



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO  
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
CURSO DE GRADUAÇÃO EM DE ENGENHARIA MECÂNICA

GABRIEL DE ALBUQUERQUE ARAÚJO

**PROJETO DESCRITIVO E REPRESENTAÇÃO COMPUTACIONAL 3D DE UM  
TROCADOR DE CALOR DE CASCO E TUBOS**

Recife

2021

GABRIEL DE ALBUQUERQUE ARAÚJO

**PROJETO DESCRITIVO E REPRESENTAÇÃO COMPUTACIONAL 3D DE UM  
TROCADOR DE CALOR DE CASCO E TUBOS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

**Orientadora:** Profa. Dra. Janaina Moreira de Meneses.

Recife

2021

Catálogo na fonte:  
Bibliotecária Sandra Maria Neri Santiago, CRB-4 / 1267

A663p Araújo, Gabriel de Albuquerque.  
Projeto descritivo e representação computacional 3D de um trocador de calor de casco e tubos / Gabriel de Albuquerque Araújo. – 2021.  
65 f.: il., figs., tabs.

Orientadora: Profa. Dra. Janaina Moreira de Meneses.  
TCC (Graduação) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Departamento de Engenharia Mecânica, Recife, 2021.  
Inclui referências, apêndices e anexos.

1. Engenharia mecânica. 2. Trocadores de calor. 3. Termodinâmica. 4. Modelagem 3D. I. Meneses, Janaina Moreira de (Orientador). II. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.)

BCTG/2022-40

GABRIEL DE ALBUQUERQUE ARAÚJO

**PROJETO DESCRITIVO E REPRESENTAÇÃO COMPUTACIONAL 3D DE UM  
TROCADOR DE CALOR DE CASCO E TUBOS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, Centro de Tecnologia e Geociências, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovado em: 27/08/2021.

**BANCA EXAMINADORA**

---

Profª. Dra. Janaina Moreira de Meneses (Orientadora)  
Universidade Federal de Pernambuco

---

Prof. Dr. Francisco Fernando Roberto Pereira (Examinador Interno)  
Universidade Federal de Pernambuco

---

Prof. Dr. Jorge Antonio Palma Carrasco (Examinador Externo)  
Universidade Federal de Pernambuco

## RESUMO

Os trocadores de calor são equipamentos usados em indústrias dos mais diversificados ramos, realizando a troca térmica de flúidos em temperaturas diferentes, resfriando ou aquecendo ambientes, preservando materiais e recuperando energia, melhorando o desempenho na produção industrial. Com o desenvolvimento tecnológico *softwares* foram criados para realizar o projeto térmico de um trocador de calor, simplificando o trabalho do engenheiro mecânico, porém o uso da tecnologia não substitui o conhecimento e a experiência prática, e o não conhecimento dos processos envolvidos nos cálculos e na física do projeto do equipamento pode tornar os profissionais dependentes dos computadores. Sabendo disso, o objetivo do trabalho é trazer conhecimento mais aprofundado sobre o trocador de calor do tipo de casco e tubos, finalizando no dimensionamento de um trocador a partir de um problema industrial coletado em artigo científico. O projeto se iniciou a partir das exigências térmicas do processo e da estimativa preliminar de um trocador de calor existente. Esse equipamento passou por avaliações e mudanças até a sua validação, devendo ser capaz de trocar o calor necessário com a perda de pressão máxima admissível. A partir dos resultados obtidos para o trocador projetado verificou-se que foi possível suprir o serviço térmico dentro do valor de perda de carga propostos no problema.

**Palavras-chave:** trocadores de calor; termodinâmica; modelagem 3D.

## ABSTRACT

Heat exchangers are equipment used in industries in the most diversified fields, performing the thermal exchange of fluids at different temperatures, cooling or heating environments, preserving materials and recovering energy, improving performance in industrial production. With the technological developments of *software* were created to carry out the thermal design of a heat exchanger, simplifying the work of the mechanical engineer, but the use of technology does not replace knowledge and practical experience, and the lack of knowledge of the processes involved in the calculations and in the the physics of equipment design can make professionals dependent on computers. Knowing this, the objective of the work is to bring deeper knowledge about the shell and tube type heat exchanger, ending with the *design* of an exchanger from an industrial problem collected in a scientific article. The project started from the thermal requirements of the process and the preliminary estimate of an existing heat exchanger. This equipment underwent evaluations and changes until its validation, and must be able to exchange the necessary heat with the maximum allowable pressure loss. From the results obtained for the designed exchanger, it was verified that it was possible to supply the thermal service within the pressure loss value proposed in the problem.

**Keywords:** heat exchangers; thermodynamics; 3D design.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Estrutura lógica básica do processo de projeto do trocador de calor.....	15
Figura 2 – Nomenclatura do trocador de calor.....	16
Figura 3 – Trocador de calor padrão AES.....	17
Figura 4 – Disposição dos tubos em um trocador de calor.....	19
Figura 5 – Chicanas segmentar, altura do corte (J) e altura da janela lc.....	20
Figura 6 – Bocais no trocador de calor de casco e tubos.....	21
Figura 7 – Variação da temperatura de um fluido em um trocador de calor de tubo duplo com escoamento paralelo.....	22
Figura 8 – Processo de cálculos para dimensionamento do trocador de calor.....	29
Figura 9 – Layout quadrado e triangular.....	34
Figura 10 – Tela inicial do DesignSpark.....	45
Figura 11 – Desenho do casco e dos tubos em 2D.....	46
Figura 12 – Desenho da chicana em 2D.....	46
Figura 13 – Procedimento de Arrastar criando a terceira dimensão dos tubos.....	47
Figura 14 – Modelo 3D do trocador projetado.....	47
Figura 15 – Detalhes das chicanas e tubos do modelo 3D do trocador projetado.....	48

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Propriedades do Fluido Quente.....	41
Tabela 2 – Propriedades do Fluido Frio.....	41
Tabela 3 – Dados iniciais do projeto térmico preliminar.....	42
Tabela 4 – Tubos usados comercialmente.....	59
Tabela 5 – Número máximo de tubos permitido por diâmetro de casco.....	60
Tabela 6 – Coeficiente de convecção.....	61
Tabela 7 – Fator de incrustação da água.....	62
Tabela 8 – Fator de incrustação para fluxos de processamento químicos.....	63

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>10</b>
<b>2</b>	<b>OBJETIVOS .....</b>	<b>12</b>
<b>2.1</b>	<b>Objetivo Geral.....</b>	<b>12</b>
<b>2.2</b>	<b>Objetivos Específicos .....</b>	<b>12</b>
<b>3</b>	<b>REFERENCIAL TEÓRICO .....</b>	<b>13</b>
<b>3.1</b>	<b>Projeto térmico de um trocador de calor casco e tubos.....</b>	<b>13</b>
<b>3.2</b>	<b>Trocador de calor de casco e tubos.....</b>	<b>14</b>
<b>3.2.1</b>	Cascos e tubos .....	18
<b>3.2.2</b>	Chicanas .....	19
<b>3.2.3</b>	Bocais .....	20
<b>3.3</b>	<b>Transferência de calor em trocadores casco e tubo .....</b>	<b>21</b>
<b>3.4</b>	<b>Equações básicas no projeto de trocadores de calor .....</b>	<b>22</b>
<b>3.4.1</b>	Método da média logarítmica das diferenças de temperatura.....	22
<b>3.4.2</b>	Coeficiente global de transferência de calor .....	25
<b>4</b>	<b>METODOLOGIA.....</b>	<b>28</b>
<b>4.1</b>	<b>Concebendo o problema.....</b>	<b>28</b>
<b>4.2</b>	<b>Roteiro de Cálculos.....</b>	<b>30</b>
<b>4.3</b>	<b>Avaliação do projeto.....</b>	<b>39</b>
<b>4.4</b>	<b>Desenvolvimento da geometria do trocador em 3D .....</b>	<b>40</b>
<b>5</b>	<b>RESULTADOS .....</b>	<b>41</b>
<b>5.1</b>	<b>Análise preliminar do trocador de calor .....</b>	<b>41</b>
<b>5.1.1</b>	Especificações do problema.....	41
<b>5.1.2</b>	Resultados e avaliação do projeto térmico preliminar .....	42
<b>5.2</b>	<b>Classificação do trocador .....</b>	<b>44</b>
<b>5.2.1</b>	Determinação do novo coeficiente global de transmissão de calor ( $U_i$ e $U_o$ ).....	44
<b>5.2.2</b>	Determinação da perda de carga lado do casco e dos tubos .....	44
<b>5.3</b>	<b>Modelo em 3D do trocador de calor projetado.....</b>	<b>45</b>

<b>6</b>	<b>CONCLUSÃO.....</b>	<b>49</b>
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>50</b>
	<b>APÊNDICE A - ROTEIRO DE CÁLCULOS .....</b>	<b>51</b>
	<b>ANEXO A - TUBOS UTILIZADOS COMERCIALMENTE .....</b>	<b>59</b>
	<b>ANEXO B - NÚMERO MÁXIMO DE TUBOS PERMITIDO POR DIÂMETRO DE CASCO.....</b>	<b>60</b>
	<b>ANEXO C - COEFICIENTE DE CONVECÇÃO.....</b>	<b>61</b>
	<b>ANEXO D - FATOR DE INCRUSTAÇÃO .....</b>	<b>62</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Buscando melhorar cada vez mais o desempenho na produção industrial, ganho de confiabilidade em seus processos e diminuição de custos, empresas necessitam de equipamentos bem dimensionados e customizados para sua realidade, atendendo tanto as condições de trabalho quanto as condições físicas do ambiente a ser instalado. Entre os diversos processos podemos citar as novas formas de recuperação de energia que vêm sendo amplamente pesquisadas na engenharia. Um equipamento que acompanhou esse desenvolvimento foi o trocador de calor, que com o avanço tecnológico gerou economia de energia, menor custo de manutenção e menor variação de temperatura dos produtos.

Os trocadores de calor são equipamentos usados em indústrias dos mais diversificados ramos, como na petroquímica, farmacêutica, alimentícia, entre outras, e estão disponíveis realizando a transferência de calor entre fluidos com temperaturas diferentes, seja com o objetivo de aquecer ou resfriar ambientes, produzir energia, recuperar calor ou preservar materiais (GARDENAL e SGUARIO, 2016).

O tipo de trocador de calor mais comum é o trocador de calor de casco e tubos, onde os dois fluidos que trocam calor estão em temperaturas diferentes, não são misturados, e a transferência de calor acontece por convecção em cada lado do fluido e condução através da parede do tubo que separa os dois fluidos. Entre as diversas vantagens é possível citar a flexibilidade de tamanhos, podendo variar de menos de um metro quadrado a valores maiores que mil metros quadrados, sua construção é mecanicamente robusta, possui facilidade na limpeza, facilidade de troca de peças como tubos e gaxetas e base ampla de fabricação.

O projeto de um trocador de calor de casco e tubos se divide em duas subprojetos: o projeto térmico e o projeto mecânico. No projeto térmico é realizado o dimensionamento básico do trocador, etapa onde são selecionados os parâmetros básicos, como as medidas do tubo (diâmetro interno e externo, comprimento, passo), do casco e de outros componentes. No projeto mecânico são encontradas as dimensões e espessuras dos componentes, a escolha dos materiais e detalhes para o desenho de engenharia (MUKHERJEE, 2004).

Com o desenvolvimento tecnológico *softwares* foram criados para realizar o projeto térmico de um trocador de calor, porém, o uso da tecnologia não substitui o conhecimento e a experiência prática. O não conhecimento dos processos envolvidos nos cálculos e na física do projeto do

equipamento pode tornar os profissionais mais automatizados, sem raciocínio, criatividade e pensamento crítico, fazendo com que estes se tornem dependentes dos computadores.

Além disso, embora o dimensionamento de trocadores de calor seja encontrado facilmente na literatura, as metodologias mais utilizadas em alguns cursos de graduação são simplificações, podendo resultar em um projeto com divergência da realidade. Sendo assim, o objetivo deste trabalho foi apresentar um conhecimento geral sobre o trocador de calor casco e tubos, identificar os componentes de projeto térmico e métodos de cálculos, para logo em seguida apresentar as etapas de projeto do equipamento a partir de uma situação industrial descrita em artigo científico.

Como etapa final do projeto foi realizada uma modelagem em 3D do equipamento, facilitando a visualização do trocador e seus componentes, montagem e limitações físicas a partir do DesignSpark, um *software* CAD. A partir dos resultados obtidos para o trocador projetado verificou-se que foi possível realizar a troca térmica com valor de perda de carga aceitável proposta no problema.

## **2 OBJETIVOS**

Nessa etapa serão apresentados os objetivos do trabalho, desde o objetivo geral aos específicos.

### **2.1 Objetivo Geral**

Descrever o projeto térmico de um trocador de calor casco e tubo para uma situação hipotética, e desenvolver uma representação computacional em 3D do equipamento dimensionado.

### **2.2 Objetivos Específicos**

- Definir um processo para uso de trocador de calor;
- Descrever as etapas e cálculos de um projeto térmico de um trocador de calor;
- Avaliar o desempenho térmico e propor melhorias no sistema projetado;
- Apresentar um tutorial de construção do trocador de calor projetado em 3D utilizando o DesignSpark.

### **3 REFERENCIAL TEÓRICO**

Os primeiros trocadores de calor começaram a ser fabricados no início do século XX para suprir as necessidades de transferência de calor em superfícies de temperatura elevadas (COSTA, 2016). Ainda segundo a mesma fonte, o primeiro procedimento para projeto de trocador de calor foi introduzido por Kern em 1950, seguido por Tinker, que apresentou um método mais preciso, porém com cálculos mais complexos e com mais parâmetros, gerando uma grande dificuldade de ser realizado manualmente. Nos últimos anos têm sido desenvolvido pesquisas para otimização de trocadores, melhorando a transferência de calor e diminuindo o custo total do equipamento.

