



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO

**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**

MAYSE CINTIA VIEIRA DA COSTA

Orientador: Dr. Jorge Recarte Henriquez Guerrero

Co-orientador: Dr. José Claudino de Lira Júnior

Recife, fevereiro de 2016.

**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**

MAYSE CINTIA VIEIRA DA COSTA

Orientador: Dr. Jorge Recarte Henriquez Guerrero

Co-orientador: Dr. José Claudino de Lira Júnior

Dissertação submetida à Universidade Federal
de Pernambuco para obtenção do grau de:

**MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA
NA ÁREA DE TÉRMICAS**

Recife, fevereiro de 2016.

Catálogo na fonte

Bibliotecária Valdicea Alves CRB-4 / 1260

C837s Costa, Mayse Cintia Vieira 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 / Mayse Cintia Vieira da Costa - 2016.

93 folhas, Il. e Tabs.

Orientador: Profº. Dr. Jorge Recarte Henriquez Guerrero.

Coorientador: Profº. Dr. José Claudino de Lira Júnior.

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2016.

Inclui Referências e anexos.

1. Engenharia Mecânica. 2. Trocador de calor. 3. Simulação numérica.
4. CFD. 5. Métodos de Tinker e Kern. I. Guerrero, Jorge Recarte Henriquez. (Orientador). II. Lira Júnior, José Claudino de. III. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.)

BCTG/2016 – 167

**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**

MAYSE CINTIA VIEIRA DA COSTA

Orientador: Dr. Jorge Recarte Henriquez Guerrero

Co-orientador: Dr. José Claudino de Lira Júnior

DEFESA DA DISSERTAÇÃO

PÓS GRADUAÇÃO ENGENHARIA MECÂNICA

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: TÉRMICA

Aprovado em 29.02.2016, pela banca:

Professor Dr. Jorge Recarte Henriquez Guerrero.

Professor Dr. José Claudino de Lira Júnior.

Professor Dr. Ângelo Costa.

Professor Dr. João Pereira de Brito Filho.

DEDICATÓRIA

A minha família...

AGRADECIMENTOS

À Deus pela graça e favor de permitir que façamos uso da ciência para descrever e compreender os fenômenos que Ele mesmo criou.

À minha mãe Elionilde Vieira da Costa, a meu pai Marcondes José e a meu padrasto Moisés de Santana, pelo incentivo e cuidado por estes anos.

À minha irmã Erika de Cássia, por sempre me apoiar e alavancar minha vontade de estudar.

À minha família, em especial aos meus primos Tassy, Laryssa e Marlon, que são mais próximos e companheiros.

Aos meus amigos de mestrado: Daniel Torres, Aline Xavier, Kamylla e João Felipe, grata por todo apoio, pelos períodos em que me ensinaram, pelas repreensões (Kamylla) e pela amizade.

Aos meus orientadores Jorge Henriquez e José Claudino de Lira Junior pelos ensinamentos, dedicação, exortação e principalmente pela amizade.

Aos professores e funcionários da pós-graduação.

Ao professor José Angelo (IFPE) pela paciência e compartilhamento de conhecimento quanto ao uso do ANSYS CFX.

Ao professor Espedito por ter me orientado na parte prática da modelagem no ANSYS CFX. Muito obrigada pelo suporte e amizade.

À todos da Vórtice Engenharia e em especial a Leonardo Maia, Wan Der Linden, Mário Cesar e André Lins, pela compreensão, incentivo e apoio por estes anos de curso.

À Vórtice Engenharia pelo apoio financeiro.

RESUMO

Trocadores de calor são dispositivos que tem como principal objetivo proporcionar a transferência de calor entre dois ou mais fluidos a temperaturas diferentes. Do ponto de vista tecnológico existem vários tipos de configurações para estes equipamentos que depende das características e das demandas de troca térmica, da característica dos escoamentos dos fluídos e das formas construtivas, resultando em dispositivos com variados níveis de sofisticação tecnológica e tamanhos.

Do ponto de vista das aplicações industriais, o trocador de calor casco tubo é a configuração mais utilizada em indústrias de processo e normalmente tem uma estrutura de grandes proporções quanto a suas dimensões, apesar de ser de montagem relativamente fácil. Pode ser aplicado para diversas condições de serviços, incluindo pressões extremamente baixas e altas temperaturas.

O principal objetivo do presente trabalho é realizar um estudo paramétrico do comportamento termo hidráulico de um trocador de calor casco tubo utilizando simulação numérica por CFD. As características geométricas e operacionais básicas do dispositivo simulado foram definidas previamente e as condições de projeto serviram como sistema base para validação do modelo numérico, juntamente com as técnicas convencionais de dimensionamento para este tipo de equipamento (método de Tinker e método de Kern). A simulação numérica foi desenvolvida na plataforma ANSYS-CFX e após validação o modelo foi utilizado para estudos como variação de vazão, espaçamento e corte de chicanas, tendo como base de comparação o efeito desses parâmetros sobre a perda de carga e transferência de calor.

Palavras-chave: Trocador de calor, Simulação numérica, CFD, Métodos de Tinker e Kern.

ABSTRACT

Heat exchangers are devices that aims to provide heat transfer between two or more fluids at different temperatures. From a technological point of view there are several types of settings for these devices depends on the characteristics and demands of thermal exchange, the characteristic of the flow of fluids and constructive ways, resulting in devices with varying levels of technological sophistication and sizes. From the point of view of industrial application, the shell-tube heat exchanger is the configuration most used in process industries and usually has a structure as their major dimensions, despite being relatively easy assembly. Can be applied to various service conditions, including extremely low and high temperatures pressures. The main objective of this study is to conduct a parametric study of the hydraulic behavior of a term Casco tube heat exchanger using numerical simulation by CFD. The basic geometric and operational characteristics of the simulated device are predefined and the design conditions served as a base system for validation of the numerical model, along with the conventional design techniques for this type of equipment (Tinker method and Kern method). The numerical simulation was developed in ANSYS CFX-platform and after validating the model was used for parametric studies taking as a basis for comparison the effect of these parameters on the pressure drop and heat transfer.

Keywords: Heat Exchanger, Numerical Simulation, CFD, Tinker and Kern methods.

SUMÁRIO

1. CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	1
1.1. JUSTIFICATIVA.....	4
1.2. OBJETIVOS.....	5
1.2.1. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	5
1.3. ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	5
2. CAPÍTULO 2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	7
3. CAPÍTULO 3 - FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	18
3.1. PRINCÍPIOS TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	18
3.1.1. COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	21
3.1.2. MÉDIA LOGARÍTIMICA DAS DIFERENÇAS DE TEMPERATURA ..	23
3.2. PADRÕES DE TROCADORES DE CALOR CASCO E TUBO	25
3.2.1. TIPO CONSTRUTIVO: CABEÇOTES E CASCO	25
3.2.2. COMPRIMENTO DOS TUBOS.....	26
3.2.3. CASCO E TUBOS	26
3.2.4. CHICANAS.....	28
3.2.5. BOCAIS.....	29
3.3. DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD).....	29
3.3.1. METODOLOGIA CFD	30
3.4. SOFTWARE ANSYS CFX	33
4. CAPÍTULO 4 - METODOLOGIA	34
4.1. DEFINIÇÃO DO SISTEMA.....	34
4.2. MODELO NUMÉRICO.....	35
4.2.1. GERAÇÃO DE GEOMETRIA	36
4.2.1. GERAÇÃO DE MALHA	38
4.2.2. AJUSTAR SETUP	39

4.2.3. INICIALIZAR SOLUÇÃO (SOLVER)	41
4.2.1. PÓS-PROCESSAMENTO	41
4.3. CALIBRAÇÃO	43
4.3.1. MALHA	43
4.3.2. ITERAÇÕES	45
4.3.3. Y^+ (Y Plus)	46
4.3.4. CONCLUSÕES	47
4.4. VALIDAÇÃO	47
4.4.1. MÉTODO DE DIMENSIONAMENTO DE TINKER	48
4.4.2. MÉTODO DE DIMENSIONAMENTO DE KERN	53
4.4.1. COMPARAÇÃO MÉTODOS ANALÍTICOS x CFX.	56
5. CAPITULO 5 – ESTUDOS DE CASO	59
5.1. ESTUDO I – VARIAÇÃO DA VAZÃO	59
5.2. ESTUDO II – ESPAÇAMENTO DE CHICANAS	61
5.1. ESTUDO III– CORTE DAS CHICANAS.....	65
6. CAPITULO 6 – CONCLUSÃO E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	68
6.1. CONCLUSÕES.....	68
6.1. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	69
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	70
8. ANEXO.....	74
8.1. ANEXO 1 – TABELAS E GRÁFICOS.....	74

FIGURAS

Figura 1-1: Trocador de calor tubo concêntrico – Fluxo paralelo.....	1
Figura 1-2: Estrutura lógica básica para o projeto de trocador de calor.....	3
Figura 2-1: Inserte no tubo para melhoria da transferência de calor.....	9
Figura 2-2: Trocador de calor com chicanas inclinadas.....	10
Figura 2-3: Trocador de calor com chicanas helicoidais.....	10
Figura 2-4: Tubo oval e torcido.....	11
Figura 2-5: (a) Geometria Unidade Modelo; (b) Geometria Modelo Periódico; (c) Geometria Modelo com Porosidade; (d) Geometria Modelo Inteiro.	12
Figura 2-6: (a) Trocador de calor com chicanas planas em diferentes ângulos. (b) Trocador de calor com chicanas helicoidais.....	13
Figura 2-7: (a) simulação com tubos lisos; (b) simulação com tubos corrugados.	14
Figura 2-8: Chicana e os orifícios em formato de trevo.....	15
Figura 2-9: (a) Chicanas formato de X; (b) Chicanas em formato de escada.	16
Figura 2-10: Modelos de trocadores simulados por YANG et.al. (2015).	16
Figura 3-1: Parede plana – Resistências Térmicas.....	20
Figura 3-2: Analogia das válvulas e coeficiente de convecção.....	23
Figura 3-3: Fluxo paralelo.....	24
Figura 3-4: Fluxo contracorrente.....	24
Figura 3-5: Trocador de calor casco e tubo.....	25
Figura 3-6: Disposição dos tubos.....	26
Figura 3-7: Chicanas.....	28
Figura 3-8: Sequência de resolução de problemas através de CFD..	30
Figura 4-1: Fluxograma de modelagem em CFX.	35
Figura 4-2: Trocador de calor como componente único.....	36
Figura 4-3: Trocador de calor em simetria. FONTE: autor.....	36
Figura 4-4: (a) Fluido nos tubos; (b) Fluido no casco; (c) Estrutura do trocador de calor.	37
Figura 4-5: Faces selecionadas para entrada das condições de contorno.....	38
Figura 4-6: Geração de malha.....	38
Figura 4-7: Definição de domínio – setup ANSYS CFX.....	39
Figura 4-8: Monitor de acompanhamento de convergência e iterações – CFX-SOLVER	41

Figura 4-9: Pós-processador ANSYS-CFX - Distribuição de temperatura	42
Figura 4-11: Expressões no Pós - Processador ANSYS CFX.....	42
Figura 4-12: T (°C) x Elemento de malha (mm)	44
Figura 4-13: ΔP (kgf/cm ²) x Elemento de malha (mm). FONTE: autor.	45
Figura 4-14: T (°C) x Quantidade de iterações	46
Figura 4-15: Fluxograma Método de Tinker.	48
Figura 4-16: Fluxograma Método de Kern.....	53
Figura 4-17: U global x Vazão (kg/h) – Comparação entre os métodos.	57
Figura 4-18: Perda de Carga Tubos x Vazão – Comparação entre os métodos.	58
Figura 5-1: Temperatura (°C) x vazão (kg/h).....	60
Figura 5-2: Perda de Carga (mbar) x vazão (kg/h).....	61
Figura 5-3: Temperatura de saída do fluido do casco x Espaçamento entre chicanas. ..	62
Figura 5-4: Temperatura x espaçamento entre chicanas. FONTE: autor.	63
Figura 5-5: ΔP (mbar) x espaçamento entre chicanas.	63
Figura 5-6: Distribuição do campo de pressão numa seção do trocador de calor.	64
Figura 5-6: Cortes das Chicanas	65
Figura 5-7: Corte da Chicana x Temperatura de saída da água quente	66
Figura 5-7: Corte de chicana- Campo de velocidade	66
Figura 8-1: Fator de correção F.	76

TABELAS

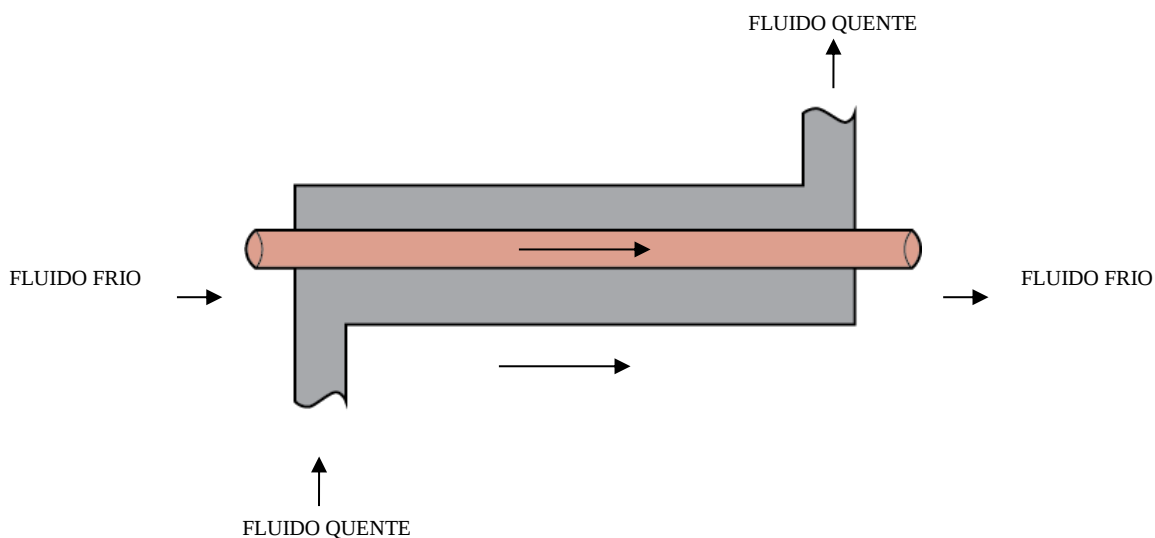
Tabela 3-1: recomendações para a disposição dos tubos. FONTE: (ESSEL, 2014).....	26
Tabela 3-2: Diâmetro interno dos tubos.	27
Tabela 3-3: passo em função do diâmetro externo.	27
Tabela 3-4: Diâmetro de bocais em função do diâmetro do casco. FONTE: (ESSEL, 2014).....	29
Tabela 4-1: Dados do trocador de calor.....	34
Tabela 4-2: Dimensões do Trocador de calor casco tubo.....	35
Tabela 4-3: Testes de malhas.....	43
Tabela 4-4: Testes de malhas - Resultados.....	43
Tabela 4-5: Iterações x erro %.....	46
Tabela 4-6: Resultados modelo CFX x Dados de projeto	47
Tabela 5-1: Estudos de caso.	59
Tabela 5-2: Resultados da variação da vazão de água quente. FONTE: autor.....	59
Tabela 5-3: Corte da Chicana	65
Tabela 8-1: Valor estimado para Coeficiente Global de Transferência de Calor “U”. ..	74
Tabela 8-2: Resistencia de depósitos – incrustação (h.ft².°F/BTU).	75
Tabela 8-3: Tipos construtivos trocadores de calor casco e tubo.	77
Tabela 8-4: Diâmetro do casco em função da quantidade de tubos em um arranjo triangular. FONTE: (ESSEL, 2014)	80
Tabela 8-5: Diâmetro do casco em função da quantidade de tubos em um arranjo quadrado. FONTE: (ESSEL, 2014).....	81

1. CAPITULO 1 - INTRODUÇÃO

Trocadores de calor são dispositivos que tem como objetivo proporcionar a transferência de calor entre dois ou mais fluidos a temperaturas diferentes. São muitos os tipos deste equipamento e estão presentes em diversos ramos, em variados níveis de sofisticação tecnológica e tamanhos: usinas de energia a vapor, fábricas de processamento químico, ar condicionado, frigoríficos, radiadores de carro, radiadores para veículos espaciais, e etc (OZISIK, 1985).

O tipo mais simples de trocador de calor é o de tubo concêntrico, também denominado de tubo duplo (Figura 1), o qual tem como característica a passagem de apenas um tubo no centro de outro tubo maior e os fluidos em cada lado podem estar fluindo paralelamente ou em fluxo contrário (ÇENGEL, 2012).

Figura 1-1: Trocador de calor tubo concêntrico – Fluxo paralelo. FONTE: ÇENGEL (2012).



A classificação típica de trocadores de calor depende da configuração do escoamento e do tipo de construção (INCROPERA & DEWITT, 2003). A classificação quanto ao tipo de escoamento são basicamente: Trocadores de fluxo paralelo, nos quais os fluidos entram na mesma extremidade e seguem na mesma direção, como ilustrado na Figura 1-1; Trocadores de fluxo contracorrente, nos quais os fluidos entram e saem nas extremidades opostas e o fluxo acontece em sentidos opostos; Trocadores de fluxo cruzado, nos quais um dos fluidos é livre para mover-se na direção transversal e o outro não.

Quanto à classificação pelo tipo construtivo, OZISIK (1985) relaciona trocadores tubulares, trocadores de placa e os trocadores regenerativos como os enquadrados neste tipo. Ainda acrescenta os trocadores compactos, equipamentos em que a área de superfície de troca pelo volume é maior que $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ e como exemplos desta aplicação são citados os radiadores de automóveis, trocadores de calor para usos marinhos, aeronaves, veículos aeroespaciais, ar condicionados e sistemas criogênicos e de refrigeração.

OZISIK (1985) acrescenta a forma de classificação quanto ao mecanismo de transferência de calor, dos quais ele relaciona os equipamentos tais como caldeiras, os condensadores utilizados em usinas nucleares e radiadores para estações elétricas, afirmando que os mesmos se diferenciam pelos fenômenos de transferência: sem mudança de fase; com mudança de fase (ebulição ou condensação) e; radiação ou combinação de radiação com convecção.

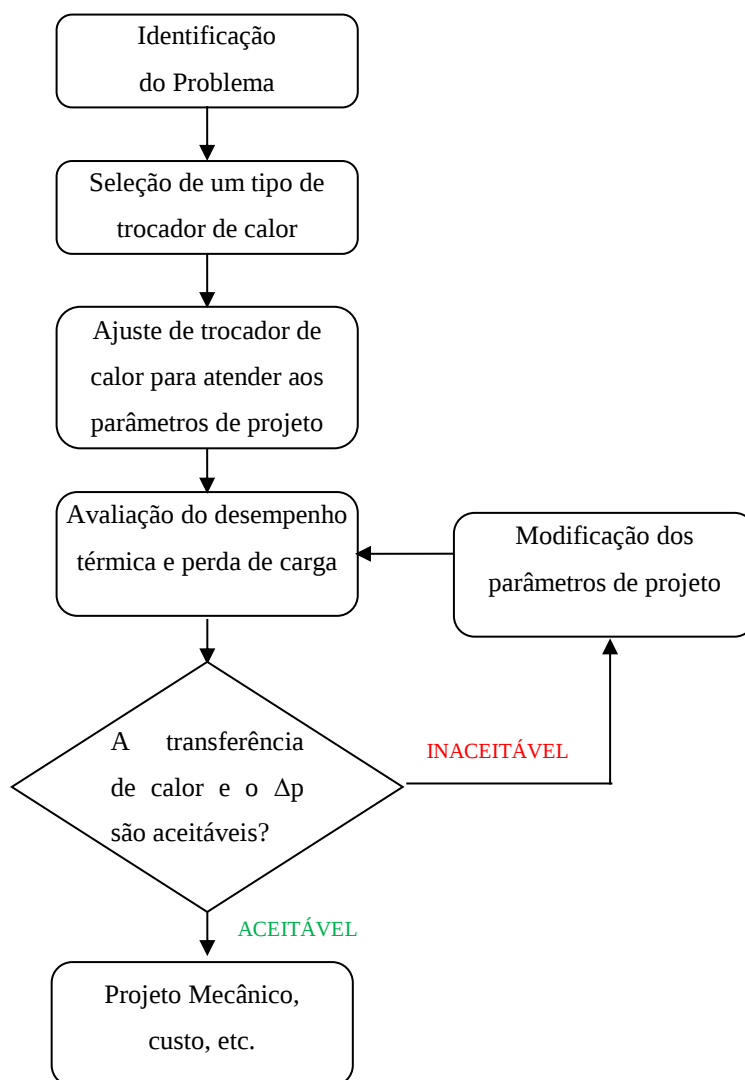
O trocador de calor casco tubo é a configuração mais utilizada em indústrias de processo e normalmente de uma estrutura de grandes proporções quanto a suas dimensões, apesar de ser de montagem relativamente fácil, como cita KAKAÇ & LIU (2002). Pode ser aplicado para diversos tipos de serviços, incluindo pressões extremamente baixas e altas temperaturas.

