

UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIAS

LUCIANO CESAR COSTA

DESENVOLVIMENTO DE UM CONDENSADOR CASCATA DE CO₂ E R-404A

CAXIAS DO SUL
2020

LUCIANO CESAR COSTA

DESENVOLVIMENTO DE UM CONDENSADOR CASCATA DE CO₂ E R-404A

Trabalho de conclusão de curso apresentado como requisito para a obtenção do Grau de Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul. Área de concentração: Engenharia térmica.

Orientador: Prof. Dr. Carlos Roberto Altafini

**CAXIAS DO SUL
2020**

LUCIANO CESAR COSTA

DESENVOLVIMENTO DE UM CONDENSADOR CASCATA DE CO₂ E R-404A

Trabalho de conclusão de curso apresentado como requisito para a obtenção do Grau de Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul. Área de concentração: Engenharia térmica.

Aprovado em: 03/ 07/ 2020.

Banca Examinadora:

Presidente

Prof. Dr. Carlos Roberto Altafini
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Examinadores:

Prof. Me. Tomás Augusto Polidoro
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Me. Sérgio da Silva Kucera
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Dedico aos meus pais e esposa que sempre estiveram ao meu lado, me auxiliando, incentivando e concedendo apoio para superar as dificuldades que surgiram neste período. Muito obrigado!

AGRADECIMENTOS

Quero expressar meus agradecimentos a todas as pessoas que, de uma forma ou de outra, colaboraram para que este trabalho fosse realizado. Em especial, ao meu orientador, Prof. Dr. Carlos Roberto Altafini, pela sua competência e orientação durante todo o desenvolvimento desta monografia. Agradeço a empresa Tecnofrio Equipamentos Frigoríficos Ltda, pelo apoio, confiança e a oportunidade de conceder as informações para a realização desse estudo.

Em especial, aos meus familiares, que contribuíram de alguma forma durante a pesquisa, pela sua compreensão e apoio, que foram fundamentais para o desenvolvimento deste trabalho e por acreditarem em minhas escolhas, apoiando e esforçando-se junto a mim, para que eu suprisse todas elas.

“Mesmo as pessoas que dizem que tudo está predeterminado e que não podemos fazer nada para mudá-lo, olham para os dois lados antes de atravessar a rua”.

Stephen Hawking

RESUMO

Em um sistema de refrigeração subcrítico de cascata simples, que utiliza o CO₂ como fluido refrigerante no lado de baixa pressão operando por expansão direta, é necessário um trocador de calor para realizar a condensação. Esse condensador, do tipo casco e tubo de dois passes nos tubos e um passe no casco, que condensa e subresfria o R-744 (CO₂) superaquecido no interior dos tubos à custa da energia cedida ao fluido refrigerante R-404A, o qual evapora no lado do casco. O presente estudo teve por objetivo, determinar o coeficiente global de transferência de calor do equipamento, por meio de uma forma construtiva ideal baseada na norma TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*), para que o R-404A execute a mudança de estado físico do dióxido de carbono pela transferência de calor. Para atingir a meta traçada foi utilizada a metodologia encontrada na literatura pertinente e baseada nos cálculos especificados. A apresentação do estudo é realizada pelo desenvolvimento matemático, utilizando as correlações de Palen para o lado do casco e para o interior dos tubos as correlações descritas por Gnielinski e Iqbal e Bansal (2011). O equipamento resultante teve um coeficiente global de transferência de calor de 431 W/m²·K, para uma superfície de troca térmica de 5,49 m², suficiente para realizar a troca térmica de 28,25 kW. Os resultados são comparados à bibliografia utilizada e a um trocador de calor a placas, mostrando ser esse mais compacto, embora mais frágil e com maior perda de pressão.

Palavras-chave: Condensador cascata. Casco e tubo. R-744. R-404A.

ABSTRACT

In a simple cascade subcritical refrigeration system, working with CO₂ as a refrigerant fluid in the low-pressure side with direct expansion, it's necessary a heat exchanger to do the condensation. This condenser, of shell and tube type with a dual pass inside the tubes and a single pass in the shell side, that do the condensation and subcooling of the superheated R-744 (CO₂) that flows inside the tubes using the energy ceded to the refrigeration fluid R-404A, this one, evaporating in the shell side. This work had, as an objective, determinate de equipment's global heat transfer coefficient, through an ideal constructive way based in the TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*) norm, for the R-404A to do the physical state change of carbon dioxide through the heat transfer. To reach the goal set, it was used the methodology in the pertinent bibliographic and grounded research, through specified calculations. The study presentation is made by the mathematic development, using Palen correlations for the shell side and inside tubes, the correlations described by Gnielinski and Iqbal and Bansal (2011). The resulting equipment had an overall heat transfer coefficient of 431 W/m²·K, with a surface heat exchange of 5.49 m², sufficient to realize the heat exchange of 28.25 kW. The results are compared to the used bibliography and the plate heat exchanger, this one showing to be more compact, although more fragile and with a higher pressure drop.

Keywords: Cascade condenser. Shell and tube. R-404A. R-744.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Sistema com ciclo cascata.....	15
Figura 2 – Ciclo real X ciclo ideal de compressão à vapor (pressão x entalpia)	18
Figura 3 – Diagrama P x h de um sistema cascata de refrigeração	21
Figura 4 – Padrão de configuração de tubos	22
Figura 5 – Tipos de cascos e cabeçotes de trocadores casco e tubo	23
Figura 6 – Nomenclatura de um casco e tubo.....	24
Figura 7 – Padrões de escoamento evaporativo em banco de tubos	31
Figura 8 – Padrões de condensação para velocidades: (a) altas; e (b) baixas.....	34
Figura 9 – Fluxograma do pré-projeto do trocador de calor.....	39
Figura 10 – Fluxograma do projeto detalhado do trocador de calor.	40
Figura 11 – Trocador de calor “AKU”	41
Figura 12 – Coeficiente convectivo interno (R-744)	45
Figura 13 – Coeficiente global de transferência de calor.....	48
Figura 14 – Quebra jato	50
Figura 15 – Geometria triangular rotacionada.....	51
Figura 16 – Geometria das chicanas	52
Figura 17 – Perda de pressão para 49,37 kg/m ² ·s e pressão de 3,05 MPa.....	53

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Dados de entrada para projeto termo hidráulico.....	42
Tabela 2 – Cálculo dos parâmetros térmicos para o dessuperaquecimento	43
Tabela 3 – Cálculo do coeficiente conectivo inteiro.....	44
Tabela 4 – Cálculo dos parâmetros térmicos para o subresfriamento.....	44
Tabela 5 – Cálculo do coeficiente convectivo interno local	45
Tabela 6 – Cálculo do coeficiente convectivo ideal e fluxo térmico	46
Tabela 7 – Cálculo do coeficiente convectivo externo.....	46
Tabela 8 - Coeficiente global local de transferência de calor	47
Tabela 9 – Características térmicas do trocador de calor	47
Tabela 10 – Geometria do trocador de calor.....	48
Tabela 11 – Propriedades mecânicas dos materiais.....	49
Tabela 12 – Geometria do banco de tubos e chicanas	51
Tabela 13 – Perda de pressão no lado dos tubos.....	53
Tabela 14 – Comparativo entre os resultados dos trocadores de calor.....	54

LISTA DE SIGLAS

AISI	<i>American Iron and Steel Institute</i>
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i>
AEL	<i>Allowable Exposure Limit</i>
BWG	<i>Birmingham Wire Gauge</i>
COP	<i>Coefficient of performance (Coeficiente de desempenho)</i>
GWP	<i>Global Warming Potential</i>
HTC	<i>Heat transfer coefficient</i>
ODP	<i>Ozone Depletion Potential</i>
TEMA	<i>Tubular Exchanger Manufactures Association</i>
HFC	Hidrofluorcarboneto

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	14
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO DO ESTUDO.....	14
1.2	JUSTIFICATIVA DO ESTUDO.....	16
1.3	AMBIENTE DE TRABALHO.....	16
1.4	OBJETIVOS.....	17
1.4.1	Objetivo Geral	17
1.4.2	Objetivos Específicos.....	17
2	REFERENCIAL TEÓRICO	18
2.1	CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR.....	18
2.2	FLUIDO REFRIGERANTE	19
2.2.1	Refrigerante R-744	20
2.2.2	Refrigerante R-404A.....	20
2.3	SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO EM CASCATA	21
2.4	TROCADORES DE CALOR CASCO E TUBOS.....	22
2.4.1	Banco de tubos	22
2.4.2	Casco e cabeçotes.....	23
2.4.3	Chicanas.....	24
2.4.4	Espelhos.....	25
2.5	FUNDAMENTOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	25
2.5.1	Condução	25
2.5.2	Convecção.....	25
2.5.3	Radiação.....	26
2.6	PROJETO TERMOHIDRÁULICO DO TROCADOR DE CALOR	27
2.6.1	Pré-projeto do trocador de calor.....	27
2.6.1.1	Ebulição saturada em banco de tubos	30
2.6.1.2	Dessuperaquecimento e subresfriamento no interior dos tubos	32
2.6.1.3	Condensação no interior dos tubos.....	33
2.6.2	Projeto detalhado do trocador de calor casco e tubos	35
2.6.3	Perda de pressão no lado dos tubos.....	35
2.7	TRABALHOS REALIZADOS NA ÁREA	37
3	METODOLOGIA DE TRABALHO	38
3.1	SITUAÇÃO ATUAL	38
3.2	DESENVOLVIMENTO DO PROJETO	39

4	RESULTADOS	42
4.1	PRÉ PROJETO DO TROCADOR DE CALOR	42
4.1.1	Cálculo do fator de correção <i>F</i>	42
4.1.2	Cálculo do ΔTML	43
4.1.3	Cálculo do coeficiente global de transferência de calor (<i>U</i>)	43
4.1.4	Geometria aproximada do casco	48
4.2	PROJETO MECÂNICO DO TROCADOR DE CALOR	49
4.2.1	Casco e cabeçotes.....	49
4.2.2	Banco de tubos	50
4.2.3	Chicanas.....	51
4.2.4	Espelhos.....	52
4.2.5	Determinação da perda de pressão do lado dos tubos.....	52
4.3	DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	53
5	CONCLUSÕES.....	55
6	PROPOSTAS PARA NOVOS TRABALHOS.....	56
	REFERÊNCIAS	57
	ANEXO A – TEMA TABELA RCB-2.21.....	60
	ANEXO B – TEMA TABELA RGP-T-2.4	61
	ANEXO C – ESPECIFICAÇÃO DE MATERIAIS TEMA	62
	ANEXO D – ESPELHOS	63
	ANEXO E – DATASHEET DE TROCADOR A PLACAS.....	64
	ANEXO F – CÁLCULO DO COEFICIENTE CONVECTIVO INTERNO LOCAL NA ZONA DE DESSUPERAQUECIMENTO.....	65
	ANEXO G – CÁLCULO DO COEFICIENTE CONVECTIVO INTERNO LOCAL NA ZONA DE CONDENSAÇÃO (PARTE 1)	66
	ANEXO H – CÁLCULO DO COEFICIENTE CONVECTIVO INTERNO LOCAL NA ZONA DE CONDENSAÇÃO (PARTE 2)	67
	ANEXO I – CÁLCULO DO COEFICIENTE CONVECTIVO INTERNO LOCAL NA ZONA DE SUBRESFRIAMENTO	68

ANEXO J – CÁLCULO DO COEFICIENTE CONVECTIVO EXTERNO LOCAL (PARTE 1).....	69
ANEXO K – CÁLCULO DO COEFICIENTE CONVECTIVO EXTERNO LOCAL (PARTE 2).....	70
ANEXO L – CÁLCULO DO COEFICIENTE CONVECTIVO EXTERNO LOCAL (PARTE 3).....	71
ANEXO M – CÁLCULO DOS PARÂMETROS TÉRMICOS LOCAIS (PARTE 1) ...	72
ANEXO N – CÁLCULO DOS PARÂMETROS TÉRMICOS LOCAIS (PARTE 2) ...	73
ANEXO O – CÁLCULO DOS PARÂMETROS TÉRMICOS LOCAIS (PARTE 3) ...	74
ANEXO P – CÁLCULO DA PERDA DE PRESSÃO LOCAL NA ZONA DE DESSUPERAQUECIMENTO.....	75
ANEXO Q – CÁLCULO DA PERDA DE PRESSÃO LOCAL NA ZONA DE CONDENSAÇÃO (PARTE 1).....	76
ANEXO R – CÁLCULO DA PERDA DE PRESSÃO LOCAL NA ZONA DE CONDENSAÇÃO (PARTE 2).....	77
ANEXO S – CÁLCULO DA PERDA DE PRESSÃO LOCAL NA ZONA DE SUBRESFRIAMENTO.....	78

1 INTRODUÇÃO

No sistema de refrigeração, após o fluido refrigerante deixar a descarga do compressor no estado de vapor superaquecido, torna-se necessária a condensação deste para o funcionamento do ciclo. O condensador é o equipamento empregado para essa tarefa, ele tem a função de rejeitar o calor proveniente do superaquecimento do fluido refrigerante na descarga do compressor, condensando-o (STOECKER e JABARDO, 2002). Assim, o fluido é conduzido até a válvula de expansão no estado líquido saturado ou subresfriado.

O fenômeno da condensação, neste caso, ocorre através da transferência de calor entre dois fluidos em diferentes temperaturas e separados por uma parede. O fluido de maior temperatura é resfriado sem mudar seu estado físico até se tornar vapor saturado (INCROPERA e DEWITT, 2007). A partir desse ponto as moléculas que já vem perdendo energia desde o estado superaquecido, reduzem sua agitação e são atraídas por outras, dando forma ao estado líquido (SILVA, 2009). Ao final dessa transformação, quando não há mais vapor presente na mistura, o refrigerante começa a entrar na fase de líquido subresfriado, onde na mesma pressão de condensação, sua temperatura começa a diminuir (INCROPERA e DEWITT, 2007).

Esse efeito ocorre no interior dos tubos do trocador de calor casco e tubo, através da energia trocada com o R-404A. Esse, por sua vez, também experimenta a mudança de estado físico, sendo evaporado pelo calor recebido do dióxido de carbono. O condensador cascata pode ser observado na figura 1, interligando os dois sistemas, ou seja, o sistema com o R-404A e aquele com R-744.

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO DO ESTUDO

O dióxido de carbono é um gás estufa, embora presente e essencial na atmosfera, onde apresenta uma concentração de 379 ppm (SCHIRMER e LISBOA, 2008). O CO₂ é usado como referência para medir o aquecimento global, tendo um valor de GWP (*Global Warming Potential* – Potencial de Aquecimento Global) igual a 1 (SILVA, 2009), valor baixo em comparação com o R-404A, que é um HFC (Hidrofluorcarboneto). E possui um valor de ODP (*Ozone Depletion Potential* – Potencial de Destruição da Camada de Ozônio) igual a zero, embora o seu GWP seja de 3943 (MOTA-BABILONI et. al, 2015).

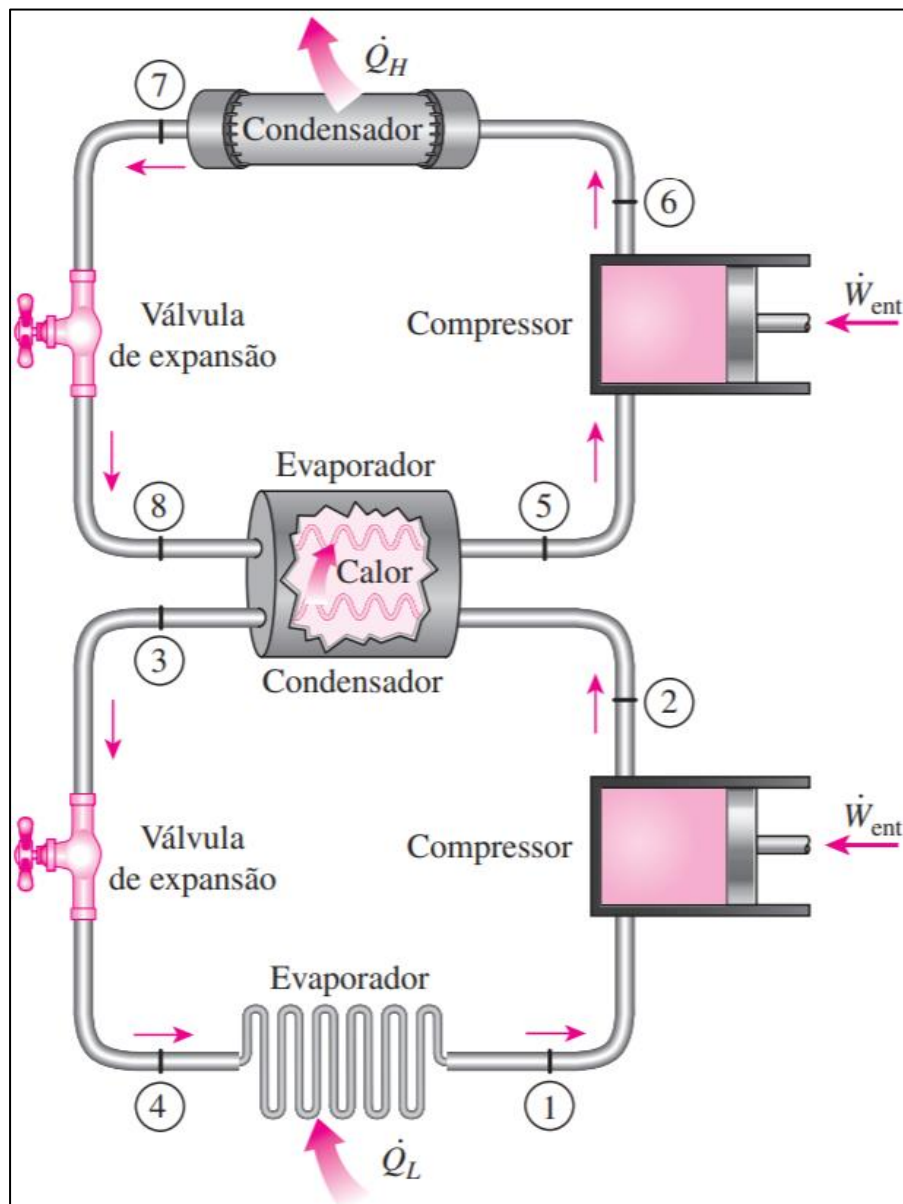
Em um sistema de refrigeração utilizando o CO₂ como fluido refrigerante no lado de baixa e R-404A no de alta em sistema cascata simples com expansão direta, o dióxido de carbono superaquecido precisa ser condensado à pressão de saturação à custa da energia

perdida para o R-404A. Após passar por um dispositivo de expansão, o refrigerante R-404A adentra ao evaporador como mistura bifásica de líquido e vapor.

Para realizar essa função, um trocador de calor do tipo casco e tubo foi escolhido, para a condensação do CO₂ no lado do tubo, e a evaporação de R-404A lado do casco para que o calor recebido do ambiente favoreça a transformação.

Deseja-se conhecer o coeficiente global de transferência de calor deste equipamento para determinar o suas dimensões, a capacidade e também a vazão mássica do refrigerante R-404A necessária para executar essa tarefa. A Figura 1 esquematiza o sistema de refrigeração em cascata.