No âmbito das indústrias brasileiras os trocadores de calor são altamente utilizados em diversas áreas, como petroquímica, farmacêutica, alimentícia, entre outras (GARDENAL e SGUARIO, 2016). Os trocadores de calor de casco e tubo são aqueles em que um dos fluidos flui através de um feixe de tubos acondicionados em um casco e o outro é forçado através da casca, fluindo sobre a superfície exterior dos tubos (CENGEL GHAJAR, 2012). Para esse trabalho será projetado um trocador de calor de casco e tubo, que tem como principais pontos fortes sua alta eficiência, baixo custo, baixo volume retido, fácil manutenção e ajuste aos espaços físicos.

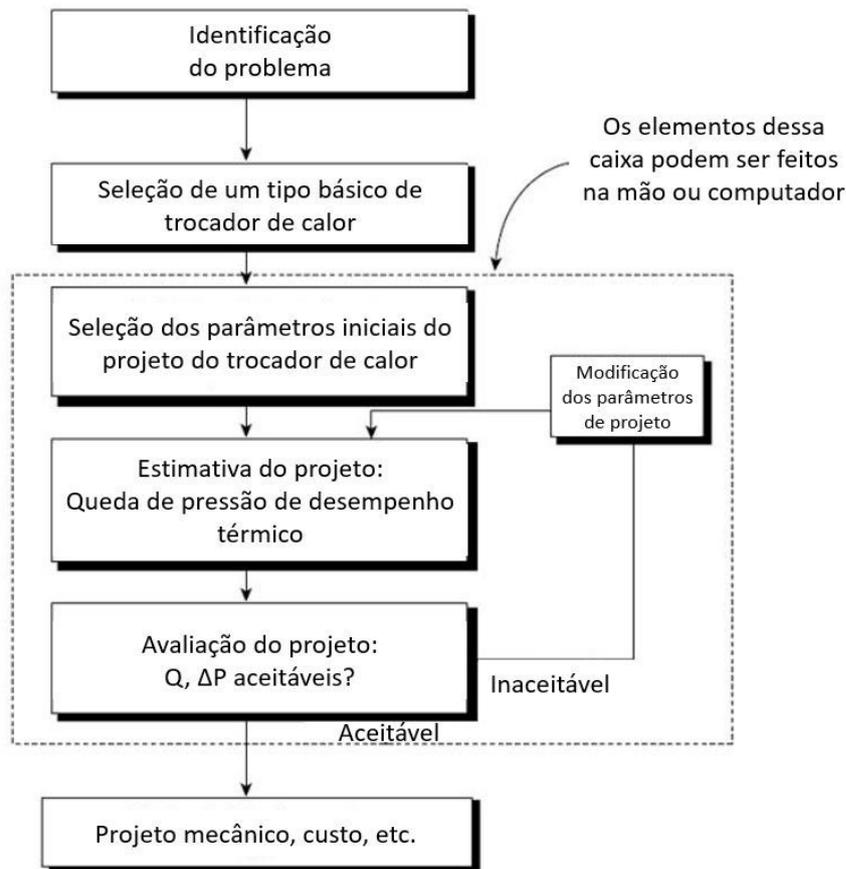
#### **3.1 Projeto térmico de um trocador de calor casco e tubos**

Segundo Mukherjee (2004), o projeto do trocador de calor de casco e tubos se divide em dois subprojetos: o projeto térmico e o projeto mecânico. No projeto térmico é realizado o dimensionamento básico do trocador, etapa onde são encontrados os parâmetros como as medidas do tubo, do casco e de outros componentes. No projeto mecânico são encontradas as dimensões e espessuras dos componentes, a escolha dos materiais e detalhes para o desenho de engenharia.

O trocador de calor projetado deverá ser capaz de realizar o serviço térmico com determinado fator de incrustação e perda de carga máxima admissível. As limitações físicas do ambiente e os valores das entradas e saídas dos fluidos são conhecidos, necessitando ser dimensionada a área de troca de calor e os parâmetros geométricos e mecânicos, como por exemplo diâmetro, comprimento e número de tubos, tipo de chicana, número de passes, diâmetro do casco, entre outros. Na Figura 1 temos a estrutura lógica básica do projeto do trocador de calor.

Os problemas mais comuns no projeto do trocador de calor são estimativas e dimensionamento. Segundo Kakaç (1981) o problema de estimativa está relacionado com a determinação da taxa de transferência de calor, as temperaturas de entrada e saída do fluido e queda de pressão permitida. O problema de dimensionamento, por outro lado, envolve a determinação das dimensões do trocador de calor, ou seja, a seleção de um tipo de trocador de calor apropriado e a determinação do tamanho para atender aos requisitos citados anteriormente.

Figura 1 – Estrutura lógica básica do processo de projeto do trocador de calor



Fonte: KAKAÇ (1981)

### 3.2 Trocador de calor de casco e tubos

Entre os diversos tipos de trocadores de calor como o de placas e o espiral, para esse trabalho foi escolhido o trocador do tipo casco e tubos, sendo, assim como os demais,

amplamente utilizados no aquecimento, resfriamento, evaporação e condensação de fluidos. Trocadores deste tipo têm muitas aplicações nas indústrias de geração de energia, química, farmacêutica, óleo e gás, e consistem resumidamente de um casco cilíndrico que contém tubos em seu interior.

Um dos fluidos de trabalho escoia pelo casco e o outro fluido pelos tubos do feixe. A troca térmica é realizada através das paredes dos tubos. Os componentes principais deste equipamento são o casco, o feixe de tubos e os cabeçotes de entrada e retorno (SOUZA, 2013).

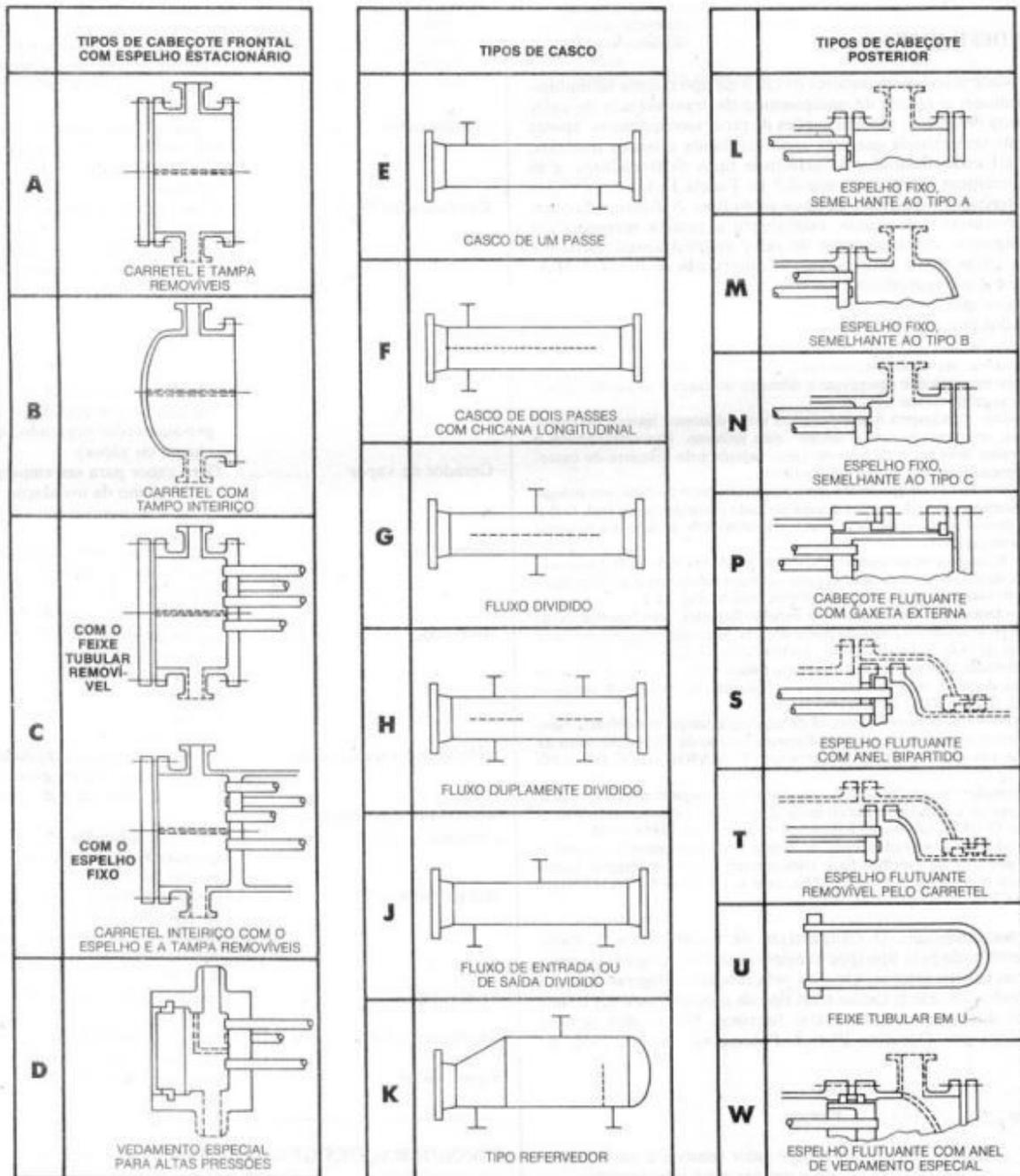
Para orientar o projeto existe a norma TEMA, em inglês chama-se de *Tubular Exchanger Manufacturers Association*, que busca nortear de forma geral a construção de trocadores de calor do tipo casco e tubo (AGUIAR, 2020). Os trocadores são classificados pela norma TEMA de acordo com a forma dos cabeçotes e do casco, sendo a designação do tipo feita por 3 letras, como mostrado na Figura 2.

Segundo Cardoso (2014), para este trabalho foi escolhido o padrão de Trocador de Calor AES, devido a sua simplicidade, possuindo:

- (...) - **A**: Cabeçote estacionário: Neste tipo, o cabeçote é flangeado nas duas extremidades. O espelho é aparafusado numa flange e um tampo plano no outro flange;
- **E**: Um passe no casco: Modelo mais simples entre os apresentados pela TEMA;
- **S**: Cabeçote flutuante com anel bipartido: Este é o tipo mais comum em indústrias de processos químicos. O tampo do cabeçote flutuante é fixado num engenhoso dispositivo chamado anel bipartido por parafusos, e fixa o espelho flutuante entre eles. Este dispositivo permite que o feixe tubular dilate e que o tampo junto com o espelho flutue livremente, eliminando assim tensões axiais de compressão excessivas nos tubos (p. 38).

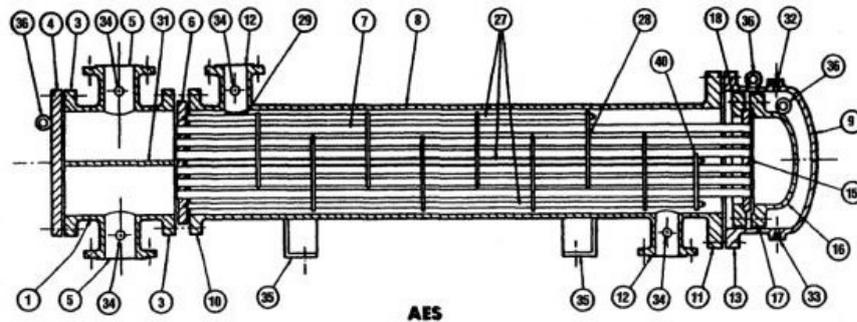
Todos os componentes estão apresentados individualmente na Figura 2. O modelo AES é mostrado completo na Figura 3, identificando cada um dos seus componentes:

Figura 2 – Nomenclatura do trocador de calor



Fonte: TEMA (2020).

Figura 3 – Trocador de calor padrão AES



Fonte: TEMA (2020)

1. Cabeçote estacionário
3. Flange do cabeçote estacionário
4. Tampo do cabeçote
5. Bocal do cabeçote estacionário
6. Espelho estacionário
7. Tubos
8. Casco
9. Tampo do casco
10. Flange estacionário do casco
11. Flange posterior do casco
12. Bocal do casco
13. Flange do tampo do casco
15. Espelho flutuante
16. Tampo do cabeçote flutuante
17. Flange do tampo do cabeçote flutuante
18. Anel bipartido de fixação do tampo flutuante
27. Tirantes e espaçadores
28. Chicanas transversais
29. Quebra-jato
31. Divisor de passes
32. Conexão para respiro
33. Conexão para dreno
34. Conexão para instrumentos
35. Suportes
36. Olhal de suspensão
40. Placa de suporte flutuante

Os componentes da imagem foram retirados da norma TEMA, e alguns itens numéricos

acima não estão apresentados pois pertencem a outro padrão de Trocador de calor.

### 3.2.1 Cascos e tubos

O casco tem a forma cilíndrica e é feito de tubos de aço padronizados até diâmetros de carcaça de 24 polegadas, dependendo das condições de pressão que determinarão a espessura da parede. Diâmetros maiores são fabricados com chapas calandradas (ESSEL ENGENHARIA, 2020).

Já os tubos são os componentes básicos do trocador, pois promovem a área de troca entre as duas correntes de fluidos, e na maioria das aplicações os tubos são lisos, mas, dependendo das características do fluido que escoar do lado casco, podem ser aletados (ARAÚJO, 2002).

