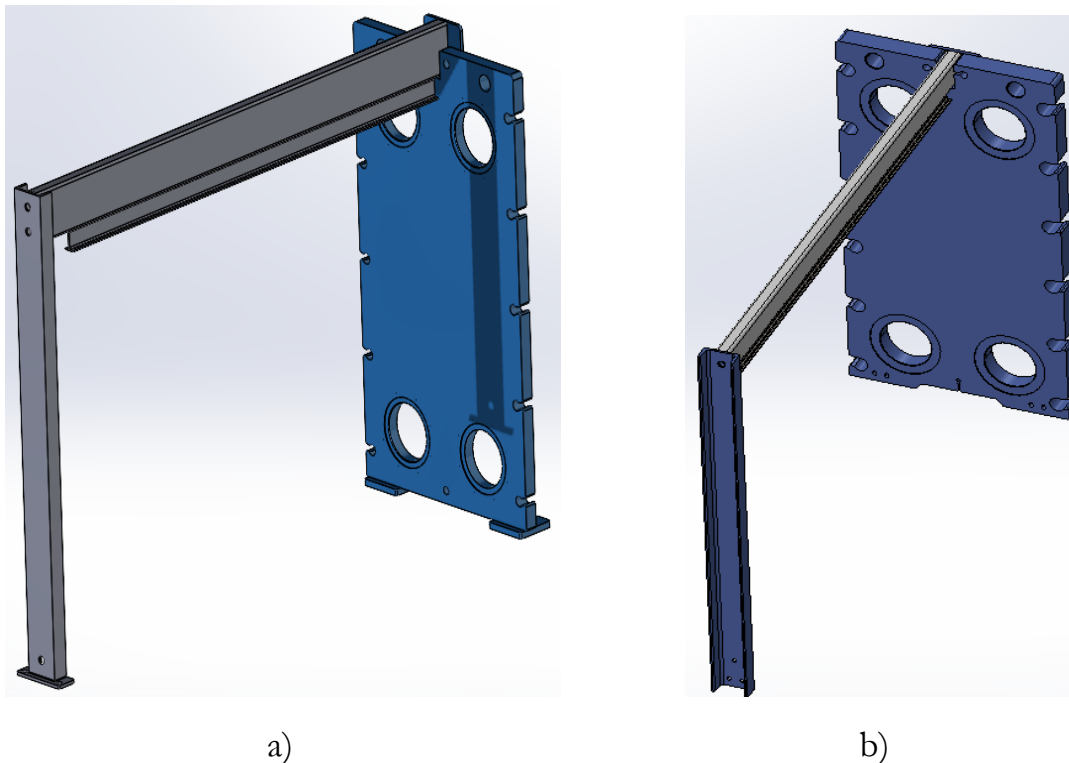


Figura 6.22 – Tirante superior: a) desenhado; b) WH30.

6.3.4 Flanges

Quanto às flanges, as flanges utilizadas no permutador eram DN150 PN10. O desafio proposto passou por desenhar uma flange DN100 PN10 descentrada.

A necessidade da flange ser descentrada passa por permitir o escoamento de todo o fluido de dentro do permutador quando se pretender fazer o seu esvaziamento.

Para isso foi utilizada a NP EN 1092-1 2008, que incide sobre flanges e os tipos de junção existente.

Consultado as normas vê-se que existem algumas diferenças em diversas cotas quando à dimensão da flange.

As cotações apresentadas na Tabela 5.2 correspondem a cotações para o tipo 01 de flange, uma vez que existem diversos tipos presentes na norma. Os restantes tipos podem ter cotações diferentes das que se apresentam nesta tabela.

Tabela 6.2 – Cotas de flanges tipo 01.

	DN100 [mm]	DN150 [mm]
Diâmetro exterior da flange	220	285
Diâmetro do círculo dos furos de passagem	180	240
Diâmetro dos furos de passagem	18	22
Dimensão nominal dos parafusos	M16	M20
Diâmetro de passagem	116	170.5

As cotas na tabela apresentada foram utilizadas no desenho das propostas de flanges que serão apresentadas.

A primeira proposta de uma flange descentrada (Figura 6.23) é uma união que possui uma flange em cada extremidade, uma delas com ligação outra flange DN100 e a outra que faz a ligação ao permutador que está preparado para receber uma flange DN150.

O descentramento da flange DN100 permite o escoamento do fluido quando se pretender esvaziar o permutador por qualquer que seja o motivo.

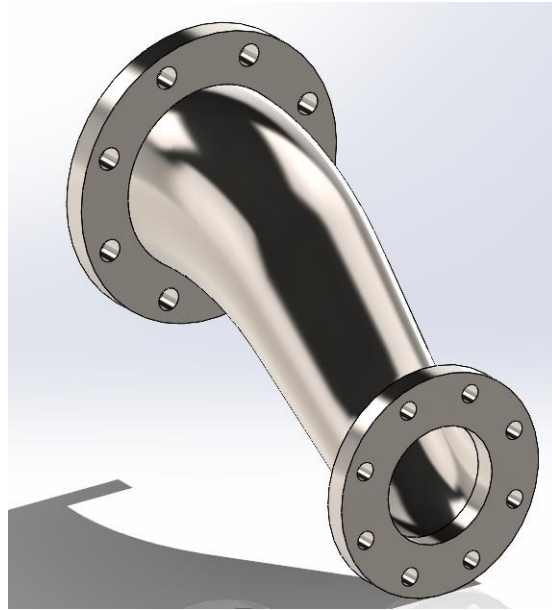


Figura 6.23 – Primeira proposta de flange descentrada.

A Figura 6.24 permite ver o perfil da flange.

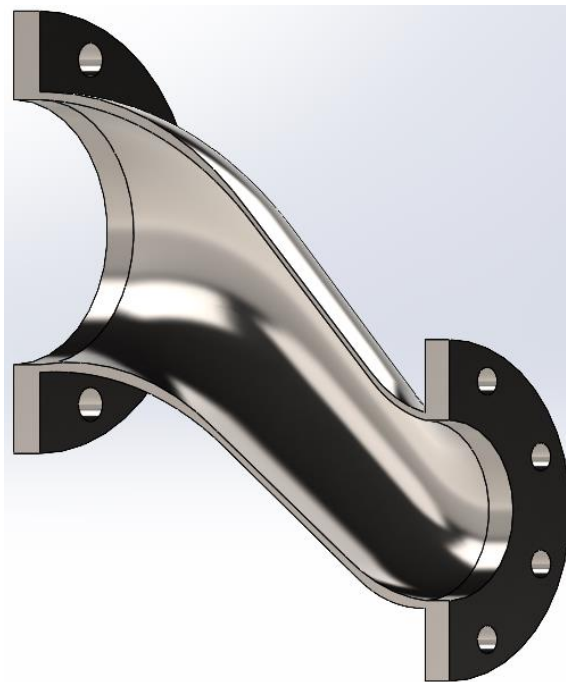


Figura 6.24 – Perfil da flange.

A segunda proposta (Figura 6.25) passa por uma flange com gola mas um pouco diferenciada do habitual. Esta proposta é uma flange que se fixa na placa através de soldadura e está preparada para conectar com uma flange DN100, sendo o furo que conduz o fluido até às placas de dimensão DN100, contrariamente à primeira proposta, que apesar de também ter uma conexão para flange DN100, a entrada no permutador é feita através de um furo de DN150.

O pescoço da flange podia ser todo uniforme, mas utilizando o diâmetro igual ao do furo na placa permite que o encaixe seja feito com folga menor, permitindo uma ligação mais robusta.

A redução de diâmetro junto a flange DN100 é para permitir o aparafusamento da flange que se irá unir ao permutador, caso contrário não seria possível.

A Figura 6.26 permite ver a segunda proposta já na placa e o perfil da mesma.

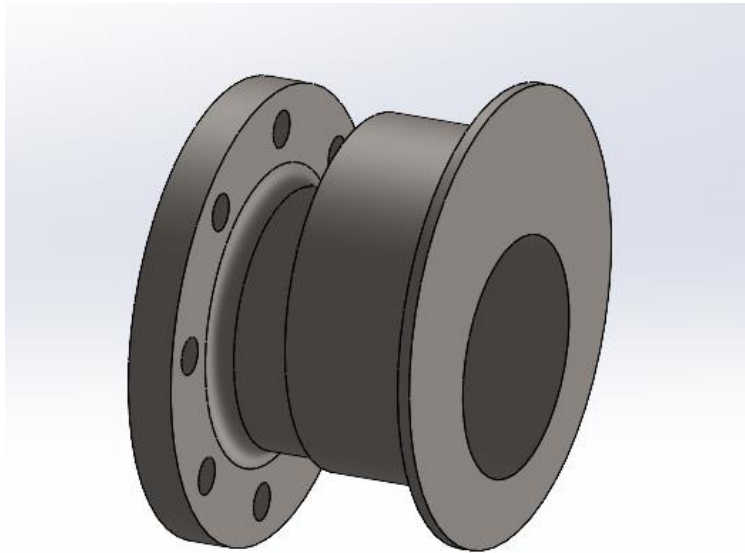
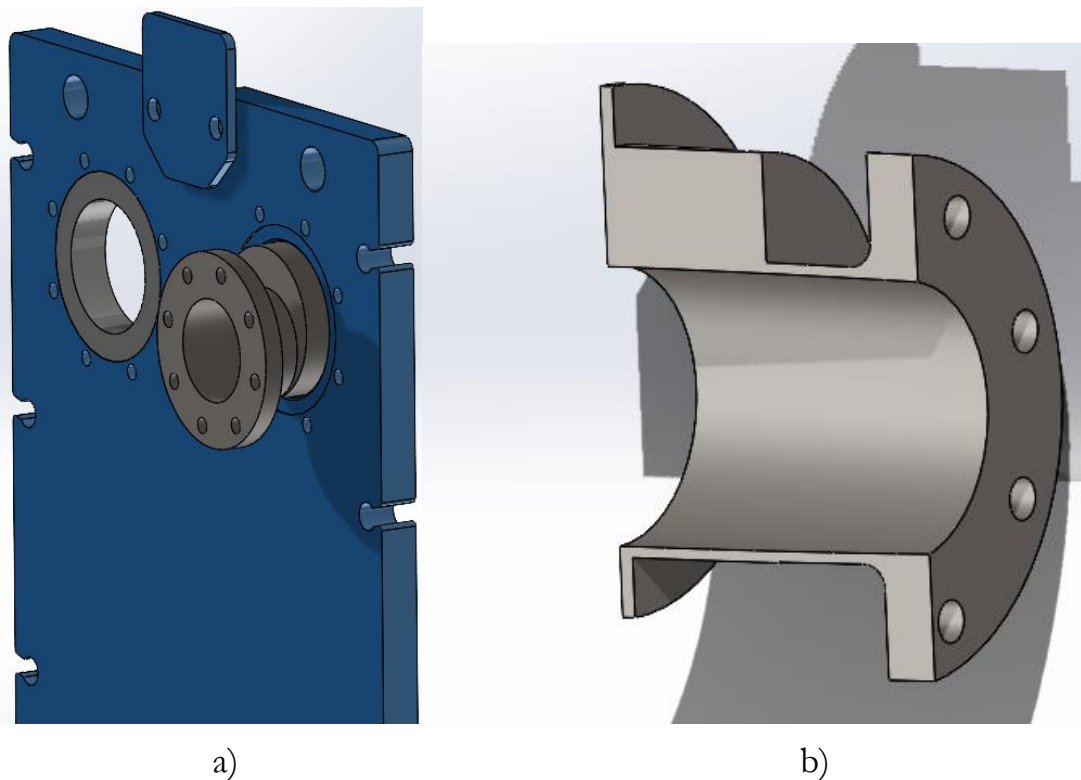


Figura 6.25 – Segunda proposta.



a)

b)

Figura 6.26 – Segunda proposta: a) na placa; b) em perfil.

A terceira proposta desenhada (Figura 6.27) é semelhante à primeira, do ponto de vista que a entrada do fluido para as placas é efetuada através de um furo DN150, apesar de a fixação desta flange na placa ser efetuada através de soldadura, semelhante à segunda proposta apresentada.