Há uma distinção entre os termos “seleção, avaliação e projeto” de trocadores de calor, embora sejam termos utilizados frequentemente de forma indiferente. A seleção trata-se da escolha de um trocador entre diversas unidades já existentes e neste caso o trocador é confortavelmente superdimensionado em relação à área de troca e a perda de carga, com um custo unitário baixo, devido a fabricação padronizada e a entrega é rápida (BELL, 1983).

No caso da avaliação de trocadores de calor, a partir de parâmetros iniciais como classificação vazão dos fluidos, temperaturas, pressão, propriedades dos fluidos e etc, um programa computacional determina a performance termo-hidráulica do trocador. Se a performance estiver na faixa permitida, esta configuração pode ser considerada a solução para o problema (BELL, 1983).

Já para projetos de trocadores de calor, o processo é iterativo e segue a seguinte metodologia elaborada por BELL (1983):

Figura 1-2: Estrutura lógica básica para o projeto de trocador de calor. FONTE: BELL (1983).



Para que o projeto mecânico dos trocadores de calor seguisse o mínimo de requisitos de segurança, uniformidade de tolerâncias e controle de qualidade o primeiro documento emitido como padrão para projeto de trocadores de calor foi o código *TEMA* de 1941. Atualmente, em sua 9ª edição, um projeto conforme o código *TEMA - Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association (Padrão da Associação de Fabricantes de Trocadores de Calor)* é considerado uma prática comum em todo o mundo, devido à crescente exigência quanto à precisão de projeto e construção de trocadores de calor (TABOREK, 1983). É também interessante ressaltar, para o mesmo período do lançamento do código *TEMA*, os desenvolvimentos em pesquisas da parte do projeto termo-hidráulico, bem como desenho mecânico de trocadores de calor casco

e tubo realizado por autores como *Colburn, Gardner, Mueller, Donohue, Kern, e Tinker*.

Para o projeto termo-hidráulico, há diversos métodos analíticos para dimensionamento, mas entre os principais estão o Método de Kern, Método de Bell Delaware e Método de Tinker. O método de Kern é o mais tradicional, no entanto apresenta menor precisão. O de Bell Delaware, considerado por (TABOREK, 1983) como um método de complexidade intermediária, usa os princípios do modelo de Tinker, no entanto é mais adequado para o cálculo de mão. O de Tinker é baseado na análise de fluxo e utiliza uma abordagem rigorosa, sendo reiterativo e adequado para cálculos de computador ao invés de cálculos à mão.

Além de métodos de cálculos analíticos, há uma ferramenta comercial de fluidodinâmica computacional (CFD – Computacional Fluid Dynamics) que tem sido aplicada para resolver abrangentes problemas de fluxo de fluido a mais de 20 anos: o ANSYS CFX. No entanto, atualmente não há descrita uma metodologia específica, nesta plataforma, para o projeto de trocadores de calor casco e tubo completos, sendo, portanto, a solução desta problemática um dos focos do presente trabalho.

1.1. JUSTIFICATIVA

A indústria, ao requisitar um projeto de trocador de calor, normalmente expõe as condições de seu processo, como os fluidos a serem aquecidos ou resfriados e as temperaturas de entrada e saída desejadas. Os fabricantes de trocadores de calor oferecem trocadores padrões para que os requisitos do cliente sejam atendidos com uma folga operacional para suprir as mudanças “in loco” ou variáveis estimadas durante o projeto.

No entanto, algumas indústrias requerem aplicações específicas que exigem um refinamento no projeto do trocador de calor já existente. Para atender estas aplicações para um trocador de calor já instalado na planta, engenheiros e projetistas utilizam métodos de cálculo analíticos para refinar o projeto, e testes de operação são realizados após as modificações físicas no trocador de calor, o que implica em custos adicionais mediante quaisquer ajustes. Visto esta necessidade de estudar a variação de parâmetros de um trocador de calor, antes de quaisquer modificações físicas, este trabalho apresenta

a simulação numérica CFD como uma ferramenta para auxiliar engenheiros e projetistas na análise de trocadores de calor casco e tubo.

1.2. OBJETIVOS

O principal objetivo do presente trabalho é realizar um estudo paramétrico do comportamento termo hidráulico de um trocador de calor Casco Tubo utilizando simulação numérica por CFD. As simulações serão realizadas para um projeto de trocador de calor Casco Tubo, previamente definido por técnicas convencionais de dimensionamento e que servirá como um sistema base para validação do modelo numérico.

Para alcançar este objetivo foram definidos um conjunto de objetivos específicos relacionados a seguir.

1.2.1. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- a) Definir um processo que demande o uso de um trocador de calor (definição das condições de troca térmica, nível de temperatura, vazão, perda de carga, etc.)
- b) Realizar a modelagem numérica através do CFX-ANSYS do trocador de calor dimensionado;
- c) Validar o modelo numérico comparando com os dados iniciais e com resultados de cálculo por meio dos métodos analíticos.
- d) Realizar estudos paramétricos.

1.3. ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Neste capítulo foram apresentados o problema, a motivação, a justificativa, os objetivos e finalmente a estrutura da dissertação.

No capítulo dois será apresentada a revisão bibliográfica baseada nos principais trabalhos já desenvolvidos a respeito de projeto de trocadores de calor, destacando os trabalhos sobre modelagem em CFD, a melhoria da performance do trocador através da modificação física de alguns componentes como tubos, chicanas, etc.

No capítulo três será apresentado uma breve fundamentação teórica a respeito de princípios, termos e equações de transferência de calor que influenciam no dimensionamento de trocadores casco e tubo, e será desenvolvido um entendimento a

respeito de CFD: *Computacional Fluids Dynamics* – Dinâmica dos Fluidos Computacional, juntamente com introdução ao software comercial de simulação: CFX.

No capítulo quatro será descrito a metodologia de modelagem no CFX, calibração e validação do modelo computacional comparando com os métodos da literatura técnica aberta direcionados para dimensionamento de trocadores de calor casco e tubo (método de TINKER, KERN).

Capítulo cinco apresentará as simulações desenvolvidas e estudos paramétricos com seus devidos resultados.

E, por fim, o capítulo seis será dedicado às conclusões e sugestões de trabalhos futuros.

2. CAPÍTULO 2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O objetivo deste capítulo é fazer um relato da pesquisa de projetos de trocadores de calor de casco e tubo utilizando uma ferramenta numérica/computacional considerando as formas de abordagem, a metodologia utilizada e os principais resultados.

Nos últimos anos tem sido desenvolvidas pesquisas para melhoria de trocadores de calor a respeito da melhoria do coeficiente global de transferência de calor levando em consideração os custos do projeto termo hidráulico e do projeto mecânico. Os estudos aqui descritos tiveram como premissa os trabalhos que relacionavam simulações computacionais ou comparativos experimentais de propostas para projetos de trocadores casco tubo correlacionando o coeficiente global de transferência de calor e as consequências da perda de carga no projeto hidráulico. A sequência com a qual eles serão apresentados, a seguir, visa priorizar as propostas de simulação analítica e numérica de trocadores de calor, e em seguida os trabalhos que sugerem melhoria do desempenho termo hidráulico através da modificação na geometria do trocador e comparativos entre simulações CFD com experimentos de bancada.

O projeto e fabricação de trocadores de calor casco e tubo foram introduzidos no início do século XX para preencher as necessidades de transferência de calor em superfícies de temperatura elevadas e o estudo da transferência de calor e de perda de carga, foram mais adiante introduzidas, especificamente em 1940. O primeiro procedimento para desenvolver um método para cálculos de trocadores de calor casco e tubo foi feito por Kern em 1950, enquanto Tinker, no mesmo período desenvolvia um método, que em muitos parâmetros foram incluídas de modo a que eles fizeram isso de forma complexa e quase impossível para os cálculos manuais. No entanto, o método de Tinker era mais preciso do que o método de Kern.

No início do século XXI, com o desenvolvimento crescente da área computacional, a contribuição de ferramentas computacionais para o projeto de trocadores de calor também se intensificou.

KARA & GÜRARAS (2004) elaborou um programa com base em métodos da literatura aberta para examinar uma série de trocadores de calor, a saber, três modelos: de um passe, de dois passes, e de L-tubos; escolhendo a concepção ótima com base nos critérios de custos de funcionamento.

O programa é executado com água quente-fria, testando a água quente para fluir no lado do casco e a água fria dentro dos tubos, e depois esta ordem é invertida para verificar qual configuração obtém o melhor resultado. As conclusões as quais KARA & GÜRARAS (2004) obtém são, entre outras, que a perda de carga mínima do lado da carcaça, como critério de concepção, não pode dar bons resultados na prática porque isto proporcionará um diâmetro maior e um curto comprimento e tal trocador não é prático.

THAN et.al (2008) define "projeto" como o processo de determinar todas as dimensões de construção essenciais de um trocador de calor respeitando as limitações no lado do casco e queda de pressão do lado do tubo. E define "seleção" a escolha de um trocador de calor, entre um número de unidades já existentes.

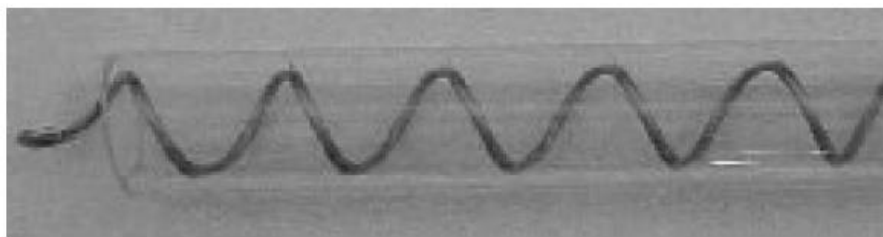
Assim, um programa de computador em MATLAB foi escrito por THAN et.al (2008) para o projeto de trocador de calor casco e tubos, com base na abordagem analítica desenvolvida com o objetivo de obter: o cálculo do número total de tubos; cálculo e verificação de carga térmica; cálculo e verificação da perda de pressão para o fluido do tubo e do casco.

Para validação, THAN et.al (2008) selecionou um trocador de calor do mercado e fez uma comparação com o projetado no seu trabalho e concluiu que o programa de computador é altamente útil para projetar o trocador de calor casco-tubo numa condição de líquido-líquido.

(COSTA & QUEIROZ, 2008) apresenta um procedimento de otimização de trocador de calor casco tubo através de um algoritmo que faz uma relação entre o desempenho e as modificações do trocador de calor, afim da solução ideal. A função objetivo de seu algoritmo de otimização é a redução do custo inicial do trocador de calor, representado pela superfície necessária para a transferência de calor.

(KRUEGER & POUPONNOT, 2009) propõe a inserção de um metal flexível e helicoidal dentro dos tubos de trocadores de calor (ver Figura 2-1). Os dispositivos são mantidos no lugar por fios retos em cada final (entrada e saída). O objetivo principal desta aplicação é prevenir a formação de depósitos incrustantes no interno dos tubos e uma das consequências principais desta aplicação é que o efeito da turbulência atinge uma melhoria da taxa de transferência de calor (entre 50% a 80%).

Figura 2-1: Inserte no tubo para melhoria da transferência de calor. FONTE: KRUEGER,(2009).



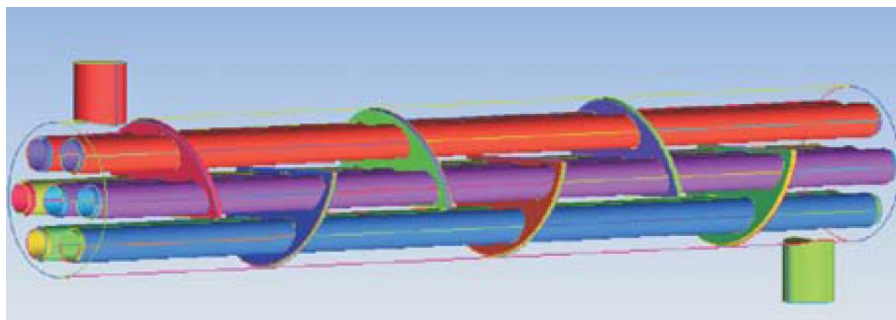
Os estudos de caso de KRUEGER (2009) aplicam o inserte em trocadores de pré-aquecimento de óleo bruto (com fluxo do lado do tubo) e os resultados destas aplicações tem como vantagem anual em média uma economia de energia de USD 500.000 por ano e economia de óleo de 23.800 barrís = 3.400 toneladas de óleo equivalente (TOE) por ano

Segundo KRUEGER (2009) a escolha e projeto do inserte são ajustados para cada aplicação específica, levando em conta as propriedades de fluido, as condições de operação do trocador de calor, o tipo de incrustação e o tempo de serviço esperado.

OZDEN & TARI (2010) faz uma simulação em CFD de um pequeno trocador casco tubo, variando o espaçamento entre as chicanas, o corte das chicanas e as taxas de fluxo. Após a simulação os resultados obtidos na simulação são comparados com os resultados obtidos através do método analítico de Bell-Delaware e o método de KERN. Como conclusão, OZDEN & TARI (2010) afirma que os resultados em CFD tem boa concordância com os resultados do método de Bell-Delaware, sendo a diferença, para maior parte dos casos executados, inferiores a 2%.

Já a proposta de RAJ & GANNE (2012) conta com a melhoria do desempenho térmico através da inclinação dos defletores (chicanas) com o fim de manter uma razoável perda de pressão. Neste estudo, um trocador casco e tubo são modelados em CFD obtendo a estrutura de fluxo e a distribuição de temperatura no interior do casco. Seis chicanas são colocadas ao longo do casco em orientações alternadas uma com corte virado para cima e outra com corte voltado para baixo, seguindo a sequência a fim de criar caminhos de fluxo através do feixe de tubos. A variação do ângulo de inclinação defletor é de 0 °, 10 ° e 20 ° (ver Figura 2-2).

Figura 2-2: Trocador de calor com chicanas inclinadas. FONTE: RAJ et.al (2012).



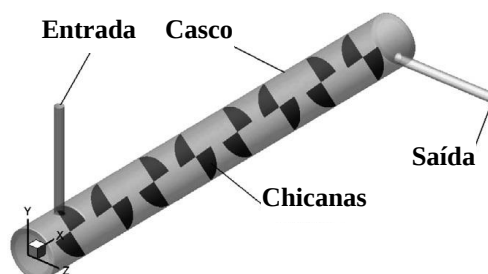
Algumas das conclusões realizadas por RAJ & GANNE (2012), é que a perda de carga é menor para as chicanas com inclinação de 20° , pois proporciona um fluxo mais suave, guiando o fluido no casco do trocador.

BHUTTA et.al. (2012) fez uma revisão bibliográfica sobre a aplicação do CFD para projetos de trocadores de calor (de diversos tipos) e ressalta sobre a importância da ferramenta que surgiu como uma alternativa para fornecer uma solução eficaz de projeto e otimização. Ressalta ainda que dentre os diversos modelos de turbulência que podem ser utilizados, o modelo $k\epsilon$ tem sido o mais empregado no projeto de trocadores de calor.

BHUTTA et.al (2012) ainda afirma que as simulações quando comparadas com estudos experimentais variam numa diferença de 2% a 10%, podendo, em alguns casos, chegar até 36%.

YOU et.al. (2012) faz uma simulação numérica para trocadores casco tubo com e sem chicanas numa formação helicoidal, como pode ser visto na Figura 2-3:

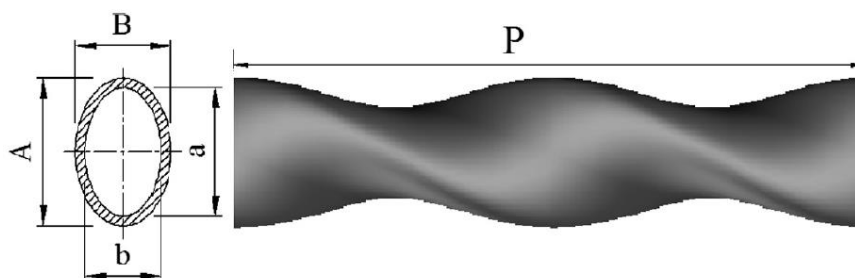
Figura 2-3: Trocador de calor com chicanas helicoidais



Então foi verificado que o campo de velocidade e temperatura na simulação do trocador com chicanas numa formação helicoidal variam de um modo periódico, tendo um desempenho termo-hidráulico melhor que o caso do trocador sem estas chicanas.

TAN et.al (2013), com a atenção voltada ao fenômeno da perda de carga, propôs tubos internos ovais e torcidos (Figura 2-4), ressaltando que outras técnicas de otimização, que propõem aumento de transferência de calor através de aletas ou tubos corrugados, não dispõem atenção para o fato do aumento da perda de carga e custo projeto hidráulico e observou que as diferenças de transferência de calor e queda de pressão entre os resultados numéricos e os resultados experimentais são 4,01% e 3,98%, respectivamente.

Figura 2-4: Tubo oval e torcido.



FONTE: TAN et.al (2013)

FETTAKA et.al (2013) realizou uma otimização de um trocador de calor casco tubo utilizando um algoritmo que solucionava mais de uma função-objetivo. O trocador é inicialmente dimensionado através do método de Bell-Delaware e posteriormente é submetido ao algoritmo de otimização com duas funções objetivo: minimização da área de transferência de calor e minimização da potência de bombeamento tanto no lado do casco quanto para o lado dos tubos.

DONA & JALALIRAD (2014) afirma que o método de Bell-Delaware é o método comumente utilizado em cálculos manuais e não tem as complexidades do método de Tinker, mas é simples e de confiança suficiente para ser utilizado em aplicações de engenharia e a partir deste método desenvolve um projeto de trocador de calor casco e tubo e depois compara o dimensionamento com o que foi feito através de um software denominado de B-JAC.

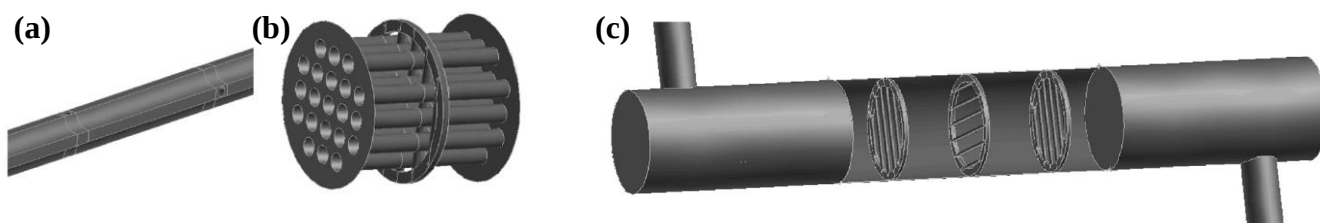
O estudo de caso no trabalho de DONA & JALALIRAD (2014) é dedicado a um trocador de calor casco e tubo que foi instalado como um aquecedor de água de

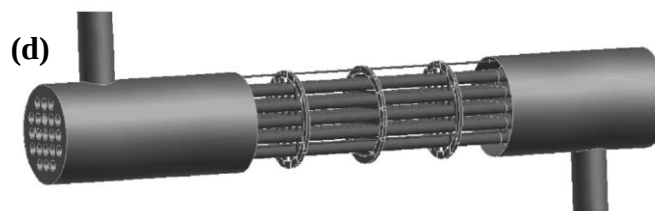
alimentação em uma usina. Os resultados obtidos apresentam as comparações entre os coeficientes de transferência de calor tanto do lado do casco como no lado tubo, havendo uma diferença média entre os coeficientes de transferência de calor e da perda de carga calculados pelo método manual e pelo software de aproximadamente 9% e inferior a 14%, respectivamente. Sendo assim, concluiu-se que os cálculos manuais foram bons critérios e referência para avaliação de softwares de projeto de trocadores de calor casco e tubo.

YANG et.al. (2014) realiza uma comparação de uma análise experimental com quatro modelos, em simulação numérica CFD, de um mesmo trocador. O primeiro modelo de simulação é o de fluxo de canal único; o segundo modelo é formado com chicanas hasteadas colocadas entre feixes de tubos; já o terceiro modelo é do trocador de calor com as chicanas hasteadas, sem a presença do feixe de tubos; o quarto modelo de simulação é do trocador de calor completo (ver Figura 2-5).

Os parâmetros comparados entre os modelos foram o número de Nusselt e a perda de carga em relação ao número de Reynolds e como resultado YANG et.al. (2014) obteve que o desvio do número de Nusselt, entre valor calculado e o valor do experimento foi de 6,5 – 12,4% para o terceiro modelo simulado. Ele também concluiu que o primeiro modelo apresenta baixa precisão tanto no aspecto de coeficiente global de transferência de calor como no de perda de carga; já os demais modelos podem representar bem a transferência de calor, mas apenas o terceiro e quarto modelo descrevem com maior precisão o fenômeno da perda de carga, quando comparado com a análise experimental.