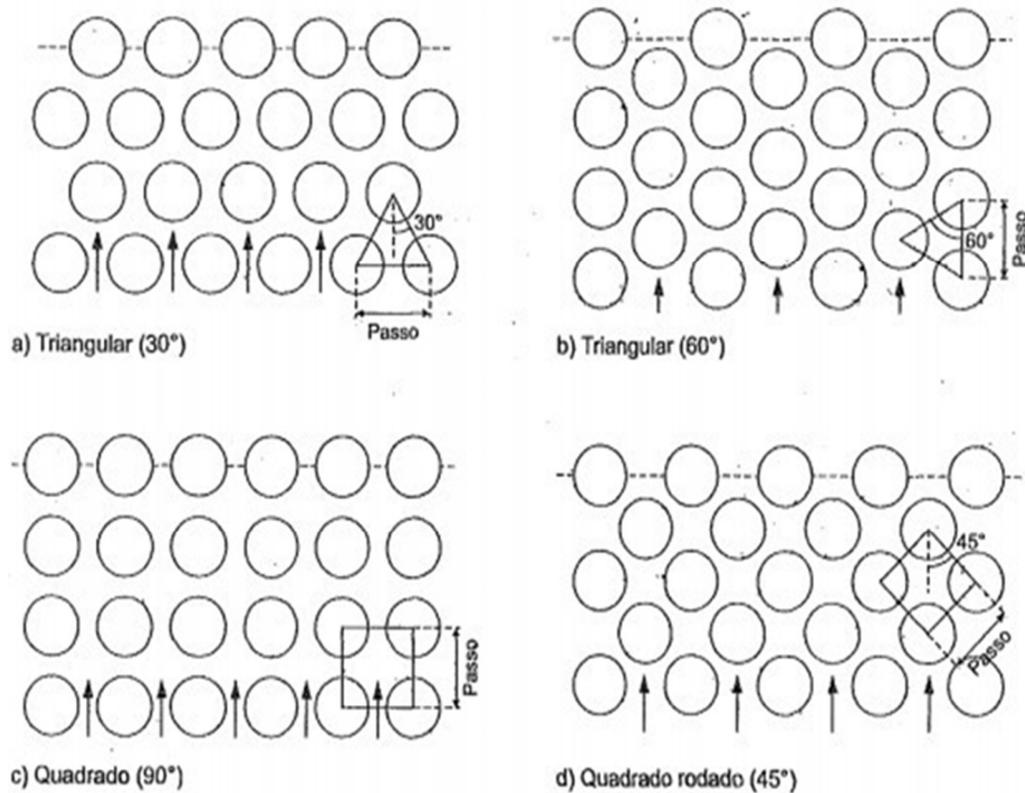
O comprimento do tubo é um fator de grande importância no trocador de calor, pois ele tem alta influência no custo. Basicamente, quanto mais longo o tubo (para qualquer superfície total), menos tubos são necessários, menos furos são feitos e o diâmetro do casco diminui. Segundo Kakaç (1981), a razão diâmetro da casca/comprimento do tubo deve estar dentro dos limites de cerca de 1/5 a 1/15. O comprimento máximo do tubo às vezes é ditado pelo ambiente em que o trocador será instalado e, em última análise, por transporte, para cerca de 30m.

A seleção do diâmetro do tubo depende da natureza da incrustação do fluido, do espaço disponível e do custo. Os diâmetros de tubo mais utilizados são de 3/4 (19,05 mm) e de 1 polegada (25,4 mm) para situações nas quais o fluido do lado tubo não é muito viscoso nem incrusta muito. Fluidos com alta viscosidade, como óleos pesados, podem exigir tubos de 2 polegadas (50,8 mm) (ARAÚJO, 2002). Os tubos usados comercialmente estão apresentados na tabela da Figura 4.

Além do comprimento e diâmetro, outro fator importante é a disposição dos tubos. A norma TEMA utiliza a disposição dos tubos para formar o feixe tubular em quatro configurações apresentadas na Figura 4.

Segundo Araújo (2002), deve ser dada a preferência para o arranjo triangular, com o objetivo de obter trocadores mais compactos, já o arranjo quadrado é utilizado em casos onde existe a possibilidade de incrustação no lado casco. Nessas condições é necessário também um passo que possibilite acesso para limpeza mecânica, ou seja, sendo indicada uma abertura entre tubos de no mínimo 1/4 de polegada (6,35 mm).

Figura 4 – Disposição dos tubos em um trocador de calor



Fonte: Araújo (2002).

A distância de centro a centro entre tubos adjacentes é denominada de Passo, ou Pitch, com a nomenclatura  $P_t$ . Geralmente o passo não é inferior a 1,25 do diâmetro externo do tubo, com exceção de casos onde se tem fluidos limpos, que praticamente não incrustam e diâmetros de tubo pequenos. Para essas situações a relação passo/diâmetro externo pode ser reduzida a 1,20, embora geralmente essa relação esteja entre 1,25 e 1,5 (ARAÚJO,2002).

O número de tubos que podem ser colocados dentro do casco depende do layout do tubo, diâmetro externo do tubo, tamanho do passo, número de passes e o diâmetro da casco.

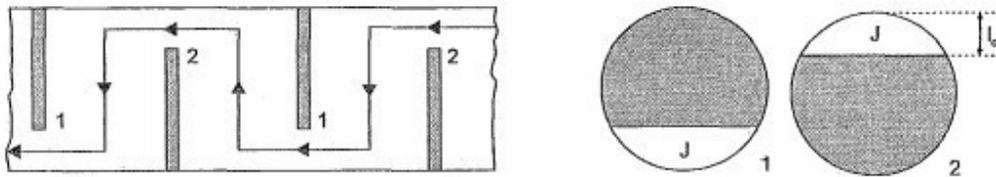
### 3.2.2 Chicanas

Um dos componentes encontrados no trocador de calor é a chicana. A função essencial da chicana em um trocador de calor é direcionar o flux

e aumentar a turbulência do escoamento, intensificando a transferência de calor entre os fluidos. Ao diminuir o espaçamento entre as chicanas centrais as consequências serão uma maior perda de carga no lado do casco e um aumento no coeficiente de transferência de calor por convecção no lado do casco (AGUIAR, 2019).

A chicana mais comum é a segmentar, apresentada na Figura 5, com a parte cinza representando a chicana, que consiste em um disco cortado a uma distância de  $l_c$ , chamada de altura da janela. O setor cortado é a janela  $J$  da chicana, local onde escoo o fluido do casco. A razão entre a altura da janela,  $l_c$ , e o diâmetro interno do casco,  $D_s$ , expresso em porcentagem, é o corte da chicana. Por motivo de construção e montagem, o diâmetro da chicana é um pouco menor que o diâmetro do casco, porém, o corte da chicana é expresso em função do diâmetro interno do casco. Um corte da chicana de 25%, por exemplo, significa que  $l_c/D_s$  é igual a 0,25 (ARAÚJO, 2002).

Figura 5 – Chicana segmentar, altura do corte ( $J$ ) e altura da janela  $l_c$



Fonte: Araújo (2002).

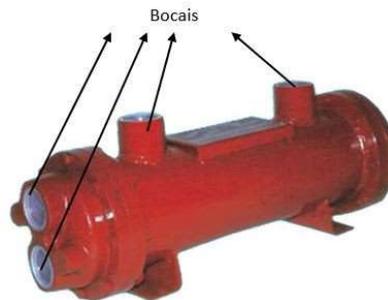
O corte das chicanas segmentares, tipo mais comum de chicanas, pode variar de 15% a 40%, com o intervalo de 20% a 30% sendo o mais utilizado e o de 25%, o valor típico. Quando o objetivo da chicana for apenas suportar os tubos o corte pode chegar a valores de até 48% (ARAÚJO, 2002). Já o espaçamento da chicana, definido em relação ao diâmetro do casco, segundo Kakaç (1981) deve estar entre 0,4 e 0,6  $D_s$ .

### 3.2.3 Bocais

Os bocais são os componentes que têm objetivo de alimentar e descarregar o fluido que fará seu caminho pelo interior dos tubos (AGUIAR, 2019). Segundo Essel Engenharia (2020), o

escoamento de fluidos aquecidos ou vaporizados deve ser a partir do fundo em direção ao topo do trocador de calor, enquanto o escoamento dos fluidos condensados ou resfriados deve ser realizado a partir do topo em direção ao fundo do equipamento. A Figura 6 mostra um trocador de calor com seus bocais em destaque.

Figura 6 – Bocais no trocador de calor de casco e tubos



Fonte – Promecânica trocadores de calor (2020).

### 3.3 Transferência de calor em trocadores casco e tubo

Calor é definido como a forma de energia que pode ser transferida de um sistema para outro em consequência da diferença de temperatura entre eles. A transferência de calor é fenômeno que pode ser observada no dia a dia, como por exemplo quando um copo de água gelada é deixado no ambiente, ganhando temperatura com o passar do tempo (CENGEL GHAJAR, 2012).

Isso acontece porque sempre que existir uma diferença de temperatura entre os meios, nesse caso a água gelada e o ambiente, a transferência de calor acontece do meio de maior temperatura para o de menor temperatura.

A troca de calor pode acontecer em três modos diferentes, condução, convecção e radiação térmica. Segundo Incropera (2008), quando existe um gradiente de temperatura em um meio estacionário, que pode ser um sólido ou fluido, usamos o termo condução para nos referirmos à transferência de calor que ocorrerá através do meio.

O termo convecção se refere a transferência de calor que ocorrerá entre uma superfície e um fluido em movimento quando eles estiverem em diferentes temperaturas. O terceiro modo de transferência de calor, radiação térmica, ocorre pois todas as superfícies com temperatura não nula emitem energia na forma de ondas eletromagnéticas, desta forma, na ausência de um meio

interposto participante, há transferência de calor líquida por radiação entre duas superfícies de diferentes temperaturas.

### 3.4 Equações básicas no projeto de trocadores de calor

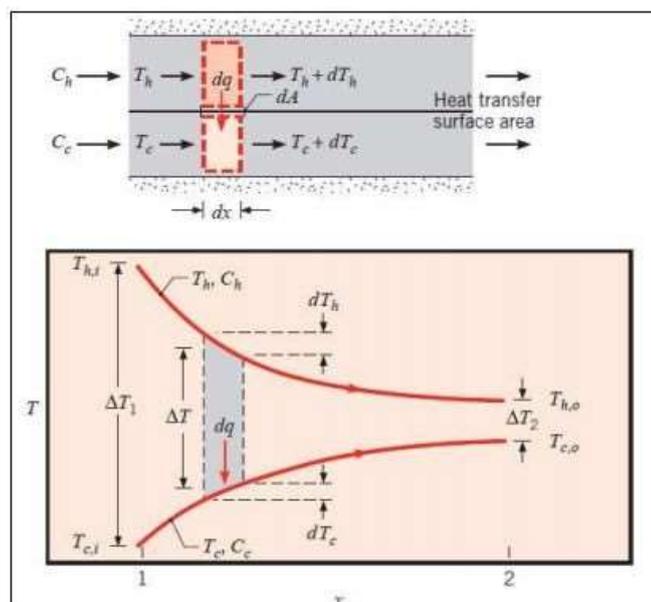
Nessa etapa serão apresentados os métodos e equações que regem o projeto de um trocador de calor, utilizados posteriormente para a dimensão do equipamento

#### 3.4.1 Método da média logarítmica das diferenças de temperatura

Em situações reais de utilização de trocadores de calor, é possível imaginar que a diferença de temperatura entre os fluidos de trabalho não se mantém constante por todo o comprimento do equipamento, pois conforme o fluxo percorre uma distância, mais calor é trocado, e mais diferente a temperatura se torna (GARDENAL e SGUARIO, 2016).

A Figura 7 ilustra a grande diferença de temperatura  $\Delta T$  entre os fluidos quentes e frio na entrada do trocador de calor, e sua diminuição exponencialmente na direção da saída.

Figura 7 – Variação da temperatura de um fluido em um trocador de calor de tubo duplo com escoamento paralelo



Fonte: INCROPERA (2008)

A média logarítmica das diferenças de temperaturas  $\Delta T_{ml}$  é a forma de temperatura média adequada para a análise de trocadores de calor, sendo definida por CENGEL GHAJAR (2012) na Equação 1:

Equação 1- Média logarítmica das diferenças de temperatura:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{qe} - T_{qs}) - (T_{fe} - T_{fs})}{\ln \left( \frac{T_{qe} - T_{qs}}{T_{fe} - T_{fs}} \right)} \quad (1)$$

Onde:

$\Delta T_{ml}$  - diferença de temperatura média logarítmica

$T_{qs}$  - temperatura de saída do fluido quente

$T_{qe}$  - temperatura de entrada do fluido quente

$T_{fe}$  - temperatura de entrada do fluido frio

$T_{fs}$  - temperatura de saída do fluido frio

A relação da diferença logarítmica descrita acima limita-se apenas aos trocadores de escoamento paralelo e contracorrente. Para os casos de escoamento cruzado e de casco e tubos com multipasses é necessário adicionar um fator de correção F, que depende da geometria do trocador de calor e das temperaturas de entrada e saída (CENGEL GHAJAR, 2012).

Para projetar ou prever o desempenho de um trocador de calor é essencial relacionar a taxa total de transferência de calor a grandezas tais como: as temperaturas de entrada de saída dos fluidos, o coeficiente global de transferência de calor e a área superficial total disponível para a transferência de calor. Essas relações podem ser obtidas de imediato, com a aplicação de balanços globais de energia nos fluidos quente e frio.

Assim, aplicando a equação de energia para processos contínuos em regime estacionário, se o fluido não tem mudança de fase e se forem admitidos calores específicos constantes (INCROPERA, 2008).

Equação 2- Taxa de transferência de calor do fluido quente:

$$\dot{Q}_q = \dot{m}_q \cdot C_{pq} \cdot (T_{qe} - T_{qs}) \quad (2)$$

Equação 3- Taxa de transferência de calor do fluido frio:

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f \cdot C_{pf} \cdot (T_{fs} - T_{fe}) \quad (3)$$

Onde:

Para o fluido quente:

$\dot{Q}_q$  - taxa de transferência de calor do fluido quente

$\dot{m}_q$  - vazão mássica do fluido quente

$C_{pq}$  - calor específico à pressão constante do fluido quente

$T_{qe}$  - temperatura de entrada do fluido quente

$T_{qs}$  - temperatura de saída do fluido quente

Para o fluido frio:

$\dot{Q}_f$  - taxa de transferência de calor do fluido frio

$\dot{m}_f$  - vazão mássica do fluido frio

$C_{pf}$  - calor específico à pressão constante do fluido frio

$T_{fe}$  - temperatura de entrada do fluido frio

$T_{fs}$  - temperatura de saída do fluido frio

Ainda é conveniente combinar o produto da vazão mássica e do calor específico em um único valor chamado de taxa de capacidade térmica, definido para os fluidos quentes e frios como (INCROPERA, 2008):

Equação 4 - Taxa de capacidade térmica do fluido quente

$$C_q = \dot{m}_q \cdot C_{pq} \quad (4)$$

Equação 5 - Taxa de capacidade térmica do fluido frio

$$C_f = \dot{m}_f \cdot C_{pf} \quad (5)$$

Na Figura 7, a diferença de temperatura entre os fluidos quentes e frios ( $\Delta T_m = T_q - T_c$ ) varia com a posição no trocador de calor. Portanto, na análise de transferência de calor de trocadores de calor é conveniente usar o valor médio apropriado da diferença de temperatura entre os fluidos quentes e frios, de modo que a taxa total de transferência de calor  $Q$  entre os fluidos possam ser determinadas (KAKAÇ,1981).