Figura 1 – Sistema com ciclo cascata



Fonte: Çengel e Boles (2013).

1.2 JUSTIFICATIVA DO ESTUDO

Conforme Silva (2009) “A legislação restringe o uso dos refrigerantes sintéticos no mundo inteiro e, conseqüentemente, ressurgem a necessidade de utilizar os refrigerantes alternativos e naturais”. Fluidos com elevado ODP e GWP estão tendo sua utilização extinta, devolvendo espaço ao dióxido de carbono.

Apesar da contribuição para o efeito estufa (na maior parte pelo R-404A), os dois refrigerantes citados possuem baixa ou nula contribuição para a destruição da camada de ozônio (STOECKER e JABARDO, 2002).

O Brasil, assim como vários outros países é signatário do Protocolo de Montreal e possui uma data limite para eliminar as substâncias destruidoras da camada de Ozônio (SILVA, 2009), justificando a tendência de mercado e necessidade do desenvolvimento de estudos envolvendo o CO₂.

O trocador de calor casco e tubos é mais indicado em comparação ao trocador a placas para altas pressões. Trocadores de calor a placas possuem limitação na sua pressão de trabalho devido às superfícies planas e gaxetas, sendo pressão máxima de projeto em torno de 3 MPa, embora geralmente opera abaixo de 1 MPa (SHAH e SEKULIC, 2003).

Existem muitas configurações de trocadores de calor cascata. Aplicações industriais comumente utilizam trocadores de calor a placas, casco e tubo, e casco e placas para esse fim (ASHRAE, 2018). Para este trabalho, foi utilizado o trocador do tipo casco e tubos, devido ao conhecimento do processo produtivo deste equipamento por parte da empresa, além da disponibilidade de maquinário para futura execução deste projeto.

1.3 AMBIENTE DE TRABALHO

Este trabalho de conclusão de curso foi realizado na empresa Tecnofrio Equipamentos Frigoríficos Ltda. Essa empresa atua na área da refrigeração industrial e comercial há mais de 25 anos, oferecendo soluções completas para a conservação de alimentos. Fabricante de equipamentos frigoríficos para resfriamento, congelamento e acondicionamento de produtos, atende a um mercado variado, que contempla frigoríficos de bovinos, suínos, aves e peixes, laticínios, frutas, legumes, hortaliças e sementes, logística entre outras.

O trabalho foi realizado junto ao setor de engenharia do produto da empresa, esta que conta com 97 funcionários no campo produtivo, situado em Caxias do Sul. Além da mão de obra terceirizada que atua na montagem externa.

O estudo foi conduzido em paralelo ao dia-a-dia da empresa, buscando conhecer a capacidade desse equipamento e seu dimensional para posterior fabricação de uma unidade de refrigeração que inicialmente, foi utilizada para testes.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 Objetivo Geral

Desenvolvimento de um condensador tipo casco e tubos para operação em um sistema de refrigeração em cascata com dióxido de carbono condensando (lado dos tubos) e R-404A evaporando (lado da carcaça).

1.4.2 Objetivos Específicos

Ao longo do desenvolvimento deste trabalho, os seguintes objetivos específicos foram buscados:

- a) definir a forma construtiva do trocador de calor adequada à aplicação, com base na norma TEMA;
- b) levantar as correlações usadas nos processos de condensação e de evaporação/ebulição;
- c) quantificar os parâmetros de operação do CO₂ e do R-404A para o condensador em estudo;
- d) quantificar os coeficientes convectivos interno e externo para a determinação do coeficiente global de transferência de calor;
- e) comparar tecnicamente os resultados com outros tipos de trocadores de calor.

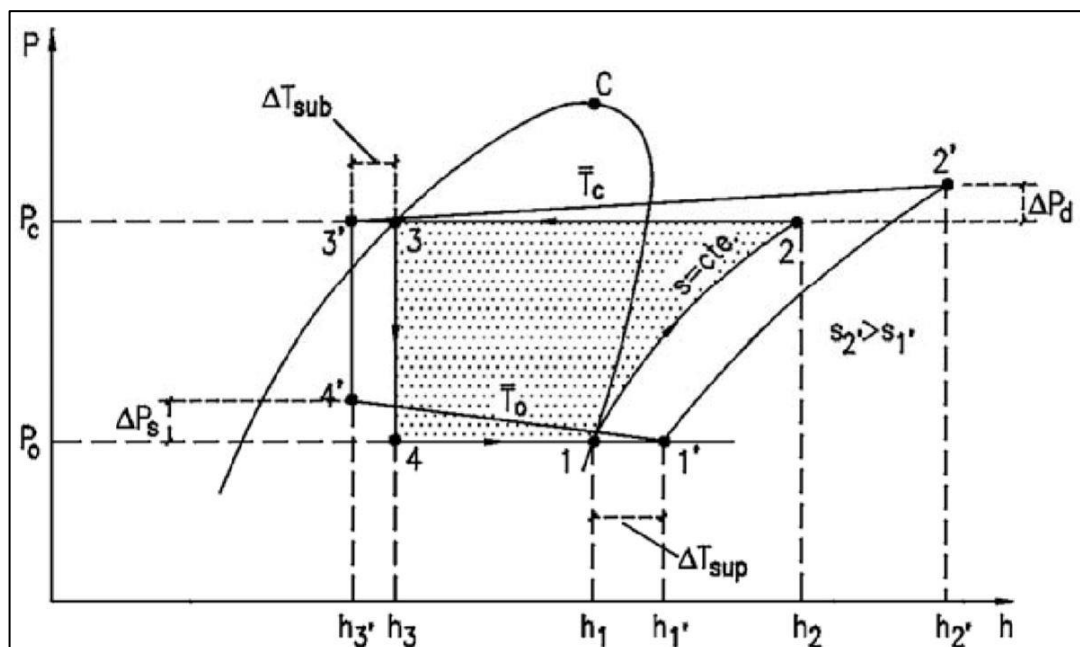
2 REFERENCIAL TEÓRICO

A fundamentação teórica deste trabalho é oriunda das ciências térmicas, onde são abordados conteúdos de termodinâmica, mecânica dos fluidos e transferência de calor.

2.1 CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

O ciclo de refrigeração por compressão a vapor ocorre em 4 etapas, sendo elas a compressão, condensação, expansão e evaporação e quando idealizado, pode ser observado na Figura 2 (DOSSAT, 2004) pelos pontos 1-2, 2-3, 3-4 e 4-1 respectivamente.

Figura 2 – Ciclo real X ciclo ideal de compressão à vapor (pressão x entalpia)



Fonte: Venturini e Pirani (2005).

O ciclo ideal de refrigeração por compressão a vapor pode ter seus valores quantificados aplicando a primeira lei da termodinâmica para um volume de controle em torno de cada equipamento do sistema (Equação 1).

$$\Delta U = Q - W \quad (1)$$

Onde:

ΔU é a variação da energia interna do sistema [J];

Q é o calor trocado com o meio [J];

W é o trabalho realizado para a transformação [J].

O ciclo ocorre quando o compressor adiabático aspira o vapor saturado proveniente do evaporador, e o descarrega no estado superaquecido à pressão de saturação (Processo 1-2), o fluido então condensa com pressão constante até atingir o estado de líquido saturado no processo 2-3 (BORGNAKKE e SONNTAG, 2013). Esses dois processos compõem o estágio de alta pressão do sistema. O processo 3-4 se dá pela passagem do fluido através de um dispositivo de expansão isoentálpico, que reduzirá a pressão e temperatura do refrigerante. A mistura de líquido e vapor adentram ao evaporador, que fará a evaporação isobárica no processo 4-1, de todo o líquido presente na mistura, sendo esse vapor succionado pelo compressor (BORGNAKKE e SONNTAG, 2013). Os processos 3-4 e 4-1 compõem o estágio de baixa pressão, e completam o ciclo ideal.

Ainda na Figura 2, pode-se observar o ciclo real, representado pelos pontos 1', 2', 3' e 4', que divergem do ideal por fatores como: a transferência de calor em componentes que não são trocadores de calor, perda de pressão pelo atrito do fluido refrigerante com os tubos condutores, além de outras irreversibilidades em processos como compressão e expansão do fluido refrigerante (STOECKER e JONES, 1985).

2.2 FLUIDO REFRIGERANTE

Com relação ao ciclo de compressão do vapor, o refrigerante é o fluido de trabalho que alternadamente vaporiza e condensa quando absorve e cede calor, respectivamente (DOSSAT, 2004).

Deve ser reconhecido por princípio, que não existe refrigerante "ideal" e que, por causa das grandes diferenças nas condições e requisitos das várias aplicações, não existe nenhum refrigerante que seja universalmente adequado para todas as aplicações (DOSSAT, 2004).

Stoecker e Jabardo (2002) citam como as principais propriedades para que um fluido seja ideal: apresentar características termodinâmicas favoráveis, estabilidade química, certo grau de compatibilidade com materiais, não ser tóxico, nem inflamável, nem pernicioso ao meio ambiente, ser compatível com o óleo lubrificante do compressor e de fácil detecção, além de estar disponível comercialmente a um custo razoável.

Os refrigerantes são designados por números, de acordo com a norma ASHRAE 34-1992. O uso de números é interessante em virtude da complexidade do nome científico de alguns refrigerantes, especialmente os derivados halogenados dos hidrocarbonetos (STOECKER e JABARDO, 2002).

A norma ASHRAE 32-92 classifica os refrigerantes quanto ao seu nível de toxicidade e inflamabilidade. De acordo com essa norma, cada refrigerante recebe uma designação constituída de dois caracteres alfa numéricos, sendo o primeiro uma letra

maiúscula, que caracteriza seu nível de toxicidade, e o segundo, um algarismo que indica o grau de inflamabilidade (STOECKER e JABARDO, 2002).

2.2.1 Refrigerante R-744

O dióxido de carbono é designado pela ASHRAE como R-744. Iniciando pela letra “R” de “*Refrigerant*”, o número 7 refere-se à série 700 (destinada para os compostos inorgânicos) e 44 a sua massa molecular (44,01 g/mol).

O ponto triplo do CO₂ ocorre à pressão absoluta de 518,5 kPa e temperatura -56,6 °C (SILVA, 2009). Nesse ponto coexistem os três estados físicos (sólido, líquido e vapor).

De acordo com Stoecker e Jabardo (2002), o ponto crítico do R-744 acontece na temperatura de 31,1 °C e pressão absoluta de 7372 kPa. A partir desse ponto, o fluido não poderá mais ser liquefeito. Quando as pressões e temperaturas de operação do sistema estão próximas dos valores do ponto triplo a expansão do vapor poderá criar CO₂ sólido (formação de gelo seco) no orifício ou no ponto de expansão (SILVA, 2009).

Além de ser um fluido natural, é uma substância pura, não é tóxico nem inflamável, é incolor e inodoro, está presente na atmosfera em uma concentração de 379 ppm (SCHIRMER e LISBOA, 2008), não destrói o Ozônio, mas contribui para o efeito estufa.

Esse fluido é classificado pela ASHRAE na classe de segurança A1, onde a letra “A” refere-se a compostos cuja toxicidade não foi identificada, e o número “1” por não se observar propagação de chama em ar a 18 °C e 101,325 kPa (STOECKER e JABARDO, 2002).

2.2.2 Refrigerante R-404A

O R-404A é um fluido halogênico composto pela mistura ternária de CF₃CH₃, CF₃CF₂H e CF₃CFH₂. Iniciando pela letra “R” de “*Refrigerant*”, o número “4” refere-se à série 400, reservada para as misturas não azeotrópicas, que durante a sua mudança de estado, à pressão constante sua temperatura varia, além de mudança de composição das fases líquido e vapor, designadas em ordem crescente por cronologia de aparecimento (STOECKER e JABARDO, 2002).

O ponto crítico do R-404A ocorre à pressão absoluta de 3735 kPa e temperatura de 72,15 °C, relativo à temperatura de ebulição normal.

Esse fluido é também classificado pela ASHRAE na classe de segurança A1, possui baixa toxicidade. O AEL (*Allowable Exposure Limit* – Limite de Exposição Permitida) é de 1000 ppm durante 8 horas consecutivas (GAS SERVEI S.A., 20?). Possui um ODP de 0 e GWP de 3943 (MOTA-BABILONI et. al, 2015).

2.3 SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO EM CASCATA

O sistema com ciclo cascata constitui-se de dois (ou mais) ciclos de refrigeração independentes, cada um com seu próprio refrigerante (no caso CO_2 e R-404A), porém com um trocador de calor comum aos dois ciclos (CLETO, 2008).

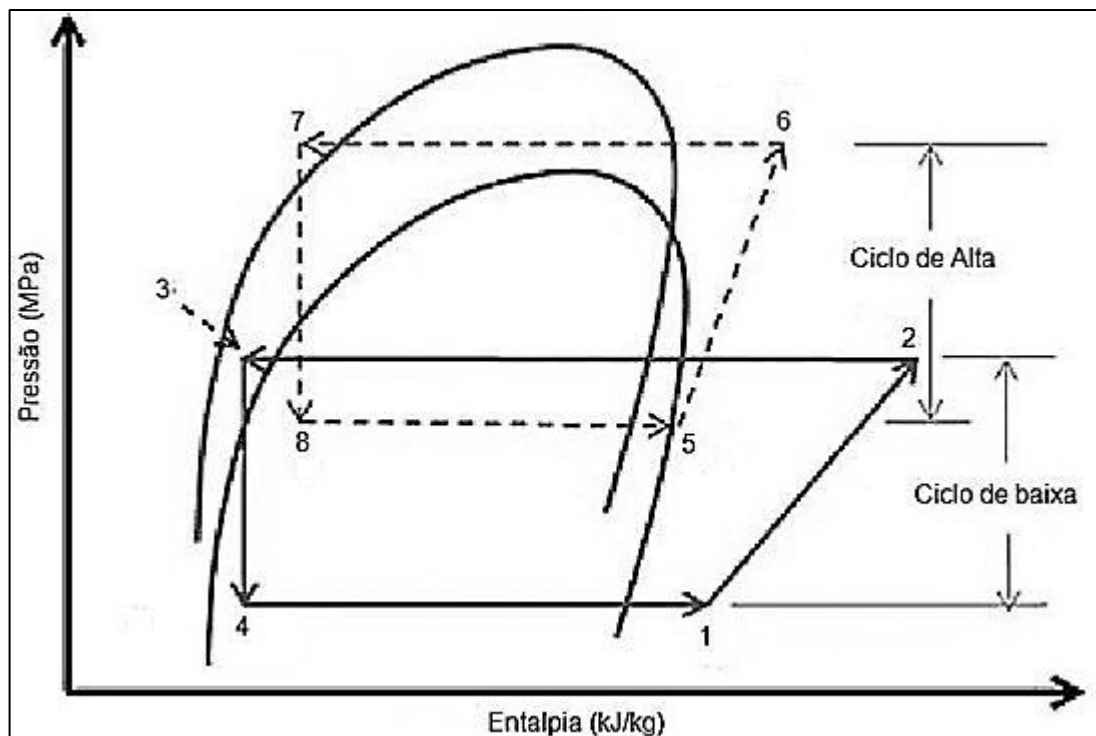
A Figura 3 mostra o diagrama pressão x entalpia de um sistema de refrigeração em cascata genérico o trocador de calor cascata, objeto de estudo deste trabalho, realiza a evaporação do R-404A no processo 8-5, e condensa o R-744 no processo 2-3.

Os sistemas cascata são utilizados quando não é possível retirar o calor do nível mais baixo de temperatura e rejeitá-lo para a atmosfera, ou quando as temperaturas de evaporação são muito baixas, e a eficiência de fluidos convencionais é baixa nessa condição (CLETO, 2008).

No caso do sistema cascata com CO_2 , as temperaturas de evaporação no lado de baixa variam de $-55\text{ }^\circ\text{C}$ a $-30\text{ }^\circ\text{C}$, e as de condensação igual ou inferior a $-5\text{ }^\circ\text{C}$, pois acima desse valor o sistema apresenta ineficiência (CLETO, 2008).

O ciclo utilizado é o subcrítico, onde o R-744 se apresenta no lado de baixa, e dessa forma suas pressões de operação são menores se comparadas ao transcrito, que no lado de alta apresentam pressões entre 10.000 e 15.000 kPa (SILVA, 2009).

Figura 3 – Diagrama P x h de um sistema cascata de refrigeração



Fonte: Adaptado de Tarrad (2017).

2.4 TROCADORES DE CALOR CASCO E TUBOS

O tipo mais comum de trocador de calor é o do tipo casco e tubos devido à sua larga versatilidade (SHAH, 1981). Sua forma mais simples envolve um único passe no casco e nos tubos (INCROPERA e DEWITT, 2007).

Uma grande variedade de diferentes formas construtivas internas é usada nos trocadores casco e tubos. Isso depende da troca de calor desejada, perda de pressão e métodos aplicados para reduzir os esforços térmicos, evitar vazamentos e possibilitar a limpeza, suportar pressões e temperaturas de operação, controlar corrosão, acomodar fluxos altamente assimétricos entre outros (SHAH e SEKULIC, 2003).

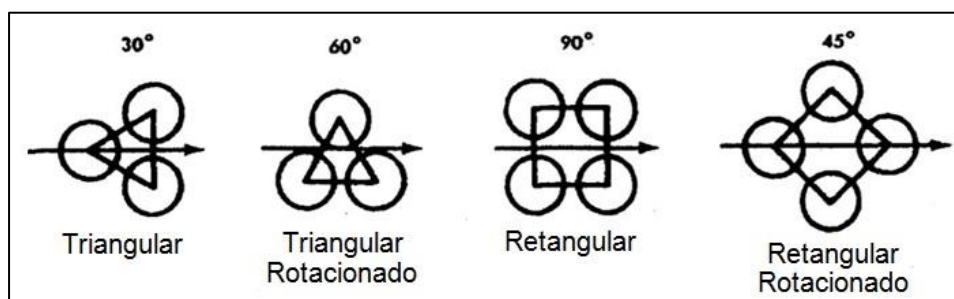
Trocadores de calor casco e tubos são classificados e fabricados seguindo a largamente utilizada norma TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*). Nesse sistema, cada trocador é designado por uma combinação de três letras, a primeira refere-se ao cabeçote frontal, a segunda ao tipo de casco e a terceira ao cabeçote posterior (SHAH e SEKULIC, 2003). As designações são ilustradas na Figura 5.

2.4.1 Banco de tubos

Os tubos do banco são definidos pelo diâmetro externo em medida exata, na grande maioria variando com valores entre 6,35 mm a 50,80 mm (TEMA, 2007). Menores diâmetros oferecem maior troca térmica, porém, maior dificuldade para limpeza (KAKAÇ e LIU, 2002). A espessura dos tubos é definida pela BWG (*Birmingham Wire Gage*) conforme Tabela RCB-2.21 da TEMA (2007), a qual encontra-se no anexo A.

A configuração de tubos padronizado pela norma TEMA é mostrado na Figura 4. Um padrão triangular é capaz de acomodar mais tubos no banco em relação ao quadrado, e ainda gerando maior turbulência e, por consequência, um maior coeficiente de troca térmica. O padrão triangular possui limitações de limpeza, sendo geralmente utilizado para trabalho com fluido limpo no lado do casco (KAKAÇ e LIU, 2002).