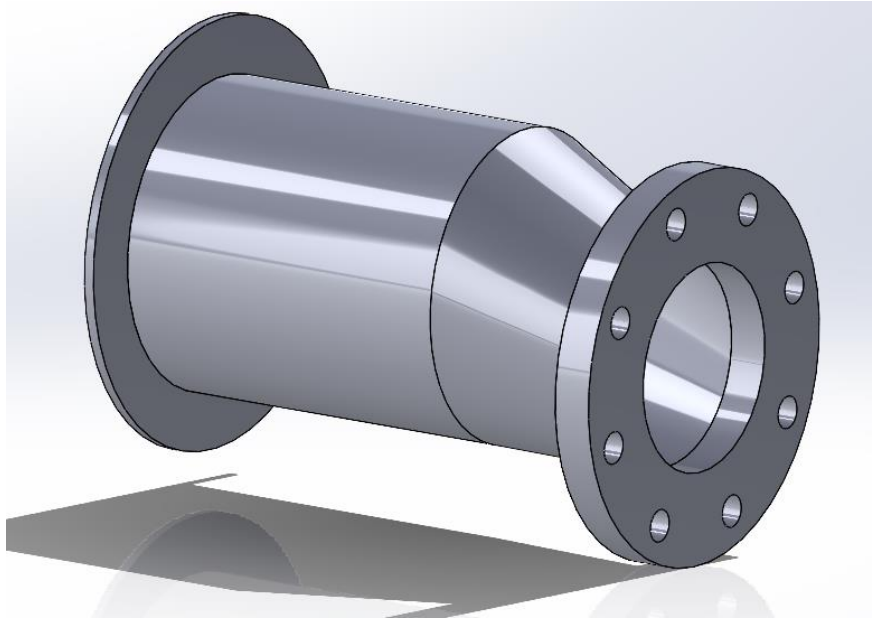


Figura 6.27 – Terceira proposta.

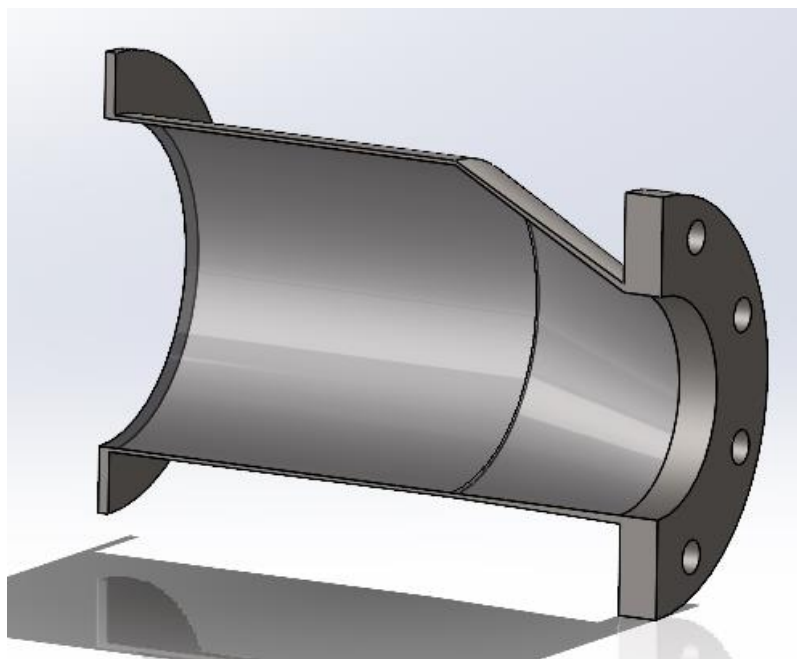


Figura 6.28 – Perfil da terceira proposta.

Esta terceira proposta pode ser facilmente adaptada para que a ligação com a placa seja efetuada por aparafusamento em vez de soldadura, bastando soldar uma ponta flangeada no furo de dimensão DN150, e a ligação passa a ser efetuada do lado de fora da placa, facilitando em caso de ser necessário remover a flange.

A Figura 6.28 apresenta a vista de perfil do componente desenhado, a Figura 6.29 e 6.30 apresentam a vista do componente já inserido na placa fixa.

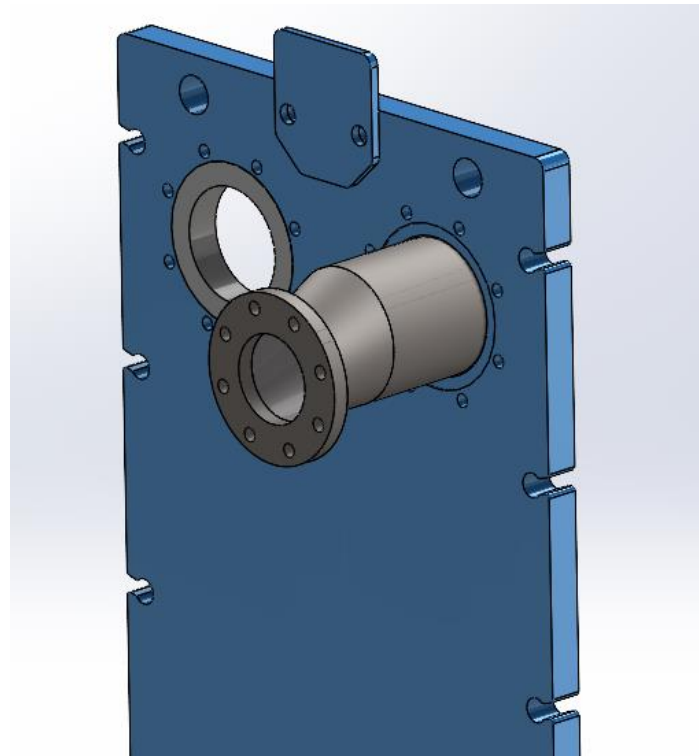


Figura 6.29 – Terceira proposta instalada na placa.

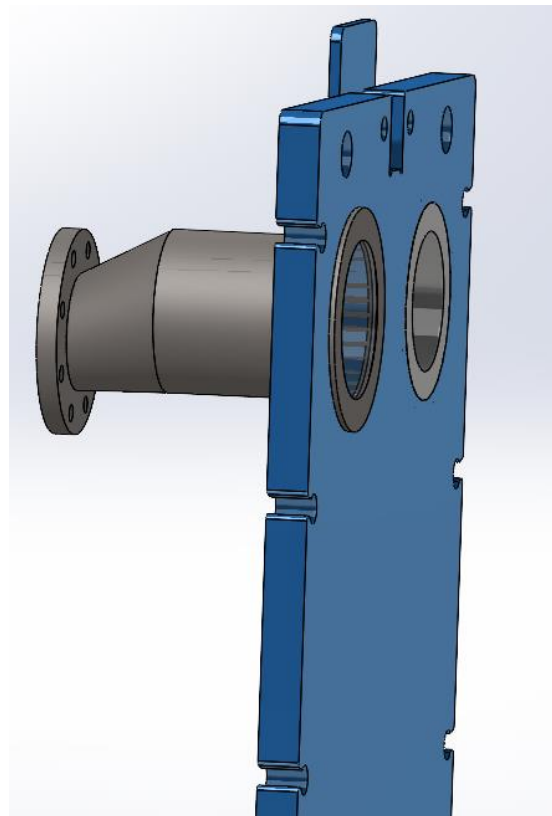


Figura 6.30 – Vista traseira da placa.

6.3.5 Suporte posterior

Quanto ao suporte posterior (Figura 6.31) também foram impostas algumas alterações no mesmo, a primeira foi o desenho de um pé que permite o aparafusamento do mesmo à estrutura do skid. Uma vez que é aparafusado permite uma troca mais rápida e simples do mesmo, quando necessário. Para além disso aumenta a estabilidade do mesmo.

Outra alteração imposta foi a utilização de dois parafusos para fazer a junção entre o suporte e o tirante superior, de modo a distribuir a força que seria aplicada num único parafuso. Para além da utilização de dois parafusos foi também efetuado um relevo, de forma que o tirante superior “encaixe” no suporte, de forma a reduzir a força sustentada pelos parafusos e ajudar a evitar que o mesmo tenha algum tipo de movimento.

Na zona inferior do suporte, onde se aparafusa o suporte inferior das placas é apenas utilizado um parafuso, contrastando com os três parafusos utilizados no suporte instalado no WH30.

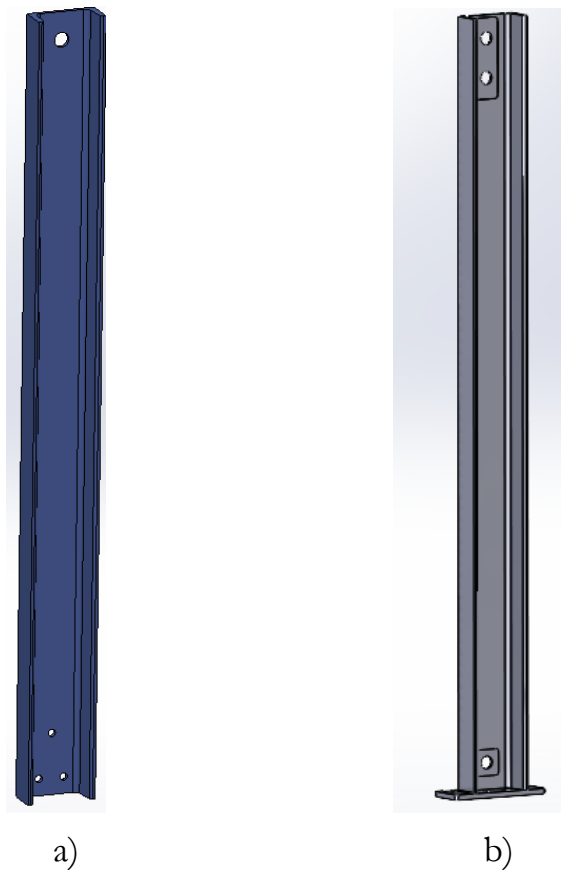


Figura 6.31 – Suporte posterior: a) WH30; b) desenhado.

6.3.6 Placas de transferência de calor

A placa de transferência (Figura 6.32) de calor foi desenhada em solidworks através do desenho de uma placa WH30, seguindo as dimensões da mesma, sendo no entanto desenhado apenas o seu contorno, com uma espessura de 5mm. Ou seja, não foram desenhados os relevos da placa, isto porque, para a finalidade do desenho em *solidworks* não é necessário esse rigor, uma vez que o cálculo térmico não é efetuado através do *solidworks*, o que implicaria um desenho rigoroso da geometria da placa, e por permitir também que o *assembly* de placas que será feito posteriormente para obter o conjunto de placas de transferência de calor não seja um ficheiro pesado, permitindo uma utilização mais fluida na aplicação do *solidworks*.

Este permutador irá utilizar placas semi-soldadas, de forma a suportar as pressões e temperaturas a que irá estar sujeito, uma vez que irá operar segundo um ciclo que utiliza amoníaco e dióxido de carbono.

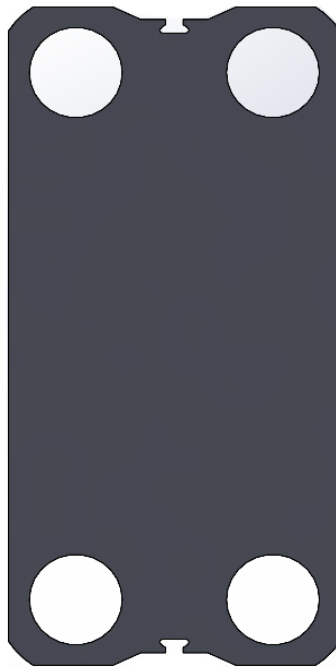


Figura 6.32 – Placa de transferência de calor.

6.3.7 Junta

As juntas que serão utilizadas na montagem do permutador são juntas utilizadas no modelo semi-soldado WH30. Para isso foram seguidos os desenhos cotados fornecidos pela empresa.