Sendo assim, segundo CENGEL GHAJAR (2012), considerando que o trocador seja isolado termicamente, que não haja trocas com o ambiente além da troca térmica dos fluidos e desprezando a mudança na energia cinética e potencial, a equação para determinar a taxa total de transferência de calor é:

Equação 6 - Taxa de transferência de calor

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \quad (6)$$

Onde:

$\dot{Q}$  - taxa de transferência de calor do fluido

$U$  - coeficiente global de transferência de calor

$A$  - área total de transferência de calor

$\Delta T_{ml}$  - diferença média de temperatura

### 3.4.2 Coeficiente global de transferência de calor

O coeficiente global de transferência de calor, representado por  $U$ , como o próprio nome sugere, é um valor calculado para que sejam englobados em uma única constante todos os valores de coeficientes de troca térmica pelos métodos empregados (GARDENAL e SGUARIO, 2016).

Em resumo, esse coeficiente é definido em função da resistência térmica total à transferência de calor entre dois fluidos (INCROPERA, 2008).

A troca de calor ocorre inicialmente pela transferência de calor do fluido quente para a parede por convecção, através da parede por condução, e depois a partir da parede para o fluido frio por convecção novamente. Os efeitos da radiação são normalmente incluídos no coeficiente de transferência de calor por convecção, resultando na seguinte resistência térmica (CENGEL e GHAJAR, 2012):

Equação 7- Resistência térmica total

$$R = R_{total} = R_i + R_{parede} + R_e = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2 \pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (7)$$

Onde:

$R_{total}$  - resistência térmica total

$R_i$  - resistência térmica da superfície interna do tubo interno

$R_{parede}$  - resistência térmica da parede

$h_i$  e  $h_o$  - coeficiente de transferência de calor por convecção

$A_i$  e  $A_o$  - área da superfície interna e externa

$D_i$  e  $D_o$  - diâmetro interno e externo

$k$  - condutividade térmica do material da parede

$L$  - comprimento do tubo

Ainda segundo CENGEL GHAJAR (2012), na análise de trocadores de calor é conveniente combinar todas as resistências térmicas no caminho do fluxo de calor a partir do fluido quente para o fluido frio em uma única resistência  $R$ , e expressar a taxa de transferência de calor entre os dois fluidos como:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (8)$$

Logo, cancelando  $\Delta T$ :

Equação 9 - Relação do coeficiente global de transferência de calor sem a presença de incrustação:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{U_i A_i} = R = R_i + R_{parede} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2 \pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (9)$$

Onde as siglas são as mesmas identificadas nas equações 7.

Uma observação importante é que cada trocador de calor tem duas superfícies de transferência de calor,  $A_i$  e  $A_o$ , interna e externa, que em geral não são iguais entre si, e por isso temos dois coeficientes globais de transferência de calor.

Ao longo da operação normal de trocadores de calor, com frequência as superfícies ainda

estão sujeitas à deposição de impurezas dos fluidos, à formação de ferrugem ou a outras reações entre o fluido e o material que compõe a parede, podendo ocasionar no aumento significativo da resistência a transferência de calor (INCROPERA, 2008).

Para considerar todas essas possíveis causas de aumento na resistência a transferência de calor dois fatores são adicionados, chamados de fatores de incrustação interno e externo,  $R_{fi}$  e  $R_{fo}$ , respectivamente (CENGEL GHAJAR, 2012), e assim a Equação 8 se transforma em:

Equação 10 - Relação do coeficiente global de transferência de calor com a presença de incrustação:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{fi}}{A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2 \pi k L} + \frac{R_{fo}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (10)$$

Onde as siglas são as mesmas identificadas nas equações 7.

Os valores dos fatores de incrustação podem ser encontrados no livro do Kakaç (1981). Após essas etapas serão realizados os cálculos dos parâmetros do trocador (diâmetro dos tubos e do casco, número de tubos, entre outros), cálculo da perda de carga e modelagem em 3D do trocador projetado, mostrados nos capítulos a seguir.

## 4 METODOLOGIA

O presente trabalho visa desenvolver os cálculos para o projeto térmico de um trocador de calor casco e tubo, a partir dos dados iniciais de projeto indicados no trabalho realizado por Ravagani et al. (2003), onde o fluido quente é o óleo de soja que entra a 100°C no trocador e deve ser resfriado a 45°C, utilizando água a 30°C como o fluido frio. Foram estabelecidas as vazões mássicas de 8,33Kg/s para o óleo e 45,9kg/s para a água, bem como uma perda de carga permitida para ambos os fluidos de 98,1kPa.

### 4.1 Concebendo o problema

No projeto térmico é realizado o dimensionamento do trocador de calor, equipamento que deverá ser capaz de realizar o serviço térmico com determinado fator de incrustação e perda de carga máxima admissível. As limitações físicas do ambiente e os valores das entradas e saídas dos fluidos são conhecidos, necessitando ser dimensionada a área de troca de calor e os parâmetros geométricos e mecânicos, como por exemplo diâmetro, comprimento e número de tubos, tipo de chicana, número de passes, diâmetro do casco, entre outros.

Segundo Araújo (2002), existem vários métodos de cálculo, alguns disponíveis na literatura, como os Método Donahue, Kern, Tinker, Bell-Delaware e alguns desenvolvidos por empresas ou institutos especializados que podem ser utilizados apenas pelos patrocinadores ou associados. Para esse trabalho será utilizado o método Kern, seguindo a sequência de cálculo do livro do (KAKAÇ,1981).

Para o projeto é necessário incluir todas as informações necessárias de projeto do equipamento, para isso, Kuppan (2013) descreve que as seguintes informações devem ser apresentadas:

1. Especificação do problema;
2. Tipo de construção do trocador;
3. Arranjo dos fluxos;
4. Material para construção;
5. Considerações de projeto como os tamanhos de tubos e padrão de *layout*, dimensões máximas

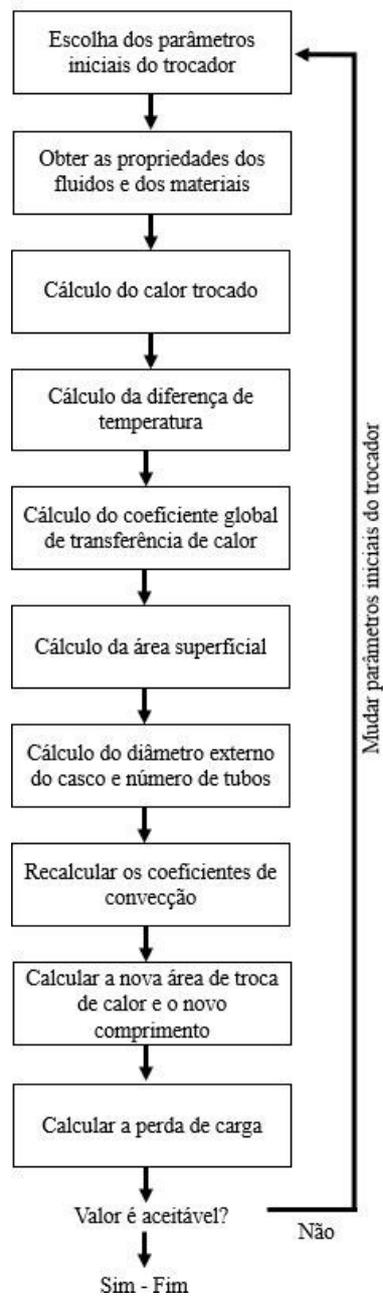
da carcaça;

6. Padrão de projeto;

7. Condições operacionais.

O processo de cálculo é ilustrado no fluxograma da Figura 8.

Figura 8 – Processo de cálculos para dimensionamento do trocador de calor



## 4.2 Roteiro de Cálculos

Com os dados iniciais da aplicação do trocador de calor já fornecidos, na primeira etapa devem ser escolhidos os parâmetros supondo um trocador de calor já existente, seguindo para a segunda etapa onde são obtidos os dados das propriedades dos fluidos e dos materiais do trocador. Inicialmente o valor do coeficiente de convecção dos fluidos é estimado a partir da Tabela 6 do Anexo C.

Além disso nessa etapa é realizada a escolha de qual fluido deve escoar no casco e no tubo, onde os principais fatores levados em consideração são a incrustação, corrosão, pressão, viscosidade, coeficiente de transferência de calor e vazão. Na terceira etapa são feitos os cálculos do calor trocado, já apresentado nas equações 2 e 3 do referencial teórico.

O maior valor entre os dois resultados (calor trocado para o fluido frio e fluido quente) é adotado como o calor que será transferido pelo equipamento, necessitando ser recalculada a temperatura de entrada do fluido que teve o menor calor trocado.

Na quarta etapa deve-se realizar o cálculo da diferença de temperatura temperatura média logarítmica, que utiliza os valores de entrada e saída dos fluidos, conforme demonstrada na equação 1, seguindo para a quinta etapa onde é feito o cálculo do coeficiente global de transferência de calor, sem e com incrustação, Equações 9 e 10 descritas no referencial teórico.

A partir desse momento são iniciados os cálculos das dimensões do trocador de calor. Os parâmetros como diâmetro interno e externo, comprimento e materiais dos tubos, *layout*, pitch, devem ser escolhidos previamente para passar por um processo de iteração.

Segundo Kakaç (1981), a razão diâmetro da casca/comprimento do tubo deve ser entre de 1/5 a 1/15, e o comprimento máximo do tubo às vezes é ditado pelo ambiente em que trocador será instalado ou, em última análise, por transporte, para cerca de 30m.

A escolha do diâmetro do tubo depende da incrustação do fluido, das limitações físicas do espaço a ser instalado e do custo. Os diâmetros de tubo mais utilizados são de 3/4 (19,05 mm) e de 1 polegada (25,4 mm) em casos onde o fluido do lado tubo não é muito incrustante, já fluidos de alta viscosidade podem exigir tubos de 2 polegadas (50,8 mm) (ARAÚJO, 2002). Os tubos usados comercialmente estão apresentados na Tabela 4 do Anexo A.

Sendo assim, com os dados da aplicação do trocador de calor e os parâmetros escolhidos inicialmente, na sexta etapa são calculadas as áreas superficiais sem e com incrustação. As

equações utilizadas nos cálculos são descritas a seguir:

Equação 11- Área superficial de troca de calor sem incrustação.

$$Ac = \frac{\dot{Q}}{U_c \cdot \Delta T_{ml}} \quad (11)$$

Onde:

$\dot{Q}$  - calor trocado

$U_c$  - coeficiente global de transferência de calor sem incrustação

$\Delta T_{ml}$  - diferença média de temperatura

Equação 12 - Área superficial de troca de calor com incrustação.

$$Af = \frac{\dot{Q}}{U_f \cdot \Delta T_{ml}} \quad (12)$$

Onde:

$\dot{Q}$  - calor trocado

$U_f$  - coeficiente global de transferência de calor com incrustação

$\Delta T_{ml}$  - diferença média de temperatura

Na sétima etapa são calculados o diâmetro externo do casco (conforme Equação 13 descrita), bem como o número de tubos (conforme Equação 14). Os valores de CL e CTP são constantes que dependem do tipo de arranjo e passes, onde CL = 1,0 para arranjos quadrados (90 ou 45°) e CL = 0,87 para arranjos triangular (30 ou 60°). Já o CTP é igual a 0,93 para trocador de calor que possui um passe, CTP = 0,90 para dois passes e CTP = 0,83 para três passes no casco.

Equação 13- Diâmetro externo do casco.

$$D_s = 0,637 \sqrt{\frac{CL}{CTP}} \cdot \left( \frac{A_f \cdot (PR)^2 \cdot d_o}{L} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (13)$$

Onde:

Af - Área superficial de troca de calor com incrustação

PR - Relação de passe

di - Diâmetro externo do tubo

L - Comprimento do tubo

Equação 14 - Número de tubos

$$N_t = 0,785 \frac{CTP}{CL} \cdot \frac{D_s^2}{(PR)^2 \cdot d_o^2} \quad (14)$$

Onde:

Ds - Diâmetro externo do casco

PR - Relação de passe

do - diâmetro externo do tubo

Após o cálculo do  $D_s$  e  $N_t$  é necessário conferir na Tabela 5 no Anexo B qual o número de tubos que realmente pode ser colocado no diâmetro de casco calculado, relacionando também com o diâmetro externo do tubo e o passo. Desta forma, deve-se encontrar o número de tubos necessário para ser realizado a troca de calor e definir o valor real do diâmetro do casco.

Com os valores obtidos, deve-se realizar a avaliação dos resultados obtidos e qual modificação deve ser realizada para então seguir ao próximo passo onde é realizado o cálculo real do coeficiente de convecção dos tubos e do casco.

Deve-se observar inicialmente o regime de escoamento dos fluidos, visto que existem um grande número de correlações experimentais e analíticas disponíveis para coeficientes de transferência de calor e fatores de atrito para fluxos laminares e turbulentos através de dutos e entre bancos de tubos (KAKAÇ, 1981).