Figura 4 – Padrão de configuração de tubos

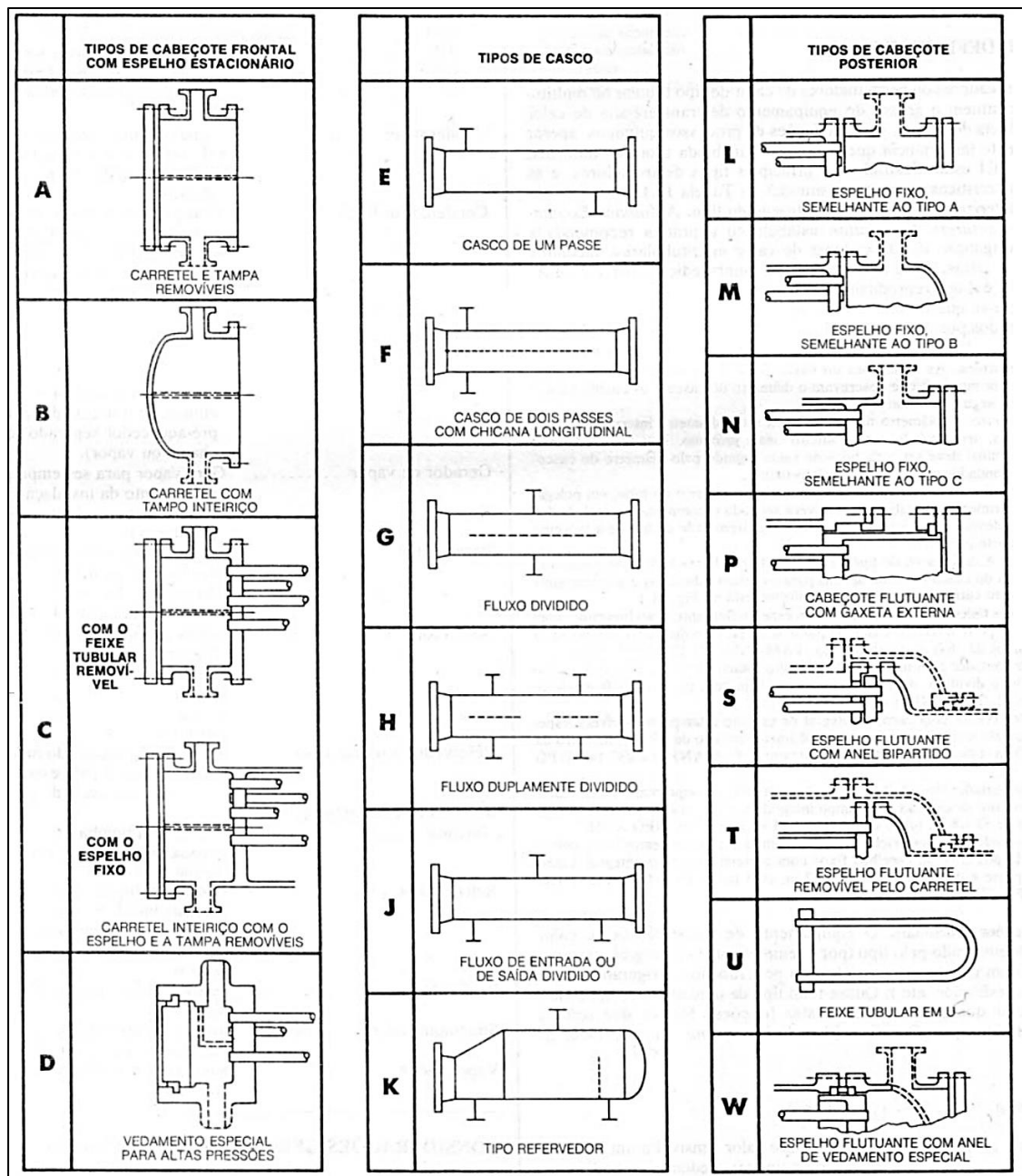


Fonte: Adaptado de TEMA (2007).

2.4.2 Casco e cabeçotes

Para a configuração do trocador segundo a norma TEMA, Shah e Sekulic (2003), TEMA (2007) e Kuppan (2000) sugerem o casco do tipo K para evaporação em um banco de tubos inundado, conhecido como “*Kettle Reboiler*”. O grande espaço presente acima do banco de tubos serve como separador de fases (KUPPAN, 2000). A Figura 5 ilustra as construções possíveis.

Figura 5 – Tipos de cascos e cabeçotes de trocadores casco e tubo

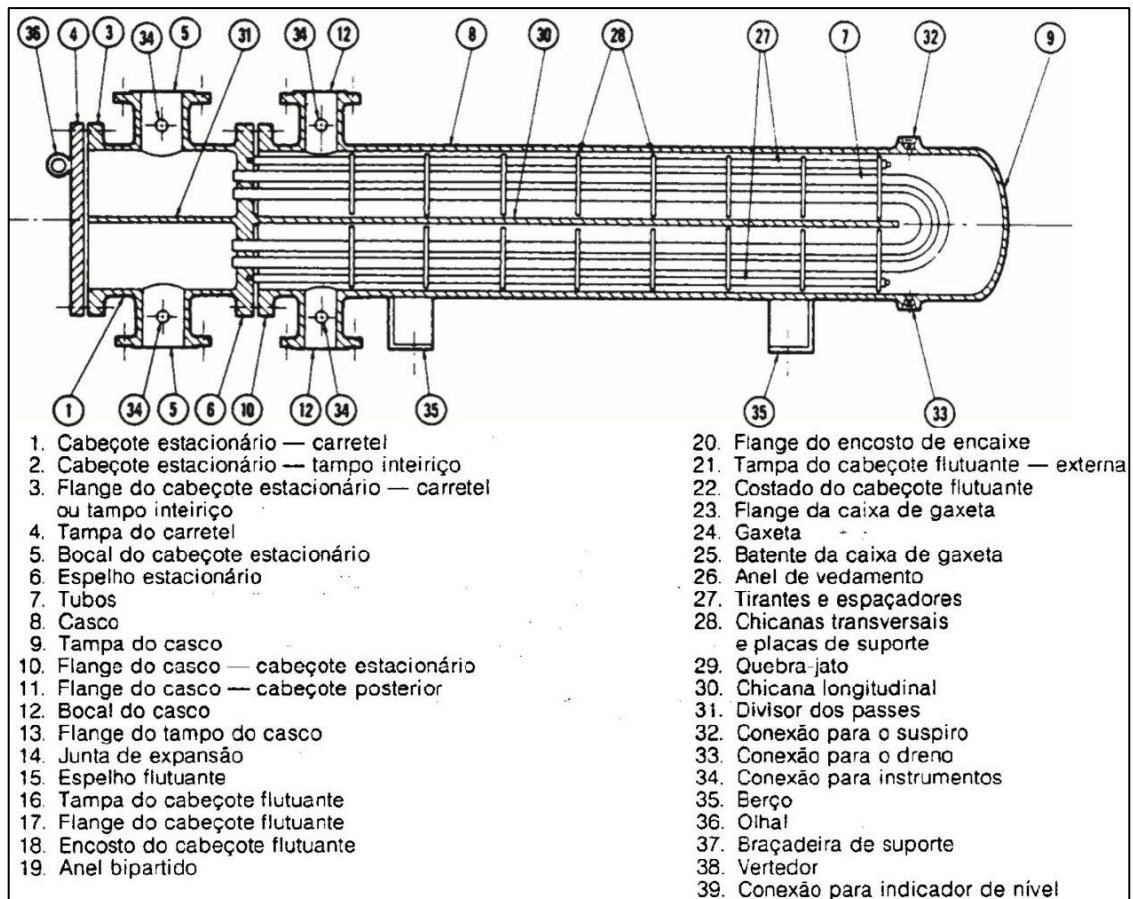


Fonte: Adaptado de TEMA (2007).

Os cabeçotes são definidos, levando em conta os critérios de projeto indicados por Shah e Sekulic (2003) no item 2.4, este tem a função de distribuir o fluxo que escoará pelo feixe de tubos, determinando o número de passes (KAKAÇ e LIU, 2002).

A Figura 6 mostra um trocador casco e tubos de configuração CFU, com a nomenclatura de cada um de seus componentes (TEMA, 2007).

Figura 6 – Nomenclatura de um casco e tubo



Fonte: Adaptado de TEMA (2007).

Existe um padrão de comprimento de tubos em TEMA standard RCB-2.1, com medidas de 2.438 mm, 3.048 mm, 3.658 mm, 4.978 mm e 6.096 mm, podendo ser usados comprimentos diferentes (TEMA, 2007).

2.4.3 Chicanas

As chicanas têm duas funções básicas. A primeira é promover a rigidez ao banco de tubos, prevenindo a vibração e a deflexão/empeno dos tubos. A segunda é desviar o fluxo do fluido no lado do casco para aumentar o coeficiente convectivo. As chicanas podem ser classificadas como transversais e longitudinais (KAKAÇ e LIU, 2002).

2.4.4 Espelhos

É a principal barreira entre os fluidos que passam pelo lado do casco e pelo lado dos tubos, importante para a segurança e confiabilidade do trocador (KUPPAN, 2000).

Ainda, segundo o mesmo autor, o espelho pode ser conectado ao casco por solda, parafuso, ou uma combinação dos dois. A forma como o espelho é fixado ao vaso determina se o trocador é de feixe fixo ou móvel.

2.5 FUNDAMENTOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A transferência de calor ocorre entre um meio ou entre meios que possuam diferentes temperaturas. Esse fluxo de energia pode ocorrer de três formas: condução, convecção e radiação (INCROPERA e DEWITT, 2007).

2.5.1 Condução

A condução ocorre em um meio estacionário, onde o calor é conduzido e transferido entre moléculas do meio de maior temperatura para o de menor temperatura. A Equação 2, conhecida como Lei de Fourier descreve o fluxo térmico em estado estacionário (INCROPERA e DEWITT, 2007).

$$q_x'' = k \cdot \frac{T_2 - T_1}{L} \quad (2)$$

Onde:

q_x'' é o fluxo térmico [W/m²];

T_1 é a temperatura inicial [K];

T_2 é a temperatura final [K];

k é a condutividade térmica do meio [W/m·K];

L é o comprimento [m].

2.5.2 Convecção

Ocorre pelo contato entre um fluido em movimento e uma superfície, ambos em diferentes temperaturas. A transferência de calor por convecção pode ser classificada como natural ou forçada, de acordo com a natureza do escoamento.

Na convecção forçada pura, o fluido se movimenta pela energia recebida de forças externas como ventiladores e bombas. A convecção natural pura é induzida por forças de empuxo, originadas da diferença de densidade causada pela variação de temperatura do fluido (INCROPERA e DEWITT, 2007).

Combinações entre a convecção natural e forçada podem existir, como é o caso da ebulição e da condensação. As bolhas formadas pela ebulição de um fluido ao fundo de um vaso induzem a uma velocidade maior do escoamento, esse fenômeno é conhecido como ebulição.

Independente da sua natureza, a convecção pode ser descrita pela Lei do Resfriamento de Newton, pela Equação 3 (INCROPERA e DEWITT, 2007).

$$q'' = h \cdot (T_s - T_\infty) \quad (3)$$

Onde:

q'' é o fluxo térmico [W/m^2];

T_s é a temperatura da superfície [K];

T_∞ é a temperatura do fluido [K];

h é o coeficiente convectivo [$W/m^2 \cdot K$].

2.5.3 Radiação

É a energia emitida pela matéria e não necessita de um meio material para se propagar, sendo inclusive mais eficiente a transferência de calor no vácuo (INCROPERA e DEWITT, 2007).

O poder emissivo de um corpo pode ser calculado pela Lei de Stefan-Boltzmann, Equação 4.

$$E = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T_s^4 \quad (4)$$

Onde:

E é o poder emissivo [W/m^2];

T_s é a temperatura da superfície [K];

ε é a emissividade da superfície [-];

σ é a constante de Stefan-Boltzmann igual a $5,67 \cdot 10^{-8}$ [$W/m^2 \cdot K^4$].

2.6 PROJETO TERMOHIDRÁULICO DO TROCADOR DE CALOR

Segundo Kuppan (2000), o procedimento geral de projeto de um trocador casco e tubos é complexo e iterativo, sendo as vezes necessário subdividir o procedimento conforme abaixo:

- a) pré-projeto do trocador de calor;
- b) avaliar parâmetros geométricos, também conhecido como cálculos auxiliares;
- c) corrigir fatores de transferência de calor e perda de pressão;
- d) estimar o coeficiente de troca térmica e perda de pressão do lado do casco;
- e) estimar o coeficiente de troca térmica e perda de pressão do lado dos tubos;
- f) avaliar o projeto e compor os resultados com as especificações de projeto.

2.6.1 Pré-projeto do trocador de calor

O dimensionamento aproximado dos trocadores de calor casco e tubos pelo método de Bell (1983), se dá através do seguinte procedimento:

- a) estimar a carga térmica do equipamento pela 1ª Lei da Termodinâmica em regime permanente aplicada a volumes de controle nos lados dos fluidos quente e frio, desprezando a geração de trabalho e os efeitos de variação de energia cinética e potencial de elevação, através da Equação 5.

$$\dot{Q} = \dot{m}_h \cdot \Delta h_h = \dot{m}_c \cdot \Delta h_c \quad (5)$$

Onde:

\dot{Q} é a capacidade térmica ou carga térmica do trocador de calor [W];

Δh_h é a diferença de entalpia entre a entrada e saída do fluido quente [J/kg];

Δh_c é a diferença de entalpia entre a entrada e saída do fluido frio [J/kg];

\dot{m}_h é o fluxo mássico do fluido quente [kg/s];

\dot{m}_c é o fluxo mássico do fluido frio [kg/s];

- b) estimar a diferença de temperatura média logarítmica (ΔT_{ML}) e temperatura média do meio (MTD) através das Equações 6a e 6b, para as correntes dos dois fluidos em contrafluxo.

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_{h,e} - T_{c,s}) - (T_{h,s} - T_{c,e})}{\ln[(T_{h,e} - T_{c,s}) / (T_{h,s} - T_{c,e})]} \quad (6a)$$

$$MTD = \frac{T_{evap} + T_{cond}}{2} \quad (6b)$$

Onde:

$T_{h,e}$ é a temperatura de entrada do fluido quente [K];

$T_{h,s}$ é a temperatura de saída do fluido quente [K];

$T_{c,e}$ é a temperatura de entrada do fluido frio [K];

$T_{c,s}$ é a temperatura de saída do fluido frio [K];

T_{evap} é a temperatura de evaporação do fluido quente [K];

T_{cond} é a temperatura de condensação do fluido frio [K].

- c) corrigir o ΔT_{ML} com o fator de correção F : sempre que existirem sentidos diferentes do paralelo e do contrafluxo. A ebulição em um banco de tubos disposto na horizontal desloca as bolhas no sentido ascendente. Esse deslocamento e mudança de densidade no fluido que evapora no lado do casco promove o fluxo cruzado em relação aos tubos. Não é necessário corrigir o ΔT_{ML} quando o fluido no lado do casco possui temperatura constante (KAKAÇ, 1991).
- d) determinar o número de cascos em série que deverão ser utilizados. Caso ocorra a aproximação dos valores nos dois lados das Desigualdades 7 e 8, é necessário o uso de múltiplos cascos em série.

$$\text{Para fluido quente do lado do casto: } 2 \cdot T_{h,s} \geq T_{c,e} + T_{c,s} \quad (7)$$

$$\text{Para fluido frio do lado do casco: } 2 \cdot T_{c,s} \geq T_{h,e} + T_{h,s} \quad (8)$$

- e) estimar o coeficiente global de transferência de calor através da Equação 9 (para tubos lisos).

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_s} + R_{f,s} + \frac{t_w}{k_w} \frac{A_i}{A_m} + R_{f,t} + \frac{1}{h_t} \cdot \frac{A_e}{A_i}\right)} \quad (9)$$

Onde:

U é o coeficiente global de transferência de calor [W/m²·K];

h_s é o coeficiente convectivo do lado do casco [W/m²·K];

h_t é o coeficiente convectivo do lado dos tubos [W/m²·K];

$R_{f,s}$ é a resistência térmica devido à incrustação no lado do casco [m²·K/W];

$R_{f,t}$ é a resistência térmica devido à incrustação no lado dos tubos [m²·K/W];

t_w é a espessura da parede do tubo [m];

k_w é a condutividade térmica do tubo [W/m·K];

$A_i = A_e \cdot r_i/r_e$ é a área da superfície interna dos tubos [m²];

$A_e = A_m \cdot r_e/(r_e + r_i)$ é a área da superfície externa dos tubos [m²];

$A_m = \pi \cdot L_t \cdot (r_e - r_i)$ é a área da média efetiva de troca térmica [m²].

L_t é o comprimento dos tubos [m];

r_e é o raio externo dos tubos [m];

r_i é o raio interno dos tubos [m].

f) Determinar o fator de incrustação, conforme Tabela RGP-T-2.4 (Anexo B).

g) Calcular a área externa de troca térmica: Conhecidos os valores de \dot{Q} , U , ΔT_{ML} e F , sendo A_e calculado pela Equação 10.

$$A_e = \frac{\dot{Q}}{U \cdot F \cdot \Delta T_{ML}} \quad (10)$$

h) Determinar o tamanho do casco e comprimento dos tubos através da área de transferência de calor A_e . Nesse ponto, a configuração e comprimento de tubos, e tamanho do casco deve ser definido dentro dos parâmetros de projeto, simplificando os cálculos. Na falta desses valores limite, a configuração pode ser feita pelas Equações 11, 12 e 13.

$$A_e = \pi \cdot d_e \cdot L_t \cdot N_t \quad (11)$$

$$N_t = \frac{0,78 \cdot D_i^2}{C_l \cdot L_{tp}^2} \quad (12)$$

Substituindo os valores da Equação 12 na Equação 11:

$$A_e = (0,78 \cdot \pi) \frac{d_e}{C_l \cdot L_{tp}^2} [L_t \cdot D_i^2] \quad (13)$$

Onde:

d_e é o diâmetro externo dos tubos do banco [m];

N_t é o número de tubos [-];

D_i é o diâmetro interno do casco [m];

C_l é uma constante que depende da configuração dos tubos;

$$C_l = 0,86 \text{ para } \theta_{tp} = 30^\circ \text{ e } 1,00 \text{ para } \theta_{tp} = 45^\circ \text{ e } 90^\circ$$

L_{tp} é a medida do passe dos tubos [m];

θ_{tp} é o ângulo característico do arranjo de tubos [°].

2.6.1.1 Ebulição saturada em banco de tubos

Segundo Collier e Thome (1994), na ebulição em um banco de tubos pode-se observar diversos padrões de escoamento (Figura 7), sendo predominante a transferência de calor devido à nucleação em casos onde não há escoamento forçado do fluido.