A primeira placa logo depois da placa fixa, denominada por “placa D” tem todos os furos rodeados pela junta, de forma a impedir a passagem do fluido no canal formado entre a placa S e a placa D, uma vez que entre a placa D e a placa fixa não passa qualquer fluido.

Permutadores de calor de placas e suas aplicações em sistemas de refrigeração

Os canais denominam-se por canal A ou B, cada um deles é atravessado por um fluido diferente e cada um deles tem um formato diferente (Figura 6.33, 6.34 e 6.35) de junta que circunda os furos por o fluido passa.

Cada canal utiliza um formato de junta diferente na placa D, como é apresentado na Figura 6.36.

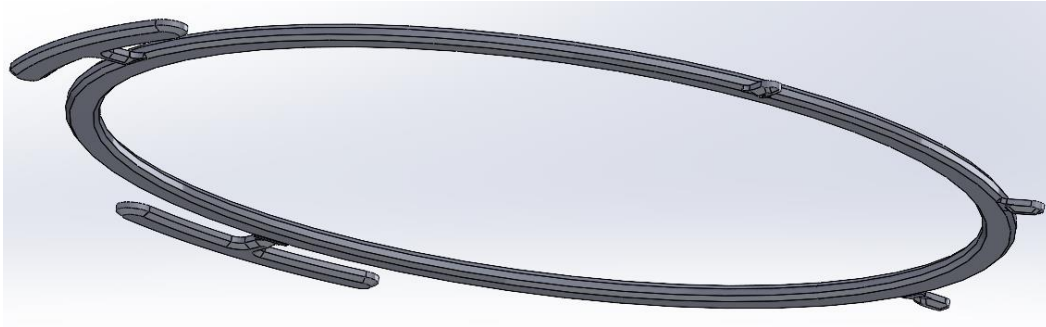


Figura 6.33 – Vista inferior junta lado A.

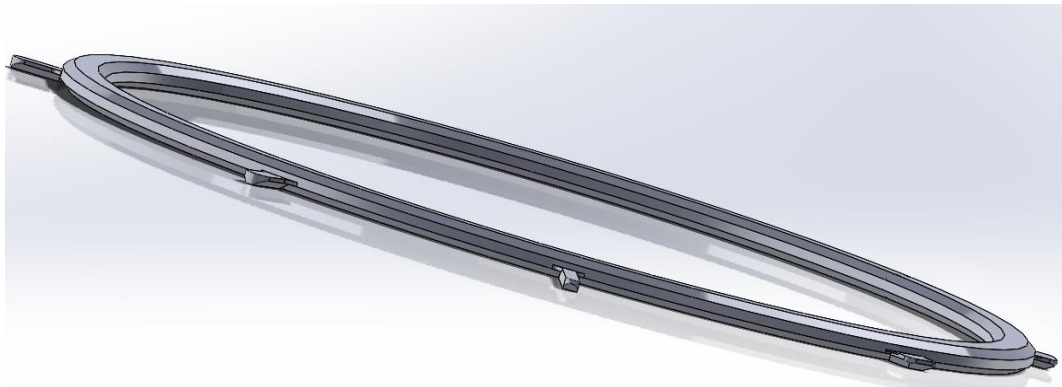
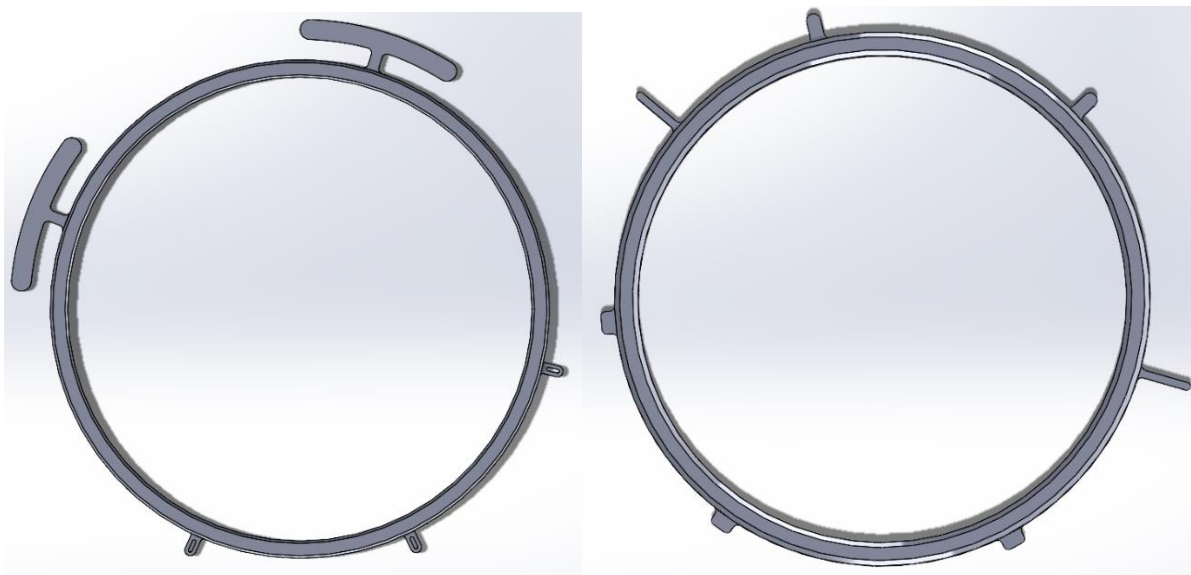


Figura 6.34 – Junta lado B.



a)

b)

Figura 6.35 – Junta utilizada na placa D: a) lado A; b) lado B..



Figura 6.36 – Placa D com junta aplicada.

Nas placas de transferência de calor a junta utilizada tem outro formato, tendo o papel de permitir a passagem de um dos fluidos no canal, impedindo o outro. A junta de uma placa de transferência de calor é constituída pelo componente representado na Figura 6.37 com o componente representado na Figura 6.38.

A junta é portanto formada por duas secções, uma responsável por não deixar o fluido entrar no canal (Figura 6.37), e outra que é responsável pelo fluido que atravessa o canal não sair da placa (Figura 6.38).

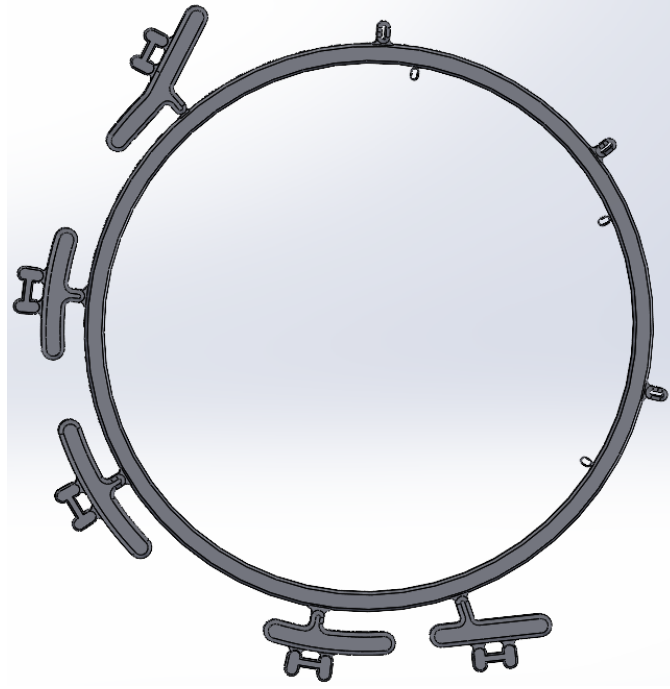


Figura 6.37 – Junta responsável por não deixar passar o fluido para o canal.

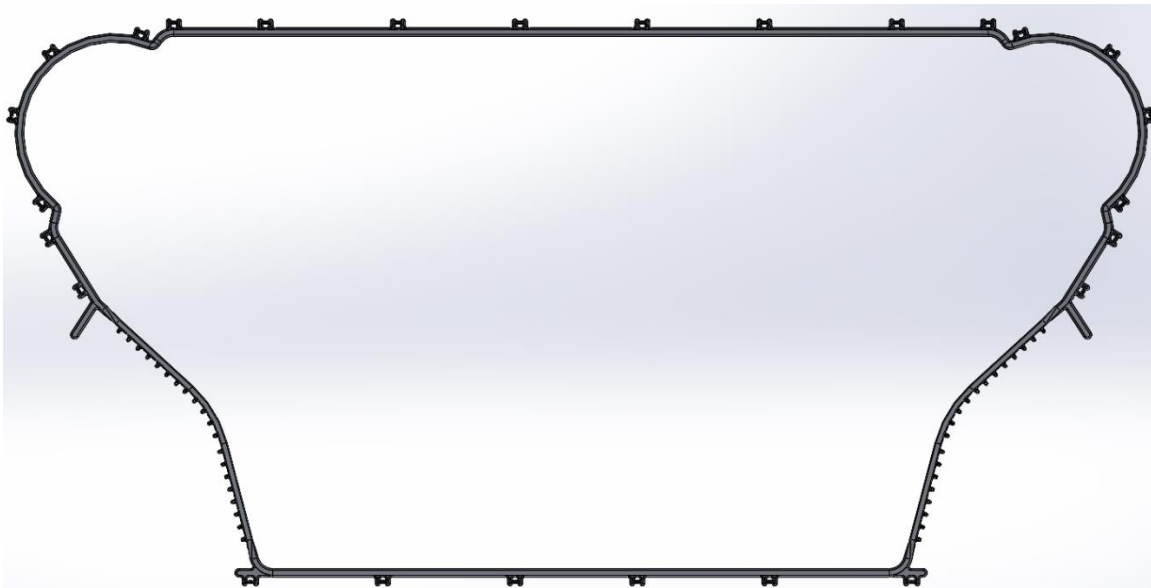


Figura 6.38 – junta responsável por não deixar o fluido sair da placa.

As juntas colocadas em cada placa de transferência de calor terão uma rotação de 180° relativamente à placa anterior e à seguinte, de forma a promover a circulação alternada dos fluidos no permutador, como mostra a Figura 6.39. Imaginando que a segunda placa de um conjunto de placas é a que se encontra representada abaixo do lado esquerdo, uma vez que a primeira é a placa D, a terceira terá a junta como se encontra apresentado na imagem abaixo do lado direito.