O coeficiente de convecção para o lado interno dos tubos é referido como coeficiente de convecção dos tubos, enquanto o lado de fora coeficiente de convecção do casco. As equações utilizadas nos cálculos são descritas a seguir (ARAÚJO, 2002):

Equação 15- Coeficiente de convecção dos tubos

$$\frac{h_i \cdot d_i}{k} = 0,027 \left( \frac{d_i \cdot G_t}{\mu} \right)^{0,8} \cdot \left( \frac{c \cdot \mu}{k} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (15)$$

Onde:

$h_i$  - Coeficiente de convecção dos tubos

$d_i$  - Diâmetro interno dos tubos

$k$  - Condutividade térmica do fluido do tubo

$G_t$  - Velocidade mássica do fluido do tubo

$\mu$  - Viscosidade do fluido do tubo,

$\mu_w$  - Viscosidade do fluido do tubo na parede

$c$  - Calor específico do fluido do tubo

Equação 16 - Coeficiente de convecção dos tubos

$$\frac{h_o \cdot D_e}{k} = 0,36 \left( \frac{D_e \cdot G_s}{\mu} \right)^{0,55} \cdot \left( \frac{cp \cdot \mu}{k} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (16)$$

Onde:

$h_o$  = Coeficiente de convecção do casco

$D_e$  = Diâmetro equivalente do casco

$k$  = Condutividade térmica do fluido do tubo

$G_s$  = Velocidade mássica do fluido do casco

$\mu$  = Viscosidade do fluido do casco,

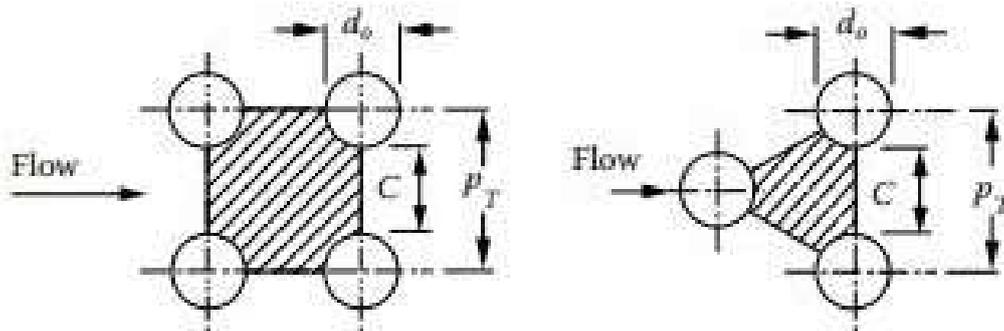
$\mu_w$  = Viscosidade do fluido do casco na parede

$cp$  = Calor específico do fluido do casco

As propriedades são avaliadas na temperatura média do fluido do casco. Na correlação acima, o diâmetro equivalente,  $D_e$ , é calculado ao longo dos eixos do casco e definido considerado como quatro vezes a área de fluxo líquido conforme o *layout* do tubo (para qualquer *layout* de campo) dividido pelo perímetro molhado. Para o *layout* quadrado, o perímetro é a circunferência

de um círculo e a área é um quadrado do tamanho do pitch subtraído pela área de um círculo, como mostra a seção hachurada da Figura 9.

Figura 9 – Layout quadrado e triangular



Fonte: KAKAÇ (1981)

A velocidade mássica,  $G_s$  pode ser definida com base na área de fluxo cruzado do feixe de tubos, possuindo a área de fluxo máximo no centro do casco. Segundo Mukherjee (2004), o coeficiente de transferência de calor do lado do tubo varia a um expoente de 0,8 da velocidade de massa do lado do tubo em regime turbulento, enquanto queda de pressão do lado do tubo varia com o quadrado da velocidade da massa, existindo assim uma velocidade ótima para a conversão da queda de pressão em transferência de calor.

Velocidades muito altas também levam à erosão, porém limitada a queda de pressão que geralmente torna-se controladora antes que as velocidades erosivas sejam atingidas. As variáveis que afetam a velocidade são o diâmetro da casca,  $D_s$ , a folga,  $C$ , entre os tubos adjacentes, o tamanho do passo,  $P_T$  e a distância das chicanas,  $B$ . As equações são descritas a seguir:

Equação 17- Diâmetro equivalente

$$D_e = \frac{4.(P_t^2 - \pi.d_o^2/4)}{\pi.d_o} \quad (17)$$

Onde:

$D_e$  - Diâmetro equivalente

$P_t$  - Pitch

$d_o$  - Diâmetro externo do tubo

Equação 18 - Velocidade mássica do tubo

$$G_t = \frac{\dot{m}_t}{A_{tp}} \quad (18)$$

Onde:

$G_t$  - Velocidade mássica do fluido tubo

$\dot{m}_t$  - Vazão mássica do fluido do tubo

$A_{tp}$  - Área de troca de calor dos tubos por passo

Equação 19 - Área dos tubos

$$A_{tp} = \frac{N_t \cdot A_t}{\text{Número de passes}} \quad (19)$$

Onde:

$G_t$  - Velocidade mássica do fluido tubo

$N_t$  - Número de tubos

$A_t$  - Área de um tubo,

Equação 20 - Velocidade mássica do casco

$$G_s = \frac{\dot{m}_s}{A_s} \quad (20)$$

Onde:

$G_s$  - Velocidade mássica do fluido do casco

$\dot{m}_s$  - Vazão mássica fluido do casco

$A_s$  - Área do casco

Equação 21- Área do casco

$$A_s = \frac{D_s C B}{P_t} \quad (21)$$

Onde:

$A_s$  - Área do casco

$C$  - Coeficiente, igual a  $P_t$  - do

$B$  - Distancia das chicanas

$P_t$  - Pitch

Com o novo valor dos coeficientes de convecção do trocador as áreas de troca térmica sem e com incrustação são recalculadas com as Equações 11 e 12, seguido do cálculo do novo comprimento do equipamento, mostrado na equação abaixo:

Equação 22 - Comprimento do trocador de calor

$$L = \frac{A_f}{\pi d_o N_t} \quad (22)$$

Onde:

$L$  - Comprimento do tubo

$A_f$  - Área superficial com incrustação

$d_o$  - Diâmetro externo do tubo

$N_t$  - Número de tubos

Na próxima etapa é realizado o cálculo da perda de pressão para o casco. A queda de pressão do lado do casco depende do número de tubos que o fluido passa entre as chicanas, e do comprimento de cada cruzamento. Se o comprimento de uma passagem no casco é dividido por quatro chicanas, por exemplo, todo o fluido viaja pelo feixe cinco vezes (KAKAÇ,1981). A Equação 23 mostra a perda de carga no casco, com o diâmetro do casco,  $D_s$ , e  $N_b + 1$ , o número de vezes o feixe de tubos é cruzado. O diâmetro equivalente usado para a queda de pressão é o mesmo utilizado para o cálculo transferência de calor (KAKAÇ,1981).

Equação 23- Perda de carga no casco

$$\Delta p_s = \frac{f G_s^2 (N_b + 1) D_s}{2 p D_e a_s} \quad (23)$$

Onde:

$\Delta p_s$  - Perda de pressão do casco

$f$  - Coeficiente de atrito

$G_s$  - Velocidade mássica do fluido do casco

$N_b$  - Número de chicanas

$D_s$  - Diâmetro do casco

$\rho$  - Densidade do fluido

$D_e$  - Diâmetro equivalente

$\Phi_s$  - Fator de correção de viscosidade

Equação 24 - Fator de atrito no lado do casco

$$f = \exp(0.576 - 0,19 \ln R_s) \quad (24)$$

Onde:

$f$  - Coeficiente de atrito

$R_s$  - Número de Reynolds do casco

Equação 25- Número de Reynolds para o casco

$$R_s = \frac{G_s D_e}{\mu} \quad (25)$$

Onde:

$R_s$  - Número de Reynolds para o casco

$G_s$  - Velocidade mássica do fluido do casco

$D_e$  - Diâmetro equivalente

$\mu$  - Viscosidade do fluido do casco

Equação 26- Número de chicanas

$$N_b = \frac{L}{B} - 1 \quad (26)$$

Onde:

$N_b$  - Número de chicanas

$L$  - Comprimento do tubo

$B$  - Distancia das chicanas

Equação 27- Fator de correção de viscosidade

$$\phi_s = \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (27)$$

Onde:

$\phi_s$  - Fator de correção de viscosidade

$\mu$  - Viscosidade do fluido do casco,

$\mu_w$  - Viscosidade do fluido do casco na parede

Na última etapa é calculada a perda de carga nos tubos, representado na Equação 28, podendo ser calculada sabendo o número de passos no tubo,  $N_p$  e o comprimento do trocador de calor. Além disso a mudança de direção nos passes adiciona uma queda de pressão adicional,  $4N_p$ , devido a expansões e contrações repentinas que no fluido.

Equação 28 - Perda de carga nos tubos

$$\Delta p_t = \left( 4f \frac{LN_p}{d_i} + 4N_p \right) \frac{\rho \mu_m^2}{2} \quad (28)$$

Onde:

$\Delta p_t$  - Perda de pressão dos tubo

$f$  - coeficiente de atrito dos tubos

$N_p$  - Número de passes

$d_i$  - Diâmetro interno dos tubos

$\rho$  - Densidade do fluido

$\mu_m$  - Velocidade média dentro dos tubos

Equação 29 - Fator de atrito dos tubos

$$f = (1,58 \ln R_{et} + 3,28)^{-2} \quad (29)$$

Onde:

$f$  - Coeficiente de atrito

$R_{et}$  - Número de Reynolds dos tubos

Equação 30- Número de Reynolds para o tubo

$$R_{et} = \frac{G_t d_i}{\mu} \quad (30)$$

Onde:

$R_{et}$  - Número de Reynolds para o tubo

$G_t$  - Velocidade mássica do tubo

$d_i$  - Diâmetro interno do tubo

$\mu$  - Viscosidade do fluido do tubo

Equação 31- Velocidade média dentro dos tubos

$$\mu_m = \frac{\dot{m}_t}{\rho_t A_{tp}} \quad (31)$$

Onde:

$\mu_m$  - Velocidade média dentro dos tubos

$\dot{m}_t$  - Vazão mássica do fluido tubo

$\rho_t$  - Densidade do fluido do tubo

$A_{tp}$  - Área dos tubos

Se os valores da perda de carga estiverem dentro do aceitável para o problema o trocador de calor é validado, caso contrário os parâmetros iniciais do trocador são alterados.

### 4.3 Avaliação do projeto

O projeto do trocador de calor será validado caso seja capaz de realizar o serviço térmico com determinado fator de incrustação e perda de carga máxima admissível. Deverá ser avaliado também um possível superdimensionamento, dividindo a área de troca de calor com incrustação pela sem,  $A_f/A_c$ .

Segundo Kakaç (1981) valores abaixo de 1,35, ou seja, 35%, são aceitáveis. Caso algum dos fatores citados acima não seja validado devemos alterar alguns parâmetros do trocador, como

diâmetro dos tubos, pitch, número de passes. Um maior número de passes por exemplo fornece um maior comprimento de troca, aumentando a área de contato, podendo alcançar resultados de troca de calor maiores.

#### **4.4 Desenvolvimento da geometria do trocador em 3D**

O trocador de calor projetado será representado em 3D no DesignSpark, uma versão Ansys gratuita para estudante, *software* CAD amplamente usado na engenharia. O seu uso básico se inicia em desenhos 2D, onde o usuário usa a ferramenta de Arrastar para criar a terceira dimensão. Para o uso nesse trabalho utilizaremos apenas as formas padrões de esboço e as ferramentas de Arrastar e Mover.

## 5 RESULTADOS

Os cálculos de todas as etapas do projeto de um trocador de calor são apresentados nas próximas seções.

### 5.1 Análise preliminar do trocador de calor

No projeto preliminar é realizada a obtenção dos dados, desde as especificações do problema até a escolha preliminar dos parâmetros do trocador de calor.

#### 5.1.1 Especificações do problema

Os dados especificados para o projeto do trocador de calor apresentados nas Tabelas 1 e 2. Os fatores de incrustação foram determinados a partir das informações descritas nas Tabelas 7 e 8 que se encontram no Anexo D, sendo o valor de  $0,000176 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C}/\text{W}$  e  $0,000528 \text{ m}^2\text{ }^\circ\text{C}/\text{W}$ , para a água e óleo respectivamente. Os valores do coeficiente de convecção e calor específico foram retirados da tabela 6 apresentado no Anexo C, do livro Heat Exchangers (KAKAÇ, 1981).

Tabela 1 – Propriedades do Fluido Quente

<b>Fluido Quente</b>			
<b>Propriedades</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
Temperatura de entrada	$T_{qe}$	100	$^\circ\text{C}$
Temperatura de saída	$T_{qs}$	45	$^\circ\text{C}$
Calor específico	$C_{qp}$	2160,12	$\text{Ws}/\text{Kg}^\circ\text{C}$
Vazão mássica	$\dot{m}_q$	8,33	$\text{Kg}/\text{s}$
Coefficiente de convecção	$\dot{h}_q$	1000	$\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$
Fator de incrustação	$R_{fs}$	0,000528	$\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}/\text{W}$
Perda de carga admissível	$\Delta P_{oleo}$	98,1	$\text{KPa}$

Fonte: KAKAÇ (1981)

Tabela 2 – Propriedades do Fluido Frio

<b>Fluido Frio</b>			
<b>Propriedades</b>	<b>Simbolo</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
Temperatura de entrada	$T_{fe}$	30	°C
Temperatura de saída	$T_{fs}$	35	°C
Calor específico	$C_{fp}$	4314,00	Ws/Kg°C
Vazão mássica	$\dot{m}_f$	45,9	Kg/s
Coefficiente de convecção	$\dot{h}_f$	850	W/m <sup>2</sup> .K
Fator de incrustação	$R_{ft}$	0,000176	m <sup>2</sup> °C/W
Perda de carga admissível	$\Delta P_{agua}$	98,1	KPa

Fonte: KAKAÇ (1981)

### 5.1.2 Resultados e avaliação do projeto térmico preliminar

Como informado anteriormente, o tipo de construção será o trocador de calor de casco e tubos, com o arranjo de fluxa contracorrente. Devido ao fluido ser óleo vegetal, o material escolhido para os tubos foi Aço Inoxidável AISI 302, com condutividade térmica igual a 15,1 W/mK, conforme informação coletada em Matweb (2021). Não existe limitação de espaço físico para o problema, e o *layout* dos tubos foi definido como quadrado 90° com o objetivo de dimensionar um trocador de calor de fácil limpeza e manutenção.

Para a análise preliminar foi utilizado o tubo de 3/4 polegada (0,01905 m) com espessura de 2mm, ou seja, diâmetro interno de 0,01705 m, valores comercialmente utilizados, conforme Anexo A. O trocador de calor teve um passo nos tubos, devido a sua construção mais simples, e escolhido um comprimento de 12m. Segundo Araújo (2002), o passo (pitch) deve ser de pelo menos 1/4 de polegada, com o objetivo de facilitar a limpeza. Para a análise preliminar foi selecionado o passo de 1 in, ou seja, 0,0254m. A Tabela 3 apresenta um resumo dos dados iniciais escolhidos para a construção do trocador de calor.