As bolhas formadas pela ebulição em torno dos tubos de troca térmica se desprendem da parede deste, e devido à sua menor densidade, migram para a superfície absorvendo as bolhas das fileiras superiores, aumentando a turbulência do escoamento e por consequência o coeficiente convectivo externo. A temperatura da parede do tubo tende a reduzir à medida que maior calor é retirado deste, caso das fileiras superiores (COLLIER e THOME, 1994).

O coeficiente convectivo de evaporação do lado do casco, pode ser calculado pelas correlações desenvolvidas por Palen, onde o coeficiente convectivo no banco de tubos é encontrado pela superposição dos efeitos de ebulição e convecção natural (COLLIER e THOME, 1994).

$$h_s = h_{NCB} \cdot F_b \cdot F_c + h_{nc} \quad (14)$$

Onde:

h_s é o coeficiente convectivo médio do banco de tubos [W/m²·K];

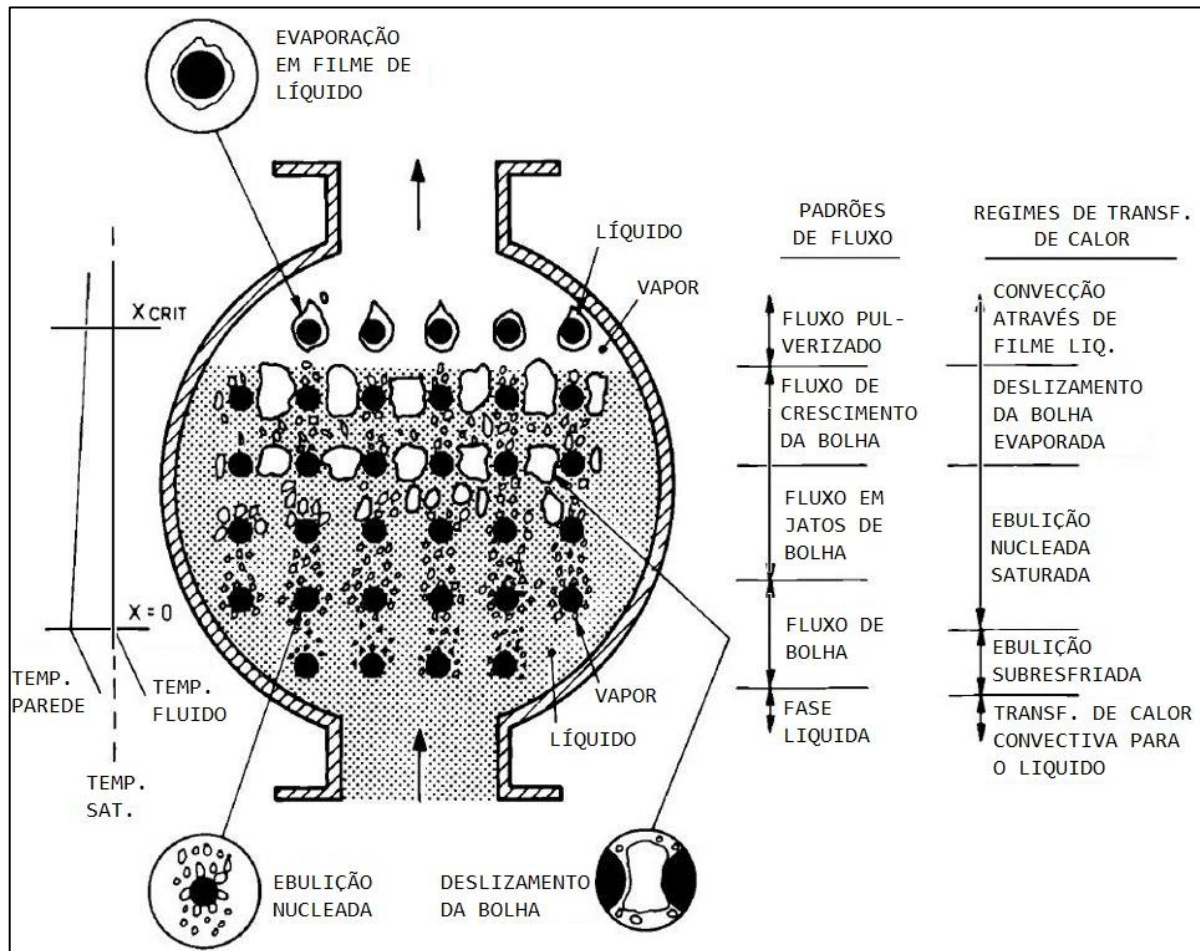
h_{NCB} é o coeficiente de ebulição por nucleação em vasos [W/m²·K];

$F_b = h_s/h_{NCB}$ é o fator de ebulição no banco de tubos [-];

F_c é o fator de correção para ebulição para fluidos não puros [-];

h_{nc} é o coeficiente de convecção natural do fluido no banco de tubos [W/m²·K].

Figura 7 – Padrões de escoamento evaporativo em banco de tubos



Fonte: Adaptado de Collier e Thome (1994).

Segundo Bejan e Kraus (2003), pode-se assumir $F_b = 1,5$ como um valor conservativo. Ainda segundo os mesmos autores, juntamente com Collier e Thome (1994) F_c deve ser calculado para misturas não azeotrópicas, conforme a Equação 15 desenvolvida por Thome (1989).

$$F_c = \left\{ 1 + \left(\frac{h_{id}}{\phi} \cdot \Delta T_{bp} \right) \cdot \left[1 - \exp \left(\frac{-\phi}{\rho_l \cdot h_{lv} \cdot \beta_l} \right) \right] \right\}^{-1} \quad (15)$$

O coeficiente convectivo ideal (h_{id}) é encontrado quando $\Delta T_{bp} = 0$ e $F_c = 1$, resultando na correlação de Cooper, segundo a Equação 16, $h_{id} = h_{NCB}$.

$$h_{NCB} = 55 \cdot P_r^{0,12} \cdot (-0,4343 \cdot \ln P_r)^{-0,55} \cdot M^{-0,5} \cdot \phi^{0,67} \quad (16)$$

Onde:

h_{NCB} é o coeficiente de ebulição por nucleação em vasos [$W/m^2 \cdot K$];

$\Delta T_{b,p}$ é o a temperatura de deslizamento do fluido [K];

h_{lv} é o peso calor latente de mudança de fase [J/kg];

β_l é o coeficiente de transferência de massa, fixado em 0,0003 [m/s];

ϕ é o fluxo de calor [W/m^2];

P_r é o a pressão reduzida ($P_r = p/p_{CRIT}$);

M é o peso molecular [kg/kmol].

O coeficiente de convecção natural h_{nc} pode assumir o valor de 250 $W/m^2 \cdot K$ (COLLIER e THOME, 1994).

2.6.1.2 Dessuperaquecimento e subresfriamento no interior dos tubos

Kondou e Hrnjak (2010 e 2012) e Cavallini et al. (2006) conduziram diversos estudos sobre o dessuperaquecimento, condensação e subresfriamento do CO_2 , comparando as correlações existentes com dados práticos. Como resultado, a equação que melhor descreve o dessuperaquecimento e subresfriamento do dióxido de carbono é a correlação de Gnielinski, citada por Kondou e Hrnjak (2010 e 2012).

$$Nu_0 = \frac{\left[\left(\frac{f_b}{8} \right) \cdot \left(\frac{G_r \cdot d_i}{\mu_b} - 1000 \right) \cdot Pr_b \right]}{\left[1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f_b}{8} \right)^{1/2} \cdot (Pr_b^{2/3} - 1) \right]} \quad (17)$$

Onde f_b é o fator de atrito de Filonenko, dado pela Equação 18.

$$f_b = \left[1,82 \cdot \log_{10} \left(\frac{G_r \cdot d_i}{\mu_b} \right) - 1,64 \right]^{-2} \quad (18)$$

O número de Nusselt é então encontrado Equação 19.

$$Nu_b = Nu_0 \cdot F_a \quad (19)$$

Sendo F_a o fator de correção das propriedades do fluido segundo Sieder e Tate e Petukhov.

$$F_a = \left(\frac{\mu_b}{\mu_{wi}} \right)^{0,14} \quad \text{Para a zona de subresfriamento} \quad (20)$$

$$F_a = \left(\frac{T_{wi}}{T_{rb}} \right)^{-0,36} \quad \text{Para a zona de superaquecimento} \quad (21)$$

Onde:

Nu_0 é o número de Nusselt para propriedades constantes [-];

Nu_b é o número de Nusselt, avaliado na temperatura média do fluido [-];

F_a é o fator de correção das propriedades do fluido [-];

G_r é o fluxo de massa do fluido [$\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$];

d_i é o diâmetro interno do tubo [m];

μ_b é a viscosidade, avaliada na temperatura da média do fluido [$\text{Pa} \cdot \text{s}$];

μ_{wi} é a viscosidade na parede interna do tubo [$\text{Pa} \cdot \text{s}$];

T_{wi} é a temperatura da parede interna do tubo [K];

T_{rb} é a temperatura média local do fluido refrigerante [K].

2.6.1.3 Condensação no interior dos tubos

Agarwal e Hrnjak (2014), Cavallini et al. (2006) e Kondou e Hrnjak (2012) mostraram que a condensação se inicia já no dessuperaquecimento, superdimensionando o trocador de calor nas correlações clássicas.

A condensação no interior dos tubos, é satisfatoriamente descrita pela correlação de Cavallini et al. (2006) para elevadas pressões (a partir de 6,0 MPa) e fluxos de massa (maior que $100 \text{ kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}^1$).

Para baixas pressões e fluxos de massa, Iqbal e Bansal (2011) conduziram testes de condensação do CO_2 e comparam às correlações existentes, além de desenvolver uma correlação empírica que, testes realizados, apresentou maior precisão nos resultados. Conforme a Equação 22.

$$Nu_{tp} = 0,023 \cdot Re_l^{0,8} \cdot Pr_l^{0,4} \left[(1-x)^{6,43} + \frac{0,464 \cdot x^{0,23} \cdot (1-x)^{-1,03}}{P_{red}^{2,33}} \right] \quad (22)$$

Onde:

x é o título da mistura [-];

Nu_{tp} é o número de Nusselt para a zona bifásica [-];

$P_{red} = P_{sat}/P_{crit}$ é a pressão reduzida [Pa];

P_{sat} é a pressão de saturação [Pa];

P_{crit} é a pressão crítica do fluido [Pa];

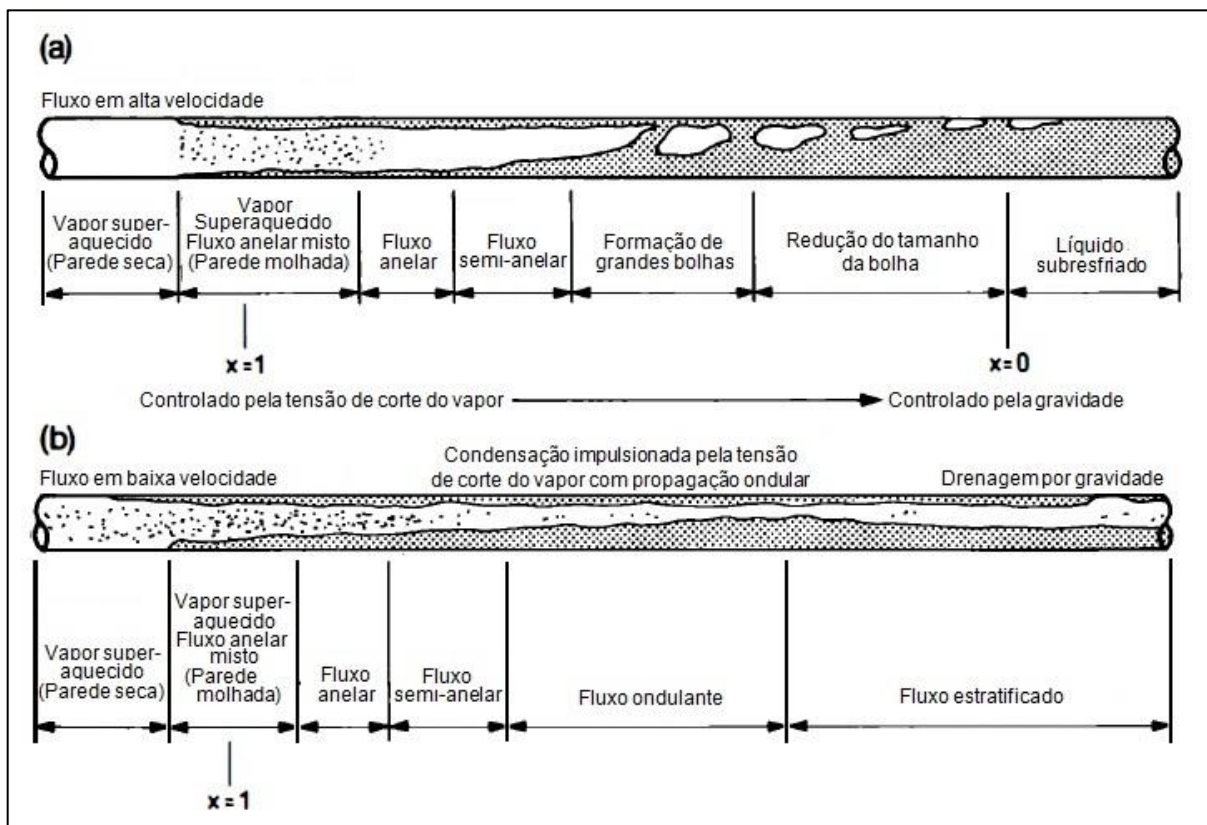
$Re_l = (G_r \cdot d_i)/\mu_l$ é o número de Reynolds para fluxo total no estado líquido [-];

Pr_l é o número de Prandtl para fluxo total no estado líquido [-];

μ_l é a viscosidade dinâmica do fluido no estado líquido [Pa·s].

A Figura 8 mostra os padrões de escoamento no processo de condensação no interior de tubos, onde em situações com maior fluxo de massa a condensação ocorre mais rapidamente devido ao atrito gerado com as paredes tudo, que aumentar o coeficiente de troca térmica. Na condição com menor fluxo, a condensação demora mais para acontecer (COLLIER e THOME, 1994).

Figura 8 – Padrões de condensação para velocidades: (a) altas; e (b) baixas



Fonte: Adaptado de Collier e Thome (1994).

2.6.2 Projeto detalhado do trocador de calor casco e tubos

O projeto detalhado segue o método de Bell-Delaware, que consiste no procedimento de cálculo para avaliar os desvios da condição ideal da transferência de calor no lado do casco, por meio da avaliação de parâmetros geométricos: geometria das chicanas e banco de tubos e diferentes áreas de fluxo para determinar diferentes fatores de correção. (KUPPAN, 2000).

Para a situação de ebulição em vaso sem convecção forçada, essa avaliação de transferência de calor e perda de pressão pode ser desprezada (SCHLUNDER et al., 1983).

2.6.3 Perda de pressão no lado dos tubos

Kondou e Hrnjak (2010) conduziram experimentos também relacionados à perda de pressão durante o escoamento de R-744 no interior de tubos, mostrando que as correlações de Coulburn e Friedel apresentam valores satisfatórios. Tarawneh (2013) mostrou que as correlações de Muller-Steinghagen e Heck apresentaram melhores resultados para microtubos.

As Equações 25 e 26 de Coulburn se aplicam a perda de pressão devido a mudança de momento e ao atrito para as zonas de superaquecimento e subresfriamento, respectivamente.

Ainda segundo os autores Kondou e Hrnjak (2010), as propriedades do fluido nessas correlações são representadas na temperatura de saturação.

$$\Delta P_M = G_r^2 \cdot \left(\frac{1}{\rho_{r,inlet}} - \frac{1}{\rho_{r,outlet}} \right) \quad (25)$$

$$\frac{dP_F}{dZ} = 4 \cdot 0,046 \cdot Re_r^{-0,2} \cdot \left(\frac{G_r^2}{2 \cdot d_i \cdot \rho_r} \right) \quad (26)$$

As Equações de Friedel calculam a perda de pressão devido à mudança de momento e ao atrito para escoamento bifásico, pelas Correlações 27 e 28 respectivamente.

$$\Delta P_M = G_r^2 \cdot \left\{ \left[\frac{x^2}{\xi \cdot \rho_v} + \frac{(1-x)^2}{(1-\xi) \cdot \rho_l} \right]_{inlet} - \left[\frac{x^2}{\xi \cdot \rho_v} + \frac{(1-x)^2}{(1-\xi) \cdot \rho_l} \right]_{outlet} \right\} \quad (27)$$

$$\frac{dP_F}{dZ} = \Phi_{LO}^2 \cdot 4 \cdot 0,0791 \cdot Re_l^{-0,25} \cdot \left(\frac{G_r^2}{2 \cdot d_i \cdot \rho_l} \right) \quad (28)$$

$$\xi = \frac{\rho_l \cdot x}{\rho_v \cdot (1 - x) + \rho_l \cdot x} \quad (29)$$

$$\Phi_{LO}^2 = C_{F1} + \frac{3,24 \cdot C_{F2}}{Fr_h \cdot We_l} \quad (30)$$

$$Fr_h = \frac{G_r}{g \cdot d_i \cdot \rho_h} \quad (31)$$

$$We_l = \frac{G_r^2 \cdot d_i}{\sigma \cdot \rho_h} \quad (32)$$

$$\rho_h = \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{1 - x}{\rho_l} \right)^{-1} \quad (33)$$

$$C_{F1} = (1 - x)^2 + x^2 \cdot (\rho_l / \rho_v) \cdot (\mu_v / \mu_l)^{0,25} \quad (34)$$

$$C_{F2} = x^{0,78} \cdot (1 - x)^{0,224} \cdot (\rho_l / \rho_v)^{0,91} \cdot (\mu_v / \mu_l)^{0,19} \cdot (1 - \mu_v / \mu_l)^{0,7} \quad (35)$$

Para obter a perda de pressão total, deve-se somar as duas perdas de carga, seguindo a Equação 36.

$$\Delta P_{TS} = \Delta P_M + \left(\frac{dP_F}{dZ} \right) \cdot dZ \quad (36)$$

Onde:

ΔP_M é a perda de pressão devido à mudança de momento [Pa];

dP_F é a perda de pressão devido ao atrito [Pa];

g é a aceleração da gravidade [m/s²];

ρ_v é a densidade do fluido no estado de vapor [kg/m³];

ρ_l é a densidade do fluido no estado líquido [kg/m³];

ρ_h é a densidade da mistura [kg/m³];

ρ_r é a densidade do fluido refrigerante [kg/m³];

Re_r é o número de Reynolds do fluido refrigerante [-];

μ_v é a viscosidade dinâmica do fluido no estado de vapor [Pa·s];

dZ é a parcela percorrida do comprimento do tubo [m];

Φ_{LO}^2 é o multiplicador bifásico [-];

ξ é a fração da seção transversal ocupada por vapor [-];

C_{F1} e C_{F2} são parâmetros de Friedel [-];

We_l é o número de Weber do líquido [-];

Fr_h é o fator de fricção [-].

2.7 TRABALHOS REALIZADOS NA ÁREA

Ekmekci (2016) analisou a performance de um sistema de refrigeração do tipo cascata, em ciclo subcrítico, utilizando o fluido R-744 no lado de baixa pressão. O autor utilizou em seu estudo como fluidos refrigerantes o R-717 e o R-404A no lado de alta pressão. Ainda comenta que dois tipos de trocadores de calor podem ser utilizados nessa aplicação: a placas e o casco e tubos.