Figura 2-5: (a) Geometria Unidade Modelo; (b) Geometria Modelo Periódico; (c) Geometria Modelo com Porosidade; (d) Geometria Modelo Inteiro.





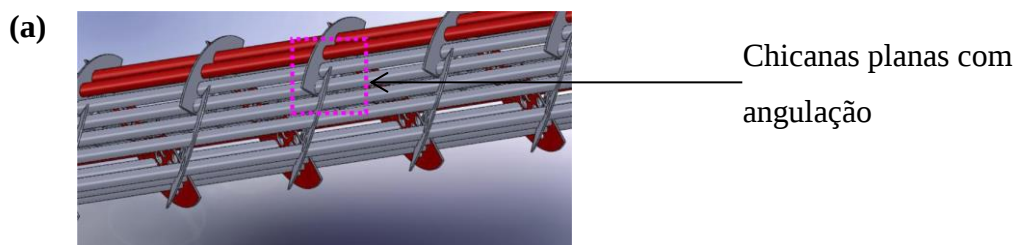
FONTE: YANG et al. (2014).

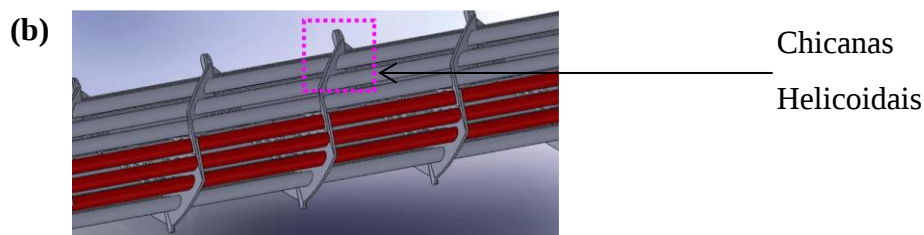
No mesmo ano, YANG, juntamente com outros autores, publica dois trabalhos a respeito de otimização de trocadores de calor. Um dos trabalhos é a proposta de otimização utilizando um algoritmo para minimizar o custo total dos trocadores, e o ajuste é realizado a partir das restrições da norma TEMA; e o outro trabalho é utilizando a *teoria constructal* para otimização de trocadores de calor, teoria esta elaborada por Adrian Bejan no início dos anos 90 e utilizada para interpretar alguns fenômenos naturais, assim como metodologia de projetos de engenharia.

TURGUT et.al. (2014) realiza um projeto de trocador de calor utilizando um algoritmo que trabalha com o conceito de obter a melhor harmonia dentre um campo de possibilidades. Foram realizados 3 estudos de caso extraídos da literatura e os resultados são comparados atingindo o objetivo deste artigo que era mostrar aos fabricantes e projetistas a funcionalidade do algoritmo de otimização, denominado de *Intelligent Tuned Harmony Search Algorithm (I-THS)*, para projetos de sistemas térmicos e problemas de trocadores de calor.

WANG et.al, (2014) realizou simulações em CFD de trocadores de calor com chicanas planas em diferentes ângulos e com chicanas helicoidais afim de que o fluido fluísse em um movimento helicoidal contínuo (ver Figura 2-6):

Figura 2-6: (a) Trocador de calor com chicanas planas em diferentes ângulos. (b) Trocador de calor com chicanas helicoidais.





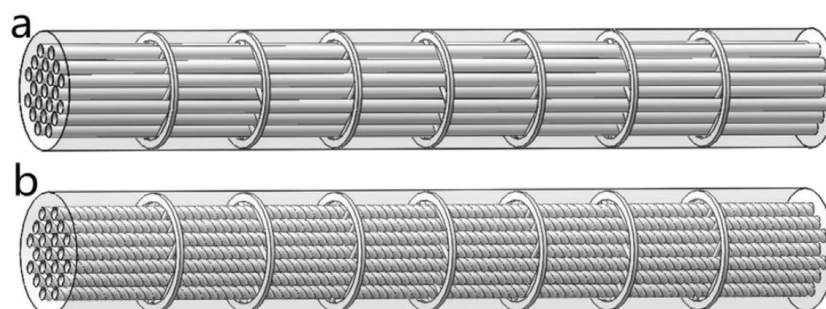
FONTE: (WANG et.al, 2014).

As chicanas helicoidais, apesar de serem de difícil construção, induzem um fluxo pelo casco que permite um aumento médio de 8,7% na transferência de calor, assim como na potência de bombeamento, quando comparado com o modelo de chicanas planas com angulação.

ZHOU et.al, (2014) utilizou um modelo simplificado para calcular a distribuição de temperatura no trocador de calor e o resultado compara com o *HTRI software* (Heat Transfer Research, Inc.). No estudo de distribuição de temperatura realizado nos tubos o desvio máximo e mínimo entre o modelo analítico e o software é de 1,74% e 0,19%, respectivamente; já na distribuição de temperatura do casco, o desvio máximo é de 1,69%.

LIU et.al (2015) afirma que a melhoria da transferência de calor em trocadores, por boa parte dos autores, está na modificação estrutural de itens componentes como tubos internos e chicanas. Sendo assim o trabalho de LIU et.al (2015) propõe tubos internos espirais e corrugados (ver Figura 2-7), realizando uma simulação numérica para verificar os resultados de coeficiente global de transferência de calor e de perda de carga que esta alteração de geometria proporciona.

Figura 2-7: (a) simulação com tubos lisos; (b) simulação com tubos corrugados.



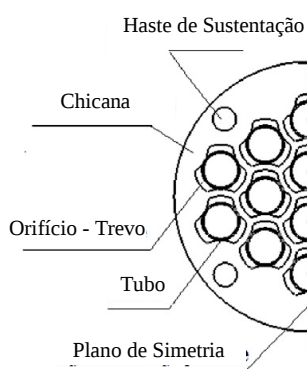
FONTE: LIU et.al (2014)

Com estas simulações LIU et.al (2015) concluiu que os pequenos vórtices gerados pelos tubos corrugados aumentam a transferência de calor entre o fluido e o

tubo, causa pelo qual o número de Nusselt no trocador de tubos corrugados é 1,2 vezes maior que o do trocador de tubo liso para um mesmo número de Reynolds. Foi observado também que a perda de carga no trocador de calor de tubos lisos é maior que a dos tubos corrugados, sendo justificado pelo fato de que vórtices são gerados próximos à parede dos tubos lisos, aumentando a resistência. Como nos tubos corrugados o fluido é carregado pelos fluxos dos canais espirais, o desempenho diminui a resistência.

YOU et.al. (2015) realiza uma simulação em CFD, através do software comercial ANSYS FLUENT, para estudar a respeito da influência no coeficiente global de transferência de calor a partir da modificação do orifício das chicanas, sendo estes em formato de trevo, como pode ser visto na Figura 2-8. Além disto, também foi estudado a influência da quantidade de chicanas, no pequeno trocador de calor.

Figura 2-8: Chicana e os orifícios em formato de trevo.

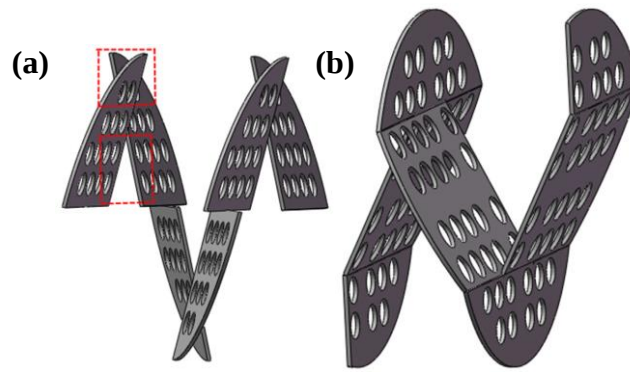


FONTE: YOU et.al. (2015)

Como resultado, com os orifícios na chicana o trocador de calor obteve um aumento de 21,9% no desempenho termo-hidráulico e com a diminuição da quantidade de chicanas (de 6 para 3), o coeficiente de transferência de calor também diminuiu proporcionalmente (YOU et.al., 2015).

WEN et.al (2015) fez um estudo com trocadores de calor com chicanas em formato de X e com chicanas posicionadas em formato de escada. A Figura 2-9 apresenta o formato das chicanas:

Figura 2-9: (a) Chicanas formato de X; (b) Chicanas em formato de escada.

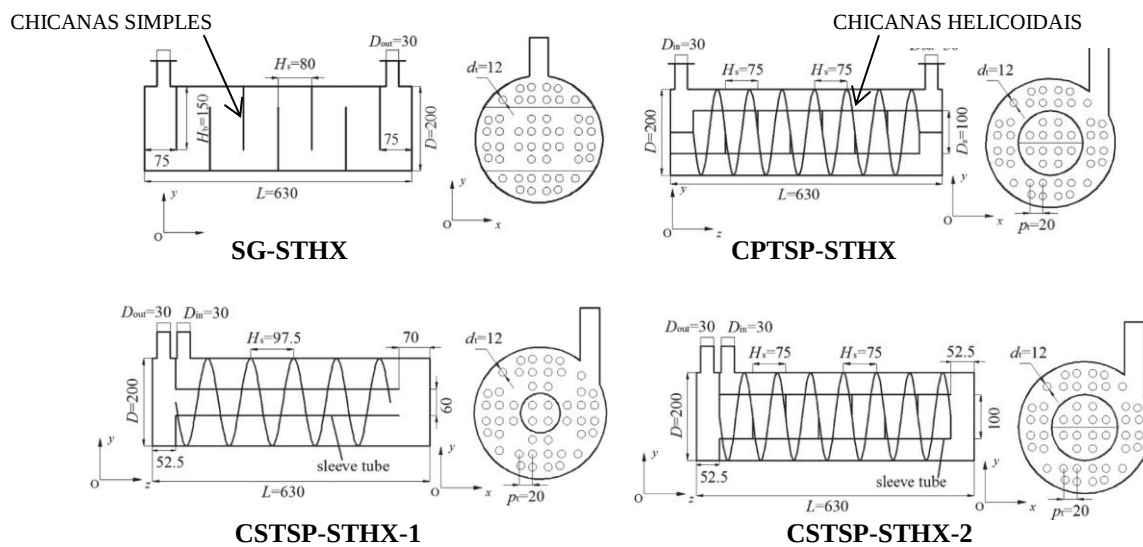


FONTE: (WEN et.al 2015)

Para validação da simulação, realizou um estudo experimental com o qual foi comparado uma das simulações e apresentou uma diferença no coeficiente de transferência de calor global de 5,55% a 9,62% entre o resultado numérico e o experimental; quanto à perda de carga, a diferença foi de 6,72% a 12,68%. WEN et.al (2015) afirma que estes desvios podem ser atribuídos às simplificações no modelo numérico e à incerteza na medição do modelo experimental.

YANG et.al. (2015) fez um trabalho comparando um modelo de trocador de calor com chicanas planas simples com três modelos de trocadores de calor com chicanas helicoidais, com espaçamentos diferentes, como pode ser visto na Figura 2-10.

Figura 2-10: Modelos de trocadores simulados por YANG et.al. (2015).



FONTE: (YANG et.al., 2015)

O modelo SG-STHX é de um trocador de calor de 1 passe e chicanas simples; o CPTSP-STHX é um trocador de 1 passe com chicanas helicoidais com um espaçamento de 75 mm; o CPTSP-STHX-1 é um trocador de 2 passes com chicanas helicoidais com um espaçamento de 95 mm; já o CPTSP-STHX-2 é um trocador de 2 passes com chicanas helicoidais, mas de espaçamento 75 mm.

Como resultado YANG et.al. (2015) obteve que, para uma mesma taxa de fluxo de massa, o coeficiente de transferência a de calor do CPTSP-STHX, CSTSP-STHX-1 e CSTSP-STHX-2 aumenta, respectivamente, 7,6%, 14,8% e 31,2% comparado ao coeficiente do trocador de calor SG-STHX.

PAL et.al (2016) fez um estudo com pequenos trocadores casco tubo sem e com chicanas, variando o fluxo de massa de entrada foram e simulando em CFD. Os trocadores de calor testados tiveram um diâmetro de casco de 150, 300 e 660 mm, todos com 600 mm de comprimento, com uma quantidade de tubos e respectivos diâmetros externos de tubos diferentes.

Dentre algumas análises realizadas, PAL et.al (2016) verificou a distribuição de temperatura e velocidade ao longo do trocador de calor e comparou a perda de carga e o coeficiente de transferência de calor da simulação em CFD com resultados obtidos através de cálculos realizados pelo método analítico de Bell-Delaware e o método de Kern. A perda de carga obtida pela simulação CFD, quando comparada com o método de Bell-Delaware, teve uma variação de $\pm 10\%$.

3. CAPÍTULO 3 - FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo será realizado um breve resumo sobre os principais termos e conceitos a respeito de transferência de calor e trocadores de calor casco e tubo, além de uma introdução a respeito de dinâmica dos fluidos computacional (CFD).

3.1. PRINCÍPIOS TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Como princípio fundamental, a transferência de calor é o fluxo de energia por unidade de tempo que não pode ser medido diretamente, sendo, esta medição realizada através de uma propriedade intensiva mensurável: a temperatura. Uma vez que o calor flui da região de alta temperatura para a de menor temperatura, a distribuição de temperatura de um sistema é essencial para o estudo de transferência de calor e tem sido interesse em muitas pesquisas científicas e de engenharia, pois permite o dimensionamento de diversos equipamentos, como por exemplo, os trocadores de calor (OZISIK, 1985).

São três os mecanismos de transferência de calor: condução, convecção e radiação. OZISIK (1985) descreve a condução como o modo de transferência em que a energia flui do ponto de alta temperatura para o de baixa temperatura através do movimento cinético ou impacto direto das moléculas, como exemplo, os fluidos estáticos e o movimento dos elétrons nos metais condutores. A Lei que modela este fenômeno, Lei de Fourier, como ficou conhecida, pode ser descrita por:

$$Q_x = -k \cdot A \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \quad (3-1)$$

Onde Q_x é a taxa de fluxo de calor, em W (watts), através de uma área A na direção de x , sendo proporcional à constante k (condutividade térmica do material - W/m°C) e à diferença de temperatura.

Quando há transferência de energia entre uma superfície sólida e um líquido ou gás adjacentes, em movimento, é denominado de fenômeno de convecção (ÇENGEL, 2009). Em ausência de qualquer movimento do fluido, o fenômeno é de condução, como citado anteriormente. Se o movimento do fluido é resultado da diferença da densidade causada pela diferença de temperatura no fluido, a transferência é denominada de convecção livre. Já a chamada “convecção forçada” é resultado do movimento do fluido causado por uma bomba, ventilador ou impulsionador (OZISIK,

1985). Para aplicação de engenharia, com o objetivo de simplificar os cálculos de transferência de calor por convecção se utiliza uma equação denominada de Lei de resfriamento de Newton:

$$q = h \cdot (T_w - T_f) \quad (3-2)$$

Onde q é o fluxo de calor (W/m^2) da superfície de temperatura mais alta (T_w) para o fluido frio (T_f); da mesma forma, representando o fluxo do fluido quente para a superfície fria, tem-se:

$$q = h \cdot (T_f - T_w) \quad (3-3)$$

A constante h é o coeficiente de transferência por convecção e é o parâmetro mais complicado de ser encontrado, pois varia com o tipo de fluxo (se laminar ou turbulento), a geometria do corpo e a área de fluxo de passagem, as propriedades físicas do fluido, a temperatura média, e a posição ao longo da superfície do corpo. Na literatura há algumas faixas de consideração e este fator pode ser também determinado analiticamente para corpos de geometrias simples, mas para o fluxo sobre corpos com configurações complexas, o h é obtido por aproximação experimental (OZISIK, 1985).

Ainda há um terceiro modo de transferência de calor denominado de Radiação, que é a energia emitida pela matéria na forma de ondas eletromagnéticas e, diferente da condução e convecção, para que essa transferência aconteça necessita de um meio interposto (ÇENGEL, 2009). A equação que descreve a transferência de calor por radiação é expressa por:

$$Q_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_s (T_s^4 - T_{amb}^4) \quad (3-4)$$

No qual, Q_{rad} é a transferência de calor por radiação (W), A_s é área superficial que possui uma emissividade ε (que varia de 0 a 1) e se encontra a uma temperatura T_s e está cercada por um ambiente a uma temperatura T_{amb} . A constante σ é a constante de Stefan-Boltzmann que equivale a $5.67 \cdot 10^{-8} W/m^2 \cdot K^4$.

Normalmente estes três fenômenos de transferência de calor são estudados e descritos de forma separada, mas a atuação, na prática pode ser combinada e uma das formas de estudar transferência de calor e seus efeitos combinados é através da rede de resistências térmicas.

Considerando uma parede de espessura L , área A e condutividade térmica k , exposta à convecção em ambos os lados, o fluxo de calor é o mesmo mediante estas resistências. Sendo assim:

$$\dot{Q} = h_1 A \cdot (T_\infty - T_1) = kA \cdot \frac{(T_1 - T_2)}{L} = h_2 A \cdot (T_2 - T_{\infty 2}) \quad (3-5)$$

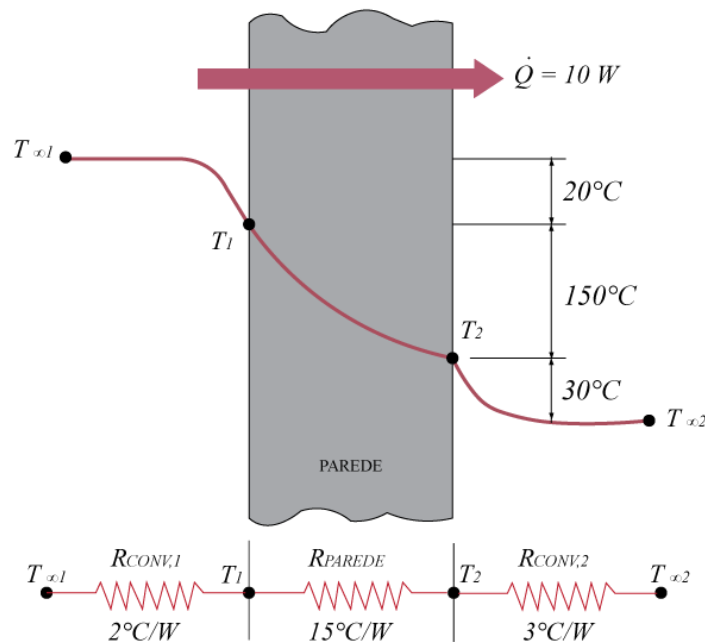
Ajustando a equação, tem-se:

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \frac{(T_\infty - T_1)}{1/h_1 A} = \frac{(T_1 - T_2)}{L/kA} = \frac{(T_2 - T_{\infty 2})}{1/h_2 A} \\ \dot{Q} &= \frac{(T_\infty - T_1)}{R_{conv,1}} = \frac{(T_1 - T_2)}{R_{parede}} = \frac{(T_2 - T_{\infty 2})}{R_{conv,2}} \end{aligned} \quad (3-6)$$

Há três resistências a serem somadas: a resistência por convecção na superfície quente; a resistência à condução na parede, levando-se em conta a condutividade térmica do material da parede e; a resistência à convecção superfície fria.

A representação segue apresentada na Figura 3-1:

Figura 3-1: Parede plana – Resistências Térmicas.



FONTE: adaptado de (ÇENGEL, 2009).

Em resumo fica:

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \frac{(T_\infty - T_{\infty 2})}{R_{conv,1} + R_{parede} + R_{conv,2}} \\ \dot{Q} &= \frac{(T_\infty - T_{\infty 2})}{R_{TOTAL}} \end{aligned} \quad (3-7)$$

Sendo, $R_{TOTAL} = R_{conv,1} + R_{parede} + R_{conv,2} = 1/h_1A + L/kA + 1/h_2A$

Esta é a lógica das resistências térmicas e, à medida que for adicionado algum material isolante, ou alguma parede extra, resistências ao fluxo de calor também serão adicionadas.

3.1.1. COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Esta introdução foi necessária para que então pudesse ser apresentado o **coeficiente global de transferência de calor**, um dos coeficientes essenciais em qualquer análise de trocadores de calor, sendo este definido em função da resistência térmica total à transferência de calor entre dois fluidos (INCROPERA & DEWITT, 2003).

No início das metodologias de dimensionamento, o U é estimado e só após a conclusão dos cálculos pode ser corrigido através da Equação (3-8). Sendo assim, a Tabela 8-1, no anexo 8.1, apresenta os valores de U que podem ser utilizados inicialmente.