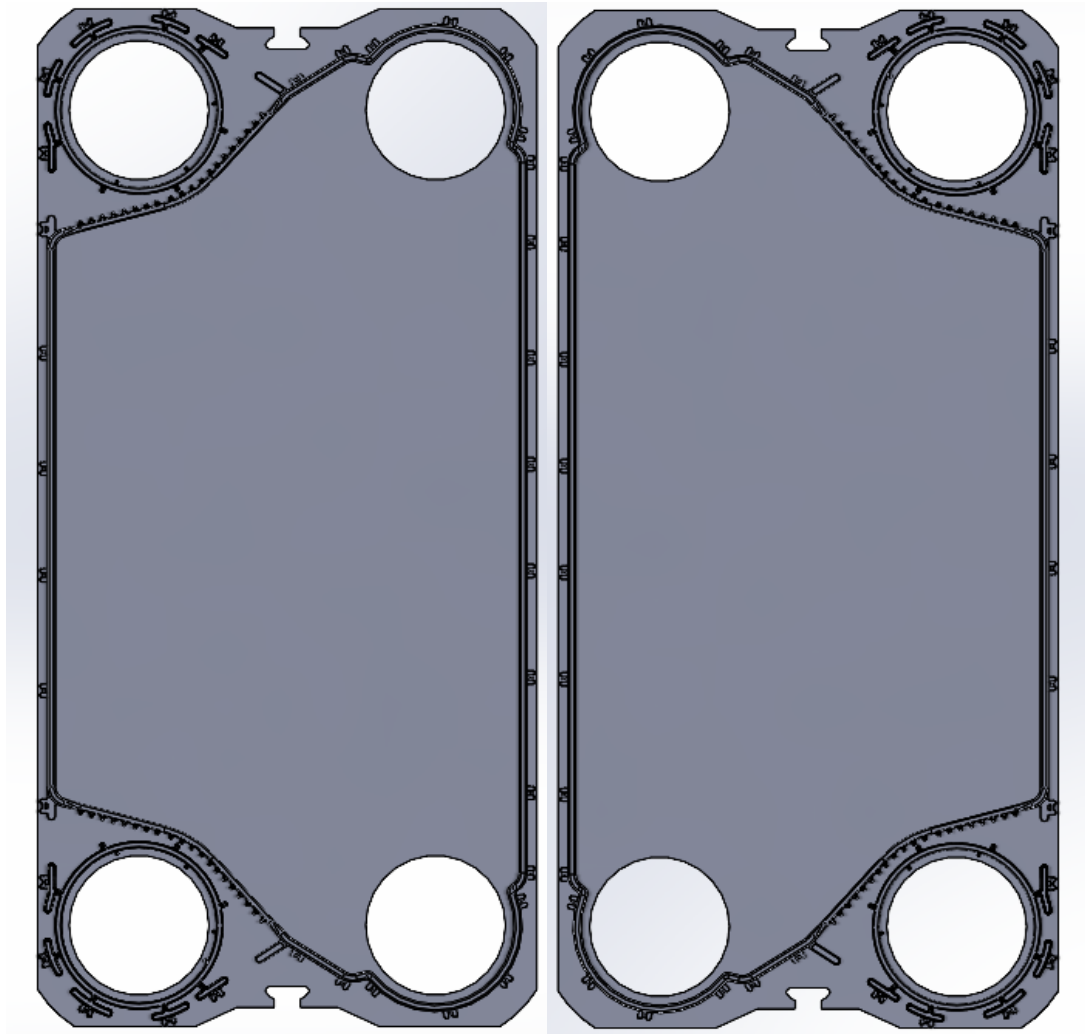


Figura 6.39 – Posicionamento da junta em placas consecutivas.

Depois de ter as placas desenhadas com as juntas é então efetuado o *assembly* de todas as placas de transferência de calor (Figura 6.40). Como já referido, a placa D é a primeira e as seguintes vão se alternando no que diz respeito às duas posições que a junta pode assumir na placa.

O conjunto de placas é depois montado na estrutura do permutador (Figura 6.41).

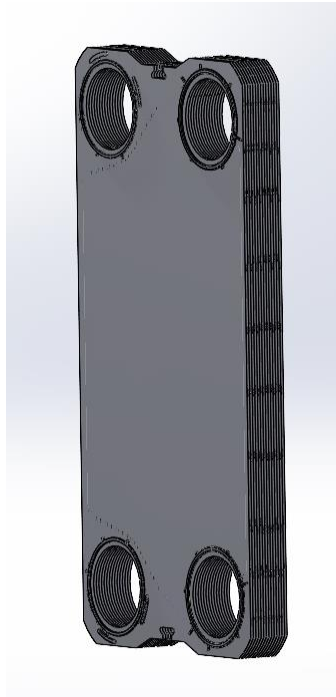


Figura 6.40- conjunto de placas.

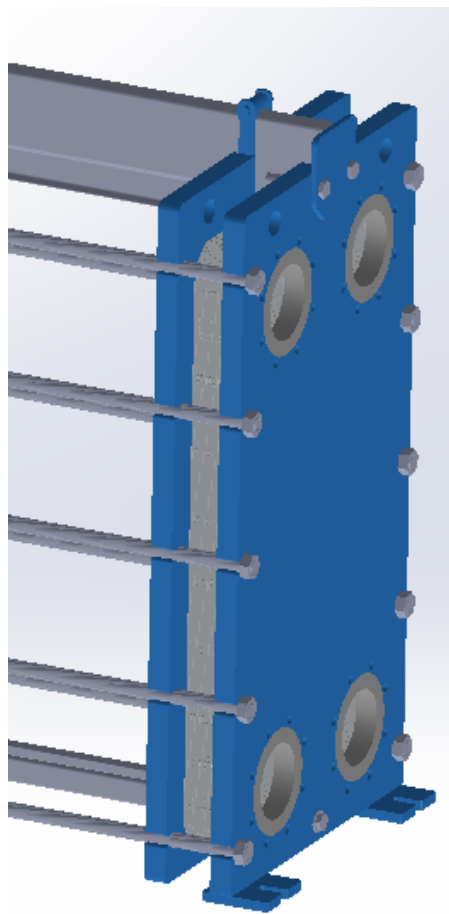


Figura 6.41 – Conjunto de placas no permutador M.

6.3.8 Placas fixa e móvel

As placas fixa e móvel, com as diferentes espessuras (M, H e U) seguem as dimensões das placas utilizadas no permutador WH30, a nível de largura e altura, com ligeiras alterações (Figura 6.42). As placas M, H e U terão 45, 60 e 70 mm de espessura, respetivamente, resultados obtidos em REPCON como foi anteriormente referido, para condições de temperatura de operação de 100°C e pressões de 6, 10 e 16 bar, respetivamente. Estas condições também foram aplicadas nos cálculos para os tirantes de aperto.

As placas serão feitas de SA-516 Gr. 60, aços para recipientes sob pressão resistentes ao calor, que se caracterizam também por ter uma boa soldabilidade.

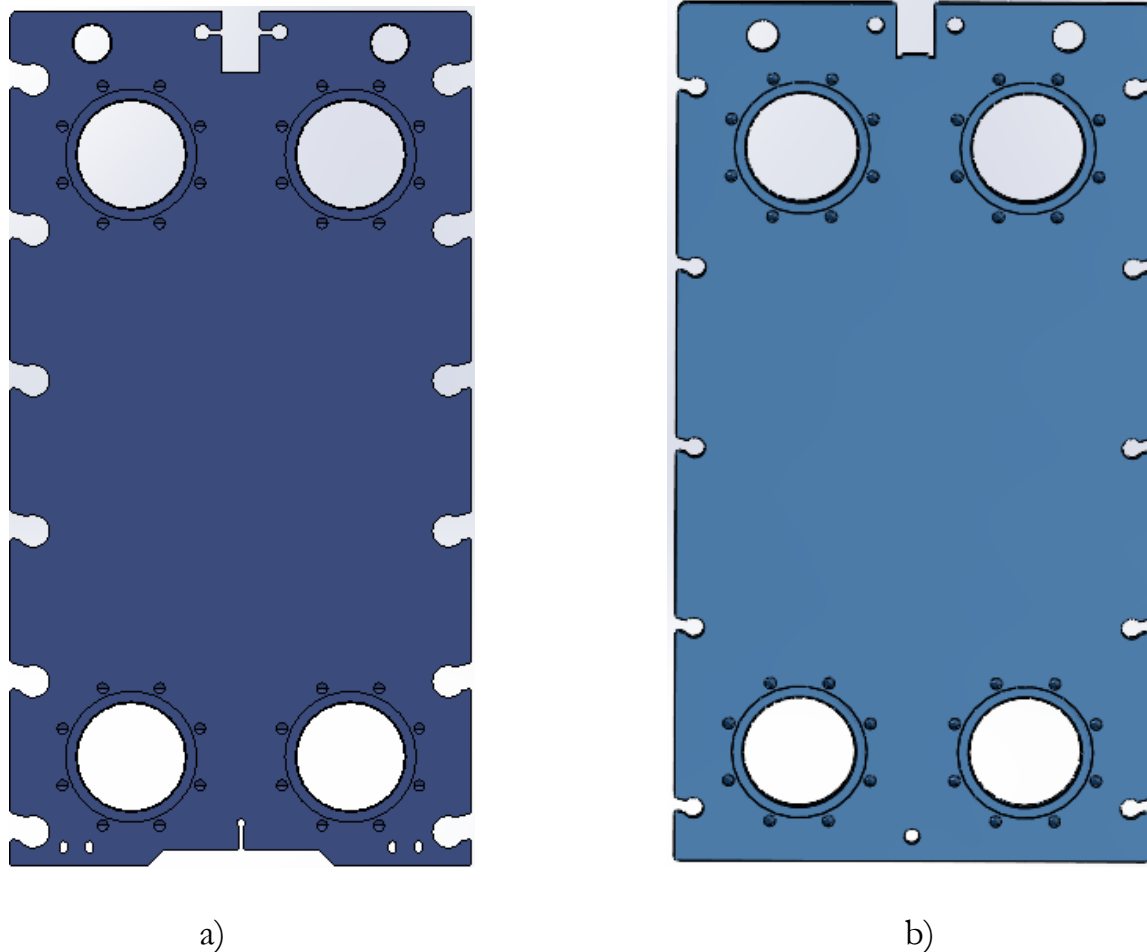


Figura 6.42 – Placa fixa: a) WH30; b) desenhada.

Como se pode ver as placas são parecidas, mas existem algumas ligeiras diferenças, nomeadamente na parte inferior da placa, não possuir os detalhes da existente, permitindo um fabrico menos elaborado, apenas um furo central que através de um parafuso fará o sustento do tirante inferior.

Também os furos laterais onde passam os tirantes de aperto na placa são de calibre inferior, os da placa original têm 26 mm de raio, enquanto nas novas placas M e H

Permutadores de calor de placas e suas aplicações em sistemas de refrigeração

o raio é de 16 mm, uma vez que serão utilizados tirantes de aperto M30, enquanto na placa U os furos são de 19 mm de raio, e os tirantes utilizados serão M36.

Para além de tirantes de métrica superior, a placa U terá 12 furos para passagem dos tirantes, contrastando com os 10 das placas M e H (Figura 6.43). Os furos para os tirantes encontram-se todos à mesma distância vertical uns dos outros, tendo havido a preocupação de os posicionarem de forma a ficarem o mais afastados dos orifícios da entrada e saída dos fluidos no permutador.

Na nova placa existe também um apoio para o tirante superior, em semelhança com a linha FH.

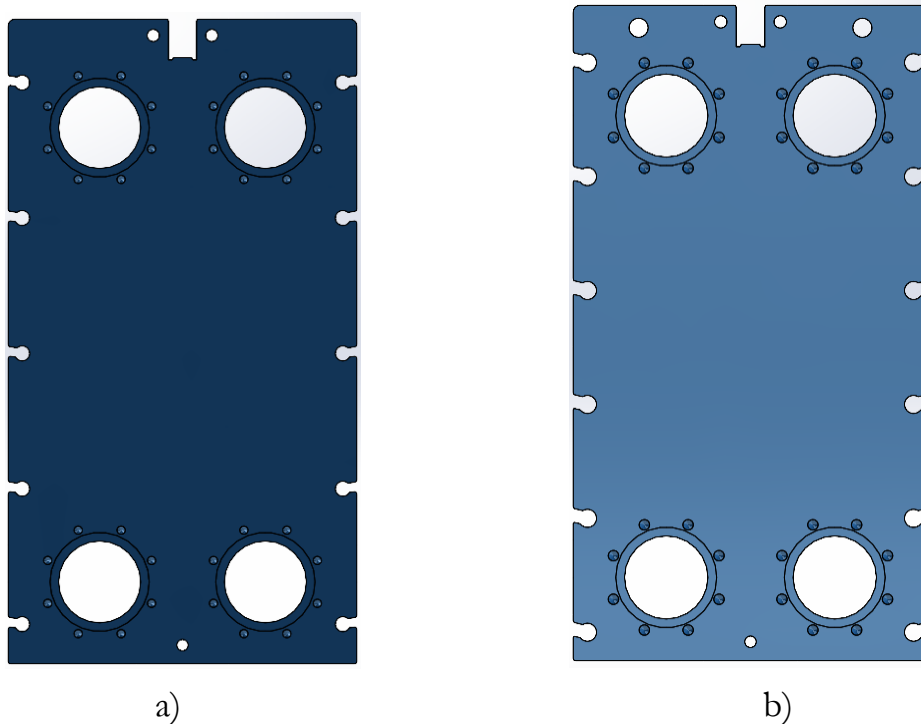


Figura 6.43 – Placa desenhada: a) H; b)U.