Nasruddin et al. (2016) estudaram a otimização de um sistema cascata utilizando o fluido refrigerante C_3H_8 no lado de alta pressão, e uma mistura de $C_2H_6 + CO_2$ no lado de baixa. Os autores utilizaram trocadores de calor compactos para a função de condensador no circuito de alta pressão e evaporador no circuito de baixa pressão. O condensador cascata utilizado também foi do tipo casco e tubos. Analisando os dados, pode-se observar que o condensador cascata necessitou de uma área de troca de 127 m² para realizar a troca térmica entre o ciclo de alta pressão com 31,4 kW de potência e 17,4 kW no ciclo de baixa.

Turgut e Turgut (2018) conduziram uma investigação comparativa entre 3 circuitos em cascata utilizando R-717, R-134a e R1234yf no lado de alta em combinação com o R-744 no lado de baixa. No trabalho os autores utilizaram um condensador e um evaporador a ar, para realizar a troca térmica com os meios. Para o trocador interestágio foi utilizado o do tipo casco e tubos. Os autores observaram que o sistema operando com R-744 e R-1234yf teve a maior eficiência dos três, resultando no menor custo anual.

Gorenflo (2000) apresentou resultados teóricos para a determinação do coeficiente convectivo externo, na condição de ebulição em vaso de diversos fluidos refrigerantes. Com os resultados, foram elaborados gráficos em função da pressão. Os valores variam de 5,0 kW/m²·K a 12,0 kW/m²·K dependendo da condição.

Kondou e Hrnjak (2010) conduziram estudos práticos sobre a condensação de CO_2 no interior de tubos lisos, obtendo valores entre 1,5 kW/m²·K e 2,5 kW/m²·K de coeficiente convectivo interno na zona bifásica.

3 METODOLOGIA DE TRABALHO

O presente trabalho teve por objetivo desenvolver o estudo sobre as propriedades térmicas de um trocador do tipo casco e tubos, responsável por unir os circuitos de alta e baixa temperatura de um sistema de refrigeração em cascata.

O conhecimento dessas características permitirá o dimensionamento de um equipamento para realizar a troca térmica, avaliar a viabilidade de sua utilização, o espaço físico ocupado pelo trocador de calor e compará-lo tecnicamente a um trocador de calor a placas.

Esse estudo é incentivado pela possibilidade deste equipamento ser fabricado dentro do campo fabril da empresa Tecnofrio Equipamentos Frigoríficos Ltda, enquanto outros tipos de trocadores de calor necessitam atualmente ser adquiridos de fabricantes externos à empresa. Isso devido à falta de maquinário adequado para fabricação, o não conhecimento das técnicas de produção, do domínio das normas aplicáveis, além da necessidade de desenvolver estudos totalmente novos nessa área, resultando em um investimento alto e de longo prazo.

3.1 SITUAÇÃO ATUAL

Os sistemas tradicionais de refrigeração por compressão a vapor têm seu rendimento reduzido quando ocorre uma grande diferença de pressão entre a descarga e a sucção do compressor. Como solução a esse problema, compressores de duplo estágio de compressão são empregados, apresentando valores de coeficiente de desempenho (COP - *Coefficient of Performance*) superiores em relação ao de simples estágio de compressão para aplicações de baixas temperaturas (STOECKER e JABARDO, 2002).

Devido ao dano ao meio ambiente oferecido por refrigerantes sintéticos, como a destruição da camada de ozônio e aquecimento global, os fluidos refrigerantes naturais são a melhor alternativa a longo prazo, atendendo às regulamentações ambientais. A amônia (R-717), como refrigerante natural é amplamente utilizada na refrigeração comercial e industrial, porém seus limites de toxicidade e inflamabilidade devem ser observados (MESSINEO, 2011).

Segundo Messineo (2011) o uso de sistemas em cascata de R-744 e R-717 reduzem significativamente o volume de amônia do sistema, além de possuir um COP comparável ao de duplo estágio em baixas temperaturas. O mesmo autor ainda cita que tipicamente nos circuitos de alta temperatura, os fluidos mais utilizados são a amônia, o propano, o propileno, o etileno e o R-404A.

3.2 DESENVOLVIMENTO DO PROJETO

O projeto termo hidráulico do trocador de calor casco e tubos foi elaborado através do desenvolvimento matemático utilizando as equações e correlações disponíveis e indicadas no referencial teórico. Inicialmente foram levantados os dados conhecidos do projeto como: temperaturas de entrada e saída dos fluidos, dimensões máximas e mínimas do equipamento, fluxo de massa, carga térmica requerida e as considerações e simplificações de cálculo que puderam ser feitas sem afetar o resultado final.

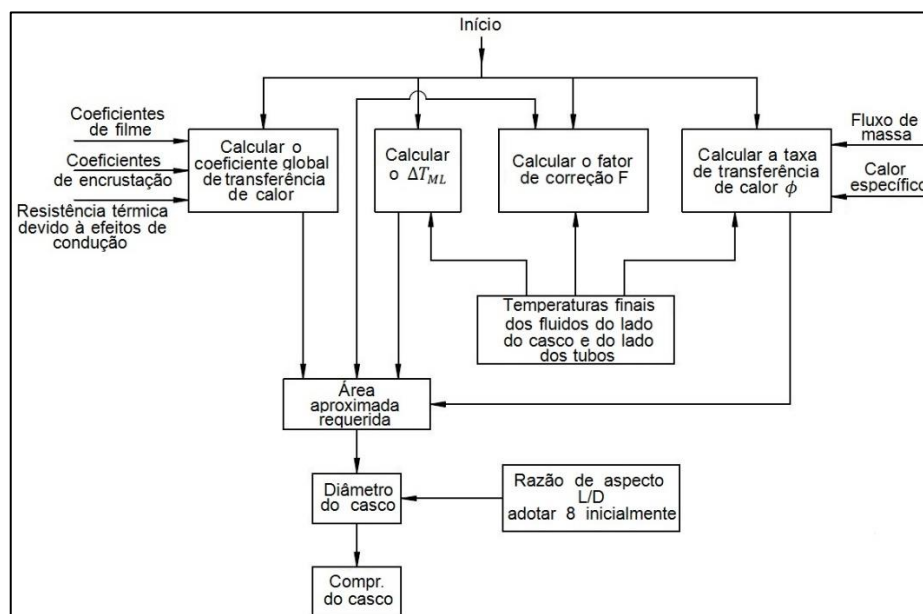
O processo foi iterativo, pois em função do número de circuitos utilizados no trocador, diâmetro do tubo e comprimento do trocador de calor, o fluxo mássico foi alterado, impactando diretamente em toda a configuração do equipamento. Esse procedimento foi executado seguindo o fluxograma de pré-dimensionamento proposto por Kuppan (2000), conforme a Figura 9. O projeto detalhado foi elaborado seguindo o fluxograma da Figura 10, proposto pelo mesmo autor.

Os valores das propriedades termodinâmicas do fluido R-404A foram retiradas do *software CoolPack Version 1.5*. E para o fluido R-744 as propriedades utilizadas proveram do *software miniREFPROP Version 9.5*.

O procedimento de cálculo do equipamento iniciou pelo lado dos tubos, para garantir a condensação do R-744, que é a proposta principal do trocador de calor.

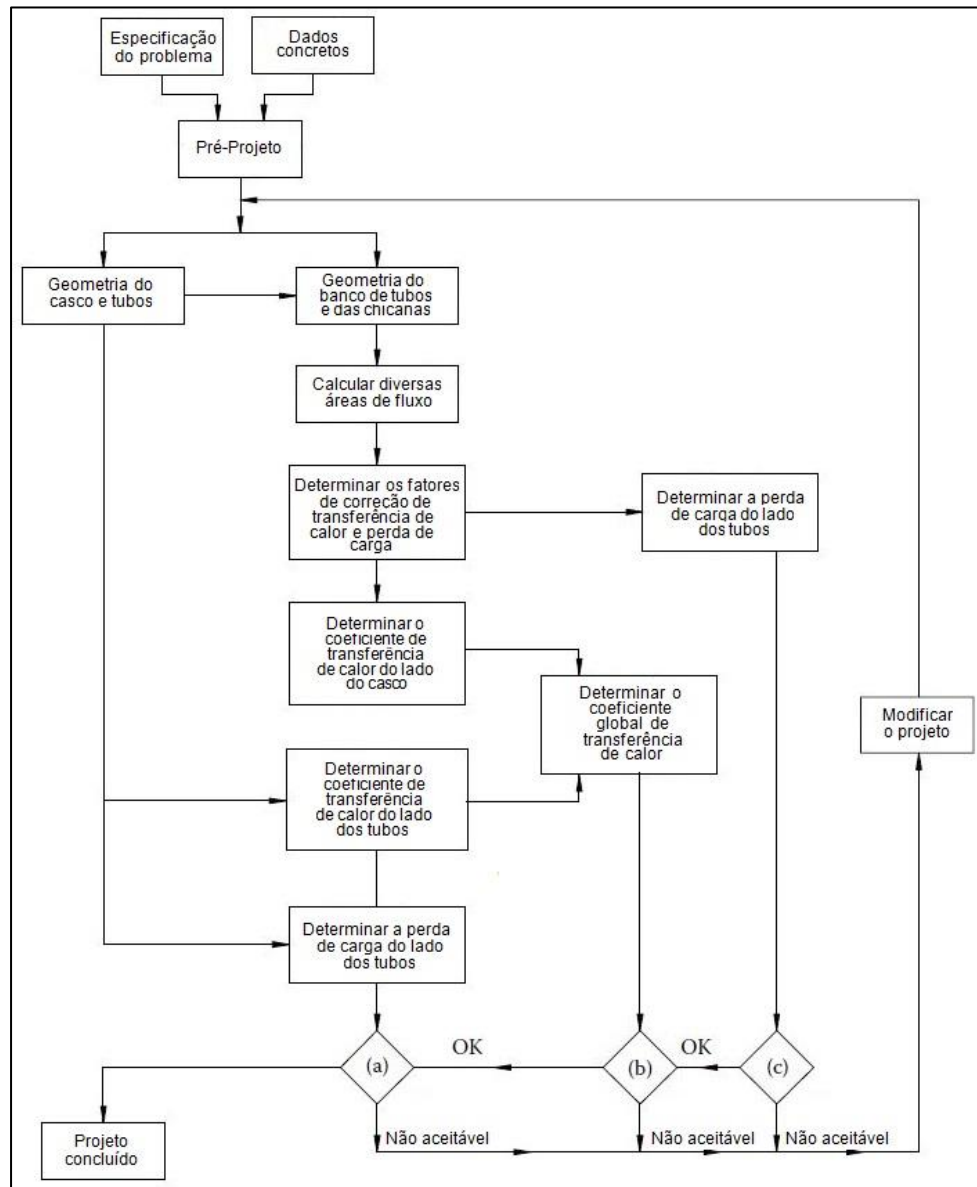
Para o cálculo do dessuperaquecimento e subresfriamento do CO₂ no interior dos tubos, foram utilizadas as correlações de Gnielinski. Para a condensação, foram adotadas as correlações de Iqbal e Bansal (2011).

Figura 9 – Fluxograma do pré-projeto do trocador de calor.



Fonte: Adaptado de Kuppan (2000).

Figura 10 – Fluxograma do projeto detalhado do trocador de calor.



Fonte: Adaptado de Kuppan (2000).

A perda de pressão no interior dos tubos é descrita pelas equações de Coulburn para as áreas com o fluido em uma fase e Friedel para a zona bifásica.

Kondou e Hrnjak (2010) apresentaram resultados satisfatórios de troca térmica e perda de pressão, na comparação entre seus ensaios e as correlações descritas para a condensação no interior dos tubos.

Posteriormente foi calculada a evaporação do R-404A no lado do casco, utilizando a equação de Palen, procedimento indicado por Collier e Thome (1994) e Bejan e Kraus (2003).

A perda de pressão no lado do casco foi desprezada para a situação de ebulição saturada em vaso, conforme sugerido por Schlunder et al. (1983), o efeito de perda de

pressão seria relevante em situação com convecção forçada, onde seria necessário o uso do método de Bell-Delaware para estimar essa perda.

Definidos os coeficientes convectivos interno e externo, é possível estimar a superfície de troca térmica requerida pelo equipamento utilizando a Equação (9), sugerida por Incropera e Dewitt (2007), utilizando os coeficientes de incrustação indicados pela norma TEMA (2007).

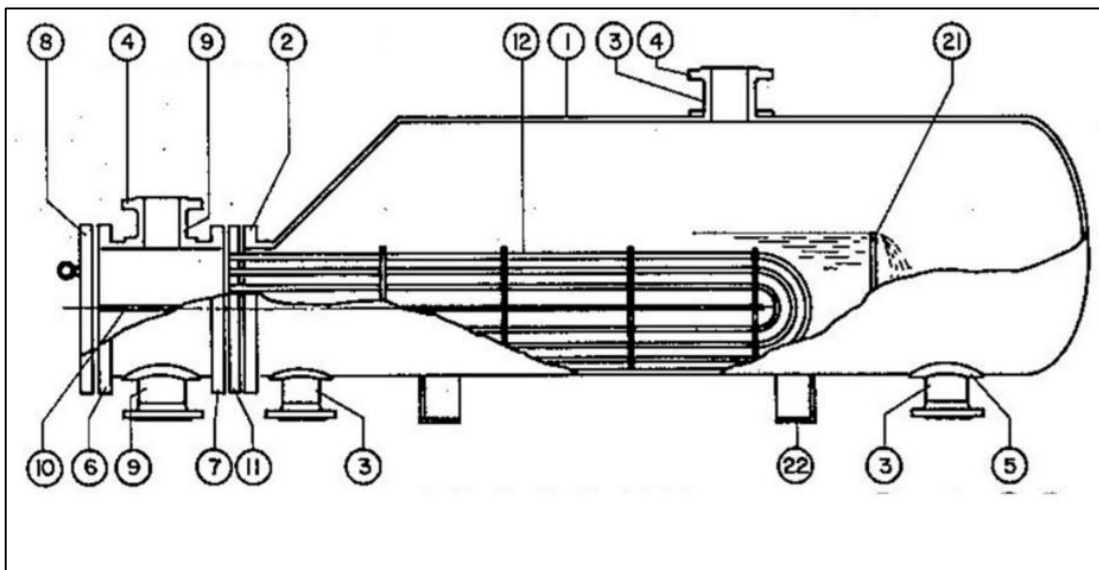
A ação inicial para o projeto detalhado foi a elaboração do procedimento de cálculo com a utilização do software Excel, aplicando as correlações adequadas. Testes iniciais com valores previamente conhecidos foram aplicados para a validação dos cálculos. Com o procedimento de cálculo aprovado, foram levantados os parâmetros de projeto e posteriormente, a bibliografia foi revisada para a elaboração do mesmo.

Na segunda etapa do trabalho, o desenvolvimento do projeto ocorreu em definitivo, onde simulações de diferentes modelos foram feitas para buscar a melhor relação entre troca térmica e perda de pressão. Nessa etapa se concentraram menos atividades, porém, maiores prazos foram necessários, por se tratar da aplicação do estudo, havendo, talvez, a busca de novas referências para a explicação de fenômenos não previstos anteriormente e eventualmente a necessidade de alterações.

Na terceira etapa foi necessário fazer análises criteriosas e expor os resultados obtidos com todo o embasamento definido e fundamentado. Por fim foi feita a organização dos resultados, análise dos dados e transcrição ao arquivo.

A configuração do equipamento que foi dimensionado, seguiu o formato da Figura 11, com a configuração “AKU”, conforme a referência da Figura 5, retirada de TEMA (2007).

Figura 11 – Trocador de calor “AKU”



Fonte: Adaptado de TEMA (2007).

4 RESULTADOS

Neste capítulo são exibidos e discutidos os resultados obtidos nos procedimentos de cálculo descritos no capítulo 3. Partindo do pré-projeto do trocador de calor, onde foram estimadas as características termo hidráulicas e, posteriormente, refinando o cálculo utilizando os dados de entrada típicos disponíveis em um projeto destinado à área da refrigeração.

4.1 PRÉ PROJETO DO TROCADOR DE CALOR

A sua elaboração partiu da definição dos dados de entrada e das propriedades termodinâmicas de projeto deste equipamento conhecidas, reportadas na Tabela 1. Além disso, buscou-se a configuração de um equipamento compacto, cujo comprimento não exceda 2,0 metros. Os passos para a elaboração desse pré-projeto, seguiram o fluxograma proposto por Kuppan (2000), apresentado na Figura 9.

Tabela 1 – Dados de entrada para projeto termo hidráulico.

Parâmetro	Lado dos tubos (R-744)		Lado do casco (R-404A)	
	Símb.	Valor	Símb.	Valor
Fluxo mássico	\dot{m}_h	285 kg/h	\dot{m}_c	814,99 kg/h
Temp. de entrada	$T_{h,e}$	86 °C	$T_{c,e}$	-15 °C
Entalpia de entrada	$h_{h,e}$	539,80 kJ/kg	$h_{c,e}$	232,98 kJ/kg
Título de entrada	$x_{h,e}$	1,00	$x_{c,e}$	0,30
Est. Físico entrada	-	Vap. Superaq.	-	Mistura L+V
Dens. de entrada	$\rho_{h,e}$	49,037 kg/m ³	$\rho_{c,e}$	847,05 kg/m ³
Temp. de saída	$T_{h,s}$	-7 °C	$T_{c,s}$	-15 °C
Entalpia de saída	$h_{h,s}$	182,93 kJ/kg	$h_{c,s}$	357,78 kJ/kg
Título de saída	$x_{h,s}$	0	$x_{c,s}$	1,00
Est. Físico saída	-	Líq. Subresfr.	-	Vap. Saturado
Dens. de saída	$\rho_{h,s}$	969,15 kg/m ³	$\rho_{c,s}$	18,89 kg/m ³
Carga térmica	\dot{Q}	28,25 kW	\dot{Q}	28,25 kW

Fonte: O autor (2020).

4.1.1 Cálculo do fator de correção F

O fator F foi adotado como 1, não sendo necessário corrigir o ΔT_{ML} quando o fluido no lado do casco possui temperatura constante (KAKAÇ, 1991).

4.1.2 Cálculo do ΔT_{ML}

Para situações onde ocorre a mudança de estado físico dos fluidos, Schlunder et al. (1983) sugerem adotar o MTD como sendo uma boa aproximação, utilizando a Equação 6b, e obtendo o valor de 10 K para uma temperatura de evaporação de -15 °C e condensação de -5 °C.

4.1.3 Cálculo do coeficiente global de transferência de calor (U)

O coeficiente global de transferência de calor é um cálculo que depende da convergência de valores entre o dimensionamento do lado do casco (onde ocorre a evaporação do R-404A) e do lado dos tubos (onde ocorre a condensação do R-744). Este procedimento se iniciou pela determinação do coeficiente convectivo interno (lado dos tubos) por ser o resultado alvo buscado, que é a condensação do CO₂.