A expressão para cálculo do U corrigido é dada por:

$$U = \frac{1}{(D_o/D_i) \cdot (1/h_i) + (D_o/D_i) \cdot F_i + (D_o/(2k)) \cdot \ln(D_o/D_i) + F_o + (1/h_o)}$$

Equação (3-8)

Onde,

D_o/D_i é a razão entre o diâmetro interno e o diâmetro externo dos tubos de troca;

F_i e F_o são as resistências geradas por incrustação;

h_o é o coeficiente de convecção externo;

h_i é o coeficiente de convecção interno;

k é o coeficiente de condução;

Os fatores F_i e F_o , da Equação (3-8), representam o efeito de incrustação que interfere diretamente no desempenho térmico do trocador de calor, tanto que nos últimos anos tem sido uma das áreas mais estudadas, com o objetivo de diminuição dos custos de manutenção ao longo do tempo e aumento da eficiência do trocador (OZISIK,

1985). Há uma conferência internacional que tem como propósito discutir soluções de limpeza e incrustações em trocadores de calor: International Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning (<http://www.heatexchanger-fouling.com>). Esta conferência, em sua plataforma online, disponibiliza diversos artigos a respeito do tema, mas como a modelagem da taxa de deposição de material na superfície de troca de calor não está no escopo deste trabalho, os fatores de incrustação que serão utilizados, provém de tabelas do TEMA (2007) (ver Tabela 8-2, no anexo 8.1).

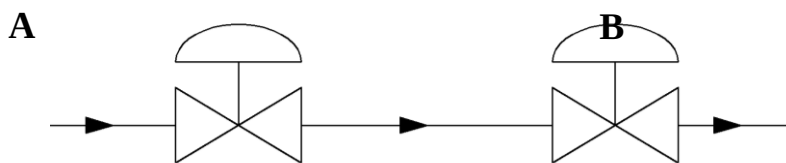
De uma forma geral, ESSEL (2014) cita algumas considerações a respeito de incrustações no projeto de trocador de calor:

- A incrustação é suave em temperaturas abaixo de 120°C (250°F);
- A vaporização aumenta a possibilidade de incrustação em um nível severo;
- Altas velocidades tendem a diminuir a incrustação;
- O aquecimento de hidrocarbonetos potencializa a incrustação mais do que o resfriamento destes.

Outros fatores importantes no cálculo do coeficiente global de transferência de Calor são os coeficientes de convecção (também denominados de coeficiente de película) h_i e h_o . Apesar de ser um dos fatores mais complexos de serem encontrados, são inteiramente importantes e as literaturas fornecem algumas tabelas com faixas de valores para determinados fluidos e tipo de convecção, no entanto, os limites dessas faixas são grandes, fazendo-se necessário, para uma modelagem mais precisa, o cálculo destes coeficientes.

Ao se calcular o coeficiente de película interno e externo durante o dimensionamento de um trocador calor, deve-se ajustar as condições físicas do equipamento de forma que os valores dos coeficientes de convecção estejam numa mesma grandeza, pois se um dos coeficientes for muito maior que o outro, não resultará em uma melhoria proporcional no coeficiente global de transferência de calor. Em analogia, é como se duas válvulas estivessem alinhadas numa tubulação. Ambas fazem a restrição do fluxo de um fluido; se a válvula A estiver 100% aberta, mas a B apenas 25%, o fluxo será proporcional ao que a válvula B permitir passar; e no caso contrário, estando a válvula B totalmente aberta, o fluxo será proporcional ao que a válvula A permitir fluir (ver Figura 3-2).

Figura 3-2: Analogia das válvulas e coeficiente de convecção.



FONTE: autor.

As equações para cálculo destes coeficientes de película podem ser obtidas em literaturas como as de INCROPERA & DEWITT (2003), OZISIK, M.NECATI (1985) e ÇENGEL (2009).

3.1.2. MÉDIA LOGARÍTIMICA DAS DIFERENÇAS DE TEMPERATURA

Para se utilizar a relação $\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_m$, como as temperaturas variam ao longo do trocador de calor, é necessário calcular a diferença de temperatura média (ΔT_m), que é obtida a partir da razão entre as temperaturas de saída e as temperaturas de entrada, dependendo do tipo de fluxo do trocador, se paralelo ou contracorrente (ÇENGEL, 2009).

Em um trocador de fluxo paralelo a média logarítmica das diferenças de temperatura é calculada através da expressão:

$$MTDL = \frac{|T_{t1} - T_{c1}| - |T_{t2} - T_{c2}|}{\ln \frac{|T_{t1} - T_{c1}|}{|T_{t2} - T_{c2}|}} \quad (3-9)$$

Onde:

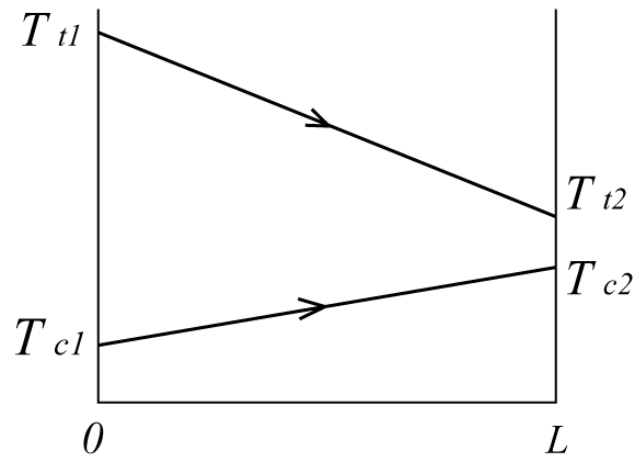
T_{t1} , Temperatura de entrada do fluido 1;

T_{t2} , Temperatura de saída do fluido 1;

T_{c1} , Temperatura de entrada do fluido 2;

T_{c2} , Temperatura de saída do fluido 2.

Figura 3-3: Fluxo paralelo.

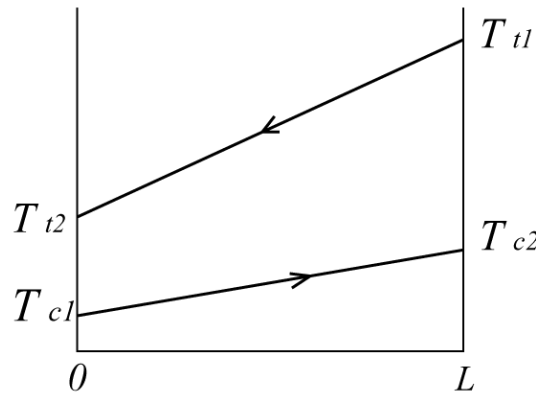


FONTE Adaptado de (OZISIK, 1985).

Em um trocador de fluxo contracorrente a média logarítmica das diferenças de temperatura é calculada através da expressão:

$$MTDL = \frac{|T_{t1} - T_{c2}| - |T_{t2} - T_{c1}|}{\ln \frac{|T_{t1} - T_{c2}|}{|T_{t2} - T_{c1}|}} \quad (3-10)$$

Figura 3-4: Fluxo contracorrente.



FONTE Adaptado de (OZISIK, 1985).

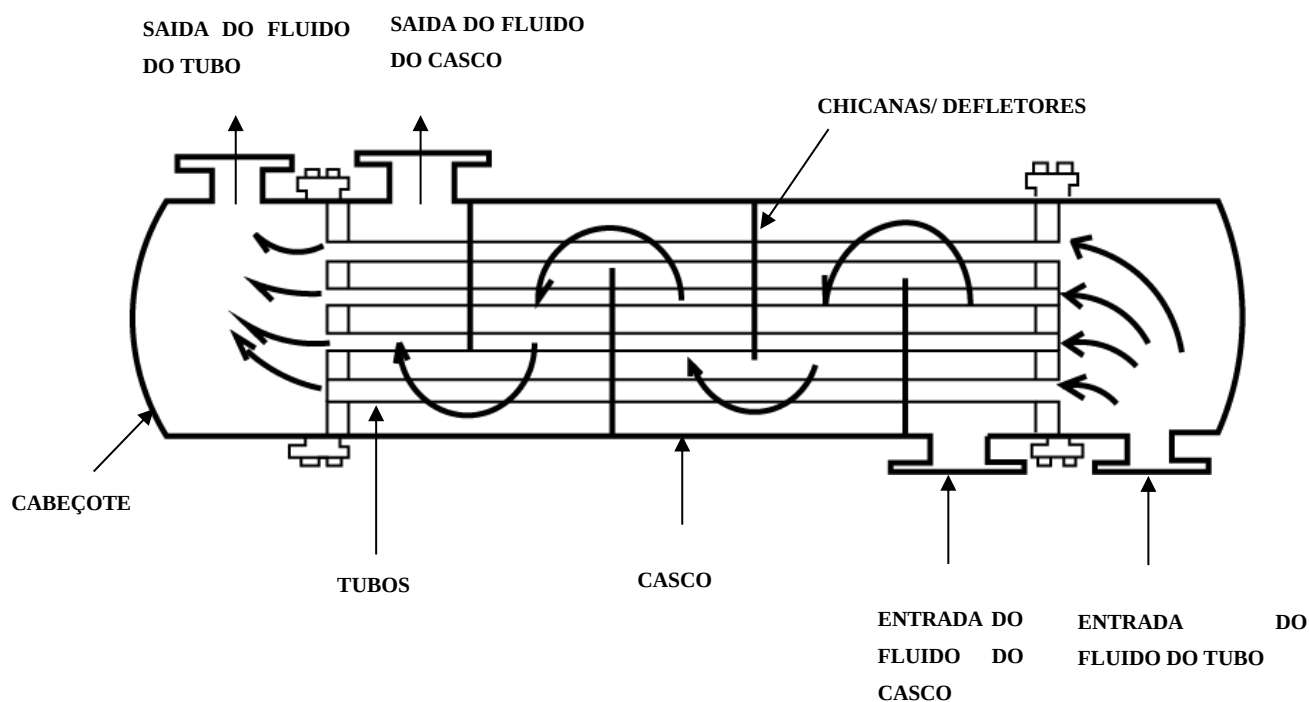
Para cada aplicação é necessário utilizar um fator de correção para a MTDL (OZISIK, 1985). Este fator é denominado de F e pode ser encontrado através de dois parâmetros P e R, a partir do gráfico apresentado na Figura 8-1, no anexo 8.1.

Para mais gráficos que representem outras configurações de passes no casco e nos tubos, consultar o apêndice do livro de (KERN, 1985).

3.2. PADRÕES DE TROCADORES DE CALOR CASCO E TUBO

Para facilitar a construção e projeto, a norma TEMA disponibiliza um padrão que serve como guia para dimensionamento de trocadores de calor Casco e Tubo. A seguir, na Figura 3-5, será detalhado as principais partes do trocador de calor com as devidas recomendações.

Figura 3-5: Trocador de calor casco e tubo. FONTE: OZISIK (1985).



3.2.1. TIPO CONSTRUTIVO: CABEÇOTES E CASCO

Para corresponder ao tipo construtivo do trocador, ESSEL (2014) ressalta que a parte dianteira, intermediária e traseira é nomeada através de três letras padronizadas pelo TEMA:

Cabeçote estacionário (dianteiro): letras de A a D,

Casco: letras de E a X

Cabeçote traseiro: letras de L a W

Na Tabela 8-3, no anexo 8.1, uma breve explanação a respeito da aplicação de cada tipo construtivo.

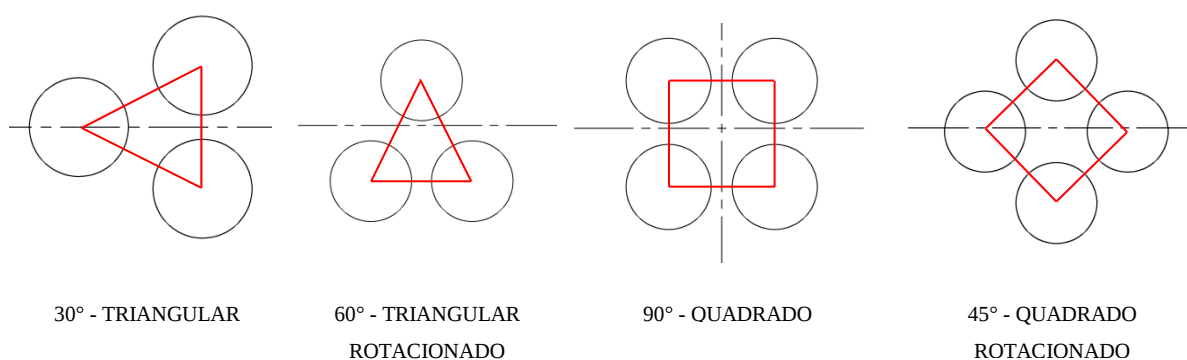
3.2.2. COMPRIMENTO DOS TUBOS

Segundo a norma TEMA o comprimento dos tubos do trocador de calor depende de alguns fatores, entre eles, a disposição do layout da planta onde este equipamento será instalado. No entanto, há uma recomendação de comprimentos, pelo TEMA, para facilitar a construção e manutenção dos mesmos: 2,5 – 3 – 3,6 – 4,8 e 6 m, embora que possa ser utilizado tubos maiores ou menores (ESSEL, 2014).

3.2.3. CASCO E TUBOS

Os tubos são ajustados no trocador de calor em feixes e podem ser organizados em quatro tipos de disposição, como mostrado na Figura 3-6:

Figura 3-6: Disposição dos tubos.



FONTE: adaptado (OZISIK, 1985)

Na Tabela 3-1 são exibidas recomendações que orientarão a escolha a ser feita a respeito da disposição dos tubos:

Tabela 3-1: recomendações para a disposição dos tubos. FONTE: (ESSEL, 2014)

	DISPOSIÇÃO	
	TRIANGULAR	QUADRADA
Fator Incrustação $\leq 0,0004 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$	X	
Fator Incrustação $> 0,0004 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$		X
Quando é requerida limpeza mecânica da superfície externa dos tubos		X
Quando é requerida ou pode ser feita limpeza química do lado do casco	X	
Trocador com espelhos fixos	X	
Feixes removíveis	X	X
Tubos em U	X	
Menor custo por unidade de área	X	

Para grande parte das aplicações de trocadores casco e tubo, o diâmetro dos tubos são de 1/2", 3/4", 1" ou 1 1/2" (diâmetro externo), sendo este último utilizado apenas em caso onde ocorrem problemas de perda de carga. Estes tubos estão disponíveis em diversos materiais como aço, cobre, alumínio e aço inoxidáveis, assim como em diversas espessuras de paredes, dadas pelo calibrador Birmingham (BWG), as quais serão exibidas no trecho de tabela abaixo extraído de (KERN, 1999):

Tabela 3-2: Diâmetro interno dos tubos.

TUBO DE (in)	BWG	Espessura da parede	D. I nterno (in)	Área de fluxo (in ²)
3/4"	10	0,134	0,482	0,182
	11	0,12	0,51	0,204
	12	0,109	0,532	0,223
	13	0,095	0,56	0,247
	14	0,083	0,584	0,268
	15	0,072	0,606	0,289
	16	0,065	0,62	0,302
	17	0,058	0,634	0,314
	18	0,049	0,652	0,334
1"	8	0,165	0,67	0,355
	9	0,148	0,704	0,389
	10	0,134	0,732	0,421
	11	0,12	0,76	0,455
	12	0,109	0,782	0,479
	13	0,095	0,81	0,515
	14	0,083	0,834	0,546
	15	0,072	0,856	0,576
	16	0,065	870	0,594
	17	0,058	0,884	0,613
	18	0,049	0,902	0,639

FONTE: adaptado de (KERN, 1999)

A distância entre centros de tubos adjacentes é denominada de “Passo” ou “Pitch” e normalmente equivale a 1,25 vezes o diâmetro externo do tubo. A Tabela 3-3 apresenta o passo em função do diâmetro externo dos tubos:

Tabela 3-3: passo em função do diâmetro externo.

Diâmetro externo (de)	Passo	
	Arranjo Triangular	Arranjo Quadrado
3/4"	15/16"	1"
1"	1.1/4"	1.1/4"
1.1/2"	1.7/8"	1.7/8"
> 1.1/2"	1,25 x de	1,25 x de

FONTE: (ESSEL, 2014)

Quanto ao número de trajetos nos tubos (passes), (ESSEL, 2014) afirma que com mais de 8 passes e menos de 2 a construção mecânica pode se tornar complicada o número máximo de passes. O arranjo mais comum são um passe ou um número par de passes.

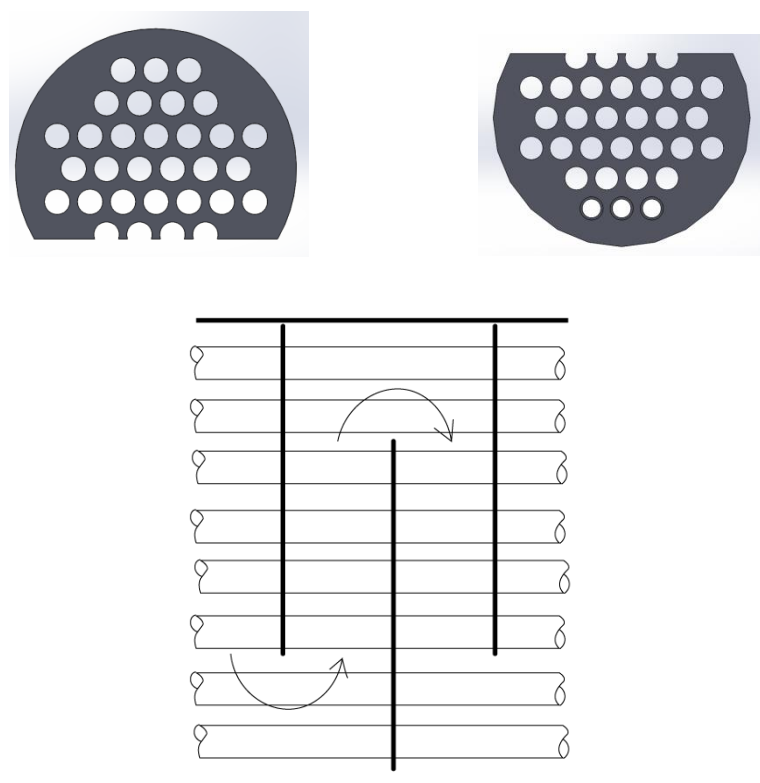
O diâmetro do casco depende inteiramente do diâmetro do feixe de tubos, então como padrão TEMA (2007), a Tabela 8-4 e Tabela 8-5 apresentam o diâmetro do casco recomendado em função da quantidade de tubos.

3.2.4. CHICANAS

As chicanas, ou também denominados defletores, são placas planas perfuradas e instaladas ao longo do trocador de calor com o objetivo de induzir o aumento da turbulência do fluido que passa pelo casco. A quantidade de chicanas depende da distância que será projetada entre uma e outra e geralmente o espaçamento entre elas não é maior que a distância equivalente ao diâmetro do casco, nem inferior ao 1/5 deste diâmetro (KERN, 1999).

Existem diversos tipos de chicanas, mas geralmente as mais utilizadas são as que possuem uma altura de 75% do diâmetro interno do casco e são disponibilizadas, ao longo do casco, de forma intercalada: ora para cima, ora para baixo (ver Figura 3-7).

Figura 3-7: Chicanas. FONTE: adaptado (KERN, 1999)



3.2.5. BOCAIS

Algumas recomendações para a locação dos bocais são citadas por (ESSEL, 2014):

- O escoamento de fluidos aquecidos ou vaporizados deve ser a partir do fundo em direção ao topo do trocador de calor;
- O escoamento dos fluidos condensados ou resfriados deve ser feito a partir do topo em direção ao fundo do trocador de calor.

A norma TEMA (2007) recomenda os seguintes diâmetros para bocais:

Tabela 3-4: Diâmetro de bocais em função do diâmetro do casco. FONTE: (ESSEL, 2014).

Diâmetro interno do casco (pol)	Diâmetro das conexões (pol)
Menor que 12	2
12 - 17 1/4	3
19 1/4 - 21 1/4	4
23 1/4 - 29	6
31 - 37	8
Acima de 39	10

3.3. DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD)

Dinâmica dos fluidos computacional, do inglês *Computational Fluids Dynamics*, ou abreviadamente CFD, são termos utilizados para denominar a análise de sistemas através de simulações por computador; sistemas estes que envolvem fluxo de fluidos, transferência de calor e fenômenos associados (VERSTEEG & MALALASEKERA, 2007). Ultimamente tem abrangido um grande espaço na solução de problemas de engenharia e será brevemente estudado neste capítulo, juntamente com uma das ferramentas que utilizam este princípio.