Tabela 3 – Dados iniciais do projeto térmico preliminar

<b>Projeto térmico preliminar</b>			
<b>Parâmetro</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
Condutividade térmica do material dos tubos	Ki	15,1	W/mK
Condutividade térmica do material dos cascos	Ks	15,1	W/mK
Número de passagem no casco	Np	1	
Layout		Quadrado 90°	
Diâmetro externo do tubo	de	0,01905	m
Diâmetro interno do tubo	di	0,01705	m
Comprimento dos tubos	L	12	m
Pitch	Pt	0,0254	m
Relação de Passe	PR	1,33	m

Fonte: KAKAÇ (1981)

Diante de toda informação já relatada, foi inserido todas as equações necessários no programa excel e realizado os cálculos iniciais, obtendo os seguintes resultados:

Resultado da taxa de transferência de calor para os fluidos quentes e frio conforme

equação 2 e 3 utilizada.

$$\dot{Q}_q = 989658,98 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_f = 990017,10 \text{ W}$$

Em seguida, calculou-se a diferença de temperatura média logarítmica, cujo resultado foi:

$$\Delta T_{ml} = 14,65 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Partindo da estimativa inicial do coeficiente de transferência de calor individual  $h_i$  e  $h_o$ , apresentado nas tabelas X e Y, foi possível calcular o coeficiente global de transferência de calor com incrustação e sem incrustação:

$$U_f = 321,69 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$U_c = 419,39 \text{ W/m}^2\text{K}$$

O coeficiente global de transferência de calor englobada todos os valores de coeficientes de troca térmica e considera as resistências presentes. A diferença entre os valores acima se dá devido a presença da incrustação que gera um acumula de depósitos nas superfícies de transferência de calor, gerando uma resistência adicional (CENGEL GHAJAR, 2012).

Sendo assim as incrustações devem ser consideradas no projeto do trocador de calor, garantindo que o equipamento será capaz de de cumprir o serviço de troca térmica mesmo com a presença dessa resistência.

Com a Equação 6 para taxa de transferência de calor, e de posse dos valores do coeficiente global, temperatura média logarítmica e a taxa de transferência de calor, é possível encontrar a área do trocador de calor estimada requerida para a troca térmica necessária a ser realizada entre os fluidos.

$$A_f = 209,99 \text{ m}^2$$

$$A_c = 161,07 \text{ m}^2$$

$$A_f/A_c = 1,30$$

Agora é preciso transformar a área calculada em dimensões razoáveis da primeira tentativa. O objetivo é encontrar o número de tubos e o diâmetro do casco necessário para acomodá-los.

$$D_s = 0,507 \text{ m} = 20 \text{ in}$$

$$N_t = 293 \text{ tubos}$$

A partir do valor do número de tubos calculado, deve-se conferir com os valores de tubos

que realmente pode ser colocados para o diâmetro calculado. Desta forma, na Tabela 4 do Anexo B é informado que o casco necessário para suportar 293 tubos deve ser de 23,25 in, ou seja, 0,590 m, com um número de tubos tabelado de 341 tubos. Sendo assim é necessário recalculá-lo o trocador com o diâmetro do casco e número de tubos tabelados.

## 5.2 Classificação do trocador

Nas próximas etapas o equipamento é recalculado, utilizando os valores encontrados no cálculo do trocador de calor preliminar, com o objetivo de atingir a necessidade de serviço especificada no problema

### 5.2.1 Determinação do novo coeficiente global de transmissão de calor ( $U_i$ e $U_o$ )

Com os novos valores do diâmetro do casco e número de tubos obtidos o trocador é recalculado, iniciando pelos cálculos do novo coeficiente global de transmissão de calor e seguindo todo o fluxo de cálculo para encontrar o novo comprimento. O resultado encontrado foi:

$$U_f = 239,048 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$U_c = 289,134 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$A_f = 282,617 \text{ m}^2$$

$$A_c = 233,661 \text{ m}^2$$

$$L = 13,85 \text{ m}$$

Para esses valores temos  $A_f/A_c = 1,21$ , resultado aceito para o dimensionamento do trocador de calor. Sendo assim para a próxima etapa são realizados os cálculos da perda de carga para o casco e para os tubos.

### 5.2.2 Determinação da perda de carga lado do casco e dos tubos

A última etapa de validação do projeto do trocador de calor, é sobre o valor da perda de carga. Para nosso problema foi dado um valor admissível de 98,1 Kpa. O trocador dimensionado até aqui trouxe os seguintes resultados:

$$\Delta p_s = 7135,158 \text{ Pa} = 7,135 \text{ Kpa}$$

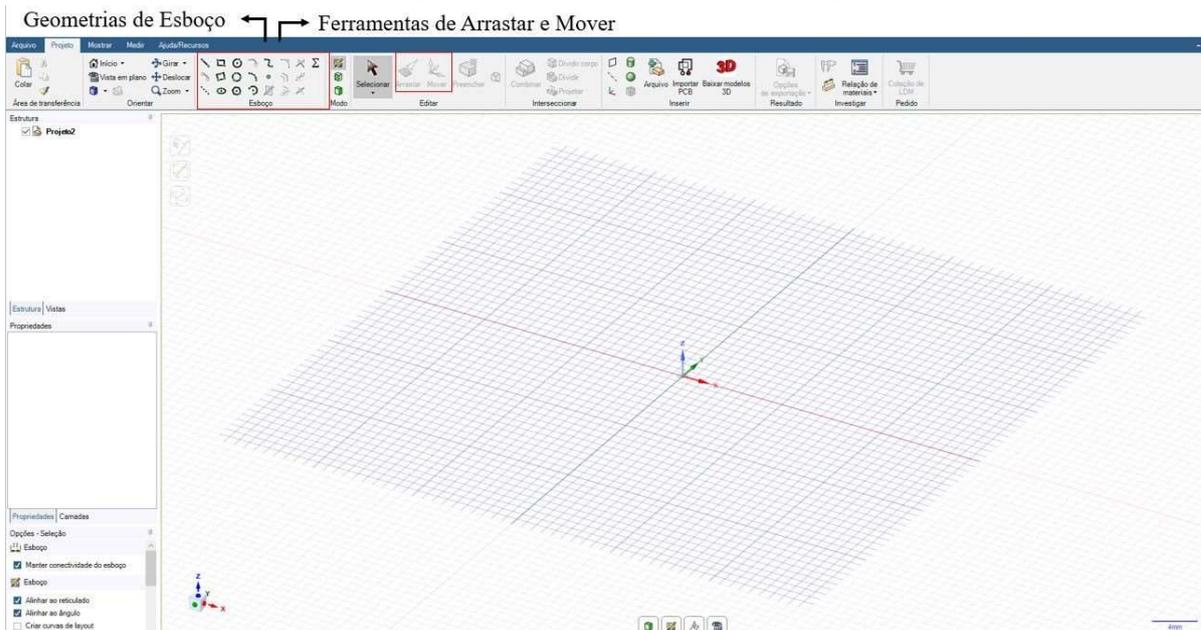
$$\Delta p_t = 4793,29 \text{ Pa} = 4,79 \text{ Kpa}$$

Desse modo, temos um trocador de calor capaz de realizar o serviço, com uma margem de área de troca de calor suficiente para garantir o funcionamento mesmo com a presença de incrustação e com perda de carga aceitável para o problema descrito.

### 5.3 Modelo em 3D do trocador de calor projetado

A Figura 10 mostra tela inicial do DesignSpark com as ferramentas citadas em destaque, *software* utilizado para a criação do modelo em 3D do trocador de calor projetado:

Figura 10 – Tela inicial do DesignSpark



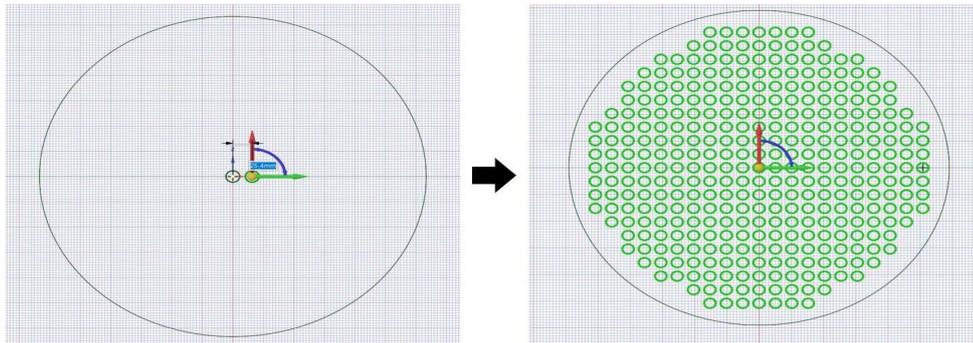
Fonte: Autor (2021)

Primeiro é desenhado o casco, com o diâmetro encontrado no projeto e em seguida um dos tubos, com seu comprimento interno e externo. Com a ferramenta mover, selecionamos os dois diâmetros do tubo e arrastamos segurando Ctrl, criando cópias do tubo a uma distância definida no projeto, o Pitch e o tipo de geometria escolhida dos tubos. Essas cópias serão feitas até que o

número de tubos seja igual ao dimensionado.

O número de circunferências selecionadas é mostrado no canto inferior da tela do *software*. A Figura 11 mostra na esquerda o primeiro tubo, com a ferramenta arrastar, e na direita com todos os tubos posicionados no casco. Essa geometria deve ter uma cópia, pois ela será a base para o casco, tubos e chicanas.

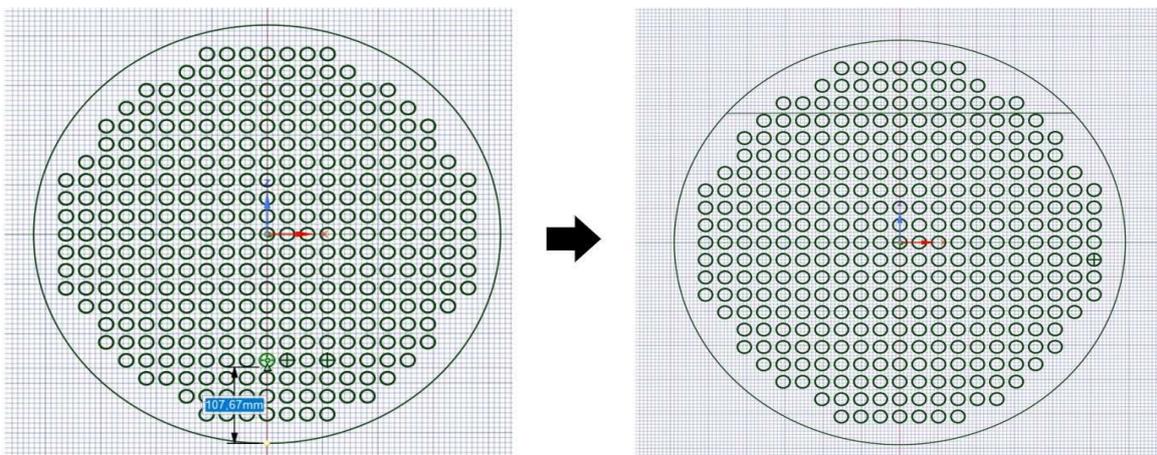
Figura 11 – Desenho do casco e dos tubos em 2D



Fonte: Autor (2021)

Para a chicana será criada uma linha tomando um ponto do diâmetro do casco como referência, para isso com a ferramenta de linha selecionada e segurando a tecla Shift é colocado o valor que forneça o corte da chicana projetada, como na Figura 12.

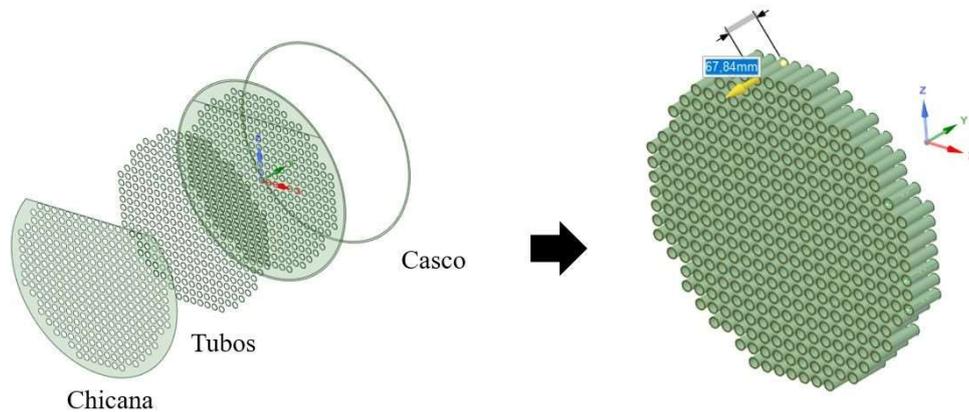
Figura 12 – Desenho da chicana em 2D



Fonte: Autor (2021)

Agora que a máscara está pronta, clicando no modo 3D foram criadas cópias de cada componente na máscara. Com todos as máscaras do componente separadas, na ferramenta arrastar é criada a terceira dimensão. Na Figura 13 na esquerda é mostrado a máscara dos componentes, e a direita após usar a ferramenta “arrastar” na máscara dos tubos.