Para tal, o dessuperaquecimento foi calculado ponto a ponto, utilizando as correlações de Gnielinski, com a temperatura variando de 1 em 1°C até atingir a de condensação, através do uso das Equações 17, 18, 19 e 21, resultando nos valores da Tabela 2.

Tabela 2 – Cálculo dos parâmetros térmicos para o dessuperaquecimento

Propriedades						Eq. 17	Eq. 18	Eq. 19	Eq. 21
T_{rb} K	T_{wi} K	G_r kg·m ⁻² s ⁻¹	d_i m	μ_b Pa·s	Pr_b -	Nu_0 -	f_b -	Nu_b -	F_a -
359	308,50			1,83·10 ⁻⁵	0,82	40,48		42,75	
358	308,00			1,83·10 ⁻⁵	0,82	40,59		42,85	1,06
357	307,50	49,37	0,00493	1,82·10 ⁻⁵	0,82	40,70	0,03	42,94	
356	307,00			1,82·10 ⁻⁵	0,82	40,81		43,04	
355	306,50			1,81·10 ⁻⁵	0,82	40,91		43,14	1,05
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
273	265,50			1,43·10 ⁻⁵	1,15	58,58		59,17	
272	265,00			1,43·10 ⁻⁵	1,17	59,13		59,69	
271	264,50	49,37	0,00493	1,42·10 ⁻⁵	1,19	59,71	0,03	60,24	1,01
270	264,00			1,42·10 ⁻⁵	1,21	60,33		60,82	
269	263,50			1,41·10 ⁻⁵	1,23	60,99		61,45	

Fonte: O autor (2020).

Após atingir o término do dessuperaquecimento, a condensação é descrita pelas correlações de Iqbal e Bansal (2011) utilizando a Equação 22. A condensação também é calculada ponto a ponto, variando o título da mistura de 0,01 em 0,01. A Tabela 3 mostra os

resultados do número de Nusselt da zona bifásica e o coeficiente convectivo interno, através do uso das constantes: $G_r = 49,37 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$, $d_i = 0,00493 \text{ m}$, $\mu_l = 1,09 \text{ Pa} \cdot \text{s}$, $P = 3047 \text{ kPa}$, $P_{CRIT} = 7372 \text{ kPa}$, $P_{RED} = 0,41$, $Pr_l = 2,29$, $Re_l = 2226,5$, $k_L = 0,11506 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ e $k_v = 0,018806 \text{ W/m} \cdot \text{K}$.

Tabela 3 – Cálculo do coeficiente conectivo inteiro

Parâmetro		Eq. 22	h_i
x	$k_{mistura}$ W/m·K	Nu_{tp}	$h_i = h_t$ W/m ² ·K
-	-	-	-
1,00	0,0193	12995,07	50839,66
0,99	0,0198	6356,45	25488,39
0,98	0,0207	3105,56	12059,14
0,97	0,0217	2040,52	8978,97
0,96	0,0227	1513,63	6955,98
-	-	-	-
-	-	-	-
-	-	-	-
0,04	0,1112	39,34	887,48
0,03	0,1122	38,11	867,12
0,02	0,1131	36,44	836,34
0,01	0,1141	33,75	781,08
0,00	0,1148	31,22	727,01

Fonte: O autor (2020).

Após a condensação completa do R-744, o fluido inicia o processo de subresfriamento, que também pode ser descrito pelas correlações de Gnielinski, com a temperatura variando de um em um grau Celsius até atingir a temperatura de subresfriamento desejado (2 K), através do uso das Equações 17, 18, 19 e 20, resultando nos valores da Tabela 4.

Tabela 4 – Cálculo dos parâmetros térmicos para o subresfriamento

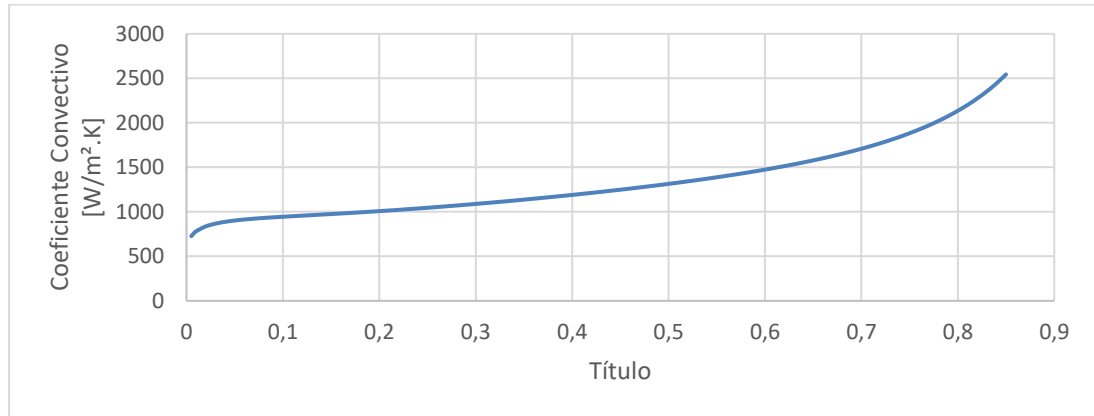
Propriedades						Eq. 17	Eq. 18	Eq. 19	Eq. 20
T_{rb} K	μ_{wi} K	G_r kg.m ⁻² s ⁻¹	d_i m	μ_b Pa·s	Pr_b -	Nu_0 -	f_b -	Nu_b -	F_a -
267	$1,21 \cdot 10^{-4}$	49,37	0,00493	$1,12 \cdot 10^{-4}$	2,28	9,80	$5,08 \cdot 10^{-2}$	9,69	0,99
266	$1,22 \cdot 10^{-4}$	49,37	0,00493	$1,14 \cdot 10^{-4}$	2,27	9,51	$5,12 \cdot 10^{-2}$	9,42	0,99

Fonte: O autor (2020).

O coeficiente convectivo interno é então definido, conhecendo o número de Nusselt para as zonas de dessuperaquecimento e subresfriamento, seguindo a equação $Nu = h \cdot D/k$ (INCROPERA e DEWITT, 2007). Para a zona de condensação, utilizando as correlações de Iqbal e Bansal (2011), este valor é ϕ_r . Os resultados dos coeficientes locais são mostrados na Tabela 5 para alguns pontos.

O coeficiente convectivo interno assumiu o comportamento do gráfico da Figura 12, em função do título da mistura. Esses valores foram similares aos obtidos por Kondou e Hrnjak (2010), que variaram entre 1000 W/m²·K e 3000 W/m²·K.

Figura 12 – Coeficiente convectivo interno (R-744)



Fonte: O autor (2020).

O coeficiente convectivo externo é definido pela correlação de Palen, Equação 14 deste trabalho. Essa equação correlaciona a 15 de Thome, e a 16 de Cooper.

Tabela 5 – Cálculo do coeficiente convectivo interno local

Zona	x -	T °C	Nu_b -	$k_{mistura}$ W/m·K	d_i m	h_i W/m ² ·K
Dessuperaquecimento	1,00	359,00	42,75	$2,32 \cdot 10^{-2}$	0,00493	200,83
		329,00	46,04	$2,11 \cdot 10^{-2}$	0,00493	196,84
		299,00	50,93	$1,93 \cdot 10^{-2}$	0,00493	199,47
		269,00	61,45	$1,88 \cdot 10^{-2}$	0,00493	233,79
Condensação	1,00	268,00	-	-	0,00493	50839,66
	0,66	268,00	-	-	0,00493	1601,64
	0,33	268,00	-	-	0,00493	1117,12
	0,00	268,00	-	-	0,00493	727,01
Subresfriamento	0,00	267,00	9,69	$1,17 \cdot 10^{-1}$	0,00493	229,28
		266,00	9,42	$1,18 \cdot 10^{-1}$	0,00493	225,27

Fonte: O autor (2020).

O valor de F_b pode ser adotado como 1,5 conforme Bejan e Kraus (2003), e h_{nc} assume o valor de 250 W/m²·K (COLLIER e THOME, 1984).

Como o fluxo de calor (Φ) é uma função da área e da transferência de calor, foi adotado um valor de fluxo para cada zona de troca térmica, em processo iterativo, até que o somatório das áreas dessa seção fosse convergente com o fluxo de calor através desta.

A Tabela 6 mostra os resultados calculados para o coeficiente convectivo ideal e o fluxo térmico, dividida por zonas de troca térmica, considerando constantes: $\Delta T_{bp} = 0,6 K$,

$\rho_v = 18,89 \text{ kg/m}^3$, $\rho_l = 1201,98 \text{ kg/m}^3$, $\beta_l = 0,0003 \text{ m/s}$, $P_{RED} = 9,96 \cdot 10^{-2}$, $M = 97,60 \text{ kg/kmol}$ e $h_{lv} = 178,28 \text{ kJ/kg}$.

Tabela 6 – Cálculo do coeficiente convectivo ideal e fluxo térmico

Zona	h_{id} W/m ² ·K	Φ W/m ²
Dessuperaquecimento	1310,90	5250,94
Condensação	1359,44	5543,74
Subresfriamento	478,92	1168,27

Fonte: O autor (2020).

A Tabela 7 traz os resultados para o cálculo do coeficiente convectivo externo, nas diferentes zonas de troca térmica.

Tabela 7 – Cálculo do coeficiente convectivo externo

Zona	F_b -	h_{nc} W/m ² ·K	h_s W/m ² ·K	F_c -	h_{NCB} W/m ² ·K
Dessuperaquecimento	1,50	250,00	1960,18	0,87	1310,90
Condensação	1,50	250,00	2027,61	0,87	1359,44
Subresfriamento	1,50	250,00	826,57	0,80	478,92

Fonte: O autor (2020).

Para a evaporação no lado do casco, Gorenflo (2000) encontrou valores em torno de 4000 W/m²·K de coeficiente convectivo externo, para uma pressão reduzida de 0,1 e um fluxo de calor específico de 20000 W/m². Os valores obtidos neste projeto foram inferiores, ou seja, em média de 1937 W/m²·K. Essa diferença pode ser explicada pela diferença de fluxo térmico específico obtido neste projeto, com valor de 5170 W/m², resultado da divisão da carga térmica pela área de troca.

O coeficiente global de transferência de calor pode então ser estimado com base nos valores de coeficientes convectivos interno e externo calculados ponto a ponto, utilizando a Equação 9.

Os coeficientes de incrustação seguem o Anexo B, indicados na norma TEMA. A Tabela 8 traz alguns valores calculados de U, para diferentes pontos das zonas de dessuperaquecimento, condensação e subresfriamento, considerando constantes: $R_{f,s} = 0,000176 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$, $R_{f,t} = 0,000176 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$, $t_w = 0,00071 \text{ m}$, $k_w = 14,90 \text{ W/m} \cdot \text{K}$, $A_i/A_m = 0,44$, e $A_e/A_i = 1,29$.

Tabela 8 - Coeficiente global local de transferência de calor

$h_i = h_t$ W/m ² ·K	$h_e = h_s$ W/m ² ·K	U W/m ² ·K
200,83	1960,18	137,05
196,84	1960,18	134,65
199,47	1960,18	136,23
233,79	1960,18	156,43
50839,66	2027,61	1121,61
1601,64	2027,61	598,65
1117,12	2027,61	495,24
727,01	2027,61	379,09
229,28	826,57	138,88
225,27	826,57	136,97

Fonte: O autor (2020).

A superfície de troca térmica requerida é determinada através do uso da Equação 10, conhecidos todos os valores, o valor da área é calculado para cada seção, segmentada pela variação de um em um grau Celsius para as zonas sem mudança de fase, e pela variação de título da mistura de 0,01 em 0,01 para a zona com mudança de fase. O somatório das áreas resulta na superfície total de troca térmica requerida para o trocador.

O valor de DTML foi substituído pelo MTD, conforme sugerem Schlunder et al. (1983), pois o fluido do lado do casco está constantemente em evaporação.

A Tabela 9 mostra os valores médios de superfície de troca requerida para cada zona de troca térmica (dessuperaquecimento, condensação e subresfriamento).

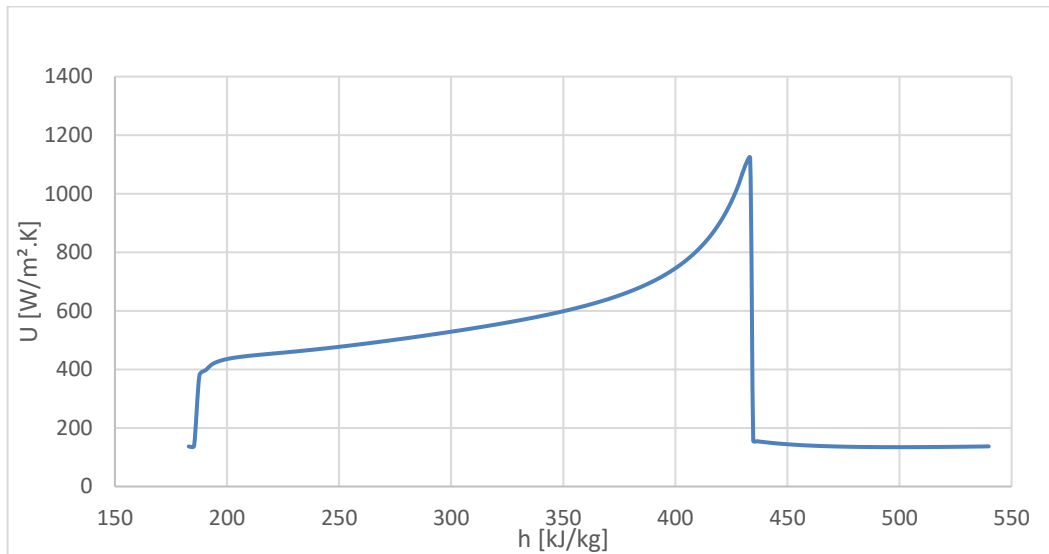
Tabela 9 – Características térmicas do trocador de calor

Zona	\dot{Q} W	U W/m ² ·K	A m ²	F -	MTD °C
Dessuperaquecimento	8424,92	139,44	1,60	1	37,66
Condensação	19559,71	593,23	3,53		9,34
Subresfriamento	376,04	137,92	0,32		8,47
Totais	28360,67	432,88	5,45		12,01

Fonte: O autor (2020).

A curva gerada pelo cálculo ponto a ponto do coeficiente global de transferência de calor é exibida na Figura 13, mostrando um comportamento similar ao obtido por Kondou e Hrnjak (2010), embora se obteve menores valores em consequência de um menor fluxo mássico de R-744, que por consequência, reduz a troca térmica.

Figura 13 – Coeficiente global de transferência de calor



Fonte: O autor (2020).

4.1.4 Geometria aproximada do casco

Para finalizar o pré-dimensionamento do trocador de calor, foi definida sua configuração geométrica, considerando um comprimento limite de 2,0 metros para o equipamento e utilizando as Equações 11, 12 e 13.

A geometria adotada foi a triangular de 30°, por resultar em uma maior densidade de tubos, e um equipamento mais compacto. Essa configuração é de difícil limpeza, e só deve ser usado quando o fluido do lado do casco for limpo (KAKAÇ e LIU, 2002). A norma TEMA (2007) especifica que a distância mínima entre centro dos tubos deve ser de 1,25 vezes o diâmetro do tubo de troca térmica utilizado.

Os tubos de troca térmica foram de aço inoxidável 304, SA-249 TP304 (Anexo C) conforme ASME (2017), com diâmetro externo de 6,35 mm (1/4") e espessura de 0,71 mm (B.W.G 22), conforme Anexo A.

Como consequência desses valores adotados, o trocador de calor casco e tubos ficou pré-definido pela configuração da Tabela 10. Foi prevista a fabricação do casco com o uso de um tubo de aço sem costura schedule 40, e material ASTM A-106 Gr.B, de diâmetro 8" (219,08 mm externo), presente na norma ASME VIII – I para o projeto de vasos de pressão.

Tabela 10 – Geometria do trocador de calor

A_e m ²	d_e m	L_t m	N_t un	D_i m	C_l -	L_{tp} mm	L/D -
5,45	0,00635	1,63	168,00	0,20272	0,86	14,89	8,03

Fonte: O autor (2020).

4.2 PROJETO MECÂNICO DO TROCADOR DE CALOR

O projeto detalhado do trocador de calor parte do pré-projeto, seguindo o fluxograma da Figura 10. Nesta etapa, deve-se definir por completo a geometria do equipamento, considerando o casco, banco de tubos e chicanas (KUPPAN, 2000).

A Tabela 11 traz as propriedades dos materiais utilizados para o dimensionamento que se seguirá ao longo deste capítulo.

Tabela 11 – Propriedades mecânicas dos materiais

Material	Tensão mínima de ruptura	Tensão mínima de escoamento	Tensão máxima admissível	Faixa de temperatura de aplicação
	S_u [MPa]	S_y [MPa]	S [MPa]	T [°C]
SA-515 Grade 60 (Chapa)	415	220	118	-29 a 200
SA-105 (Forjado)	485	250	138	-29 a 200
SA-106 Gr.B (Tubo S/C)	415	240	118	-29 a 325
SA-234 WPB (conexões)	415	240	118	-29 a 325
SA-249 TP304 (Tubo C/C)	515	205	118	-29 a 100
SA-193 Gr. B7 (conexões)	690	515	130	-29 a 325

Fonte: Adaptado de ASME (2017).

4.2.1 Casco e cabeçotes

O cabeçote frontal foi do tipo “C”, com feixe tubular removível para permitir a limpeza do feixe (KUPPAN, 2000). O casco foi do tipo “K”, mais indicado para situações com ebulição no lado do casco. Já o cabeçote posterior foi do tipo “U”. Essa configuração caracteriza um trocador de calor do tipo “AKU”, conforme a Figura 11, adaptada de TEMA (2007).

O diâmetro interno do casco menor foi de 202,72 mm, com comprimento entre soldas de 1600 mm, de material ASTM A-106 Gr.B. De acordo com a parte UG-27 (c)(1) (ASME,2017), a espessura do casco é definida por:

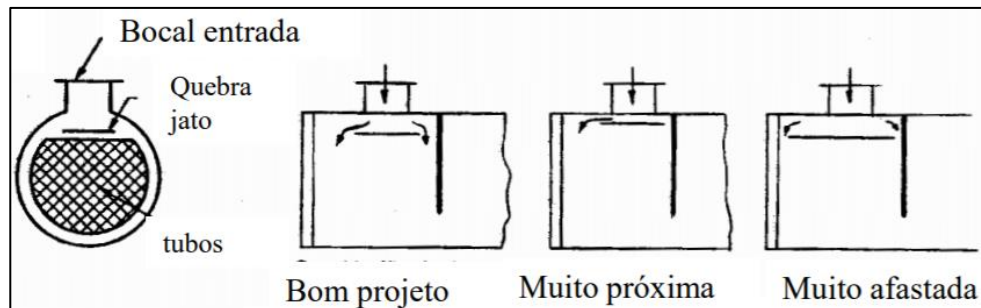
$$t_c = \frac{P_{proj} \cdot (D_i/2)}{S \cdot E - 0,6 \cdot P_{proj}} + c \quad (36)$$

Onde P_{proj} é a pressão de projeto de 1,62 MPa, D_i é o diâmetro interno do casco subtraída a tolerância de espessura na fabricação de tubos schedule (12,5%) e calculado na condição corroída, sendo igual a 200,68 mm, S é a tensão admissível do material de 118 MPa, E é a eficiência da junta soldada (com base na norma ASME VIII-I, em função dos

ensaios não destrutivos realizados e o tipo de junta), igual a 0,6 e c é a sobre-espessura para corrosão, considerada de 1,60 mm apenas para o lado externo. Conforme a tabela R-3.13 (TEMA, 2007), para o caso de diâmetro nominal de 8" (219,08 mm), a espessura mínima para o casco fabricado em tubo de aço carbono segue o padrão schedule 30. O resultado obtido para t_c foi de 3,93 mm.