O CFD surgiu da necessidade de tornar menos custoso o processo de modelagem de um fenômeno para o qual a análise analítica tem utilização restritiva e a análise

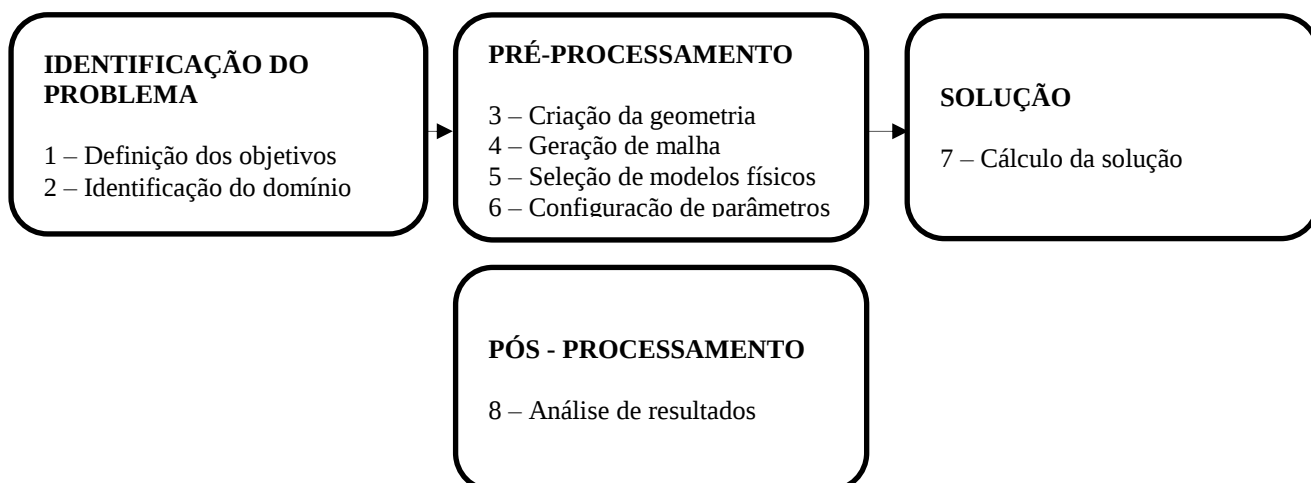
experimental é inviável em termos de dinheiro e tempo (ESSS, 2014). Tem uma grande utilidade na área industrial e não industrial, como exemplo, e tem sido aplicado nas seguintes áreas:

- Aerodinâmica de aeronaves e veículos: tem sido utilizado na simulação de performance de aeronaves e otimização de pequenas partes que estão exposta a escoamento. Na área automobilística, pode-se utilizar CFD em projeto para motores e combustão.
- Industrias de óleo e gás; Industrias de geração de energia: na área petrolífera, tem sido bastante utilizado para simulações de poços de petróleo com o objetivo da extração; na geração de energia é utilizado para projetar pás de geradores eólicos, processo de queima de combustíveis sólidos e geração de poluentes e, processo de gaseificação.
- Outras aplicações: hidrodinâmica de navios; turbo máquinas; em engenharia ambiental na distribuição de poluentes e efluentes; em hidrologia e oceanografia para simular o escoamento flui dos rios, estuários e oceanos; na meteorologia para simular a previsão do tempo; na Engenharia Biomédica para simulação do fluxo do sangue nas artérias e veias.

3.3.1. METODOLOGIA CFD

Os códigos de CFD são construídos em torno de algoritmos numéricos que resolvem problemas de fluxo de fluido (VERSTEEG & MALALASEKERA, 2007). A seguir, na Figura 3-8, a sequência para resolução de problemas através de CFD citada por ESSS (2014).

Figura 3-8: Sequência de resolução de problemas através de CFD. FONTE: adaptado ESSS (2014).



É necessário ter bem definido inicialmente os objetivos da simulação, pois a partir destes objetivos algumas simplificações geométricas ou na modelagem podem ser realizadas de forma que não modifiquem o resultado final (ESSS, 2014). Da mesma forma se dá a necessidade de identificar os domínios a serem simulados. Um exemplo é o caso da simulação de um trocador de calor, o qual possui três domínios: o fluido do casco, o fluido dos tubos e carcaça do trocador.

Uma boa definição inicial destes parâmetros e objetivos iniciais, minimiza posteriormente, no decorrer da simulação, tempo desperdiçado com problemas que deveriam ser resolvidos ainda na fase de concepção.

A primeira fase do pré-processamento é a criação da geometria. Nesta fase, após a definição do problema, deve-se selecionar e desenhar apenas a parte que interessa para a simulação. Se a geometria existe em CAD, ela pode ser importada de outros programas CAD compatíveis com o modelador de geometrias de um software CFD.

Após a importação ou desenho da geometria, deve-se criar as regiões fluidas, caso a geometria importada possua apenas a carcaça do objeto a ser simulado; além disso, deve-se nomear as faces que serão condições de contorno, para que na fase de “setup” do modelo, as condições de contorno sejam mais facilmente inseridas.

A geração de malha é a fase da discretização do modelo, onde a estrutura será dividida em pequenos volumes com nós, os quais carregarão as equações governantes para a solução do problema.

Há seis tipos de malha: a triangular, quadrilátera, tetraédrica, hexaédrica, piramidal e prismática. As malhas comumente utilizadas são as triangulares, tetraédricas e prismáticas, podendo operarem hibridamente, para proporcionar maior adaptação aos detalhes da geometria (ESSS, 2014).

Numa etapa de ajuste, pós-malha, são selecionados os parâmetros físicos que permitirão o cálculo e solução do problema proposto inicialmente. Modelo de turbulência, de energia, condições de contorno e outros tipos de modelo são inseridos nesta fase. Deve ser definido também se a simulação será estacionária ou transitória (não-estacionária). A simulação transitória, aquela pela qual pode-se observar o fenômeno durante passos de tempo, é utilizada quando se está interessado em estudar um fenômeno que em curto espaço de tempo apresenta mudanças significativas, como

por exemplo, este tipo de análise é muito utilizada para problemas de combustão (ESSS, 2014),

Um próximo passo nesta etapa da metodologia de pré-processamento é a prescrição das condições de contorno. Todo problema em CFD necessita de condições iniciais, sendo estas de papel fundamental no algoritmo numérico. As principais condições de contorno são:

- *Inlet* (Entrada): pode impor pressão, velocidade e vazão mássica.
- *Outlet* (Saída): da mesma forma que a condição de contorno “Inlet”, esta pode impor pressão, velocidade e vazão mássica.
- *Wall* (Parede): nesta condição de contorno pode-se definir isolamento e também uma condição de não –escorregamento.
- *Simetry* (Simetria): com o objetivo de minimizar o esforço computacional, a condição simetria é utilizada para definir que o escoamento não ultrapasse determinada fronteira, que significa fluxo nulo de todas as propriedades na direção normal à superfície.

Por fim, antes de entrar na simulação propriamente dita, são ajustados os parâmetros do *solver*, como número máximo de iterações, critérios de parada entre outros.

O *Solver*, componente para resolução dos problemas em CFD, carrega embutido um método numérico. Um dos mais utilizados para dinâmica dos fluidos é o método de volumes finitos, que através de volumes elementares, conserva as propriedades em pequenos volumes e realiza, nestes elementos, balanços ou uma integração no espaço e no tempo para converter em um sistema de equações algébricas e estas, então, serem resolvidas de forma iterativa (MALISKA, 2004).

Como as equações são não-lineares, uma abordagem iterativa é necessária e quando o resultado se aproxima da solução exata, diz-se que “convergiu”. Sendo uma aproximação, o critério para parada das iterações ou é a quantidade pré-determinada ou o valor do resíduo desejado (ANSYS, 2015).

Por etapa final, tem-se o pós-processamento, onde os resultados são apresentados e analisados. O pós-processador permite, entre outras funcionalidades: a visualização da geometria, vetores de direção e magnitude de fluxo; variação de

variáveis escalares; cálculos quantitativos; animação; produção de gráficos (ANSYS, 2015).

3.4. SOFTWARE ANSYS CFX

O software comercial ANSYS CFX é descrito como uma suíte de CFD que combina recursos avançados de pré-processamento e *solver*, incluindo a capacidade de modelagem dos seguintes fenômenos: fluxo em estado estacionário e transitório; fluxo turbulento e laminar; fluxos subsônicos e supersônicos; transferência de calor e radiação térmica; fluxos não-newtonianos; fluxo multifásico; combustão, etc.

Com uma interface gráfica amigável, o ANSYS CFX será a ferramenta sobre a qual será desenvolvida uma metodologia, nos próximos capítulos, para aperfeiçoar os projetos de trocadores de calor com o propósito de validar o dimensionamento realizado por meio dos métodos analíticos de TINKER e KERN. Portanto, neste capítulo não será detalhado a interface gráfica do software assim como as funcionalidades de seu pré-processador, *solver* e pós-processador, visto que estes itens serão extensivamente mostrados nos capítulos que seguem.

4. CAPITULO 4 - METODOLOGIA

Neste capítulo será abordada a metodologia utilizada para o desenvolvimento do modelo de trocador de calor casco tubo na plataforma ANSYS CFX. De início, serão apresentados os dados e dimensões do trocador de calor que já que será modelado; a seguir, será realizada a calibração e validação do modelo em CFD; e por fim os resultados obtidos através da modelagem CFD serão comparados com resultados de métodos analíticos.

4.1. DEFINIÇÃO DO SISTEMA

Um trocador de calor, de pequeno porte, já existente, representando o resfriamento de água a 80°C através da passagem de água fria numa temperatura de 30°C, precisa ser modelado para verificar possíveis novas condições de operações a partir de mudanças de parâmetros. Sendo esta uma das aplicações mais comuns na indústria, a Tabela 4-1 apresenta os dados do projeto inicial deste trocador:

Tabela 4-1: Dados do trocador de calor.

Fluido 1	ÁGUA QUENTE			
		°F		°C
Temperatura de Entrada	176,0		80,00	
Temperatura de Saida	145,4		63,00	
Fator de incrustação	0,002	h.ft ² .°F /BT U	0,0004	m ² .°C/W
Vazão	10.000,0	lbm/h	4.536	kg/h
Densidade	60,67	(lbm/ft ³)	972	kg/m ³
Viscosidade	0,86	(lbm/ft.h)	0,35	CP
Calor Especifico	1,00	(BT U/lbm.°F)	4178	J/kg.°C
Condutividade Termica	0,38	(BT U/h.lbm.°F)	0,66	W/m K

Fluido 2	ÁGUA FRIA			
		°F		°C
Temperatura de Entrada	86,0		30,00	
Temperatura de Saida	113,0		45,00	
Fator de incrustação	0,002	h.ft ² .°F /BT U	0,0004	m ² .°C/W
Vazão	11.363,0	lbm/h	5.154	kg/h
Densidade	62,16	(lbm/ft ³)	996	kg/m ³
Viscosidade	1,93	(ft ² /s)	0,80	CP
Calor Especifico	1,0	(BT U/lbm.°F)	4183	J/kg.°C
Condutividade Termica	0,35	(BT U/h.lbm.°F)	0,60	W/m K

FONTE: autor

A água que inicialmente estará a 80°C irá passar nos tubos e água a 30°C, no casco. A dimensão do trocador correspondente está apresentada na Tabela 4-2:

Tabela 4-2: Dimensões do Trocador de calor casco tubo.

CONFIGURAÇÃO (ver ANEXO 8.1 - NORMA TEMA)	AEL
NÚMERO DE TUBOS	32
“DE” DOS TUBOS	3/4”
ESPAÇAMENTO ENTRE TUBOS	15/16”
BWG (ver TABELA 3.2)	14
DIÂMETRO DO CASCO	8” ~ 212 mm
COMPRIMENTO	2,5 m
NÚMERO DE TRAJETO DOS TUBOS	2
TIPO DE ARRANJO	TRIANGULAR 60°
NÚMERO DE CHICANAS	16
DIÂMETRO BOCAL CASCO	2”
DIÂMETRO BOCAL TUBOS	2”
TIPO DE FLUXO	CONTRAFLUXO
MATERIAL (TUBOS)	AÇO CARBONO

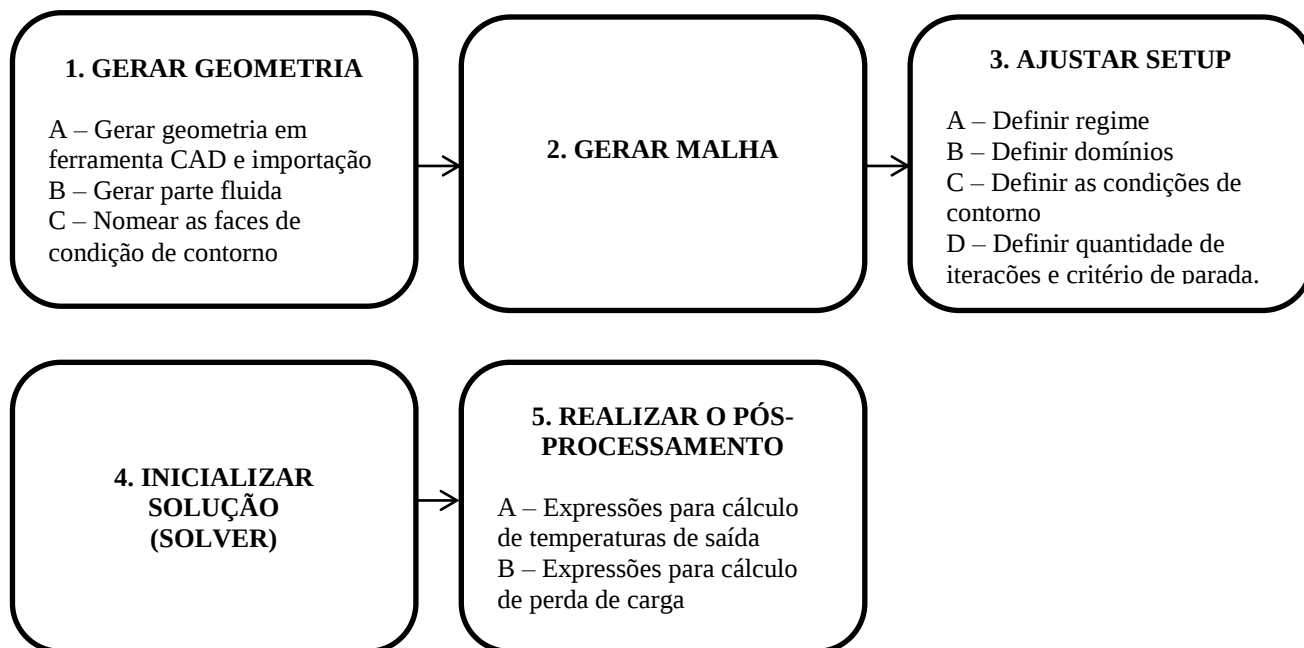
FONTE: autor.

No item seguinte será apresentado o procedimento para desenvolvimento da modelagem de trocadores de calor casco tubo na plataforma ANSYS CFX.

4.2. MODELO NUMÉRICO

Na Figura 4-1 apresenta-se, em forma de diagrama, a metodologia para simulação numérica de trocador de calor através do ANSYS CFX.

Figura 4-1: Fluxograma de modelagem em CFX.



FONTE: adaptado de (ESSS, 2014).

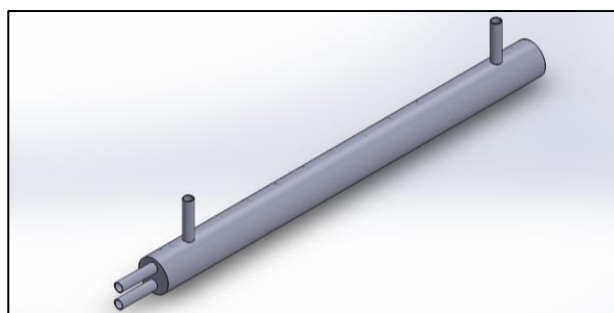
4.2.1. GERAÇÃO DE GEOMETRIA

A geração de geometria é uma das fases mais importantes para a concepção da modelagem em CFD, pois nesta etapa podem ser gerados erros que só aparecem posteriormente, ou na geração de malha ou no setup.

As simplificações são importantes, pois para um caso de trocador de calor, por exemplo, alguns detalhes como parafusos, porcas e outros apenas irão gerar excessos de elementos não necessários para as próximas etapas. Devem-se desenhar os componentes do equipamento os quais satisfazem as características primordiais de um trocador de calor casco e tubo: tubos, casco, chicanas, espelho, cabeçote e bocais; visando manter fiéis características como diâmetros internos, espessuras de parede e comprimentos.

Para este trabalho, o software utilizado para desenhar o trocador de calor foi o Solidworks, um software CAD que serve para desenho e simulações de elementos mecânicos. A construção da geometria consiste no desenho do trocador de calor como sendo um componente único, como pode ser visto na Figura 4-2.

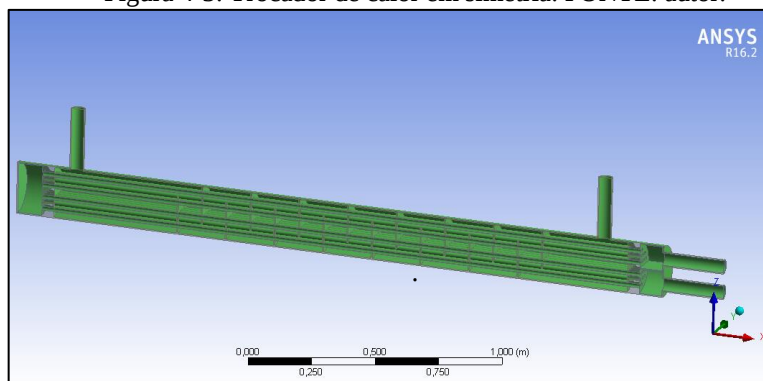
Figura 4-2: Trocador de calor como componente único.



FONTE: autor.

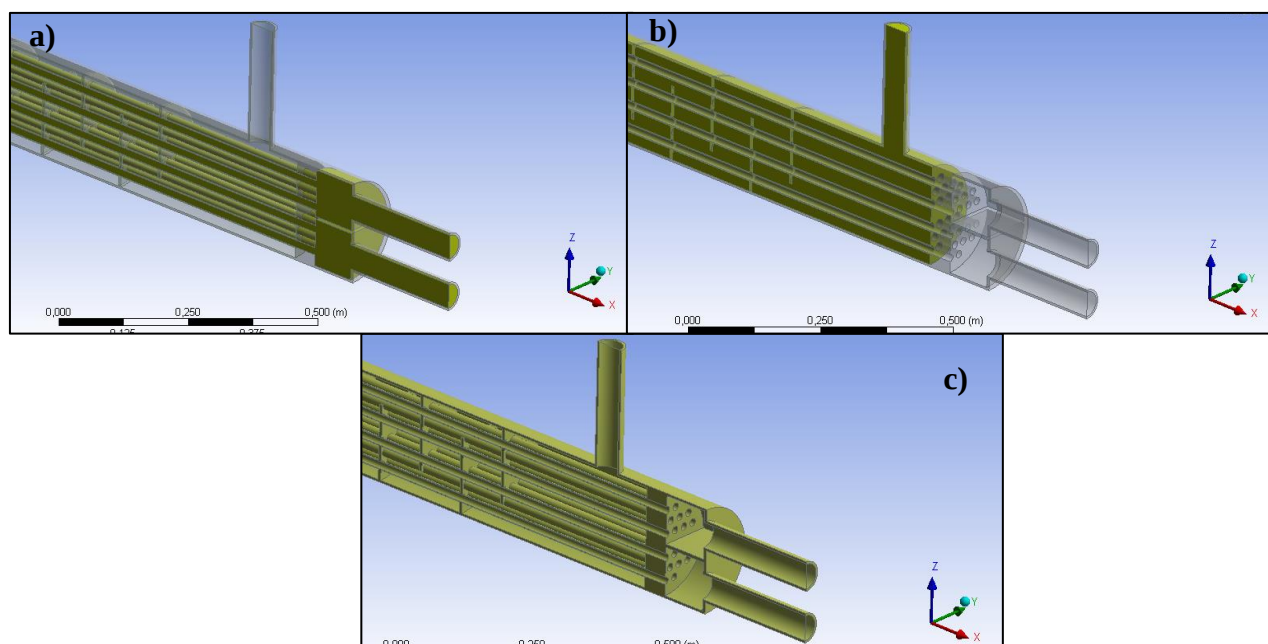
Após este passo, a estrutura é importada para dentro da plataforma de projetos ANSYS, a qual possui em seu pacote um modelador de geometria, denominado de “DesignModeler”, como pode ser visto na Figura 4-3.

Figura 4-3: Trocador de calor em simetria. FONTE: autor.



Seguindo recomendações da boa prática, como citado no capítulo 4, os bocais têm comprimento maior que o convencional para que permita um perfil de velocidade totalmente definido na entrada do escoamento. Também neste modelador pode-se gerar simetria no trocador para que a simulação não fique muito grande, além disso, a parte fluida é gerada através da seleção das faces pelas quais o fluido é adjacente. Sendo assim, a geometria fica dividida em três corpos: Fluido nos tubos (Figura 4-4a); Fluido no casco (Figura 4-4b); e estrutura do trocador de calor (Figura 4-4c), que devem ser unidos como sendo uma parte só.