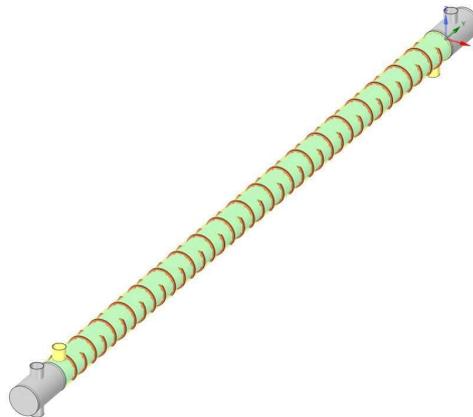
Figura 13 – Procedimento de Arrastar criando a terceira dimensão dos tubos



Fonte: Autor (2021)

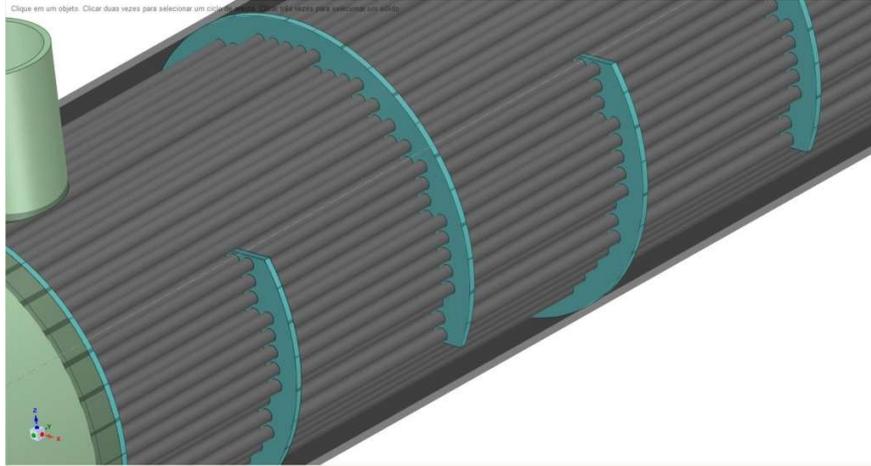
O procedimento acima é realizado para todos os componentes, utilizando os valores obtidos no dimensionamento do trocador. Os cabeçotes também seguem um modelo parecido de construção. O modelo em 3D do trocador de calor projetado é mostrado na Figura 14, com os detalhes na Figura 15. O casco está com transparência para facilitar a visualização dos componentes internos.

Figura 14 – Modelo 3D do trocador projetado



Fonte: Autor (2021)

Figura 15 – Detalhes das chicanas e tubos do modelo 3D do trocador projetado



Fonte: Autor (2021)

A depender da necessidade do processo outras configurações de trocador de calor poderiam ser avaliadas. Trocadores com grande número de passagens do tubo são usados para aumentar velocidade do fluido e o coeficiente de transferência de calor com determinada queda de pressão, além de minimizar a incrustação. Tubos de diâmetros maiores fornecem trocadores com menor comprimento, porém um número maior número de tubos é necessário para a troca de calor, deixando o equipamento mais caro.

A redução do espaçamento da chicana, segundo Araújo (2002), possibilita a elevação do coeficiente de troca de calor do lado casco, mas pode aumentar os vazamentos da corrente principal no casco, reduzindo o efeito da diminuição do espaçamento. Sendo assim, existe uma variedade de configurações dos trocadores de calor que podem cumprir o mesmo serviço térmico

## 6 CONCLUSÃO

O trabalho trouxe a oportunidade de fornecer um maior conhecimento do trocador de calor de casco e tubos, equipamento presente em diversas indústrias. Nele foram discutidos os tipos construtivos de acordo com a norma TEMA, os principais componentes, as leis termodinâmicas que regem o funcionamento e as etapas de projeto, utilizando o conhecimento adquirido para dimensionar um trocador de calor a partir dos dados iniciais de projeto indicados no trabalho realizado por Ravagani et al. (2003).

O equipamento foi modelado de acordo com as etapas de projeto descritas por Kakaç (1981), obtendo um resultado satisfatório, com peças usuais e sendo capaz de realizar o serviço térmico com determinado fator de incrustação e perda de carga máxima admissível.

O trocador de calor dimensionado foi modelado em 3D no DesignSpark, com o objetivo facilitar a visualização do trocador e seus componentes, montagem e limitações físicas. As etapas básicas da construção desse modelo foram mostradas no trabalho, podendo ser replicada para outras máquinas. A importância dessa etapa se dá em prever possíveis problemas estruturais, podendo alterar, melhorar e otimizar o equipamento antes da fabricação, diminuindo o custo. Esse é um processo cada vez mais com o avanço das indústrias 4.0 As peças modeladas podem ainda ser colocadas em desenho técnico para a construção real do trocador de calor.

Para trabalho futuro é possível fazer uma comparação entre os valores encontrados a partir dos cálculos e uma análise CFD a partir do Ansys, sigla em inglês para Computational Fluid Dynamics. Nessa análise é possível fazer uma simulação da troca de calor e temperatura dos fluidos a partir do modelo criado em 3D nesse trabalho, podendo buscar a convergência entre os valores calculados e simulados.

## REFERÊNCIAS

- AGUIAR, João Gabriel Amaral. **Análise de desempenho de um trocador de calor do tipo tubo carcaça**. 2019. 75 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Química) – Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2020.
- ARAÚJO, E. C. da C. **Série Apontamentos - Trocadores de Calor**. [S.l.]: Editora da UFSCar, 2002.
- CARDOSO, P. H. G. **Projeto de trocador de calor casco e tubo para resfriamento de óleo resíduo**. 2014.
- CENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Tranferência de Calor e Massa: Uma Abordagem Prática**. 4ed. ed. [S.l.]: Techbooks, 2012.
- COSTA, M. C. V. da. **Simulação e análise do efeito da variação de parâmetros sobre a perda de carga e transferência de calor em trocadores de calor casco e tubo**. 2016. 94f. Dissertação (Engenharia mecânica) - Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2016.
- ESSEL ENGENHARIA. **Crítérios de seleção de um trocador de calor**. 2020.<<https://essel.com.br/cursos/material/03/CAP2B.pdf>>. Acessado em: 05 de Janeiro de 2021.
- GARDENAL, Angélica Lubaski; SGUARIO, Mariana Kato. **Avaliação do desempenho de trocadores de calor**. 2016. 52 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, 2016.
- INCROPERA, F. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 6ed. ed. [S.l.]: Techbooks, 2008.
- KAKAÇ, S. **Heat Exchangers: Thermal-hydraulic Fundamentals and Design**. 1ed. ed. [S.l.]: Hemisphere Publishing Corporation, 1981.
- MATWEB. **Matweb online materials information resource**. 2021. <https://www.matweb.com/>. Acessado em: 18/07/2021.
- MUKHERJEE, R. **Practical Thermal Design of Shell-and-Tube Heat Exchangers**. [S.l.]: Begell House, 2004.
- PROMECÂNICA TROCADORES DE CALOR. **Trocador de Calor Casco e Tubo**. 2020.<<http://www.promecanica.com.br/trocador-de-calor-casco-e-tubo>>. Acessado em: 05 de Janeiro de 2021.

SOUZA, Monique Silveira. **Análise Térmica de um Trocador de Calor do tipo Casco e Tubos para Resfriamento do Resíduo de uma Unidade de Destilação Atmosférica.** 2013. 55f. Projeto de Graduação. Escola Politécnica-UFRJ. Rio de Janeiro-RJ, 2013.

TEMA - Tubular Exchanger Manufacturers Association. Standards of the tubular exchanger manufacturers association. 2020. In: FANARITIS, J. P.; BEVEVINO, J. W. **The Tubular Exchanger Manufacturers Association and Industry (TEMA).** 1976.

## APÊNDICE A – ROTEIRO DE CÁLCULOS

Escolhemos para o projeto térmico preliminar os parâmetros mostrados na Tabela 3 e temos os seguintes cálculos:

Calculando a troca de calor:

Para o fluido quente (casco):

$$\begin{aligned}\dot{Q}_q &= \dot{m}_q \cdot c_{pq} \cdot (T_{qe} - T_{qs}) \\ \dot{Q}_q &= (8,33 \cdot 2160,12) \cdot (100 - 45) \\ \dot{Q}_q &= 989658,98 \text{ W}\end{aligned}$$

Para o fluido frio (tubo):

$$\begin{aligned}\dot{Q}_f &= \dot{m}_f \cdot c_{pf} \cdot (T_{fs} - T_{fe}) \\ \dot{Q}_f &= (45,9 \cdot 4313,8) \cdot (35 - 30) \\ \dot{Q}_f &= 990017,10 \text{ W}\end{aligned}$$

Como a quantidade de calor fornecido pelo fluido quente,  $\dot{Q}_q$ , é menor do que a necessária para esquentar a água até os 35°C, precisamos recalcular a temperatura de saída do fluido frio pelo balanço de energia.

$$\begin{aligned}\dot{T}_{fs} &= \frac{\dot{Q}_q}{\dot{m}_f \cdot c_{pf}} + T_{fe} \\ \dot{T}_{fs} &= \frac{989658,98}{45,9 \cdot 4313,8} + 30 \\ \dot{T}_{fs} &= 34,99^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Calculando a média logarítmica das diferenças de temperatura

$$\begin{aligned}\Delta T_{ml} &= \frac{(T_{he} - T_{hs}) - (T_{ce} - T_{cs})}{\ln \left( \frac{T_{he} - T_{hs}}{T_{ce} - T_{cs}} \right)} \\ \Delta T_{ml} &= \frac{(100 - 45) - (30 - 34,99)}{\ln \left( \frac{100 - 45}{30 - 34,99} \right)}\end{aligned}$$

$$\Delta T_{ml} = 14,65 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Os parâmetros preliminares do trocador de calor foram definidos como:

$$\begin{aligned} d_o &= 0,01905 \text{ m} \\ d_i &= 0,01705 \text{ m} \\ L &= 12 \text{ m} \\ K_i &= 15,1 \text{ W/m} - \text{K} \\ \text{Arranjo} &= \text{quadrado} \\ P_t &= 0,0254 \text{ m} \end{aligned}$$

Cálculo do coeficiente de transferência de calor global com incrustação:

$$\begin{aligned} U_f &= \frac{1}{\frac{d_o}{d_i \cdot h_i} + \frac{d_o \cdot R_{ft}}{d_i} + \frac{d_o \cdot \ln(d_o/d_i)}{2K_i} + R_{fo} + \frac{1}{h_q}} \\ U_f &= \frac{1}{\frac{0,01905}{0,01705 \cdot 850} + \frac{0,01905 \cdot 0,000176}{0,01705} + \frac{0,01905 \cdot \ln(0,01905/0,01705)}{2 \cdot 15,1} + 0,000528 + \frac{1}{1000}} \\ U_f &= 321,69 \text{ W/m}^2\text{K} \end{aligned}$$

Cálculo do coeficiente de transferência de calor global sem incrustação:

$$\begin{aligned} U_c &= \frac{1}{\frac{d_o}{d_i \cdot h_i} + \frac{d_o \cdot \ln(d_o/d_i)}{2K_i} + \frac{1}{h_q}} \\ U_c &= \frac{1}{\frac{0,01905}{0,01705 \cdot 850} + \frac{0,01905 \cdot \ln(0,01905/0,01705)}{2 \cdot 15,1} + \frac{1}{1000}} \\ U_c &= 419,39 \text{ W/m}^2\text{K} \end{aligned}$$

Cálculo da área de troca de calor com incrustação:

$$\begin{aligned} A_f &= \frac{\dot{Q}}{U_f \cdot \Delta T_{lm}} \\ A_f &= \frac{989658,98}{321,69 \cdot 14,65} \\ A_f &= 209,99 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Cálculo da área de troca de calor sem incrustação:

$$A_c = \frac{\dot{Q}}{U_c \cdot \Delta T_{lm}}$$

$$A_c = \frac{989658,98}{419,39 \cdot 14,65}$$

$$A_c = 161,07 \text{ m}^2$$

A razão  $A_f/A_c$  é 1,3, valor aceitável. Segundo Kakaç (1981), caso esse valor seja maior que 1,48 o trocador está superdimensionado e os parâmetros do equipamento devem ser alterados.

Cálculo do diâmetro externo do casco e número de tubos:

Para um passo no tubo temos  $CTP = 0,93$ , e para o arranjo quadrado com  $90^\circ$   $CL = 1$ . PR é a relação do passo (Pt / do).

Logo:

$$CTP = 0,93$$

$$CL = 1$$

$$PR = (Pt/do) = 0,0254/0,01905 = 1,33$$

$$D_s = 0,637 \sqrt{\frac{CL}{CTP} \cdot \left( \frac{A_f \cdot (PR)^2 \cdot d_o}{L} \right)^{\frac{1}{2}}}$$

$$D_s = 0,637 \sqrt{\frac{1}{0,93} \cdot \left( \frac{209,99 \cdot (1,33)^2 \cdot 0,01905}{12} \right)^{\frac{1}{2}}}$$

$$D_s = 0,507 \text{ m} \approx 20 \text{ in}$$

$$N_t = 0,785 \frac{CTP}{CL} \cdot \frac{D_s^2}{(PR)^2 \cdot d_o^2}$$

$$N_t = 0,785 \frac{0,93}{1} \cdot \frac{0,50848^2}{(1,33)^2 \cdot 0,01905^2}$$

$$N_t = 292,33 \text{ tubos}$$

A partir do valor do número de tubos calculado, deve-se conferir com os valores de tubos que realmente pode ser colocados para o diâmetro calculado. Desta forma, conforme a tabela

informada no Anexo B, na Tabela 5 foi observado que o casco necessário para suportar 293 tubos deve ser de 23,25 in, ou seja, 0,590m, com um número de tubos tabelado de 341 tubos.

Logo os novos valores são:

$$D_s = 0,590 \text{ m} = 23,25 \text{ in}$$

$$N_t = 341 \text{ tubos}$$

$$B = 0,6 \cdot D_s = 0,354 \text{ m}$$

Seguindo o passo a passo mostrado na Figura 8, é necessário calcular os coeficientes de convecção reais do trocador de calor estipulado na análise preliminar, e após, os cálculos do novo coeficiente global de transmissão de calor.