Os bocais do casco não poderão ter projeção interna, mas os do carretel (cabeçotes) sim. Quebra jato é obrigatório ser instalado no bocal de entrada do casco para evitar o impacto da corrente fluida sobre os tubos do feixe tubular (TEMA, 2007). A Figura 14 mostra a forma de um quebra jato.

Figura 14 – Quebra jato



Fonte: Adaptado de Kuppan (2000).

Demais dimensionamentos mecânicos/ estruturais, com tampos, bocais, reforços de bocais, suportes, soldas, transições cônicas, flanges e etc., devem ser elaborados seguindo a norma ASME VIII-I, e não são o objetivo principal deste trabalho. Para este trabalho foram dimensionados apenas os itens que impactam diretamente no dimensionamento termo hidráulico do equipamento.

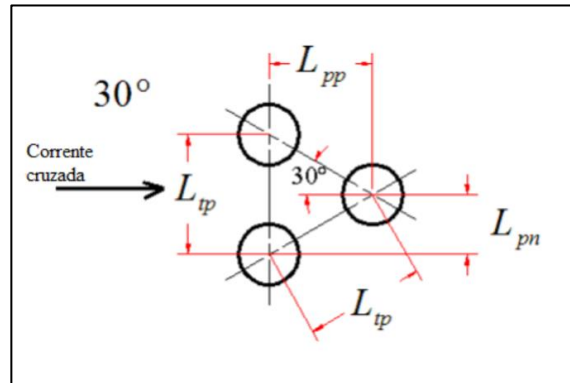
4.2.2 Banco de tubos

Os tubos de troca térmica foram de aço inoxidável 304, SA-249 TP304 (Anexo C) conforme ASME (2017), com diâmetro externo de 6,35 mm (1/4") e espessura de 0,71 mm (B.W.G 22), conforme Anexo A. A espessura dos tubos pode ser definida pelo código ASME VIII-I, pela Equação 36.

A configuração dos tubos foi triangular rotacionado, conforme a Figura 15, para uma maior densidade de tubos de troca térmica. Sabendo que o fluido do lado do casco é limpo, não trará problemas de limpeza (KAKAÇ e LIU, 2002).

O passe entre os tubos de troca térmica deverá ser de no mínimo 1,50 vezes o diâmetro externo deste, o passe é medido entre os centros dos tubos L_{tp} .

Figura 15 – Geometria triangular rotacionada



Fonte: Adaptado de Thome (2004).

4.2.3 Chicanas

As chicanas serão posicionadas equidistantes, não excedendo 50 mm de espaçamento entre elas, e com espessura mínima de 3,20 mm, conforme a tabela R-4.41 (TEMA, 2007). A folga máxima entre a chicana e o casco foi de 3,20 mm, conforme tabela RCB-4.3 (TEMA, 2007). O diâmetro dos furos foi de 6,58 mm conforme a tabela RCB-7.21M (TEMA, 2007). Quatro tirantes de 3/8" (9,525 mm), material (parafusos) SA-193 Gr B7, serão utilizados para enrijecer o banco de tubos junto com as chicanas e espelho, conforme a tabela R-4.71 (TEMA, 2007). Esses tirantes devem ser de aço inoxidável com um percentual mínimo de 12% de cromo em sua composição, a fim de evitar a corrosão. O corte das chicanas transversais varia entre 20% e 30% da altura total do casco, e foi disposta na orientação vertical (TEMA, 2007).

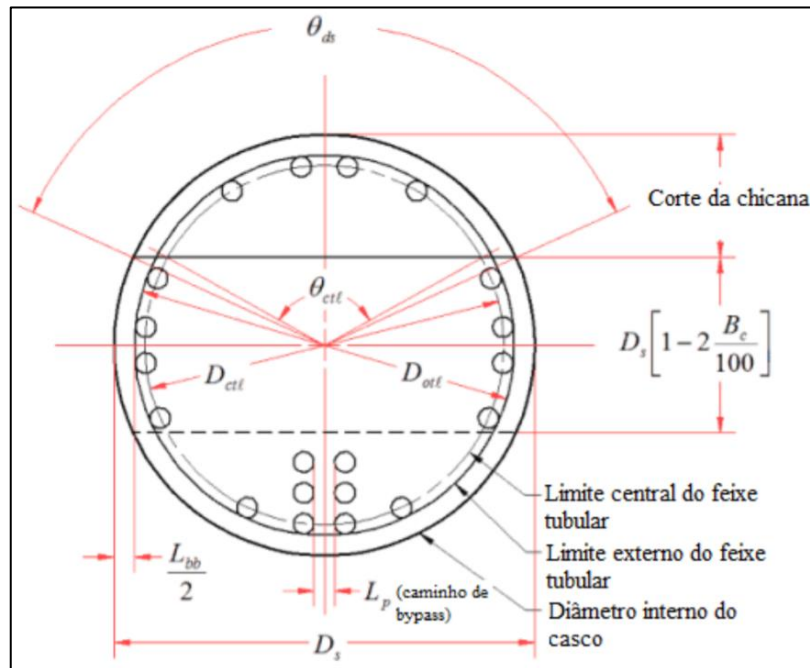
As constantes da Figura 16 podem ser encontradas com os dados levantados até o momento, e são mostrados na Tabela 12.

Tabela 12 – Geometria do banco de tubos e chicanas

Variável	Símbolo	Valor	Unidade
Espaçamento entre chicanas	L_{bc}	50	mm
Espaço do compartimento de entrada	L_{bi}	85	mm
Espaço do compartimento de saída	L_{bo}	85	mm
Espessura das chicanas	t_b	3,2	mm
Diâmetro interno do casco	$D_s = D_i$	202,72	mm
Corte das chicanas	B_s	20 a 30	%
Número de passes	N_p	2	passes
Passo dos tubos	L_{tp}	13	mm
Diâmetro interno dos tubos	d_i	4,93	mm
Diâmetro externo dos tubos	d_e	6,35	mm

Fonte: O autor (2020).

Figura 16 – Geometria das chicanas



Fonte: Adaptado de Thome (2004).

4.2.4 Espelhos

O espelho flutuante é calculado conforme o parágrafo R-7.11 da TEMA, não devendo ser em situação alguma inferior a 3/4" (19,1 mm). De acordo com a seção A.131 do apêndice da norma TEMA (2007), o espelho deve ser calculado pela Equação 37.

$$t_E = \frac{F \cdot G}{3} \cdot \sqrt{\frac{P_{proj}}{\eta \cdot S}} + c \quad (37)$$

Onde $F = 1,5$ e $G = D_i$ [mm] são fatores que dependem da construção do trocador, $P_{proj} = 1,621$ MPa, $\eta = 0,7836$, $S = 118$ MPa e $c = 1,6$ mm. O valor obtido para t_E foi de 15,02 mm.

4.2.5 Determinação da perda de pressão do lado dos tubos

A perda de pressão no lado dos tubos foi calculada através das correlações de Coulburn, pelas Equações 25 e 26 e Friedel, pelas Equações 27 e 28, apresentando valores satisfatórios nos estudos de Kondou e Hrnjak (2010).

O procedimento de cálculo adotado foi similar ao elaborado para os coeficientes convectivos interno e externo do trocador de calor. Para as zonas onde não ocorre mudança

de fase (dessuperaquecimento e subresfriamento), foi calculada a perda de pressão constante na seção. Na zona bifásica (condensação), o cálculo foi elaborado ponto a ponto, variando o título da mistura de 0,01 em 0,01.

A Tabela 13 traz os valores de perda de pressão calculados para as diferentes zonas de resfriamento.

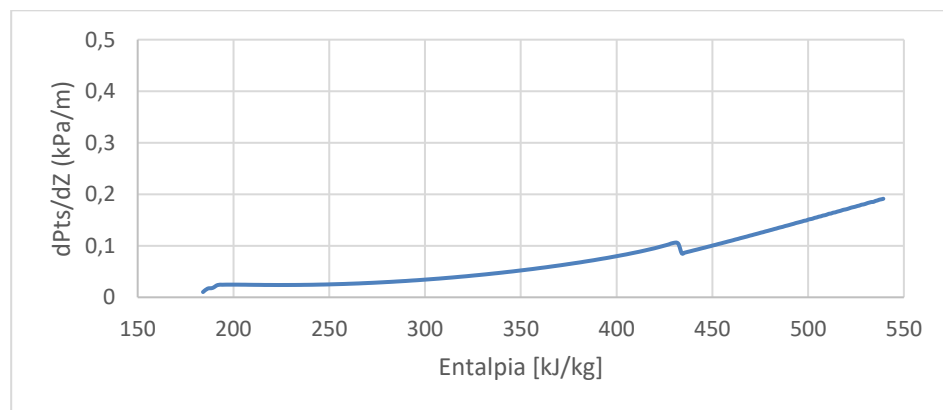
Tabela 13 – Perda de pressão no lado dos tubos

Zona	dZ m	ΔP_M Pa	dP_F/dZ Pa/m	ΔP_{TS} Pa
Dessuperaquecimento	0,96	20,48	97,84	114,16
Condensação	2,11	26,55	28,43	86,41
Subresfriamento	0,19	0,02	10,16	1,97
Totais	3,26	47,04	136,44	202,54

Fonte: O autor (2020).

A perda de pressão no lado dos tubos apresentou resultados inferiores aos obtidos por Kondou e Hrnjack (2010), porém, os autores utilizaram em seus experimentos um fluxo mássico específico de 100 kg/m²-s, praticamente o dobro do utilizado neste trabalho (49,37 kg/m²-s). Esse fator impacta significativamente na perda de pressão, devido ao maior atrito com as paredes do tubo, além da diferença entre a pressão de saturação de 6,0 MPa para 3,05 MPa. O gráfico da Figura 17 mostra os resultados para este trabalho.

Figura 17 – Perda de pressão para 49,37 kg/m²-s e pressão de 3,05 MPa



Fonte: O autor (2020).

4.3 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Em comparação ao trocador a placas do Anexo E, de mesma carga térmica usada aqui, o trocador de calor casco e tubos deste projeto apresentou um coeficiente global de transferência de calor médio de 431 W/m²-K devido à baixa velocidade de escoamento do CO₂ no interior dos tubos, contra 963 W/m²-K do trocador a placas. Por consequência, o

equipamento necessitou de maior superfície de troca térmica, sendo necessário 5,49 m² para o trocador casco e tubos realizar a troca térmica, contra 2,88 m² do trocador a placas.

A perda de pressão do trocador a placas apresentou um valor mais elevado, devido ao maior fluxo mássico escoando pela área de passagem disponível, com valores de 40,8 kPa no lado do R-404A e 1,82 kPa no lado do R-744. Para o trocador casco e tubos, no lado do R-404A (carcaça) a perda de pressão foi desprezada por apresentar um valor insignificante. Para o lado do R-744, o valor obtido foi de 204 Pa.

O trocador a placas, como já era esperado, se apresentou mais compacto, com medidas de 528 x 160 x 120 mm (1,014·10⁻² m³), contra um dimensional estimado de diâmetro 500 mm por 2000 mm de comprimento (0,50 m³) para o trocador de calor deste projeto.

Calculando o COP do sistema ($COP = \dot{Q}_{ev} / \dot{W}_e$), onde \dot{Q}_{ev} é a carga térmica de refrigeração e \dot{W}_e a potência de eixo consumida no compressor, foram obtidos os valores de 2,73 para a condição do vapor de sucção saturado, e 2,67 para a condição com superaquecimento de 10 K.

A tabela 14 mostra uma análise comparativa dos resultados comentados acima.

Tabela 14 – Comparativo entre os resultados dos trocadores de calor

Parâmetro avaliado	Trocador casco e tubos	Trocador a placas
Coeficiente global de transferência de calor	431 W/m ² ·K	963 W/m ² ·K
Superfície de troca térmica	5,49 m ²	2,88 m ²
Perda de pressão do R-744	204 Pa	1.820 Pa
Perda de pressão do R-404 ^a	0 Pa	40.800 Pa
Estado físico do fluido na sucção	Vapor saturado	Vapor superaq.
COP	2,73	2,67
Área de base ocupada	1 m ²	0,0192 m ²

Fonte: O autor (2020).

5 CONCLUSÕES

Através do procedimento de cálculo realizado, foi dimensionado um trocador de calor do tipo casco e tubos para realizar a condensação de 285 kg/h de CO₂, através da energia cedida para a evaporação de 815 kg/h de R-404A.

O equipamento apresentou uma superfície de troca térmica 91% superior ao trocador de calor a placas, o que remete à um menor rendimento. Esse reflexo no aumento da área de troca térmica se dá devido à um menor coeficiente global de transferência de calor, este apresentando um valor 45% inferior ao trocador de calor a placas.

Devido ao trocador de calor casco e tubos realizar a evaporação saturada do R-404A do lado da carcaça, sua perda de pressão é praticamente nula. O trocador a placas, devido à sua forma construtiva, faz com que ocorra o escoamento de ambos os fluidos nos canais, e por isso apresenta um valor de perda de pressão significativo de 40,8 kPa. Para o R-744 condensando, o trocador de calor a placas apresentou um valor de perda de pressão quase 9 vezes superior ao casco e tubos devido ao fluxo mássico mais elevado no primeiro.

Em vantagem, a forma construtiva do trocador de calor a placas permite garantir um superaquecimento do R-404A, garantindo a evaporação total do fluido e protegendo o compressor quanto à sucção de gotículas do refrigerante no estado líquido. Em contrapartida, a forma construtiva do trocador casco e tubos do tipo “K” permite que seu excesso de seção transversal de área trabalhe como um “separador de fases”, garantindo ao compressor a sucção de vapor saturado livre dessas gotículas.

Avaliando o rendimento do sistema de refrigeração no lado do CO₂, o equipamento dimensionado nesse projeto garante um maior aproveitamento da energia, pois a menor perda de pressão gerada permite que essa energia seja aproveitada para a geração de frio, além também de garantir vapor saturado na sucção do compressor, que também aumenta seu rendimento. O COP do compressor para uma condição considerando superaquecimento de 10 K e subresfriamento de 2 K é de 2,67. Para a condição de sucção com superaquecimento igual a 0 K e subresfriamento de 2 K, o COP é de 2,73.

O trocador de calor a placas é conhecido na bibliografia como “trocador de calor compacto”, e isso pode ser observado ao comparar o dimensional dos equipamentos. O trocador de calor a placas ocupa uma área de base de 0,0192m², enquanto o casco e tubos ocuparia em torno de 1 m², sendo este último 52 vezes superior. Quanto ao volume ocupado, o condensador dimensionado neste projeto assume um valor 49 vezes maior.

Quanto à limpeza do equipamento, o trocador casco e tubos permite a remoção completa do feixe de tubos, podendo-se realizar a limpeza mecânica deste. Já o trocador a placas, na forma construtiva apresentada possui suas placas soldadas ao corpo, permitindo apenas sua limpeza química.

6 PROPOSTAS PARA NOVOS TRABALHOS

O grande número de variáveis envolvidas neste estudo, além da pouca bibliografia específica disponível permite que sejam sugeridas algumas alternativas de trabalhos futuros em torno deste tema. Abaixo estão listadas algumas sugestões identificadas:

- a) validar experimentalmente os procedimentos de cálculo adotados neste trabalho;
- b) buscar procedimentos de cálculo para a evaporação no lado do casco que permitam considerar os efeitos geométricos do banco de tubos, oferecendo maior precisão aos cálculos;
- c) dimensionar o mínimo excesso de área da seção transversal deste trocador de calor para realizar a separação das gotículas de líquido succionadas;
- d) determinar com precisão a temperatura da parede do tubo de troca térmica;
- e) refinar o cálculo nas zonas de transição entre os estados de vapor superaquecido e início da condensação.

REFERÊNCIAS

- AGARWAL, R.; HRNJAK, P. Condensation in two phase and desuperheating zone for R1234ze(E), R134a and R32 in horizontal smooth tubes. **International Journal of Refrigeration**, [S. l.], p. 172-183, 22 ago. 2014.
- ASHRAE (1791 Tullie Circle, N.E., Atlanta, GA 30329). **ASHRAE Handbook: Refrigeration**. Atlanta, GA, EUA: Mowen, 2018.
- ASME. **Boiler and Pressure Vessel Code: An International Code**. Two Park Avenue, New York, NY 10016-5990: ASME, 2017.
- BEJAN, A.; KRAUS, A. D. **Heat Transfer Handbook**. EUA, New Jersey: John Wiley & sons, inc., 2003.
- BELL, K. J. Approximate sizing of shell and tube heat exchangers. *In*: SCHLUNDER, E. U. **Heat Exchanger Design Handbook**. Washington, D. C.: Hemisphere, 1983. v. 3, cap. 3.
- BELL, K. J. Delaware method for shellside design. *In*: SHAH, R. K.; SUBBARAO, E. C.; MASHELKAR, R. A. **Heat Transfer Equipment Design**. Washington, D.C.: Hemisphere, 1988. p. 145-166.
- BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. E. **Fundamentos da Termodinâmica**. 8. ed. São Paulo: E. Blücher, 2013.
- CAVALLINI, A. *et al.* Condensation in Horizontal Smooth Tubes: A New Heat Transfer Model for Heat Exchanger Design. **Heat Transfer Engineering**, Italy, p. 31-38, 21 set. 2006.
- ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. **Termodinâmica**. 7. ed. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda, 2014.
- CLETO, L. T. Aplicações de CO₂ como fluido refrigerante no setor de refrigeração industrial. *In*: MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE - MMA (Brasil). **Uso de Fluidos Naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar-condicionado**. 1. ed. [S. l.: s. n.], 2008.
- COLLIER, J. G.; THOME, J. R. **Convective Boiling and Condensation**. 3. ed. EUA, New York: Oxford University Press, 1994.
- SILVA, Alessandro da. **Dióxido de Carbono em Sistemas de Refrigeração Comercial e Industrial**. São Paulo: Nova Técnica Editorial, 2009.
- DOSSAT, R. J. **Principles of Refrigeration**. Houston, Texas: John Wiley & Sons, inc., 2004.
- GAS SERVEI S.A. (Espanha, Barcelona). **Dados Técnicos: R-404A**. [S. l.: s. n.], [entre 2019 e 2000]. Disponível em: https://www.gas-servei.com/images/Dados_tecnicos_R404A.pdf. Acesso em: 5 set. 2019.
- GORENFLO, D. State of the art in pool boiling heat transfer of new refrigerants. **International Journal of Refrigeration**, [S. l.], p. 6-14, 8 jun. 2000.
- INCROPERA, F.; DEWITT, D. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2007.