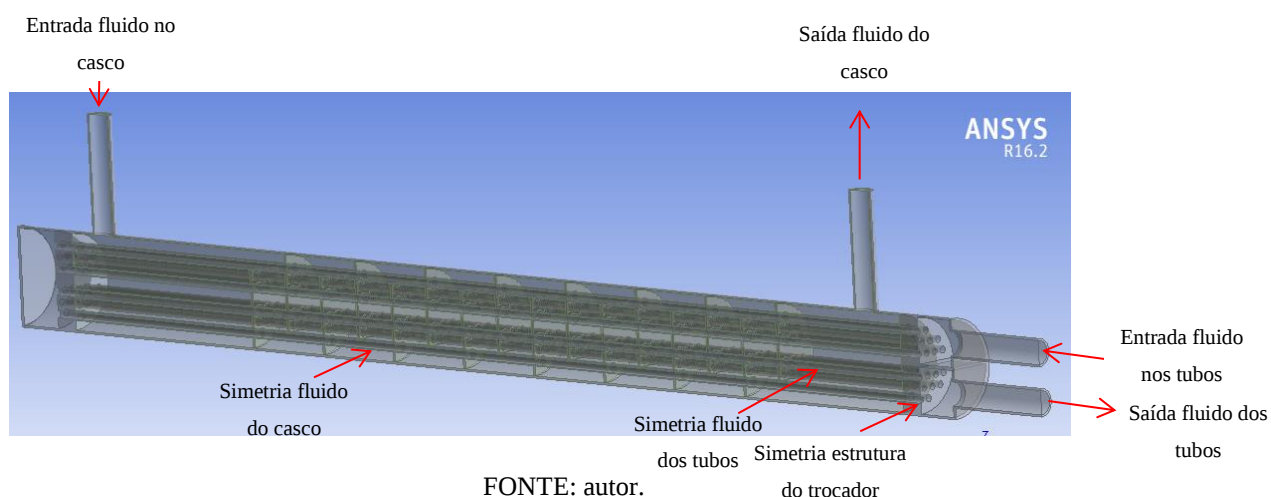
Figura 4-4: (a) Fluido nos tubos; (b) Fluido no casco; (c) Estrutura do trocador de calor.



FONTE: autor.

Para facilitar o trabalho da etapa de inserção das condições de contorno, devem-se selecionar as faces que atenderão a estas condições e nomeá-las para identificação. As faces que representam as condições de contorno a serem inseridas são: face de entrada e saída do fluido dos tubos; face de entrada e saída do fluido do casco; face de simetria da estrutura do trocador de calor; face de simetria do fluido nos tubos; face de simetria do fluido no casco.

Figura 4-5: Faces selecionadas para entrada das condições de contorno.



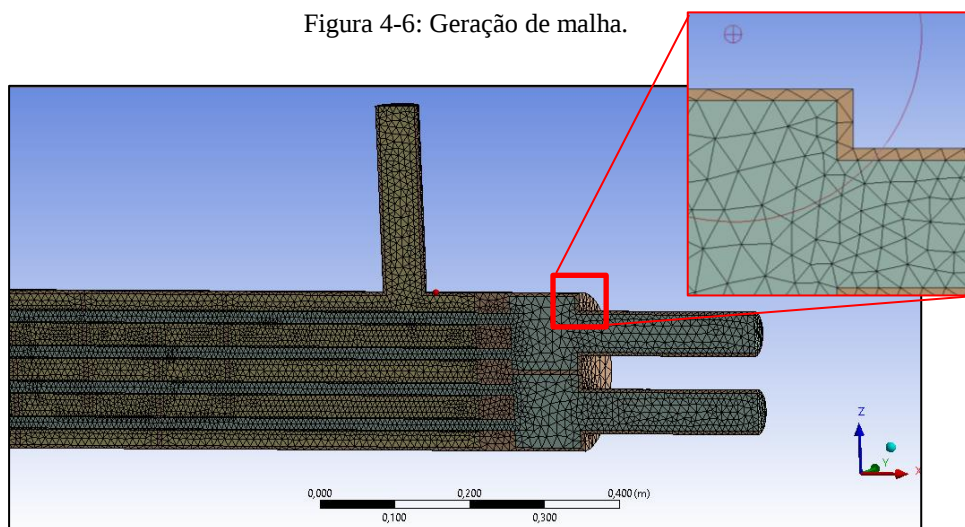
FONTE: autor.

Concluído estes passos, dá-se prosseguimento à próxima etapa da metodologia que é a geração de malha.

4.2.1. GERAÇÃO DE MALHA

A geração de malha através do pacote ANSYS CFX é feita automaticamente, necessitando de ajustes manuais apenas nos requisitos de refinamento de alguma área. Foi gerada uma malha com elementos tetraédricos, e para este trabalho foram realizados testes quanto ao tamanho mínimo do elemento, como poderá ser visto mais à frente na calibração de malha.

Figura 4-6: Geração de malha.



FONTE: autor.

Existem outras ferramentas no software de geração de malha que não serão aprofundadas aqui, pois não houve necessidade de utilização, sendo boa parte das configurações padrões do ANSYS, suficientes para a malha do modelo estudado.

4.2.2. AJUSTAR SETUP

Nesta fase serão inseridas as condições de contorno do problema e ajustadas todas as configurações para a solução.

A primeira configuração é de que esta simulação é uma análise estacionária, com três domínios: o domínio fluido “água fria”, o domínio fluido “água quente” e o domínio “trocador de calor”. Nos ajustes dos domínios, dentre outros parâmetros são inseridos tipo de fluido ou o tipo de material sólido.

Figura 4-7: Definição de domínio – setup ANSYS CFX.

IDENTIFICAÇÃO DO
DOMÍNIO NA
GEOMETRIA. **SELECIONAR O CORPO**
CORRESPONDENTE

TIPO DE DOMÍNIO:
FLUIDO OU SOLIDO

IDENTIFICAÇÃO DO
MATERIAL, NO CASO:
ÁGUA.

NO CASO DE UM FLUIDO COM
PARTÍCULAS EM SUSPENSÃO,
PODE SER ALTERADO NESTE ITEM.

PRESSÃO DE REFERÊNCIA:
ATMOSFÉRICA.

The screenshot shows the ANSYS CFX Setup window with the following configuration:

- Location and Type:**
 - Location: 837549
 - Domain Type: Fluid Domain
 - Coordinate Frame: Coord 0
- Fluid and Particle Definitions...**
 - Fluid 1:
 - Option: Material Library
 - Material: Water
 - Morphology:
 - Option: Continuous Fluid
 - ☐ Minimum Volume Fraction
- Domain Models:**
 - Pressure:
 - Reference Pressure: 101325 [Pa]
 - Buoyancy Model:
 - Option: Non Buoyant
 - Domain Motion:
 - Option: Stationary

FONTE: autor

Quando a troca de calor é entre dois fluidos de composição diferentes, um material para cada um dos fluidos deve ser inserido na biblioteca do programa. Para o

trocador de calor estudado, como tanto o fluido do casco, como o dos tubos é água, não houve necessidade de realizar esta intervenção.

Ainda na configuração de domínio, os modelos matemáticos de transferência de calor e turbulência devem ser selecionados *Thermal Energy*, pois, é adequado para fluxos com velocidade baixa e fluidos incompressíveis (ANSYS, 2014).

Outro domínio, que normalmente é automaticamente gerado no “setup” do ANYSS CFX é o domínio interface que define as interfaces entre os fluidos e entre o sólido e o fluido. É fundamental para prescrever o fenômeno de transferência de calor em um trocador de calor casco e tubo, pois se houver erro na definição deste domínio, os cálculos simulam apenas os efeitos de turbulência no equipamento e não os efeitos de transferência de calor. Se este domínio não for gerado automaticamente é possível inseri-lo, definindo que as interfaces fluido-sólido possuem fluxo conservativo de calor.

Realizada a definição dos domínios, são então inseridas as condições de contorno:

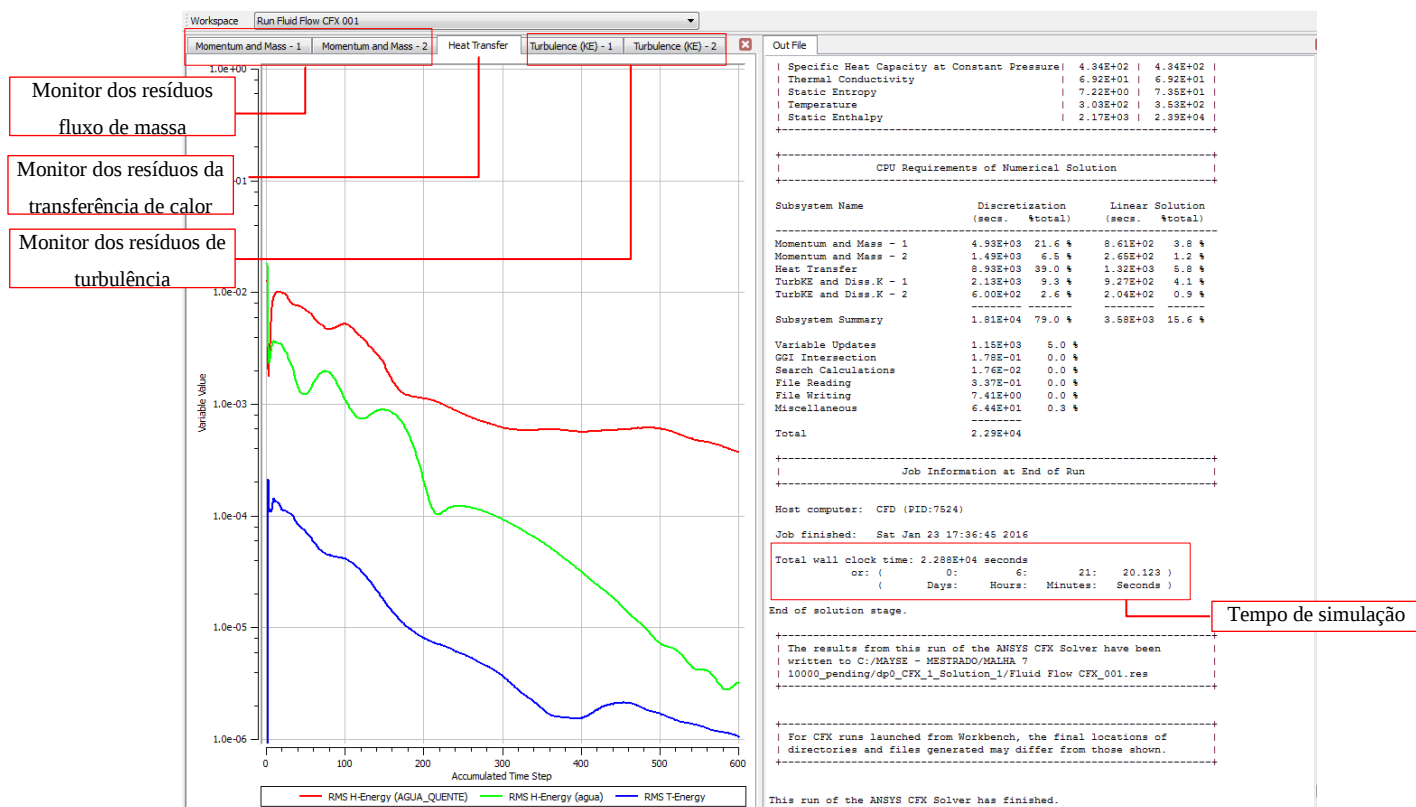
- **INLET (Entrada):** é a condição de contorno que define o local, pressão e temperatura de entrada dos fluidos. Será prescrita para os domínios da água fria e da água quente.
- **OUTLET (Saída):** é a condição de contorno que define o local da saída e a vazão dos fluidos. Esta condição de contorno é prescrita para os domínios “água fria” e “água quente”.
- **SYMMETRY (Simetria):** é a condição de contorno que impõe as restrições que espelham o fluxo em ambos os lados (ANSYS, 2014). É prescrita para a face simétrica de todos os domínios.
- **WALL (Parede):** Todas as faces em que não deve acontecer a transferência de calor são condicionadas a este contorno que define uma condição adiabática e de não escorregamento quanto ao escoamento do fluido nas paredes do trocador de calor.

Antes de seguir para a próxima etapa que é o *Solver*, serão imputadas as condições de parada e quantidade de iterações para a convergência da solução. A quantidade de iterações ideal será abrangida mais à frente, neste capítulo, no item “CALIBRAÇÃO”.

4.2.3. INICIALIZAR SOLUÇÃO (SOLVER)

O CFX-SOLVER é a parte destinada ao cálculo do trocador de calor modelado. A intervenção do usuário se dá apenas em iniciar o *solver* e a convergência da solução é acompanhada no monitor que apresenta o gráfico de convergência e as iterações.

Figura 4-8: Monitor de acompanhamento de convergência e iterações – CFX-SOLVER



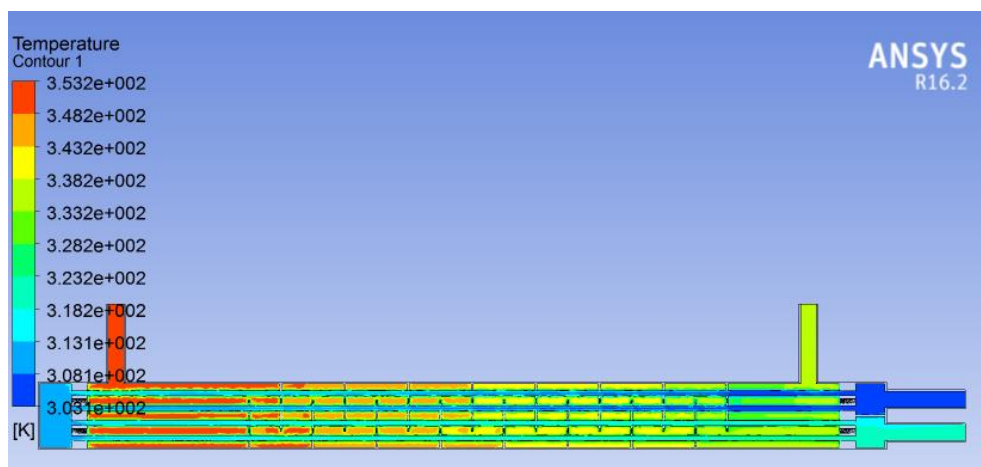
FONTE: autor

4.2.1. PÓS-PROCESSAMENTO

O pós-processamento é a fase final onde serão analisados os resultados da simulação. Ele possui a parte gráfica de simulação 3D e ainda podem-se obter resultados a partir de expressões embutidas no software ou inseridas pelo usuário, além da plotagem de gráficos e criação de tabelas.

Na aba do “3D view”, o trocador de calor é visualizado e pode-se observar a distribuição de temperatura ao longo de seu comprimento, tanto na seção do casco, quanto na seção dos tubos (ver Figura 4-9). Também pode-se verificar os vetores de velocidade e direção do fluxo, além de se gerar planos para verificar o comportamento de outras variáveis ao longo do trocador de calor.

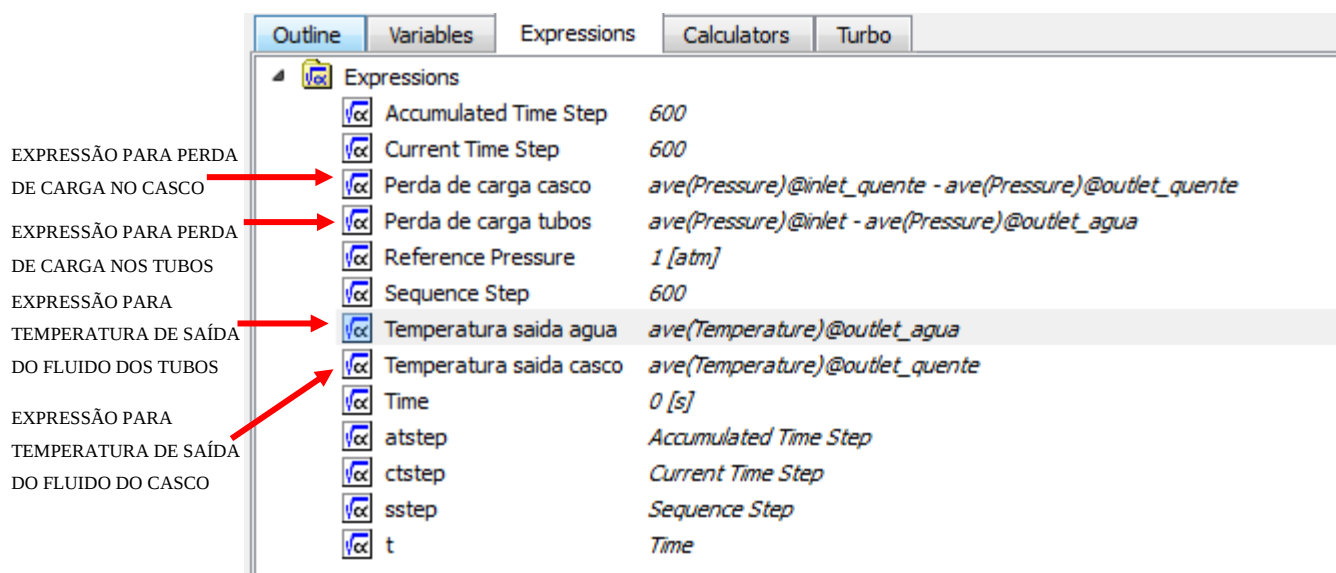
Figura 4-9: Pós-processador ANSYS-CFX - Distribuição de temperatura.



FONTE: autor

Na aba “Expressions” é possível obter o valor da temperatura média de saída do fluido do casco e a temperatura média do fluido dos tubos, além de outras expressões que podem ser inseridas (ver Figura 4-10). Para este trabalho também foram inseridas as expressões para cálculo da perda de carga, que é a pressão média no bocal de entrada do fluido menos a pressão média no bocal de saída do fluido.

Figura 4-10: Expressões no Pós - Processador ANSYS CFX.



FONTE: autor.

4.3. CALIBRAÇÃO

Nesta seção será mostrada a calibração da malha física e da quantidade de iterações para o ajuste do modelo em CFD, o qual deverá ser também utilizado nos próximos estudos de caso.

4.3.1. MALHA

No estudo de calibração para a malha física foi admitido uma margem de erro de 1% quanto ao valor do parâmetro coeficiente global de transferência de calor. O valor deste erro foi admitido considerando que os instrumentos de medição de temperatura atuais geram erros nestas proporções. O parâmetro de teste das malhas foi o comprimento mínimo do elemento de malha, variando de 7 a 4 mm, obtendo então as seguintes configurações Tabela 4-3:

Tabela 4-3: Testes de malhas

	Malha 1	Malha 2	Malha 3	Malha 4
Tamanho mín. elemento	7 mm	6 mm	5 mm	4 mm
Quantidade de nós	209.448	296.584	451.917	754.104
Quantidade de elementos	1.182.584	1.692.158	2.600.917	4.379.088

FONTE: autor.

O critério para a escolha será a análise das temperaturas de saída dos fluidos, obtidas a partir da simulação destas malhas, com a vazão do fluido no casco de 4,54 kg/h (a vazão do fluido que vai para os tubos também pode ser encontrada nos dados iniciais da Tabela 4-1).

Então, os resultados obtidos para estes testes de malhas podem ser verificados na Tabela 4-4:

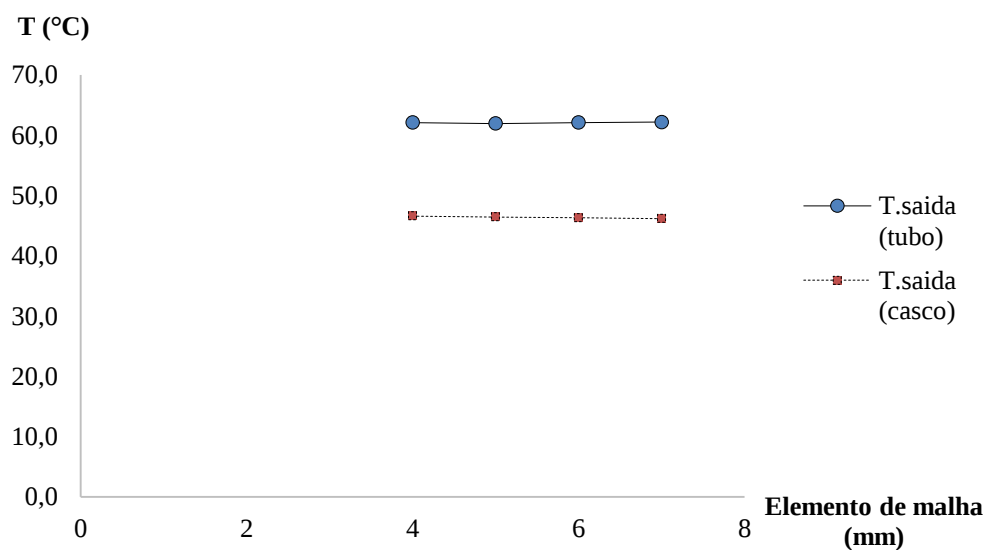
Tabela 4-4: Testes de malhas - Resultados

Tamanho mínimo de elemento	Vazão fluido (casco)	Vazão fluido (tubo)	T.entrada (tubo)	T.saída (tubo)	T.entrada (casco)	T.saída (casco)	ΔT_{ML}	U	ΔP tubo	ΔP casco	Tempo de simulação
mm	kg/h	kg/h	°C	°C	°C	°C	°C	W/m ² .°C	kgf/cm ²	kgf/cm ²	
4	5154	4536	80	62,1	30	46,6	33	599,0	0,09	0,07	23 h 16 min
5	5154	4536	80	62,0	30	46,5	33	599,2	0,10	0,08	16 h 47 min
6	5154	4536	80	62,1	30	46,3	33	596,4	0,10	0,08	9 h 47 min
7	5154	4536	80	62,2	30	46,2	33	594,6	0,11	0,08	6 h 21 min

FONTE: autor.