Quanto á placa móvel, o sustento no tirante superior será feito de forma diferentes, mais aos estilo FH.

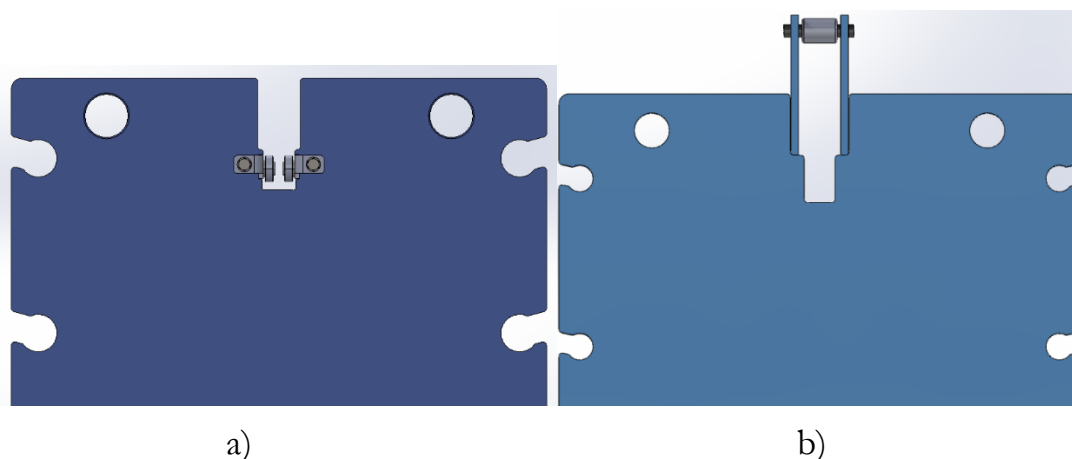


Figura 6.40 – Sustento no tirante superior: a) na placa do WH30; b) na placa desenhada.

Como se pode ver na imagem anteriormente apresentada (Figura 6.40), para sustento da placa móvel no permutador WH30 existem dois rolamentos que encaixam numa calha que se encontra soldada à parte inferior do tirante superior. Por sua vez, na placa desenhada, como a testa na placa fixa é mais alta, resulta num tirante superior a uma cota mais alta, o que faz mais sentido é que o suporte da placa móvel seja feito com através de um rolamento que assenta na face superior do tirante superior.

A placa M e H utilizam um rolamento com 30 mm de diâmetro, enquanto a placa U utiliza um rolamento com 35 mm de diâmetro, de forma a compensar a maior espessura da placa. A figura 6.41 e 6.42 permitem ver a placa sustentada no tirante.

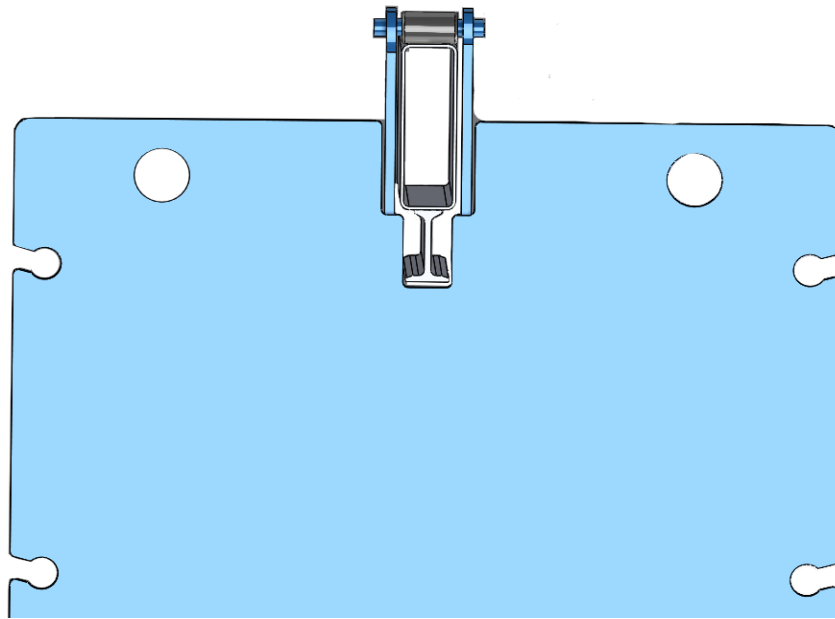


Figura 6.41 – Detalhe do rolamento posicionado no tirante superior.

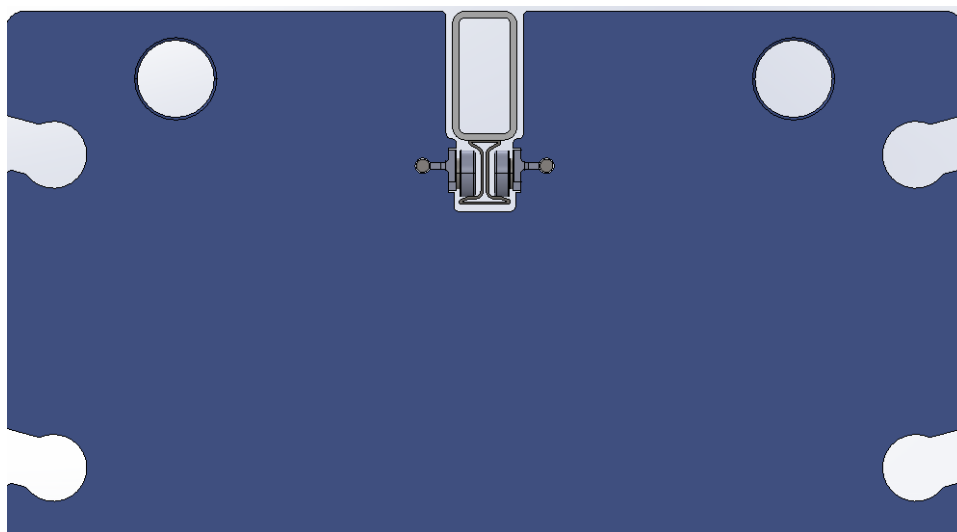


Figura 6.42 – Detalhe dos rolamentos na calha soldada ao tirante superior.

6.3.9 Tirantes de aperto

Como já foi mencionado nos relatórios serão utilizados tirantes de aperto M30 (Figura 6.43) para os permutadores M e H, e tirantes de aperto M36 no permutador U.

Os permutador M e H utilizarão 10 tirantes de aperto cada um, sendo que o permutador U fará uso de 12.

Os tirantes são construídos de SA-193 B7, uma liga de aço de alta resistência que é utilizada em serviços de alta temperatura ou alta pressão.

Os tirantes foram desenhados com 1,5 metros de comprimento e com as dimensões que se apresentam na Tabela 5.3

Tabela 6.3 – Dimensões dos tirantes.

	Diâmetro exterior	Passo	Profundidade da rosca
M30	30	3.5	1.75
M36	36	4	2

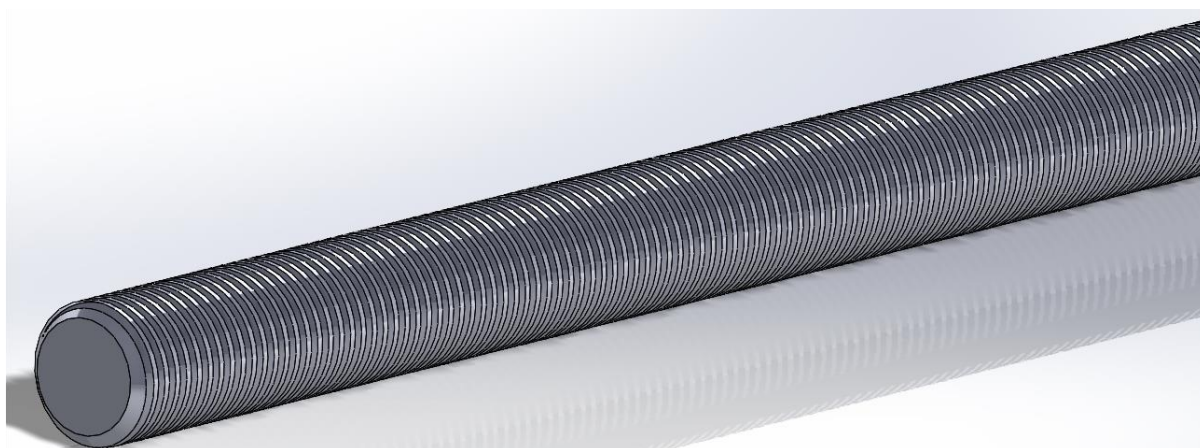


Figura 6.43 – Tirante de aperto.

6.3.10 Permutador no skid de refrigeração

Por fim o permutador é montado no skid de refrigeração (Figura 6.44 e Figura 6.45). A estrutura do skid também foi toda ela desenhada, tendo por base a estrutura em que o permutador que se pretende trocar vinha montado, de forma a garantir e visualizar que as novas dimensões do permutador não interferem com a instalação do mesmo na estrutura antiga, de forma a permitir a sua reutilização.

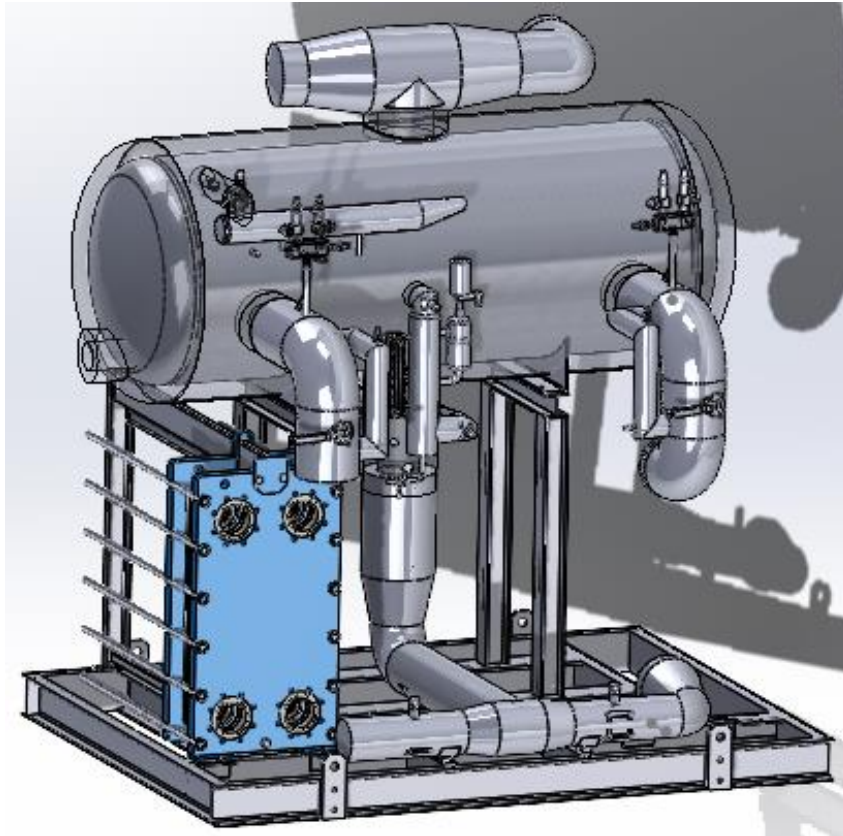


Figura 6.44 – Permutador de placas instalado no skid.

De forma a fazer o dimensionamento de todo o sistema do skid de refrigeração seriam precisos outros conhecimentos que vão para além do permutador de placas, como as válvulas utilizadas, compressores, sensores, entre outros componentes, os quais não foram aprofundados durante o estágio.