IQBAL, Ossama; BANSAL, Pradeep. In-tube condensation heat transfer of CO₂ at low temperatures in a horizontal smooth tube. **International Journal of Refrigeration**, Auckland, New Zealand, 2012, v. 35, p. 270-277, 4 nov. 2011.

KAKAÇ, S. **Boilers, Evaporators and Condensers**. Coral Gables, Florida: John Wiley & Sons, Inc., 1991.

KAKAÇ, S.; LIU, H. **Heat Exchangers: Selection, rating and thermal design**. 2. ed. EUA: CRC PRESS, 2002.

KONDOU, C.; HRNJAK, P. Heat rejection from R744 flow under uniform temperature cooling in a horizontal smooth tube around the critical point. **International Journal of Refrigeration**, EUA, p. 719-731, 5 nov. 2010.

KONDOU, C.; HRNJAK, P. Heat rejection in condensers: desuperheating, condensation in superheated region and two phase zone. **International Journal of Refrigeration**, EUA, 16 jul. 2012.

KUPPAN, T. **Heat Exchanger Design Handbook**. Southern Railway Madras, India: Marcel Dekker, 2000.

LADEIRA, H. M. S.; BANDARRA FILHO, E. P. Estudo do dióxido de carbono, CO₂, operando como fluido refrigerante em sistemas de refrigeração. In: Simpósio do programa de pós-graduação em engenharia mecânica, 2005, Uberlândia. **Anais**. Uberlândia: Universidade Federal de Uberlândia, 2005.

MESSINEO, A. R744-R717 Cascade refrigeration system: Performance evaluation compared with a HFC two-stage system. **Energy Procedia**, [s. l.], ano 2012, n. 14, p. 56-65, 2011. DOI 10.1016/j.egypro.2011.12.896. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610211043128>. Acesso em: 23 out. 2019.

MOTA-BABILONI, Adrián; NAVARRO-ESBRÍ, Joaquín; PERIS, Bernardo; MOLÉS, Francisco; VERDÚ, Gumersindo. Experimental evaluation of R448A as R404A lower-GWP alternative in refrigeration systems. **Energy Conversion and Management**, [S. l.], p. 756-762, 27 ago. 2015. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890415007803?via%3Dihub>. Acesso em: 14 ago. 2019.

NASRUDDIN, SHOLAHUDIN, S.; GIANNETTI, N.; ARNAS, Optimization of a cascade refrigeration system using refrigerant C₃H₈ in high temperature circuits (HTC) and a mixture of C₂H₆/CO₂ in low temperature circuits (LTC). **Applied Thermal Engineering**, [S. l.], p. 96-103, 9 maio 2016.

SCHIRMER, Waldir Nagel; LISBOA, Henrique de Melo. Química da atmosfera: Constituintes naturais, poluentes e suas reações. **Tecno-Lógica**, Santa Cruz do Sul, 20 dez. 2008. Disponível em: <https://online.unisc.br/seer/index.php/tecnologica/article/view/563/447>. Acesso em: 14 ago. 2019.

SCHLUNDER, E. U. *et al.* **Heat exchanger design handbook**. EUA: Hemisphere, 1983.
SHAH, R. K. Classification of heat exchangers. In: KAKAÇ, S.; BERGLES, A. E.; MAYINGER, F. **Heat Exchangers: Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design**. Washington, D.C.: Hemisphere, 1981. p. 9-46.

SHAH, R. K.; SEKULIC, D. P. **Fundamentals of Heat Exchanger Design**. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2003.

STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. **Refrigeração Industrial**. São Paulo: [s. n.], 2002.

STOECKER, W.; JONES, J. **Refrigeração e Ar Condicionado**. Tradução: Jabardo, José. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985.

TARAWNEH, M. Two phase frictional pressure drop of carbon dioxide in horizontal micro tubes. **International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering**, [s. l.], ano 2013, v. 7, n. 5, 2013.

TARRAD, A. H. Perspective performance evaluation technique for a cascade heat pump plant functions at low temperature heat source. **International Journal of Economy, Energy and Environment**, [S. l.], v. 2, n. 2, 5 jun. 2017. DOI 10.11648/j.ijeee.20170202.11. Disponível em: https://www.researchgate.net/publication/317380919_Perspective_Performance_Evaluation_Technique_for_a_Cascade_Heat_Pump_Plant_Functions_at_Low_Temperature_Heat_Source. Acesso em: 7 set. 2019.

TEMA (25 North Broadway Tarrytown, New York 10591). **Tubular Exchanger Manufacturers Association**. New York, NY, EUA, 2007.

THOME, J. R., **Engineering Data Book III**, Swiss Federal Institute of Technology Lausanne (EPFL), Switzerland, 2004.

TURGUT, M.; TURGUT, O. Comparative investigation and multi objective design optimization of R744/R717, R744/R134a and R744/R1234yf cascade refrigeration systems. **Heat and Mass Transfer**, [s. l.], 24 jul. 2018.

VENTURINI, O.; PIRANI, M. **Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial**. Rio de Janeiro: Eletrobras, 2005.

ANEXO A – TEMA TABELA RCB-2.21

TABLE RCB-2.21

BARE TUBE DIAMETERS AND GAGES			
O.D. In. (mm)	Copper and Copper Alloys	Carbon Steel, Aluminum and Aluminum Alloys	Other Alloys
	B.W.G.	B.W.G.	B.W.G.
1/4 (6.4)	27	-	27
	24	-	24
	22	-	22
3/8 (9.5)	22	-	22
	20	-	20
	18	-	18
1/2 (12.7)	20	-	20
	18	-	18
5/8 (15.9)	20	18	20
	18	16	18
	16	14	16
3/4 (19.1)	20	16	18
	18	14	16
	16	12	14
7/8 (22.2)	18	14	16
	16	12	14
	14	10	12
	12	-	-
1 (25.4)	18	14	16
	16	12	14
	14	-	12
1-1/4 (31.8)	16	14	14
	14	12	12
1-1/2 (38.1)	16	14	14
	14	12	12
2 (50.8)	14	14	14
	12	12	12

Notes:

1. Wall thickness shall be specified as either minimum or average.
2. Characteristics of tubing are shown in Tables D-7 and D-7M.

ANEXO B – TEMA TABELA RGP-T-2.4

RGP-T-2.4 DESIGN FOULING RESISTANCES (HR FT² °F/BTU)

The purchaser should attempt to select an optimal fouling resistance that will result in a minimum sum of fixed, shutdown and cleaning costs. The following tabulated values of fouling resistances allow for oversizing the heat exchanger so that it will meet performance requirements with reasonable intervals between shutdowns and cleaning. These values do not recognize the time related behavior of fouling with regard to specific design and operational characteristics of particular heat exchangers.

Fouling Resistances for Industrial Fluids

Oils:	
Fuel Oil #2	0.002
Fuel Oil #6	0.005
Transformer Oil	0.001
Engine Lube Oil	0.001
Quench Oil	0.004
Gases And Vapors:	
Manufactured Gas	0.010
Engine Exhaust Gas	0.010
Steam (Non-Oil Bearing)	0.0005
Exhaust Steam (Oil Bearing)	0.0015-0.002
Refrigerant Vapors (Oil Bearing)	0.002
Compressed Air	0.001
Ammonia Vapor	0.001
CO ₂ Vapor	0.001
Chlorine Vapor	0.002
Coal Flue Gas	0.010
Natural Gas Flue Gas	0.005
Liquids:	
Molten Heat Transfer Salts	0.0005
Refrigerant Liquids	0.001
Hydraulic Fluid	0.001
Industrial Organic Heat Transfer Media	0.002
Ammonia Liquid	0.001
Ammonia Liquid (Oil Bearing)	0.003
Calcium Chloride Solutions	0.003
Sodium Chloride Solutions	0.003
CO ₂ Liquid	0.001
Chlorine Liquid	0.002
Methanol Solutions	0.002
Ethanol Solutions	0.002
Ethylene Glycol Solutions	0.002

ANEXO C – ESPECIFICAÇÃO DE MATERIAIS TEMA

SECTION 9

GENERAL INFORMATION

TABLE D-4 (continued)

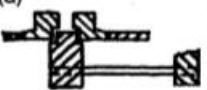
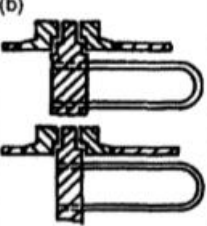

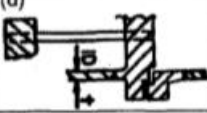
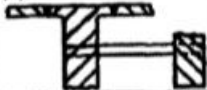
INTERNATIONAL MATERIAL SPECIFICATIONS		USA ASME	UNS Number	U.K. BS	GERMANY DIN	JAPAN JIS	CHINA GB	EUROPE EN	FRANCE AFNOR	ITALY UNI
Nominal Composition EN / DIN	Numerical Designator	SA-312 TP304	S30403	BS 3605 (CFS - Smis) (LWHT - Wld) Grade 801 304 S 18 304 S 25 304 S 31 EN58E	DIN 2462 5 CrNi 18 9 DIN 17458/57 (58-Smis/57-Wld) 5 CrNi 18 10 SEW 680 5 CrNi 18 10	JIS G 3459 SUS 304TP	0Cr18Ni9			
Nominal Composition EN / DIN	Numerical Designator	SA-213 TP304	S30400	BS 3059 304S51 BS 3606 (CFS) 304 S 31	DIN 2464 5CrNi189 DIN 17458 5 CrNi 18 10 SEW 680 5CrNi1810	JIS G 3463 SUS 304TB-SC	GB 5310 0Cr18Ni9 1Cr18Ni9		NFA 49-217 TU6CN18-09	UNI 6904 X 5 CrNi 18 10
Nominal Composition EN / DIN	Numerical Designator	SA-249 TP304	S30400	BS 3605 (LWHT) 304 S 31 BS 3606 (LWHT) 304 S 25 304 S 31	DIN 2465 5 CrNi 18 9 DIN 17457 5 CrNi 18 10 SEW 680 5 CrNi 18 10	JIS G 3463 SUS 304 TB-AC	0Cr18Ni9			
Nominal Composition EN / DIN	Numerical Designator	SA-240-304L	S30403	BS 1501 304 S 11 304 S 12 304 S 14	DIN 17440 2 CrNi 18 9 S CrNi 19 11	JIS G 4304 SUS 304L	0Cr19Ni10	EN 10028 2 CrNi 18-9 2 CrNi 19-11	NEA 36-209 2 CN 18.10	UNI 7500 X 2 CrNi 18 11 UNI 7660 X 2 CrNi 18 11

ANEXO D – ESPELHOS

APPENDIX A

TUBESHEETS

TABLE A.131

TUBESHEET THICKNESS FOR BENDING				
$T = \frac{FG}{3} \sqrt{\frac{P}{\eta S}}$		Note: Must be calculated for shell side or tube side pressure, whichever is controlling.		
For Tube pattern $\square \diamond$, $\eta = 1 - \left[\frac{0.785}{(Pitch/Tube OD)^2} \right]$ For integrally finned tubes, the OD of the tube in the tubesheet shall be used		For Tube pattern $\triangleright \triangle$, $\eta = 1 - \left[\frac{0.907}{(Pitch/Tube OD)^2} \right]$ For integrally finned tubes, the OD of the tube in the tubesheet shall be used		S = Code allowable stress in tension, psi (kPa), for tubesheet material at design metal temperature. (See Paragraph RCB-1.42.)
	F	G		P
		Shell Side Pressure	Tube Side Pressure	
(a) 	1.0	Gasket G shell side See note 1	Gasket G tube side See note 1	Design pressure, psi (kPa), shell side or tube side, per Paragraph A.131 corrected for vacuum when present on opposite side or differential pressure when specified by customer.
(b) 	1.25	Gasket G shell side See note 1	Gasket G tube side See note 1	Design pressure, psi (kPa), shell side or tube side, per Paragraph A.131 corrected for vacuum when present on opposite side or differential pressure when specified by customer.
(c) 	See Figure A.131 $F = \frac{17 - 100 \left(\frac{t}{ID} \right)}{15}$	Gasket G shell side See note 1	Channel ID	Design pressure, psi (kPa), shell side or tube side, per A.131 corrected for vacuum when present on opposite side or differential pressure when specified by customer, or fixed tubesheet type units, as defined in Paragraphs A.153 thru A.155
(d) 	Note: F Max = 1.0 F Min = 0.8	Shell ID or port inside diameter for kettle type exchangers	Gasket G (shell ID if fixed tubesheet type unit) See note 1	
(e) 		Shell ID or port inside diameter for kettle type exchangers	Channel ID (shell ID if fixed tubesheet type unit)	

ANEXO E – DATASHEET DE TROCADOR A PLACAS

DUTY REQUIREMENTS		LADO 1		LADO 2
Fluido		R404A		R744 (Carbon Dioxide)
Tipo de Fluxo		Interno		Externo
O circuito		28.33		
Carga Térmica	kW	28.33		
Título do Vapor de Entrada		0.507		
Título do Vapor de Saída		1.000		
Temperatura de entrada	°C	-12.39		85.00
Temperatura de Evaporação (orvalho)	°C	-15.00		
Superaquecimento	K	0.00		
Temperatura de Condensação (orvalho)	°C			-5.00
Subresfriamento	K			3.00
Temperatura de saída	°C	-15.00		-8.02
Vazão	kg/h	1154		285.0
• Vapor de Entrada	kg/h	585.0		
Fluido Vaporizado	kg/h	569.5		
Fluido Condensado	kg/h			285.0

Trocador de Calor a Placas		LADO 1		LADO 2
Área de Transferência Térmica	m ²	2.88		
Fluxo de Calor	kW/m ²	9.8		
Coefficiente de transferência de calor (calculado/solicitado)	W/m ² , °C	963/955		
Perda de carga - Total*	kPa	40.8		1.82
- do Bocal	kPa	-3.46		-0.0447
Perda de Carga nos Distribuidores	kPa	414 - 636		
Pressão de Operação - Saída	kPa	364		3050
Número de canais por passagem		24		25
Número de placas		50		
Excesso de Área	%	1		
Diâmetro do Bocal (cima/baixo)	mm	33.0/20.0		33.0/33.0
Diâmetro recomendado da conexão de entrada	mm			
Diâmetro recomendado da conexão de saída	mm			
Saída Veloc. bocal	m/s	20.1		
Veloc. bocal	m/s			1.88
Velocidade no Canal	m/s	3.17		0.282
Maior diferença de temperatura na parede	K	0.40		
Mín./Máx. temperatura na parede	°C	-12.03/17.86		-11.83/18.26

*Excluindo perda de carga nas conexões.

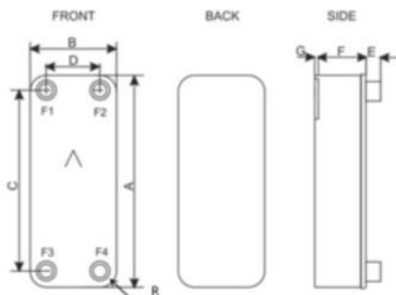
REQUISITOS DE OPERAÇÃO		LADO 1		LADO 2
Temperatura de Referência	°C	-13.54		-5.00
Líquido • Viscosidade Dinâmica	cP	0.216		0.108
• Densidade	kg/m ³	1201		956.2
• Capacidade Térmica	kJ/kg, °C	1.333		2.409
• Condutividade Térmica	W/m, °C	0.07858		0.1165
Vapor • Viscosidade Dinâmica	cP	0.0105		0.0143
• Densidade	kg/m ³	19.72		83.37
• Capacidade Térmica	kJ/kg, °C	0.9250		2.409
• Condutividade Térmica	W/m, °C	0.01158		0.01817

TOTAIS		LADO 1		LADO 2
Peso Total (sem conexões)*	kg	10.29 - 15.27		
Volume de Retenção (Interno O circuito)	dm ³	2.57		
Volume de Retenção (Externo O circuito)	dm ³	2.68		
Tamanho da Porta F1/P1	mm	33		
Tamanho da Porta F2/P2	mm	33		
Tamanho da Porta F3/P3	mm	20		
Tamanho da Porta F4/P4	mm	33		
Pegada de Carbono	kg	72.33		

*O peso depende do produto selecionado.

DIMENSÕES

	A	mm	526 ±2
	B	mm	119 ±1
	C	mm	470 ±1
	D	mm	63 ±1
	E	mm	27 (opt. 45) ±1
	F	mm	116 - 124 ±2.5%
	G	mm	2 - 6 ±1
	O	mm	4
	R	mm	23



ANEXO I – CÁLCULO DO COEFICIENTE CONVECTIVO INTERNO LOCAL NA ZONA DE SUBRESFRIAMENTO

T_{cond} K	T_{evap} K	T_{wi} K	\dot{m}_h kg/s	N tubos	d_e mm	t_w mm	d_i m	G_r kg/m ² .s	μ_b Pa.s	μ_{wi} Pa.s	Pr_b	T_{rb} K	f_b	Ntu_0	F_a	Ntu_b	k_{R-744} W/m.K	h_i W/m ² .K
267	258	262,5	0,079167	84	6,35	0,71	0,00493	49,37184	0,000112	0,000121	2,277	267	0,050826	9,804201	0,988775	9,694145	0,1166	229,2774
266	258	262	0,079167	84	6,35	0,71	0,00493	49,37184	0,000114	0,000122	2,2689	266	0,051158	9,513773	0,990099	9,419573	0,1179	225,2673
265	258	261,5	0,079167	84	6,35	0,71	0,00493	49,37184	0,000116	0,000123	2,2622	265	0,05149	9,232533	0,99139	9,15304	0,1192	221,3068
264	258	261	0,079167	84	6,35	0,71	0,00493	49,37184	0,000118	0,000124	2,2568	264	0,05182	8,959883	0,992661	8,894125	0,1205	217,3919
263	258	260,5	0,079167	84	6,35	0,71	0,00493	49,37184	0,00012	0,000125	2,2526	263	0,052153	8,692817	0,993935	8,640097	0,12178	213,4262
262	258	260	0,079167	84	6,35	0,71	0,00493	49,37184	0,000122	0,000126	2,2495	262	0,052484	8,433393	0,995168	8,392641	0,12306	209,4926
261	258	259,5	0,079167	84	6,35	0,71	0,00493	49,37184	0,000124	0,000128	2,2475	261	0,052815	8,180076	0,996392	8,150566	0,12433	205,5497

ANEXO S – CÁLCULO DA PERDA DE PRESSÃO LOCAL NA ZONA DE SUBRESFRIAMENTO

G_r	x	$\rho_{r,inlet}$	$\rho_{r,outlet}$	ρ_r	$Re_{r,inlet}$	$Re_{r,outlet}$	d_i	$\mu_{r,inlet}$	$\mu_{r,outlet}$	dZ	ΔP_M	dP_F/dZ	ΔP_{Ts}
kg/m ² .s	-	kg/m ³	kg/m ³	kg/m ³	-	-	m	Pa.s	Pa.s	m	Pa	Pa/m	Pa
49,37184	0	957,14	963,21	960,175	2219,819	2179,08	0,00493	0,00011	0,000112	0,192085	0,016049	10,16451	1,968498