Como podem ser observadas, as temperaturas de saída variam pouco com a mudança de malha. A Figura 4-11 mostra melhor esta variação que é quase uma reta constante:

Figura 4-11: T (°C) x Elemento de malha (mm)



FONTE: autor.

O erro relativo foi calculado por:

$$E_{\%} = \left(\frac{T_{malha;i} - T_{malha;0}}{T_{malha;i}} \right) \cdot 100$$

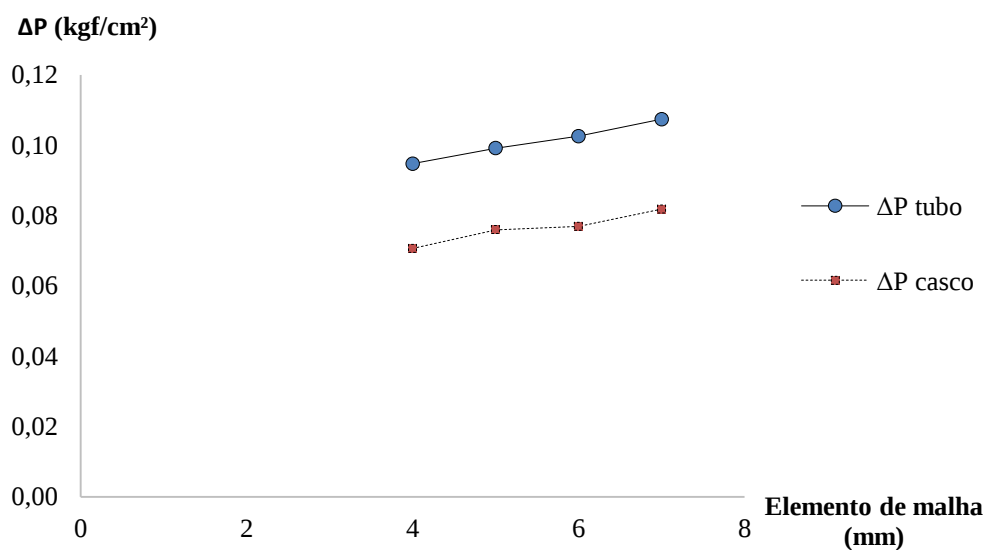
Em que $E_{\%}$ representa o erro relativo dado em porcentagem; $T_{malha;i}$ é o valor obtido da temperatura de saída do fluido do casco através da malha com um tamanho de elementos maior e $T_{malha;0}$ é o valor obtido da temperatura de saída do fluido do casco através da malha com tamanho de elemento menor.

Tendo destaque para os erros referentes à vazão de 4536 kg/h, que é a vazão inicial do projeto:

- De 7 mm para 6 mm, o erro relativo foi de 0,12%.
- De 6 mm para 5 mm, o erro relativo foi de 0,26%.
- De 5 mm para 4 mm, o erro relativo foi de 0,26%.

A seguir, na Figura 4-12 será apresentada a calibração da malha realizada também para as perdas de carga nos tubos e no casco. No estudo foi admitido uma margem de erro de 5% .

Figura 4-12: ΔP (kgf/cm²) x Elemento de malha (mm). FONTE: autor.



FONTE: autor.

Tendo destaque para os erros referentes à vazão de 4536 kg/h, que é a vazão inicial do projeto, para a perda de carga nos tubos tem-se:

- De 7 mm para 6 mm, o erro relativo foi de 4,76%.
- De 6 mm para 5 mm, o erro relativo foi de 3,42%.
- De 5 mm para 4 mm, o erro relativo foi de 4,73%.

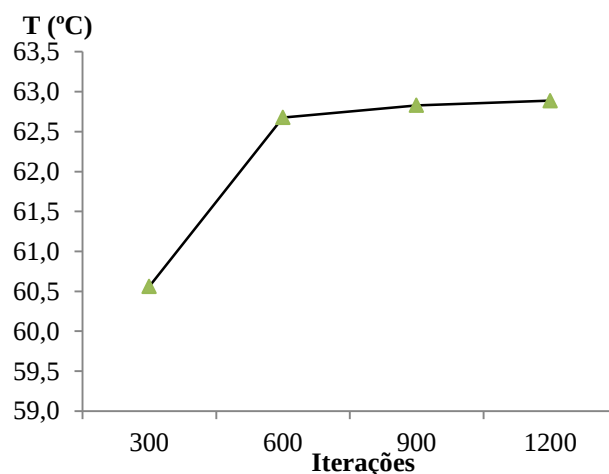
Para todas as variações de vazão e malha os erros relativos ficaram abaixo de 1% quanto à temperatura de saída do fluido do casco e, abaixo de 5%, quanto aos erros referentes às perdas de carga. Portanto a malha escolhida para a realização das simulações dos estudos de caso foi a que contém o tamanho de elemento mínimo de 7 mm, pois além de estar dentro da margem de resultados, o tempo de simulação é menor.

Ainda foram testadas as malhas com elementos de 8, 9 e 10 mm, mas os erros se propagam em uma maior proporção e a geração de malha falha quando é colocado o tamanho mínimo de 10 mm.

4.3.2. ITERAÇÕES

Para o teste da quantidade de iterações, manteve-se fixo a vazão e o tamanho mínimo do elemento de malha, para a obtenção do coeficiente global de transferência de calor em função da quantidade de iterações (ver Figura 4-13), considerando um critério de convergência de 10^{-4} e um erro relativo de no máximo 1%.

Figura 4-13: T (°C) x Quantidade de iterações



O erro relativo segue na Tabela 4-5:

Tabela 4-5: Iterações x erro %

ITERAÇÕES	ERRO %
300 - 600	3,373
600 - 900	0,244
900 - 1200	0,0924

FONTE: autor.

A partir de 600 iterações o coeficiente global de transferência de calor toma uma estabilidade, não sendo importante consumir mais horas de simulação utilizando maiores quantidades de iteração.

4.3.3. Y^+ (Y Plus)

Um elemento adimensional, calculado para verificar se a malha atende às necessidades do escoamento, é o Y^+ , que relaciona a distância da parede até o primeiro nó e a tensão de cisalhamento na parede. O valor médio do y^+ encontrado para o modelo k- ϵ no escoamento do interior dos tubos foi de 139, para uma camada $\Delta y = 4$.

A seguir, as equações para o cálculo do y^+ :

$$Re = \frac{\rho U D}{\mu} \quad (4-1)$$

$$C_f = \frac{0,455}{(\ln(0,06 \cdot Re))^2} \quad (4-2)$$

$$\tau_w = C_f \frac{\rho U^2}{2} \quad (4-3)$$

$$\mu_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (4-4)$$

$$\Delta y = \frac{y^+ D}{Re \sqrt{\frac{c_f}{2}}} \quad (4-5)$$

Em que:

Re , é o número de Reynolds;

c_f , Coeficiente de atrito de Fanno;

τ_w , Tensão Cisalhante na parede;

U , Velocidade (m/s);

ρ , Densidade relativa;

μ_τ , Velocidade de Fricção;

Δy - Distância até a parede (m)

4.3.4. CONCLUSÕES

Conforme o que foi percorrido nos itens anteriores, a malha utilizada para o teste de validação e estudos de caso será a malha com tamanho mínimo de elemento de 7 mm; e a quantidade de iterações de 600.

Observação: A calibração de malha e os estudos de caso foram simulados em uma máquina Intel® Core™ i7-2600 CPU @ 3,40 GHz, memória RAM instalada de 16 GB.

4.4. VALIDAÇÃO

A validação do modelo CFX será realizada comparando os resultados da simulação com os dados de projeto apresentados inicialmente, como pode ser visto na Tabela 4-6.

Tabela 4-6: Resultados modelo CFX x Dados de projeto

Fluido 1 (Tubos)		Água Quente	
Dados	Projeto	CFX	Diferença (%)
Temperatura de Entrada	80	80,0	-
Temperatura de Saida	63	62,2	1,3
Fluido 2 (Casco)		Água Fria	
Dados	Projeto	CFX	Diferença
Temperatura de Entrada	30	30,0	-
Temperatura de Saida	45	46,2	2,7

FONTE: autor.

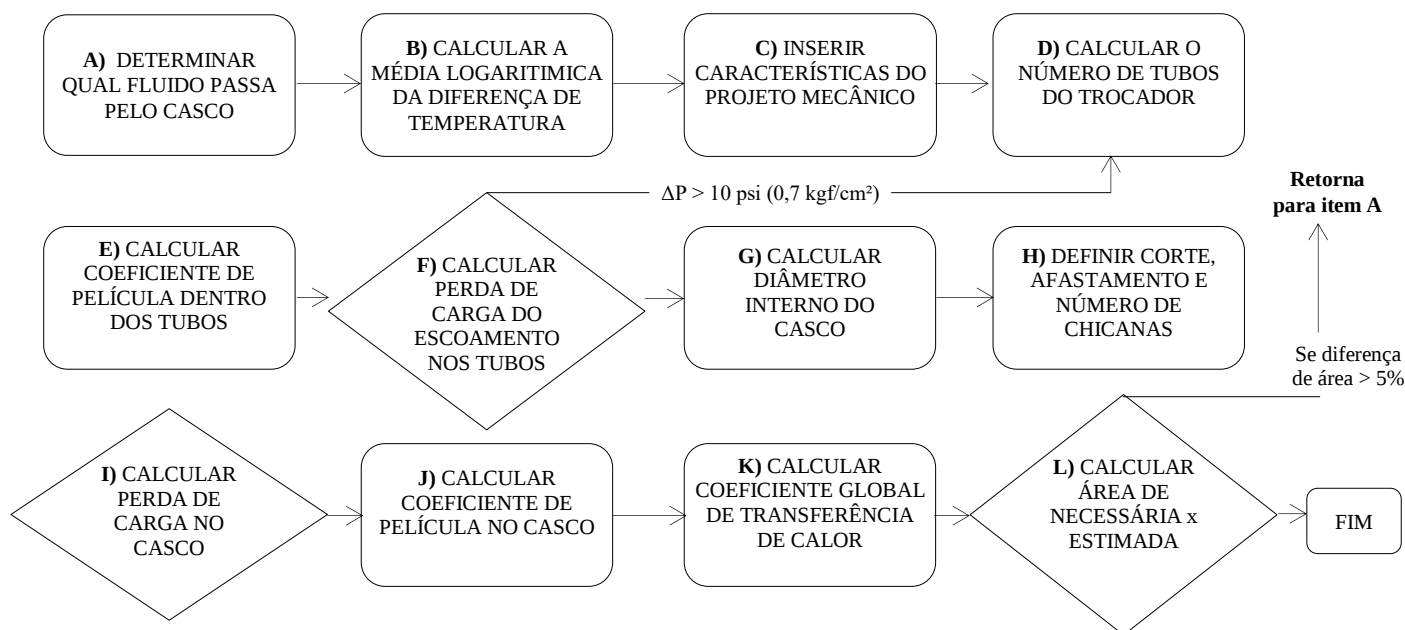
Os resultados obtidos através da simulação em CFX também serão comparados com cálculos realizados através do método analítico de Tinker e do método de Kern,

portanto, a seguir, será apresentado brevemente os métodos analíticos, citados, para dimensionamento de trocadores de calor.

4.4.1. MÉTODO DE DIMENSIONAMENTO DE TINKER

A seguir, apresenta-se na Figura 4-14, um fluxograma básico da metodologia de dimensionamento de trocadores de calor casco e tubo através do método de Tinker adaptado e extraído da literatura (ESSEL, 2014).

Figura 4-14: Fluxograma Método de Tinker.



FONTE: Adaptado de (ESSEL, 2014).

A. Determinar o fluido que passa pelos tubos e pelo casco

A escolha da disposição dos fluidos no casco e nos tubos deve ser guiada pelas seguintes recomendações: se for um fluido de resfriamento deve ser colocado nos tubos, assim como os fluidos corrosivos, que possam gerar incrustações, o fluido menos viscoso, fluido de maior temperatura e pressão, o fluido com menor vazão e vapores de água condensando (outros vapores recomenda-se passar pelo casco). Se a diferença de temperatura na entrada e na saída do fluido for maior que 150°C, este deverá passar pelo casco.

B. Média Logarítmica das Diferenças de Temperaturas.

Dependendo do tipo de fluxo, a diferença de temperaturas é calculada e corrigida por um fator F , como pode ser visto na seção 3.1.2.

Se o F for menor que 0,8 deve-se modificar o trocador de calor e acrescentar cascos em série.

C. Características do Projeto Mecânico

Neste ponto do dimensionamento são definidas características básicas do projeto mecânico como: o diâmetro dos bocais, a quantidade de passes e a pressão máxima do trocador.

D. Cálculo do número de tubos do trocador

Admitindo-se um valor estimado para U , encontra-se a área necessária para dissipar a quantidade de calor para a mudança de temperatura dos fluidos:

$$A = \frac{\dot{Q}_c}{U \cdot \Delta T_M}, \quad (4-6)$$

Em que:

A , área de troca de calor necessária (ft^2);

$\dot{Q}_c$, quantidade de calor necessária para a mudança de temperatura do fluido no casco ($BTU/lbm^\circ F$);

U , coeficiente global de transferência de calor ($BTU/lbm^\circ F$);

ΔT_M , média logarítmica de temperatura ($^\circ F$);

Assim, pode-se então escolher o comprimento dos tubos L , os diâmetros (d_i , d_e), a disposição e a distância entre centros de tubos para calcular o número n de tubos necessários para troca de calor.

$$n = \frac{|A_{tc}|}{\pi \frac{d_e}{12} \left(L - \frac{2 \cdot e}{12} \right)}, \quad (4-7)$$

Em que:

n , número de tubos necessário para a transferência de calor;

A_{tc} , área de troca por casco (ft^2);

L , comprimento total dos tubos (ft);

A , área de troca de calor necessária (ft^2).

e , espessura dos espelhos do trocador (*in – polegadas*). No padrão da norma TEMA normalmente é de 2” (duas polegadas).

Visto a quantidade necessária de tubos, deve ser selecionado na Tabela 8-4 ou na Tabela 8-5 a quantidade de tubos padronizada, dependendo do arranjo, se triangular ou quadrado.

E. Coeficiente de película dentro dos tubos

O coeficiente de película, ou coeficiente de convecção interna, é calculado em função do número de Reynolds e de outros parâmetros. Este coeficiente é fundamental para o cálculo final do coeficiente global de transferência de calor.

F. Perda de carga do escoamento nos tubos

A perda de carga total nos tubos é um somatório da perda de pressão nos bocais, no cabeçote e por atrito nos tubos, sendo multiplicado por um fator corretivo referente às possíveis incrustações.

$$\Delta P_t = N_c \cdot (\Delta P_{bocais} + \Delta P_{cer} + \Delta P_f). \quad (4-8)$$

A perda de carga por atrito compõe a maior parcela de perda e pode ser encontrada através da seguinte expressão:

$$\Delta P_f = f' \cdot 8 \cdot L \cdot \frac{12}{d_i} \cdot \frac{\rho_{tubo} \cdot V_t^2}{32 \cdot 144 \cdot 2} \cdot N_t \quad (4-9)$$

Em que:

ΔP_f é a perda de carga por atrito nos tubos (*psi*);

f' é coeficiente de atrito;

L é o comprimento total dos tubos (*ft*) ;

N_t é o número de passes;

V_t é a velocidade do fluido no tubo (*ft/s*) ;

d_i diâmetro interno do tubo (*in*) ;

O valor limite da perda de carga nos tubos é de 10 psi. Estando esse valor muito acima, ou muito abaixo, é necessário refazer os cálculos considerando mudanças no comprimento do trocador de calor ou diâmetro interno dos tubos.

G. Diâmetro interno do casco Dm_i

A partir deste passo da metodologia, serão realizados os cálculos para o dimensionamento do CASCO do trocador de calor. Primeiramente será calculado ao diâmetro do feixe de tubos para então se calcular o do casco e selecionar o diâmetro recomendado pelo TEMA, segundo a Tabela 8-4.

H. Corte, Afastamento e Número De Chicanas

Primeiramente será definido o comprimento entre o espelho e a chicana de entrada, assim como, a chicana de saída e o espelho do cabeçote posterior. Assim se obtém o espaço disponível para calcular a quantidade de chicanas que é definida em função do espaçamento entre elas.

O corte da chicana recomendado é de 25%, mas pode variar entre 16 e 46%. Isto será definido a partir da razão entre o diâmetro interno do casco e o espaçamento entre as chicanas.

I. Perda de Carga no Casco

A perda de carga no casco pode ser determinada a partir da seguinte expressão:

$$\Delta_{p;c} = 4 \cdot f_{casc} \cdot \frac{G_{cf}^2}{2 \cdot \rho_{casco} \cdot 32,2 \cdot 144 \cdot 3600^2} \cdot \left[C_x \cdot \left(1 - \frac{H}{Dm_{i,atualizado}} \right) \right] \cdot \frac{Dm_{i,atualizado}}{s_{atualizado}} \quad (4-10)$$

Em que:

$\Delta_{p;c}$ é a perda de carga no casco em (psi);

f_{casc} é coeficiente de atrito no casco;

G_{cf} é a velocidade do fluido no casco que é função da área da seção de escoamento para o fluxo cruzado através do feixe de tubos ($lbm/h \cdot ft^2$);

ρ_{casco} é o peso específico do fluido do casco (lbm/ft^3);

C_x é um coeficiente que representa o número de fileiras de tubos pelo escoamento entre duas chicanas adjacentes e é obtido através de tabela, em função do arranjo escolhido ;

$Dm_{i,atualizado}$ é o diâmetro interno do casco (in) ;

H é a altura da chicana (in) ;

$s_{atualizado}$ é o passo entre um tubo e outro (in);

A perda de carga do casco ainda é somada à perda de carga nos bocais e multiplicada por um fator de correção referente à incrustação. Sendo assim, se a perda de carga total no casco for na faixa de 10 a 25 psi, considera-se razoável. Se estiver muito acima ou muito abaixo dessa faixa recomendada, aconselha-se rever a quantidade, o corte e o afastamento entre chicanas.

J. Coeficiente de Película no Casco

Assim como o coeficiente de película nos tubos, o do casco é calculado em função do número de Reynolds e outros parâmetros de escoamento, disponíveis na literatura. É fundamental que o valor deste seja próximo ao valor do coeficiente de película nos tubos, pois ambas contribuem diretamente no coeficiente global de transferência de calor.

K. Coeficiente Global de Transferência de Calor

A seguir, será apresentada a expressão para cálculo do coeficiente global de transferência de calor:

$$U_{corr} = \frac{1}{\frac{d_{ext}}{h_i \cdot d_i} + \frac{R_{di} \cdot d_{ext}}{d_i} + \frac{d_{ext}}{2 \cdot 12 \cdot k_{tubo}} \cdot \ln \frac{d_{ext}}{d_i} + \frac{1}{h_{e,corr}} + R_{de}}$$

(4-11)

Em que:

U_{corr} , é o coeficiente global de transferência de calor corrigido, $(BTU/h.ft^2.^{\circ}F)$;

d_{ext} , diâmetro externo dos tubos (in) ;

h_i , coeficiente de convecção interno aos tubos $(BTU/h.ft^2.^{\circ}F)$;

R_{di} , resistência devido à incrustação interna ao tubo $(h.ft^2.^{\circ}F/BTU)$;

d_i , diâmetro interno dos tubos (in) ;

$k_{aço}$, condutividade térmica do material do tubo;

$h_{e,corr}$, coeficiente de convecção externo aos tubos $(BTU/h.ft^2.^{\circ}F)$;

R_{de} , resistência devido à incrustação externa ao tubo $(h.ft^2.^{\circ}F/BTU)$;

L. Área de Troca de Calor Necessária

Após o cálculo do coeficiente global, pode-se obter a área real disponibilizada pelo trocador projetado e então verificar se atende à área requerida inicialmente para que a troca de calor seja efetuada.

Se a diferença for maior que 5%, o processo retorna para seu início, a partir da definição da quantidade de tubos no trocador, comprimento e outros parâmetros fundamentais.

As equações utilizadas para o cálculo da área efetiva e da diferença entre áreas, segue abaixo:

$$A_{corr} = \frac{\dot{Q}}{U_{corr} \cdot \Delta T_M} \quad (4-12)$$

$$Desvio_{\%} = \left| \frac{A_{corr} - A}{A_{corr}} \right| \cdot 100 \quad (4-13)$$

Para maior aprofundamento desta metodologia de dimensionamento, consultar a bibliografia: ESSEL (2014).