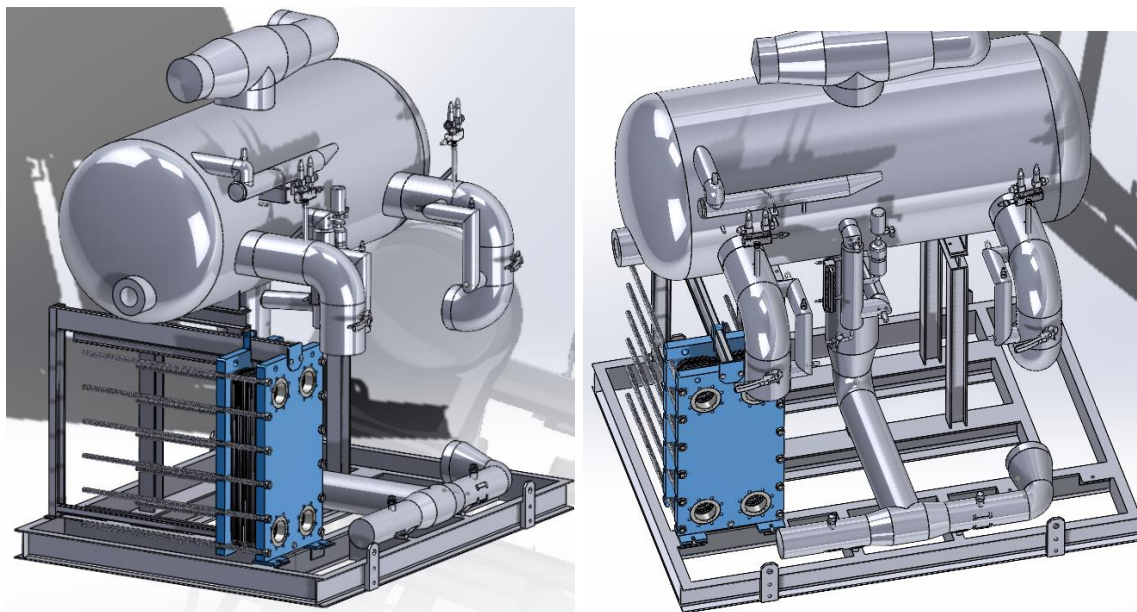


Figura 6.45 – Diferentes vistas do permutador instalado na estrutura do Skid.

7 CONCLUSÃO

Os permutadores de calor de placas são equipamentos que estão em constante evolução, que associado à sua grande flexibilidade justificam a sua crescente procura e empregabilidade.

É um equipamento fundamental em processos de troca térmica entre fluidos sem que os mesmo se misturem.

O estágio permitiu aprofundar o conhecimento sobre este equipamento, conhecimento de projeto dos principais componentes deste tipo de permutadores, e as diferentes combinações que são possíveis obter, consoante as necessidades de trabalho em que o mesmo será empregue. Foi importante também para perceber e mostrar de que forma estes equipamentos têm impacto em sistemas de refrigeração, sobretudo sistemas que utilizem amoníaco e dióxido de carbono como fluidos frigorigéneos.

Quanto ao tema de refrigeração, foi importante para ajudar a perceber as tendências no que toca aos fluidos frigorigéneos utilizados atualmente e como se encaminha a utilização futura dos mesmos, sempre do ponto de vista ecológico, e por isso a procura por sistemas cada vez mais eficientes com impactos ambientais inferiores ou quase nulos.

Para além de todo o conteúdo aprendido e consolidado o estágio também permitiu ter uma ideia mais realista e consolidada sobre o mercado de trabalho e da forma como é repartido o trabalho pelas diferentes secções da empresa.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Abou Elmaaty, T. M., Kabeel, A. E., & Mahgoub, M. (2016). Corrugated Plate Heat Exchanger Review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 70, 852–860. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.11.266>
- [2] *Ammonia Refrigeration: Benefits, Safety & Considerations*. (2017, February 1). Creativesafetysupply.com. https://pt.creativesafetysupply.com/articles/ammonia-refrigeration/?utm_campaign=oth_r&utm_source=www.creativesafetysupply.com&utm_medium=wi_proxy&utm_content=pt_PT&utm_term=c
- [3] *ASP: Arsopi Thermal*. (2024). Arsopi-Thermal.pt. <https://www.arsopi-thermal.pt/pt/>
- [4] Ciconkov, R., & Ayub, Z. H. (2009). New technologies in ammonia refrigerating and air-conditioning systems. *Heat Transfer Engineering*, 30(4), 324–329. <https://doi.org/10.1080/01457630802467811>
- [5] García-Castillo, J. L., Crespo-Quintanilla, J. A., & Martín Picón-Núñez. (2024). A Novel Design Approach of Plate Heat Exchangers considering the Economic Impact of Chevron Angles. *Chemical Engineering and Processing - Process Intensification*, 109759–109759. <https://doi.org/10.1016/j.cep.2024.109759>
- [6] Huang, J., Sheer, T. J., & Bailey-McEwan, M. (2012). Heat transfer and pressure drop in plate heat exchanger refrigerant evaporators. *International Journal of Refrigeration*, 35(2), 325–335. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.11.002>
- [7] L Wang, B Sundén, & Manglik, R. M. (2007). *Plate Heat Exchangers : design, Applications and performance*. Wit Press.
- [8] Martin, H. (1996). *A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers*. 35(4), 301–310. [https://doi.org/10.1016/0255-2701\(95\)04129-x](https://doi.org/10.1016/0255-2701(95)04129-x)
- [9] Mohammad Monirujjaman Khan, Khan, T. M., Ming-Chien Chyu, & Ayub, Z. H. (2014). Evaporation heat transfer and pressure drop of ammonia in a mixed configuration chevron plate heat exchanger. *International Journal of Refrigeration*, 41, 92–102. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.12.015>
- [10] Mota, F. A. S., Carvalho, E. P., & Ravagnani, M. A. S. S. (2015). Modeling and Design of Plate Heat Exchanger. In *www.intechopen.com* (p. 406). IntechOpen. <https://www.intechopen.com/chapters/48647>
- [11] saVRee. (2024). *Encyclopedia - saVRee*. Savree.com. <https://savree.com/en/encyclopedia/plate-heat-exchanger-phe>
- [12] Stenhede, C. (2004). Plate heat exchangers for refrigeration applications: A technical reference manual for plate heat exchangers in refrigeration & air conditioning applications (5^a ed.). Alfa Laval AB. ISBN 91-630-5853-7.

- [13] Danfoss Refrigeration & Air Conditioning. (2022). Industrial refrigeration: Ammonia & CO2 applications. Disponível em <https://www.danfoss.com/en/markets/refrigeration-and-air-conditioning/dcs/industrial-refrigeration/>
- [14] Santos, A. J. da A. (2016). *Refrigeração I - Fundamentos: Manual de apoio ao ensino e à profissão*. Engebook. ISBN 978-989-723-174-2
- [15] Santos, A. J. da A. (2016). *Refrigeração II - Complementos: Manual de apoio ao ensino e à profissão*. Engebook. ISBN 978-989-723-174-6
- [16] BITZER. *Refrigerant Report 21*. [s.l.]: BITZER, 09/2020. Obtido em: www.bitzer.de
- [17] Alfa Laval. (s.d.). *Alfa Laval - Innovative heat transfer, separation, and fluid handling technology*. Disponível em <https://www.alfalaval.com/>
- [18] Mota, F. A. S., Carvalho, E. P., & Ravagnani, M. A. S. S. (2015). *Modeling and design of plate heat exchanger*. In InTechOpen. <https://doi.org/10.5772/60885>
- [19] 2K Maskinhandel. (s.d.). *Kompressorer*. Disponível em: <https://2k.dk/kompressorer/>
- [20] SMACNA Brasil. (s.d.). *Sistemas de ar-condicionado: Princípio básico de refrigeração*. Disponível em: <https://smacna.org.br/artigos-tecnicos/sistemas-de-ar-condicionado-principio-basico-de-refrigeracao/>

ANEXO A – RELATÓRIOS DOS TRÊS CÁLCULOS EXECUTADOS

DP=6 bar e DT=100°C

1. Dados de Projecto

Condições de Projecto

	max (A/B)
Pressão de projecto (DP) [bar]	6
Temperatura de Projecto (DT) [°C]	100
Temperatura de Teste (TT) [°C]	20

2. Materiais

Designação segundo o código ASME, incluindo as tabelas de tensões

	Designação	Tensão Ad. @ DT [MPa]	Tensão Ad. @ TT [MPa]	90% Tensão Ced. @ TT [MPa]
Placas de Compressão	SA-516 Gr. 60	118	118	199
Tirantes de Aperto	SA-193 B7	172	172	652

3. Dados de Teste

	SA-516 Gr. 60	SA-193 B7
Coefficiente de teste ASME	1,30	1,30
Coefficiente de teste PED	1,43	1,43
Especificação Particular	N/A	N/A
Coefficiente para Ensaio	1,43	

5. Cálculo das Partes sob Pressão

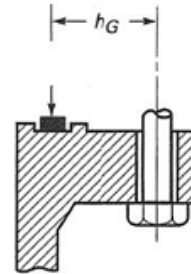
Cálculo segundo o parágrafo UG-34

A metodologia avalia diferentes cenários

Cenário de Operação	Cenário de Ensaio Hidrostático	Cenário de Vedação de junta	
t (or c) = 35,0 mm	32,2 mm	20,9 mm	t = 45, OK
P = 0,60 MPa	P = 0,86 MPa	P = 0,00 MPa	
S = 118 N/mm ²	S = 198,9 N/mm ²	S = 118 N/mm ²	
W = W _{m1(DP)}	W = W _{m1(TP)}	W = W _{GS}	
= 345268,8 N	= 493734,4 N	= 605184,3 N	
D x d = 547800 mm ²			
d = 563 mm			
D = 973,0 mm			
Z = 2,0			
C = 0,3 (fig. UG-34, eq. 2 or 5)			
E = 1 (tab. UW12)			
h _G = 53,5 mm			
f = 670 mm			
e = 1215 mm			
L = 3770 mm			

$$Z = 3.4 - \frac{2.4 \times d}{D}$$

$$t = d \times \sqrt{\frac{Z \times C \times P}{S \times E} + \frac{6 \times W \times h_G}{S \times E \times L \times d^2}}$$



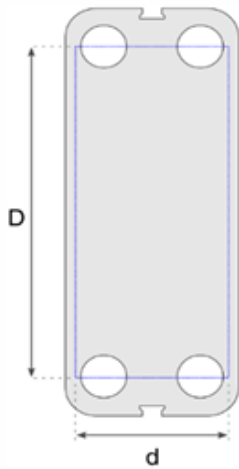
Tirantes de Aperto segundo o Mandatory Appendix 2 (2-5)

m = 1 (tab. 2.5.1)	Perimetro = 3072,0 mm
y = 1,4 (tab. 2.5.1)	N = 9 mm
	b = 4,5 mm
S = Sa = Sb = 172 N/mm ²	
W _{m1} = 345268,8 N	
Am ₁ = 2007,4 (Am ₁ = W _{m1} /Sb)	W _{m1} = Area × P + 2 × b × Perimeter × m × P
W _{m2} = 19353,6 N	
Am ₂ = 112,5 (Am ₂ = W _{m2} /Sa)	W _{m2} = b × Perimeter × y
W _{GS} = 605184,3 N	W _{GS} = $\frac{(A_m + A_b) \cdot S_a}{2}$
Nº de tirantes = 10	Dimensão Mínima = 16,0 mm (diâmetro) M30, OK

$$\phi_{bolt} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_m}{\pi \cdot N_{Bolt}^2}}$$

4. Dados Geométricos

Placas de Transferência de Calor



Area de Pressão

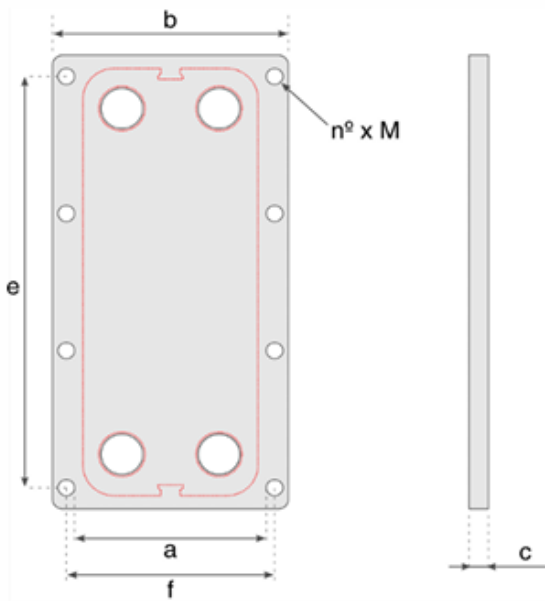
$$A (dxD) = 547800 \text{ mm}^2$$

$$d^* = 563 \text{ mm}$$

$$D^* = 973 \text{ mm}$$

* d x D é a área de pressão na placa de transferência de calor (dimensão entre linhas de junta) e não corresponde à distância entre as conexões da estrutura. A figura é uma representação genérica e não deve ser considerada como informação técnica. Trata-se da ilustração de um conceito.