Recalculando os coeficientes de transferência de calor transferência de calor:

Para os tubos:

$$A_{tp} = \frac{N_t \cdot A_t}{\text{Numero de passes}}$$

$$A_{tp} = \frac{N_t \cdot \frac{\pi d_i^2}{4}}{\text{Numero de passes}}$$

$$A_{tp} = \frac{341 \cdot \frac{\pi \cdot 0,01705^2}{4}}{1}$$

$$A_{tp} = 0,078 \text{ m}^2$$

$$G_t = \frac{\dot{m}_t}{A_{tp}}$$

$$G_t = \frac{45,9}{0,078}$$

$$G_t = 588,16 \text{ kg/sm}^2$$

$$\frac{h_i \cdot d_i}{k} = 0,027 \left( \frac{d_i \cdot G_t}{\mu} \right)^{0,8} \cdot \left( \frac{c \cdot \mu}{k} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$$

$$\frac{h_i \cdot 0,01705}{0,612} = 0,027 \left( \frac{0,01705 \cdot 588,46}{0,00075} \right)^{0,8} \cdot \left( \frac{4313,8 \cdot 0,00075}{0,612} \right)^{1/3} \cdot (1)^{0,14}$$

$$h_i = 3383,528 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Para o casco:

$$De = \frac{4 \cdot (P_t^2 - \pi \cdot d_o^2/4)}{\pi \cdot d_o}$$

$$De = \frac{4 \cdot (0,0254^2 - \pi \cdot \frac{0,01905^2}{4})}{\pi \cdot 0,01905}$$

$$De = 0,024 \text{ m}$$

$$A_s = \frac{D_s \cdot C \cdot B}{P_t}$$

$$A_s = \frac{D_s \cdot (P_t - d_o) \cdot B}{P_t}$$

$$A_s = \frac{0,590(0,0254 - 0,01905)0,3543}{0,0254}$$

$$A_s = 0,0523 \text{ m}^2$$

$$G_s = \frac{\dot{m}_s}{A_s}$$

$$G_s = \frac{8,33}{0,0523}$$

$$G_s = 159,236 \text{ kg/sm}^2$$

$$\frac{h_o \cdot D_e}{k} = 0,36 \left( \frac{D_e \cdot G_s}{\mu} \right)^{0,55} \cdot \left( \frac{c \cdot p \cdot \mu}{k} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$$

$$\frac{h_o \cdot 0,02409}{0,158} = 0,36 \left( \frac{0,02409 \cdot 159,236}{0,00573} \right)^{0,55} \cdot \left( \frac{2148 \cdot 0,00573}{k} \right)^{1/3} \cdot (1)^{0,14}$$

$$h_o = 361,226 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Segundo a aproximação de  $\mu/\mu_w$  igual a 1 usada nos cálculos anteriores é válida. Recalculando os novos coeficiente de transferência de calor global com e sem incrustação:

$$U_f = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i \cdot h_i} + \frac{d_o \cdot R_{ft}}{d_i} + \frac{d_o \cdot \ln(d_o/d_i)}{2K_i} + R_{fo} + \frac{1}{h_q}}$$

$$U_f = \frac{1}{\frac{0,01905}{0,01705 \cdot 3383,528}} + \frac{0,01905 \cdot 0,000176}{0,01705} + \frac{0,01905 \cdot \ln(0,01905/0,01705)}{215,1 + 0,000528 + \frac{1}{h_q}}$$

$$U_f = 239,048 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$U_c = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i \cdot h_i} + \frac{d_o \cdot \ln(d_o/d_i)}{2K_i} + \frac{1}{h_q}}$$

$$U_c = \frac{1}{\frac{0,01905}{0,01705 \cdot 3383,528}} + \frac{0,01905 \cdot \ln(0,01905/0,01705)}{215,1} + \frac{1}{361,226}$$

$$U_c = 289,134 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Cálculo das novas áreas com e sem incrustação:

$$A_f = \frac{\dot{Q}}{U_f \cdot \Delta T_{lm}}$$

$$A_f = \frac{989658,98}{239,048 \cdot 14,65}$$

$$A_f = 282,617 \text{ m}^2$$

$$A_c = \frac{\dot{Q}}{U_c \cdot \Delta T_{lm}}$$

$$A_c = \frac{989658,98}{289,134 \cdot 14,65}$$

$$A_c = 233,661 \text{ m}^2$$

Cálculo do novo comprimento do trocador de calor

$$L = \frac{A_f}{\pi d_o N_t}$$

$$L = \frac{282,617}{\pi 0,01705341}$$

$$L = 13,85 \text{ m}$$

A razão  $A_f/A_c$  é 1,21, logo temos um valor aceitável segundo.

Para o cálculo da perda de carga do lado do casco temos:

$$R_s = \frac{G_s D_e}{\mu}$$

$$R_s = \frac{159,236 \cdot 0,02409}{0,00573}$$

$$R_s = 669,636$$

$$f = \exp(0,576 - 0,19 \ln R_s)$$

$$f = \exp(0,576 - 0,19 \ln 669,636)$$

$$f = 0,516$$

$$N_b = \frac{13,85}{0,3543} - 1$$

$$N_b = 38 \text{ chicanas}$$

$$\phi_s = \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$$

$$\phi_s = (1)^{0,14}$$

$$\phi_s = 1$$

Mais uma vez aproximamos  $\mu/\mu_w$  de 1. Logo:

$$\Delta p_s = \frac{f G_s^2 (N_b + 1) D_s}{2 \rho D_e \phi_s}$$

$$\Delta p_s = \frac{0,516159 \cdot 236^2 (38 + 1) 0,59055}{2 \cdot 880 \cdot 0,024 \cdot 1}$$

$$\Delta p_s = 7135,158 \text{ Pa} = 7,135 \text{ Kpa}$$

Para o cálculo da perda de carga do lado do tubo temos:

$$R_{et} = \frac{G_t \cdot d_i}{\mu}$$

$$R_{et} = \frac{589,848 \cdot 0,01705}{0,00075}$$

$$R_{et} = 13409,204$$

$$f = (1,58 \ln R_{et} \cdot 3,28)^{-2}$$

$$f = (1,58 \ln(13409,204) \cdot 3,28)^{-2}$$

$$f = 0,00726$$

$$\mu_m = \frac{\dot{m}_t}{p_t \cdot A_{tp}}$$

$$\mu_m = \frac{45,9}{1001,7 \cdot 0,078}$$

$$\mu_m = 0,589$$

$$\Delta p_t = \left( 4f \frac{LN_p}{d_i} + 4N_p \right) \frac{\rho \mu_m^2}{2}$$

$$\Delta p_t = \left( 4 \cdot 0,00726 \frac{13,85 \cdot 1}{0,01705} + 4 \cdot 1 \right) \frac{1001,7 \cdot 0,589^2}{2}$$

$$\Delta p_t = 4793,29 \text{ Pa} = 4,79 \text{ Kpa}$$

## ANEXO A - TUBOS UTILIZADOS COMERCIALMENTE

**Tabela 4 – Tubos usados comercialmente**

OD of Tubing (in.)	BWG Gauge	Thickness (in.)	Internal Flow Area (in. <sup>2</sup> )	Sq. Ft. External Surface per Ft. Length	Sq. Ft. Internal Surface per Ft. Length	Weight per Ft. Length, Steel (lb.)	ID Tubing (in.)	OD/ ID
1/4	22	0.028	0.0295	0.0655	0.0508	0.066	0.194	1.289
1/4	24	0.022	0.0333	0.0655	0.0539	0.054	0.206	1.214
1/4	26	0.018	0.0360	0.0655	0.0560	0.045	0.214	1.168
3/8	18	0.049	0.0603	0.0982	0.0725	0.171	0.277	1.354
3/8	20	0.035	0.0731	0.0982	0.0798	0.127	0.305	1.233
3/8	22	0.028	0.0799	0.0982	0.0835	0.104	0.319	1.176
3/8	24	0.022	0.0860	0.0982	0.0867	0.083	0.331	1.133
1/2	16	0.065	0.1075	0.1309	0.0969	0.302	0.370	1.351
1/2	18	0.049	0.1269	0.1309	0.1052	0.236	0.402	1.244
1/2	20	0.035	0.1452	0.1309	0.1126	0.174	0.430	1.163
1/2	22	0.028	0.1548	0.1309	0.1162	0.141	0.444	1.126
5/8	12	0.109	0.1301	0.1636	0.1066	0.602	0.407	1.536
5/8	13	0.095	0.1486	0.1636	0.1139	0.537	0.435	1.437
5/8	14	0.083	0.1655	0.1636	0.1202	0.479	0.459	1.362
5/8	15	0.072	0.1817	0.1636	0.1259	0.425	0.481	1.299
5/8	16	0.065	0.1924	0.1636	0.1296	0.388	0.49s	1.263
5/8	17	0.058	0.2035	0.1636	0.1333	0.350	0.509	1.228
5/8	18	0.049	0.2181	0.1636	0.1380	0.303	0.527	1.186
5/8	19	0.042	0.2298	0.1636	0.1416	0.262	0.541	1.155
5/8	20	0.035	0.2419	0.1636	0.1453	0.221	0.555	1.136
3/4	10	0.134	0.1825	0.1963	0.1262	0.884	0.482	1.556
3/4	11	0.120	0.2043	0.1963	0.1335	0.809	0.510	1.471
3/4	12	0.109	0.2223	0.1963	0.1393	0.748	0.532	1.410
3/4	13	0.095	0.2463	0.1963	0.1466	0.666	0.560	1.339
3/4	14	0.083	0.2679	0.1963	0.1529	0.592	0.584	1.284
3/4	15	0.072	0.2884	0.1963	0.1587	0.520	0.606	1.238
3/4	16	0.065	0.3019	0.1963	0.1623	0.476	0.620	1.210
3/4	17	0.058	0.3157	0.1963	0.1660	0.428	0.634	1.183
3/4	18	0.049	0.3339	0.1963	0.1707	0.367	0.652	1.150
3/4	20	0.035	0.3632	0.1963	0.1780	0.269	0.680	1.103
7/8	10	0.134	0.2892	0.2291	0.1589	1.061	0.607	1.441
7/8	11	0.120	0.3166	0.2291	0.1662	0.969	0.635	1.378
7/8	12	0.109	0.3390	0.2291	0.1720	0.891	0.657	1.332
7/8	13	0.095	0.3685	0.2291	0.1793	0.792	0.685	1.277
7/8	14	0.083	0.3948	0.2291	0.1856	0.704	0.709	1.234
7/8	16	0.065	0.4359	0.2291	0.1950	0.561	0.745	1.174
7/8	18	0.049	0.4742	0.2291	0.2034	0.432	0.777	1.126

## ANEXO B - NÚMERO MÁXIMO DE TUBOS PERMITIDO POR DIÂMETRO DE CASCO

**Tabela 5 – Número máximo de tubos permitido por diâmetro de casco**

Tube-Shell Layouts (Tube Counts)					
Shell ID (in.)	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
<i>3/4-in. OD tubes on 1-in. square pitch</i>					
8	32	26	20	20	
10	52	52	40	36	
12	81	76	68	68	60
13 ¼	97	90	82	76	70
15 ¼	137	124	116	108	108
17 ¼	177	166	158	150	142
19 ¼	224	220	204	192	188
<i>3/4-in. OD tubes on 1-in. square pitch</i>					
21 ¼	277	270	246	240	234
23 ¼	341	324	308	302	292
25	413	394	370	356	346
27	481	460	432	420	408
29	553	526	480	468	456
31	657	640	600	580	560
33	749	718	688	676	648
35	845	824	780	766	748
37	934	914	886	866	838
39	1049	1024	982	968	948
<i>1-in. OD tubes on 1 1/4-in. square pitch</i>					
8	21	16	14		
10	32	32	26	24	
12	48	45	40	38	36
13 ¼	61	56	52	48	44
15 ¼	81	76	68	68	64
17 ¼	112	112	96	90	82
19 ¼	138	132	128	122	116
21 ¼	177	166	158	152	148
23 ¼	213	208	192	184	184
25	260	252	238	226	222
27	300	288	278	268	260
29	341	326	300	294	286
31	406	398	380	368	358
33	465	460	432	420	414
35	522	518	488	484	472
37	596	574	562	544	532
39	665	644	624	612	600

## ANEXO C - COEFICIENTE DE CONVECÇÃO

**Tabela 6** – Coeficiente de convecção

**TABLE 9.4**

Typical Film Heat Transfer Coefficients for Shell-and-Tube Heat Exchangers

		Fluid Condition	W/(m <sup>2</sup> · K)
<i>Sensible heat transfer</i>			
Water	Liquid		5,000–7,500
Ammonia	Liquid		6,000–8,000
Light organics	Liquid		1,500–2,000
Medium organics	Liquid		750–1,500
Heavy organics	Liquid		

Fonte: KAKAÇ (1981)

## ANEXO D - FATOR DE INCRUSTAÇÃO

**Tabela 7 – Fator de incrustação da água**

**TABLE 6.11**

Fouling Resistances for Water

Temperature of Heating Medium Temperature of Water Velocity (m/s)	Up to 115°C 50°C		$R_f$ (m <sup>2</sup> · K/W) 115°C to 205°C Over 50°C	
	0.9 and Less	Over 0.9	0.9 and Less	Over 0.9
350.000176	0.000528	0.000352	Cooling tower and artificial spray pond	Treated make up 0.052
Cooling tower and artificial spray pond				
Treated make up	0.000176	0.000176	0.000352	0.000352
Untreated	0.000528	0.000528	0.000881	0.000705
City or well water	0.000176	0.000176	0.000352	0.000352
River water				
Minimum	0.000352	0.000176	0.000528	0.000352
Average	0.000528	0.000352	0.000705	0.000528
Muddy or silty	0.000528	0.000352	0.000705	0.000528
Hard (over 15 grains/gal)	0.000528	0.000528	0.000881	0.000881
Engine jacket	0.000176	0.000176	0.000176	0.000176
Distilled or closed cycle				
Condensate	0.000088	0.000088	0.000088	0.000088
Treated boiler feedwater	0.000176	0.000088	0.000176	0.000176
Boiler blowdown	0.000352	0.000352	0.000352	0.000352

Source: From *Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association*, 1988. With permission. ©1988 Tubular Exchanger Manufacturers Association.

Fonte: KAKAÇ (1981)

**Tabela 8** – Fator de incrustação para fluxos de processamento químicos

**TABLE 6.6**  
Fouling Resistances for Chemical Processing Streams

Streams	$R_f$ ( $m^2 \cdot K/W$ )
<i>Gases and vapors</i>	
Acid gases	0.000352–0.000528
Solvent vapors	0.000176
Stable overhead products	0.000176
<i>Liquids</i>	
MEA and DEA solutions	0.000352
DEG and TEG solutions	0.000352
Stable side draw and bottom product	0.000176–0.000352
Caustic solutions	0.000352
Vegetable oils	0.000528

Source: From *Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association*, 1988. With permission. ©1988 Tubular Exchanger Manufacturers Association.

Fonte: KAKAÇ (1981)