Estrutura



As vistas frontal e lateral da placa de compressão são apresentadas para identificar as dimensões relevantes

Dimensões

$$b = 740 \text{ mm}$$

$$e = 1215 \text{ mm}$$

$$f = 670 \text{ mm}$$

$$a = 631 \text{ mm}$$

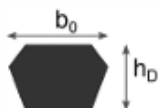
$$c = 45 \text{ mm}$$

Tirantes de Aperto

$$n^{\circ} = 10$$

$$M = M30$$

Junta



Dimensões do perfil da junta

$$b_0 = 9,0 \text{ mm}$$

$$h_D = 5,9 \text{ mm}$$

DP=10 bar e DT=100°C

1. Dados de Projecto

Condições de Projecto

	max (A/B)
Pressão de projecto (DP) [bar]	10
Temperatura de Projecto (DT) [°C]	100
Temperatura de Teste (TT) [°C]	20

2. Materiais

Designação segundo o código ASME, incluindo as tabelas de tensões

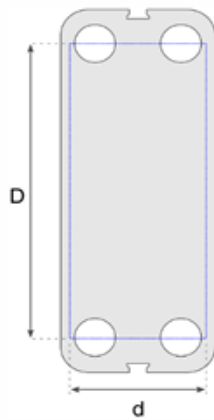
	Designação	Tensão Ad. @ DT [MPa]	Tensão Ad. @ TT [MPa]	90% Tensão Ced. @ TT [MPa]
Placas de Compressão	SA-516 Gr. 60	118	118	199
Tirantes de Aperto	SA-193 B7	172	172	652

3. Dados de Teste

	SA-516 Gr. 60	SA-193 B7
Coeficiente de teste ASME	1,30	1,30
Coeficiente de teste PED	1,43	1,43
Especificação Particular	N/A	N/A
Coeficiente para Ensaio	1,43	

4. Dados Geométricos

Placas de Transferência de Calor



Area de Pressão

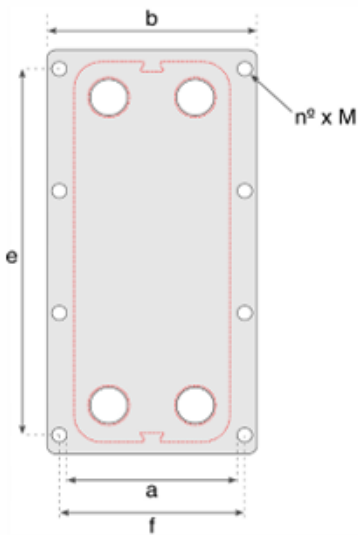
$$A (d \times D) = 547800 \text{ mm}^2$$

$$d^* = 563 \text{ mm}$$

$$D^* = 973 \text{ mm}$$

* d x D é a área de pressão na placa de transferência de calor (dimensão entre linhas de junta) e não corresponde à distância entre as conexões da estrutura. A figura é uma representação genérica e não deve ser considerada como informação técnica. Trata-se da ilustração de um conceito.

Estrutura



As vistas frontal e lateral da placa de compressão são apresentadas para identificar as dimensões relevantes

Dimensões

$$b = 740 \text{ mm}$$

$$e = 1215 \text{ mm}$$

$$f = 670 \text{ mm}$$

$$a = 631 \text{ mm}$$

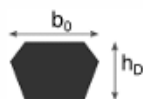
$$c = 60 \text{ mm}$$

Tirantes de Aperto

$$n^{\circ} = 10$$

$$M = M30$$

Junta



Dimensões do perfil da junta

$$b_0 = 9,0 \text{ mm}$$

$$h_D = 5,9 \text{ mm}$$

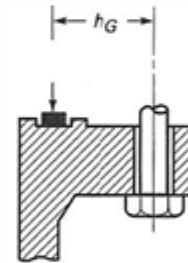
5. Cálculo das Partes sob Pressão

Cálculo segundo o parágrafo UG-34
A metodologia avalia diferentes cenários

	Cenário de Operação	Cenário de Ensaio Hidrostático	Cenário de Vedação de junta	
t (or c) =	45,1 mm	41,6 mm	22,8 mm	t = 60, OK
P =	1,00 MPa	1,43 MPa	0,00 MPa	
S =	118 N/mm ²	198,9 N/mm ²	118 N/mm ²	
W =	W _{m1(OP)}	W _{m1(HP)}	W _{GS}	
=	575448,0 N	822890,7 N	720273,9 N	
D x d =	547800 mm ²			
d =	563 mm			
D =	973,0 mm			
Z =	2,0			
C =	0,3 (fig. UG-34, eq. 2 or 5)			
E =	1 (tab. UW12)			
hG =	53,5 mm			
f =	670 mm			
e =	1215 mm			
L =	3770 mm			

$$Z = 3,4 - \frac{2,4 \times d}{D}$$

$$t = d \times \sqrt{\frac{Z \times C \times P}{S \times E} + \frac{6 \times W \times h_G}{S \times E \times L \times d^2}}$$



Tirantes de Aperto segundo o Mandatory Appendix 2 (2-5)

m =	1 (tab. 2.5.1)	Perimetro =	3072,0 mm
y =	1,4 (tab. 2.5.1)	N =	9 mm
		b =	4,5 mm
S = Sa = Sb =	172 N/mm ²		
W _{m1} =	575448,0 N		
Am ₁ =	3345,6 (Am ₁ = W _{m1} /Sb)	W _{m1} =	Area × P + 2 × b × Perimeter × m × P
W _{m2} =	19353,6 N		
Am ₂ =	112,5 (Am ₂ = W _{m2} /Sa)	W _{m2} =	b × Perimeter × y
W _{GS} =	720273,9 N	W _{GS} =	$\frac{(A_m + A_b) \cdot S_b}{2}$
Nº de tirantes =	10	Dimensão Mínima =	20,6 mm (diâmetro) M30, OK

$$\phi_{bolt} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_m}{\pi \cdot N_{Bolt}^2}}$$

DP=16 bar e DT=100°C

1. Dados de Projecto

Condições de Projecto

	max (A/B)
Pressão de projecto (DP) [bar]	16
Temperatura de Projecto (DT) [°C]	100
Temperatura de Teste (TT) [°C]	20

2. Materiais

Designação segundo o código ASME, incluindo as tabelas de tensões

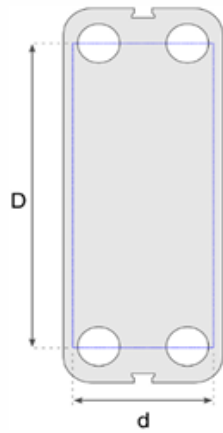
	Designação	Tensão Ad. @ DT [MPa]	Tensão Ad. @ TT [MPa]	90% Tensão Ced. @ TT [MPa]
Placas de Compressão	SA-516 Gr. 60	118	118	199
Tirantes de Aperto	SA-193 B7	172	172	652

3. Dados de Teste

	SA-516 Gr. 60	SA-193 B7
Coefficiente de teste ASME	1,30	1,30
Coefficiente de teste PED	1,43	1,43
Especificação Particular	N/A	N/A
Coefficiente para Ensaio	1,43	

4. Dados Geométricos

Placas de Transferência de Calor



Área de Pressão

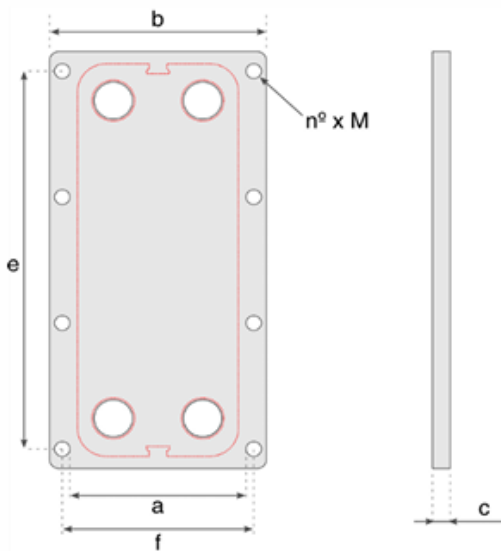
$$A (dxD) = 547800 \text{ mm}^2$$

$$d^* = 563 \text{ mm}$$

$$D^* = 973 \text{ mm}$$

* $d \times D$ é a área de pressão na placa de transferência de calor (dimensão entre linhas de junta) e não corresponde à distância entre as conexões da estrutura. A figura é uma representação genérica e não deve ser considerada como informação técnica. Trata-se da ilustração de um conceito.

Estrutura



As vistas frontal e lateral da placa de compressão são apresentadas para identificar as dimensões relevantes

Dimensões

$$b = 740 \text{ mm}$$

$$e = 1215 \text{ mm}$$

$$f = 670 \text{ mm}$$

$$a = 631 \text{ mm}$$

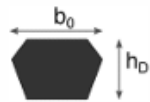
$$c = 70 \text{ mm}$$

Tirantes de Aperto

$$n^\circ = 12$$

$$M = M36$$

Junta



Dimensões do perfil da junta

$$b_0 = 9,0 \text{ mm}$$

$$h_D = 5,9 \text{ mm}$$

5. Cálculo das Partes sob Pressão

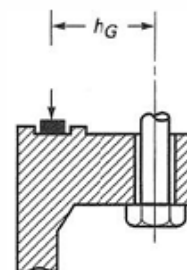
Cálculo segundo o parágrafo UG-34

A metodologia avalia diferentes cenários

	Cenário de Operação	Cenário de Ensaio Hidrostático	Cenário de Vedação de junta	
t (or c) =	57,1 mm	52,6 mm	29,7 mm	t = 70, OK
P =	1,60 MPa	2,29 MPa	0,00 MPa	
S =	118 N/mm ²	198,9 N/mm ²	118 N/mm ²	
W =	W _{m1(DP)}	W _{m1(TP)}	W _{GS}	
=	920716,9 N	1316625,1 N	1221989,9 N	
D x d =	547800 mm ²			
d =	563 mm			
D =	973,0 mm			
Z =	2,0			
C =	0,3 (fig. UG-34, eq. 2 or 5)			
E =	1 (tab. UW12)			
hG =	53,5 mm			
f =	670 mm			
e =	1215 mm			
L =	3770 mm			

$$Z = 3.4 - \frac{2.4 \times d}{D}$$

$$t = d \times \sqrt{\frac{Z \times C \times P}{S \times E} + \frac{6 \times W \times h_G}{S \times E \times L \times d^2}}$$



Tirantes de Aperto segundo o Mandatory Appendix 2 (2-5)

m =	1 (tab. 2.5.1)	Perímetro =	3072,0 mm
y =	1,4 (tab. 2.5.1)	N =	9 mm
		b =	4,5 mm
S = Sa = Sb =	172 N/mm ²		
W _{m1} =	920716,9 N	W _{m1} =	Area × P + 2 × b × Perimeter × m × P
Am ₁ =	5353,0 (Am ₁ = W _{m1} /Sb)		
W _{m2} =	19353,6 N	W _{m2} =	b × Perimeter × y
Am ₂ =	112,5 (Am ₂ = W _{m2} /Sa)		
W _{GS} =	1221989,9 N	W _{GS} =	$\frac{(A_m + A_b) \cdot S_a}{2}$
Nº de tirantes =	12	Dimensão Mínima =	23,8 mm (diâmetro) M36, OK

$$\phi_{bolt} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_m}{\pi \cdot N_{Bolt}^2}}$$

ANEXO B – APÊNDICE 45

45-1 - 45-3.2

ASME BPVC.VIII.1-2023

MANDATORY APPENDIX 45 PLATE HEAT EXCHANGERS

45-1 SCOPE

The rules of this Appendix cover the minimum requirements for design, fabrication, assembly, inspection, testing, and documentation of gasketed, semiwelded, welded, and brazed plate heat exchangers (PHEs).

These rules cover the common types of PHEs and their elements but are not intended to limit the configurations or details to those illustrated or otherwise described herein. Designs that differ from those covered in this Appendix, as well as other types of PHEs, shall be in accordance with U-2(g).

45-2 MATERIALS OF CONSTRUCTION

All pressure-containing parts shall be constructed using materials permitted by this Division. Metallic and nonmetallic materials not permitted by this Division may be used specifically for heat transfer plates within the PHE, provided there is an applicable Code Case published for the limited use of this material as heat transfer plates within a plate pack.

45-3 TERMINOLOGY

45-3.1 GENERAL

brazed plate heat exchanger (PHE): an assembly consisting of fully brazed heat transfer plates. The heat transfer plates are stacked on top of each other and brazed together. The nozzles can be located on any fixed endplate.

fully welded plate heat exchanger (PHE): an assembly consisting of fully welded heat transfer plates and its supporting frame. The frame provides structural support and pressure containment and consists of two fixed endplates and, if applicable, frame compression bolts. The frame may be fully bolted, fully welded, or a combination of bolted and welded. The heat transfer plates are fully welded to form a plate pack, and one or more plate packs can be assembled in the frame. The nozzles or connections can be located on the top, bottom, front, side, or back endplates.

gasketed or semiwelded plate heat exchanger (PHE): an assembly of components consisting of gasketed or semiwelded heat transfer plates and its supporting frame. The gaskets provide periphery sealing between the compressed heat transfer plates or between the semiwelded

plate pairs. The gaskets also provide additional sealing between adjacent heat transfer plates to prevent intermixing of the operating fluids. The frame provides structural support and pressure containment and consists of the fixed endplate, movable endplate, upper carrying bar, lower guide bar, support column, and frame compression bolts. The gasketed or semiwelded gasketed heat transfer plates are compressed between the fixed endplate and movable endplate by the frame compression bolts. The heat transfer plates and movable endplate are supported by the upper carrying bar and aligned with the lower guide bar. The support column provides structural support for the upper carrying bar and lower guide bar. The nozzles or connections can be located on the fixed endplate, movable endplate, or connection plate; see Figure 45-3.1-1.

45-3.2 DEFINITIONS OF GASKETED OR SEMIWELED PHE COMPONENTS

connection plate: an intermediary "endplate" located in the plate pack that permits additional nozzles, additional fluids, and redirection of flow patterns.

divider plate: a plate that changes the direction of the flow of the fluid in a two-pass or larger heat exchanger. Also called a turning plate.

fixed endplate: a fixed plate that provides pressure containment and locations for the nozzles or connections; it may or may not come with feet.

frame: a general term that describes structural support and pressure-containment components. The components may consist of a fixed endplate, a movable endplate, upper carrying and lower guide bars, a support column, and frame compression bolts.

frame compression bolt: a bolt assembly used to compress the fixed endplate, movable endplate, and heat transfer plates to affect a pressure seal.

gasket: a sealing element between single plates or semiwelded plate pairs.

heat transfer plate: a thin corrugated plate that makes up the plate pack and is in contact with the process fluids.

movable endplate: a movable plate that provides pressure containment and locations for the nozzles or connections.

plate pack: a collection of all gasketed or semiwelded heat transfer plates in the frame.

semiwelded plate pair: two adjacent heat transfer plates welded together. The weld replaces the gasket between the two adjacent plates. A gasket is required between each plate pair.

support column: the structural component that supports the upper carrying and lower guide bars of the frame.

lower guide bar: a structural component that aligns the heat transfer plates and movable endplate.

upper carrying bar: a structural component that supports the heat transfer plates, movable endplate, and internal fluids.

45-3.3 DEFINITIONS OF FULLY WELDED PHE COMPONENTS

endplate: a plate that provides pressure containment and location for nozzles and/or connections.

frame: a general term that describes structural support and pressure-containment components. The components may consist of top and bottom endplates, front and back endplates, side plates, and, if applicable, frame compression bolts.

frame compression bolts: bolts used to compress the top, bottom, front, back, and side plates to affect a pressure seal.

welded plate pack: a collection of heat transfer plates in which all plates are fully welded together. No gaskets are required between the plates of fully welded PHEs.

45-3.4 DEFINITIONS OF BRAZED PHE COMPONENTS

fixed endplate: a plate that provides pressure containment and attachment of locations for the nozzles.

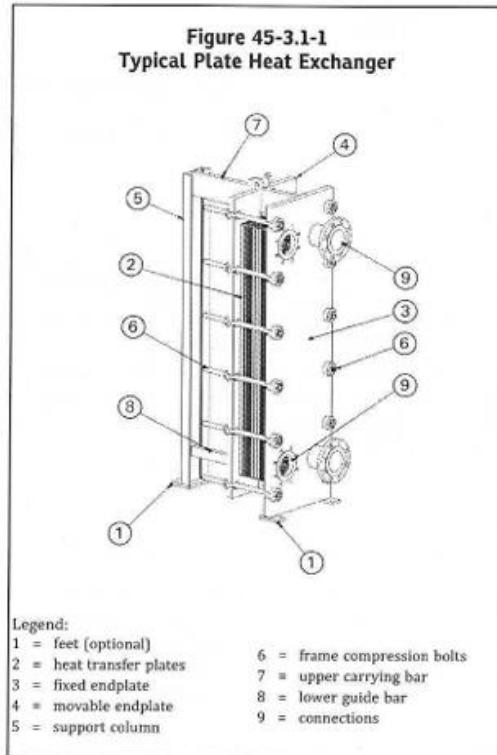
plate pack: a collection of heat transfer plates in which all plates are furnace brazed together. No gaskets are required for a brazed PHE.

(23) 45-4 CONDITIONS OF APPLICABILITY

The design aspects covered in this Appendix apply to the metallic, pressure-retaining components that are considered in the calculation of the MAWP. Metallic or non-metallic liners used to avoid contact of the process fluid with the components are not addressed in this Appendix.

(23) 45-5 DESIGN CONSIDERATIONS

(a) Plate Packs Using Gaskets. Gasketed plate packs shall be designed to contain pressurized fluid without leaking to a pressure of at least 1.3 times the MAWP.



The MAWP of gasketed plate packs may be determined without performing proof testing or design calculations for the gasketed plate pack, provided the following requirements are met:

(1) The MAWP for the plate heat exchanger shall be determined considering all other pressure-retaining parts, including the endplates, bolting, and nozzles.

(2) The nominal thickness of a single-wall heat transfer plate or the combined thickness of a double-wall heat transfer plate shall not be less than 0.014 in. (0.35 mm).

(3) The heat exchanger shall not be used in lethal service [see UW-2(a)].

(b) Fully Welded PHEs. The MAWP of fully welded PHEs may be determined using methods found in UG-101.

(c) Brazed PHEs. The MAWP of brazed PHEs may be determined using methods found in UG-101.

(d) All Other PHE Components. Components of PHEs that have applicable rules within this Division shall be designed in accordance with these rules.

(23) **45-6 CALCULATION PROCEDURE**

(a) *Nomenclature*

- A_{PL} = wetted surface area
- C_{PL} = total noncircular-shaped gasket length
- d_{op} = finished diameter of circular opening (see Figure 45-6.1)
- D_{PL} = long span gasket centerline distance (see Figure 45-6.1)
- d_{PL} = short span gasket centerline distance (see Figure 45-6.1)
- D_r = long span frame compression bolt distance for openings reinforcement calculation (see Figure 45-6.1)
- d_r = short span frame compression bolt distance for openings reinforcement calculation (see Figure 45-6.1)
- $W_{m1,PL}$ = minimum required bolt load for the operating conditions
- $W_{m2,PL}$ = minimum required bolt load for the gasket seating condition

Variables P , b , m , and y used in eqs. (1) and (4) are defined in 2-3.

(b) *Frame Compression Bolts.* The frame compression bolt pattern is not required to be uniform, but it shall be designed to provide a nominally uniform load on each bolt. The frame compression bolt loads shall be determined using the methodology described in 2-5 except that (b)(1), eq. (1) and (b)(2), eq. (4) shall be used in lieu of 2-5(c)(1), eq. (1) and 2-5(c)(2), eq. (2).

(1) The required bolt load for the operating conditions, $W_{m1,PL}$, shall be determined in accordance with eq. (1) for plate heat exchanger with non-circular-shaped gaskets.

$$W_{m1,PL} = A_{PL}P + 2bC_{PL}mP \quad (1)$$

where

$$A_{PL} = d_{PL}D_{PL} \quad (2)$$

$$C_{PL} = 2(d_{PL} + D_{PL}) \quad (3)$$

(2) The minimum initial bolt load required for non-circular-shaped gasket seating condition, $W_{m2,PL}$, shall be determined in accordance with eq. (4).

$$W_{m2,PL} = bC_{PL}y \quad (4)$$

(c) *Fixed and Movable Endplates.*

(1) Fixed and movable endplate calculations shall be performed in accordance with UG-34.

(2) Alternative calculations to those in 45-6(c)(1) are permitted provided they are performed in accordance with Mandatory Appendix 46.

(d) *Nozzle Reinforcement.*

(1) When design calculations of endplates are performed in accordance with 45-6(c)(1), nozzle reinforcement calculations shall be performed in accordance with UG-39 except that the required endplate thickness used in the reinforcement calculations may be calculated in accordance with UG-34 using partial endplate short span d_r and large span D_r , as shown in Figure 45-6.1. All openings, including their limits of reinforcement, shall be within the rectangular area that has sides equal to short span d_r and large span D_r .

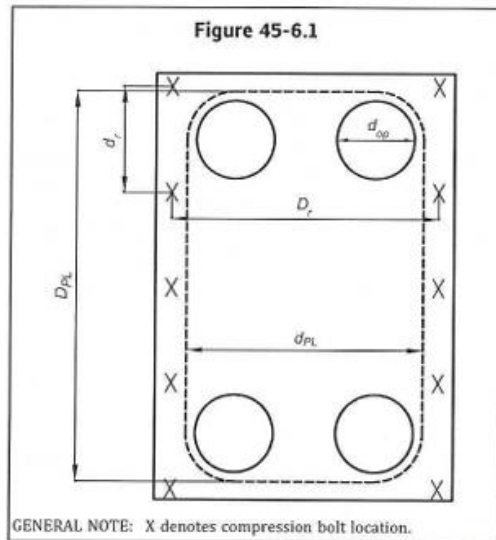
(2) When design calculations of endplates are performed in accordance with 45-6(c)(2), nozzle reinforcement calculations shall be performed in accordance with 45-6(c)(2).

(e) *Welded Connections.* Welded nozzle connections shall meet the requirements of UW-15 and UW-16.

(f) *Studded Connections.* Studded connections shall meet the requirements of UG-43. The drilled holes may extend through the thickness of the endplate when there is no direct pressure or contact from the media at the location of the stud holes on the endplate.

45-7 PRESSURE TEST REQUIREMENTS

A PHE shall be hydrostatically tested in accordance with UG-99, or pneumatically tested in accordance with UG-100. The heat transfer plates shall not be included when determining the lowest stress ratio.



GENERAL NOTE: X denotes compression bolt location.

45-8 MANUFACTURER'S DATA REPORTS

A Manufacturer's Data Report (see Nonmandatory Appendix W, Form U-1P or Form U-3P) shall be completed by the Manufacturer for each PHE, or same-day production of identical vessels in accordance with Mandatory Appendix 35.



**Instituto Superior
de Engenharia**

Politécnico de Coimbra