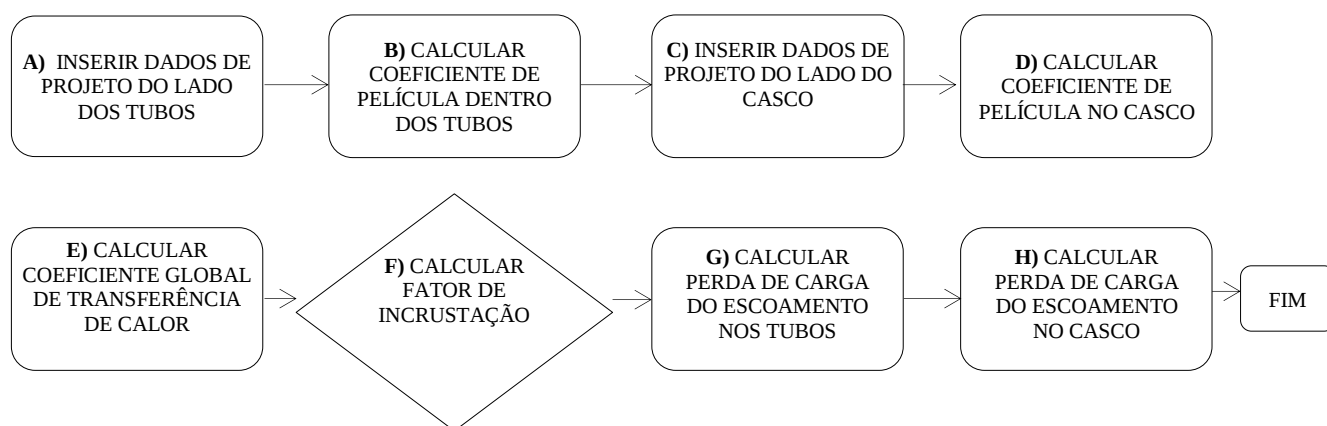
4.4.2. MÉTODO DE DIMENSIONAMENTO DE KERN

O método de Kern é uma modelagem mais simplificada e requer, já inicialmente, dados como a quantidade de tubos e o diâmetro do casco, além das temperaturas, vazões e propriedades dos fluidos.

A seguir, na

Figura 4-3, apresenta-se um diagrama com a sequência lógica do dimensionamento de um trocador casco e tubo através do método de Kern.

Figura 4-15: Fluxograma Método de Kern.



FONTE: Adaptado de (KERN, 1999).

A. Entrada com os dados de projeto do lado dos tubos

Neste ponto inicial, a metodologia de Kern requer dados já de um pré-dimensionamento, como a quantidade de tubos, o comprimento do trocador, o espaçamento entre tubos, fator de incrustação, etc. Necessita que um pré-dimensionamento seja realizado baseado nos quatro primeiros passos do método de Tinker.

B. Coeficiente de película dentro dos tubos

O coeficiente de película ou, coeficiente de convecção interna é obtido em função do número de Reynolds, neste método, especificamente, é obtido graficamente. Este coeficiente é fundamental para o cálculo final do coeficiente global de transferência de calor.

C. Entrada com os dados de projeto do Lado do Casco

Neste ponto dá-se entrada com os dados referentes ao casco do trocador de calor: diâmetro; espaçamento e cálculo de quantidade de chicanas; propriedades do fluido que passa pelo casco; temperatura e vazão requeridas.

D. Coeficiente de Película no Casco

Assim como o coeficiente de película nos tubos é obtido graficamente, em função do número de Reynolds, o mesmo acontece para o coeficiente de película no casco. O número de Reynolds é calculado como uma relação entre o diâmetro do casco, a velocidade e a viscosidade do fluido.

E. Coeficiente Global de Transferência de Calor

De posse dos coeficientes de película tanto para o lado interno dos tubos como para o lado do casco, é possível calcular o coeficiente de transferência de calor limpo através da seguinte expressão:

$$U_{limpo} = \frac{h_i \cdot h_e}{h_i + h_e} \quad (4-14)$$

Em que:

h_i , coeficiente de convecção interno aos tubos ($BTU/h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F$);;

h_e , coeficiente de convecção externo aos tubos ($BTU/h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F$);;

F. Cálculo do fator de incrustação

KERN (1999), recomenda o cálculo do fator de incrustação a partir de uma relação entre o U_{limpo} e o $U_{projeto}$, sendo este último o coeficiente global de transferência de calor de projeto, obtido através da seguinte expressão:

$$U_{projeto} = \frac{\dot{Q}}{A \cdot \Delta T_M} \quad (4-15)$$

Onde A é a área referente a transferência de calor, proporcional à quantidade de tubos e comprimento do trocador; ΔT_M , a temperatura logarítmica média e Q a quantidade de calor.

O fator de incrustação é então encontrado pela relação:

$$R_d = \frac{U_{limpo} - U_{projeto}}{U_{limpo} \cdot U_{projeto}} \quad (4-16)$$

Sendo este igual ou maior que o requerido, seguir com os cálculos de perda de carga, assim recomenda KERN (1999).

G. Perda de Carga do Escoamento nos Tubos

A perda de carga total nos tubos é composta por duas parcela: a parcela da perda de atrito (Δ_p) e a parcela de perda de retorno ($\Delta_{p;retorno}$), a qual representa a perda gerada na mudança de direção do fluido no caso de um trocador com mais dois passes.

$$\Delta_{p;T} = \Delta_p + \Delta_{p;retorno} \quad (4-17)$$

A perda por atrito:

$$\Delta_p = \frac{f_{tubo} \cdot V_t^2 \cdot L \cdot N_t}{5,22 \cdot 10^{10} \cdot D_{tubo} \cdot \rho_{tubo} \cdot \alpha} \quad (4-18)$$

Em que:

f_{tubo} , coeficiente de atrito nos tubos;

V_t , fluxo do fluido nos tubos (lb/h);

L , comprimento dos tubos (ft);

D_{tubo} , diâmetro interno dos tubos (ft);

ρ_{tubo} , peso específico do fluido nos tubos;

α , fator corretivo que é a razão entre a viscosidade dinâmica na temperatura inicial do fluido sobre a viscosidade dinâmica na temperatura da superfície interna do tubo;

A perda de retorno:

$$\Delta_{p;retorno} = 4 \cdot \frac{N_t}{\rho_{tubo}} \cdot \frac{V_t^2}{2 \cdot g'} \quad (4-19)$$

Em que, N_t é a quantidade de tubos.

H. Perda de Carga do Escoamento no Casco

A perda de carga no casco é calculada por:

$$\Delta_{p;casco} = \frac{f_{casco} \cdot V_{casco}^2 \cdot Dm_{i;ft} \cdot (N_B + 1)}{5,22 \cdot 10^{10} \cdot D_{equivalente} \cdot \rho_{casco} \cdot \alpha_2} \quad (4-20)$$

Em que:

f_{casco} , coeficiente de atrito no casco;

V_{casco} , fluxo do fluido no casco (lb/h);

$Dm_{i;ft}$, diâmetro interno do casco (ft);

N_B , número de chicanas;

$D_{equivalente}$, é o raio hidráulico equivalente à superfície de um canal não circular num plano perpendicular à direção de escoamento (ft);

ρ_{tubo} , peso específico do fluido no casco;

α_2 , fator corretivo que é a razão entre a viscosidade dinâmica na temperatura inicial do fluido sobre a viscosidade dinâmica na temperatura da superfície interna do tubo;

4.4.1. COMPARAÇÃO MÉTODOS ANALÍTICOS x CFX.

Os parâmetros comparados nesta análise se referem ao coeficiente global de transferência de calor e perda de carga, pois os são os resultados que os métodos

analíticos fornecem na sua estrutura de cálculo. Os modelos foram estudados para a vazão de projeto e para vazões até 40% menor e 20% maior que a de projeto.

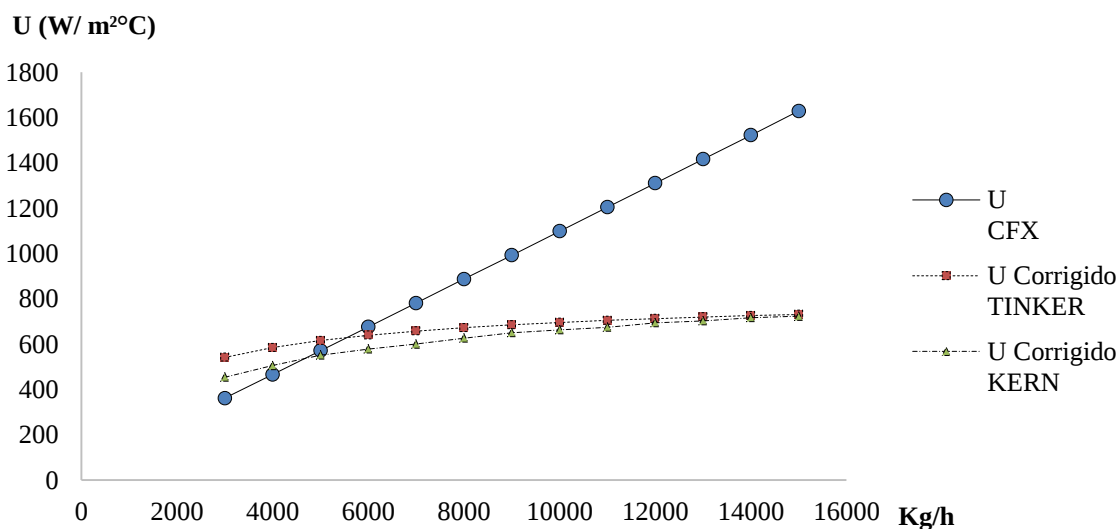
Assim, têm-se as seguintes conclusões:

a) Comparação do Coeficiente Global de Transferência de Calor

Na

Figura 4-16 é mostrado um gráfico com o comparativo do coeficiente global de transferência de calor a partir dos cálculos realizados pelos métodos de Tinker, Kern e CFX.

Figura 4-16: U global x Vazão (kg/h) – Comparação entre os métodos. FONTE: autor.



A aproximação do resultado dos coeficientes globais de transferência de calor entre o método de Tinker e o método CFX, na vazão em que o trocador de calor foi inicialmente projetado (4536 kg/h), é de 77,6%, sendo o erro relativo de 22,3%. A medida que a vazão varia para menos ou mais de 50% da vazão de projeto, esta proporção de aproximação não acompanha esta variação.

A aproximação do resultado dos coeficientes globais de transferência de calor entre o método de Kern e o método CFX, na vazão em que o trocador de calor foi inicialmente projetado ((4536 kg/h), é de 94,5%. A curva de aproximação segue próxima à curva do método de Tinker, ou seja, à medida que os valores de vazão se aproximam para mais de 60% da vazão de projeto, a representação dos cálculos de coeficiente global de transferência de calor está sujeita a erros maiores que 20%.

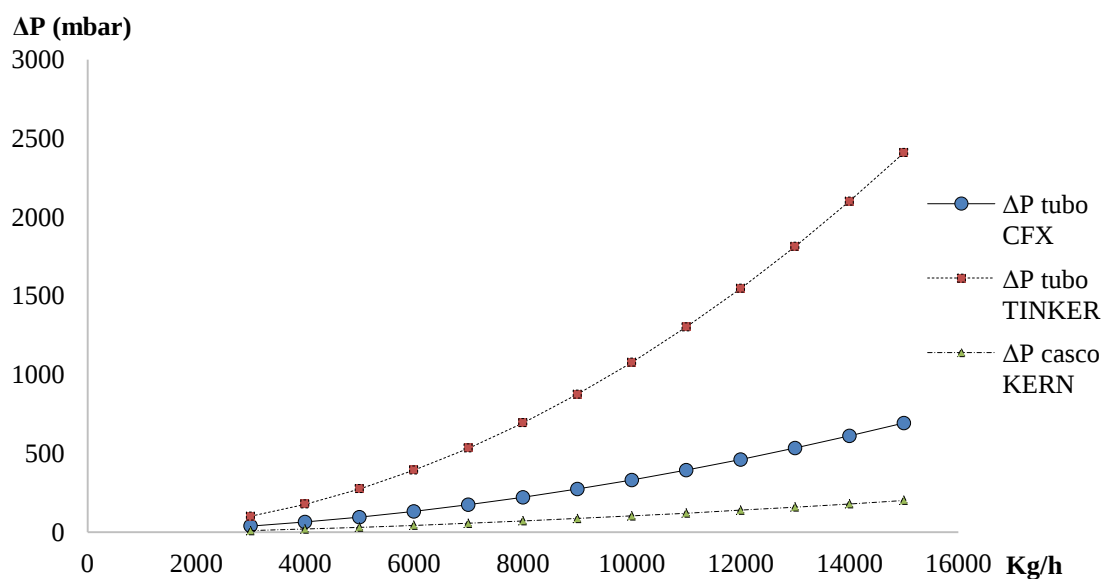
Quando a vazão atinge um valor de 50% maior a vazão de projeto (6000 kg/h), o erro relativo entre os três métodos minimiza pra 0,9%.

b) Comparação do valor de perda de carga

Na

Figura 4-16 é mostrado um gráfico com o comparativo da perda de carga no casco a partir dos cálculos realizados pelos métodos de Tinker, Kern e CFX.

Figura 4-17: Perda de Carga Tubos x Vazão – Comparação entre os métodos.



FONTE: autor.

- Por ser um método analítico, Tinker provê uma diferença de 2,8 vezes a perda de carga calculada através do CFX. Já o método de Kern, apresenta uma perda de carga menor que a calculada pelo CFX, podendo-se concluir que, para o caso da necessidade de se utilizar um método analítico para projeção ou análise de um trocador de calor, em uma planta industrial, o método de Tinker apresenta maiores folgas no cálculo.

5. CAPÍTULO 5 – ESTUDOS DE CASO

Neste capítulo serão apresentados os resultados dos estudos de casos obtidos a partir do modelo desenvolvido e validado no capítulo anterior. Nos casos estudados foram analisadas três condições de otimização deste trocador de calor, específico, modificando parâmetros como: vazão, espaçamento entre chicanas e corte das chicanas (ver Tabela 5-1).

Tabela 5-1: Estudos de caso.

Estudos	Descrição
Estudo I	Variação da vazão
Estudo II	Espaçamento entre Chicanas
Estudo III	Cortes das Chicanas

FONTE: autor.

5.1. ESTUDO I – VARIAÇÃO DA VAZÃO

Nesta seção será estudado o reflexo da variação da vazão no trocador de calor com a configuração apresentada na Tabela 4-2, visto que a vazão é um dos parâmetros que pode ser modificado a partir do projeto hidráulico do sistema em que o trocador está inserido. O modelo foi estudado contando com uma variação de 3000 kg/h a 1500 kg/h.

Sendo assim, o resultado obtido é apresentado na Tabela 5-2:

Tabela 5-2: Resultados da variação da vazão de água quente. FONTE: autor.

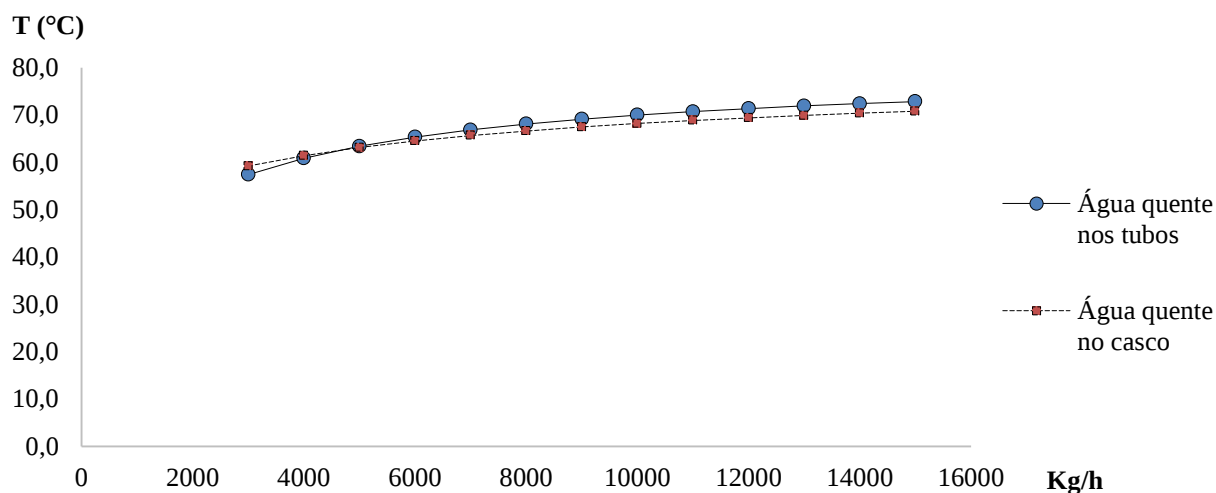
Vazão fluido (casco)	Vazão fluido (tubo)	Temperatura entrada (tubo)	Temperatura saída (tubo)	Temperatura entrada (casco)	Temperatura saída (casco)	ΔP tubo	ΔP casco
kg/h	kg/h	T°C	T°C	T°C	T°C	mbar	mbar
3000	5154	80	57,4	30	43,9	38	94
4000	5154	80	60,9	30	45,5	64	94
5000	5154	80	63,4	30	46,8	95	94
6000	5154	80	65,3	30	47,8	131	94
7000	5154	80	66,9	30	48,5	173	94
8000	5154	80	68,1	30	49,2	221	94
9000	5154	80	69,1	30	49,7	273	94
10000	5154	80	70,0	30	50,2	331	94
11000	5154	80	70,7	30	50,6	393	94
12000	5154	80	71,4	30	50,9	461	94
13000	5154	80	71,9	30	51,2	533	94
14000	5154	80	72,4	30	51,5	610	94
15000	5154	80	72,8	30	51,7	692	94

- A literatura afirma que a perda de carga máxima recomendada dentro dos tubos do trocador de calor deve ser de 10 psi, que equivale a 0,7 bar (ESSEL, 2014). Como verificado na Tabela 5-2, a vazão pode ser aumentada até 15000 kg/h, sem atingir o limite de perda de carga nos tubos, no entanto, a transferência de calor fica comprometida. Portanto, caso se deseje manter uma temperatura de saída da água quente à 63°C, como a do projeto, em virtude da variação de vazão, o fluxo máximo que deve se utilizar é de 5000 kg/h.
- Uma observação importante é que para os demais estudos de caso que seguem, onde a vazão não for informada, considerar que está sendo utilizada uma vazão de 5000 kg/h para água quente e de 5154 kg/h para água fria.

Comparando os resultados da Tabela 5-2 com os resultados de uma simulação do mesmo trocador de calor, agora com a troca de fluidos, onde a água quente passará no casco e água de resfriamento, nos tubos, verifica-se que a influência na transferência de calor varia cerca de 3%, sendo a configuração com a água quente no casco, mais favorável à troca de calor. Na

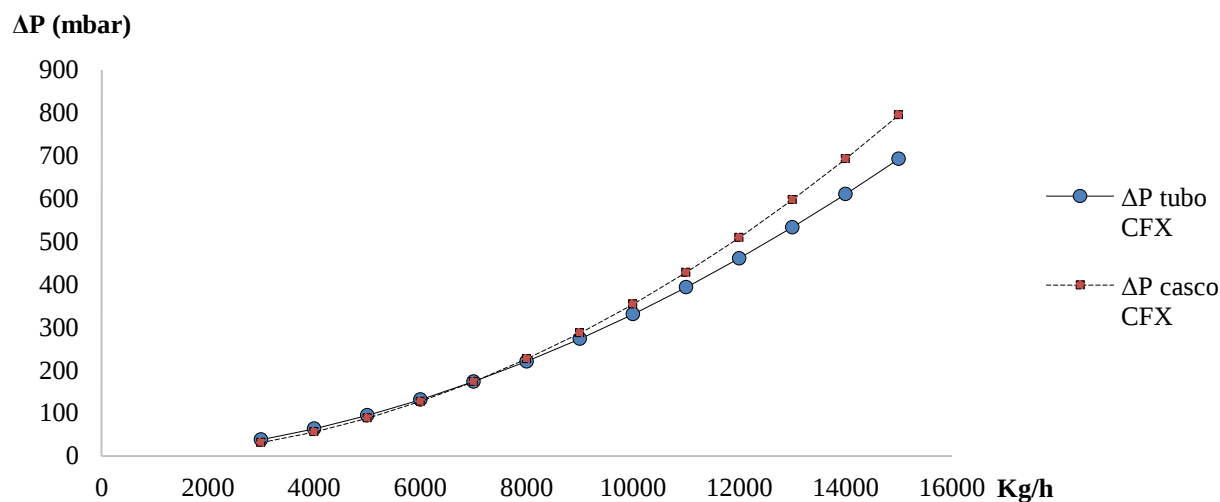
Figura 5-1 e Figura 5-2 é apresentado o comparativo entre os dois casos.

Figura 5-1: Temperatura (°C) x vazão (kg/h).



FONTE: autor.

Figura 5-2: Perda de Carga (mbar) x vazão (kg/h).



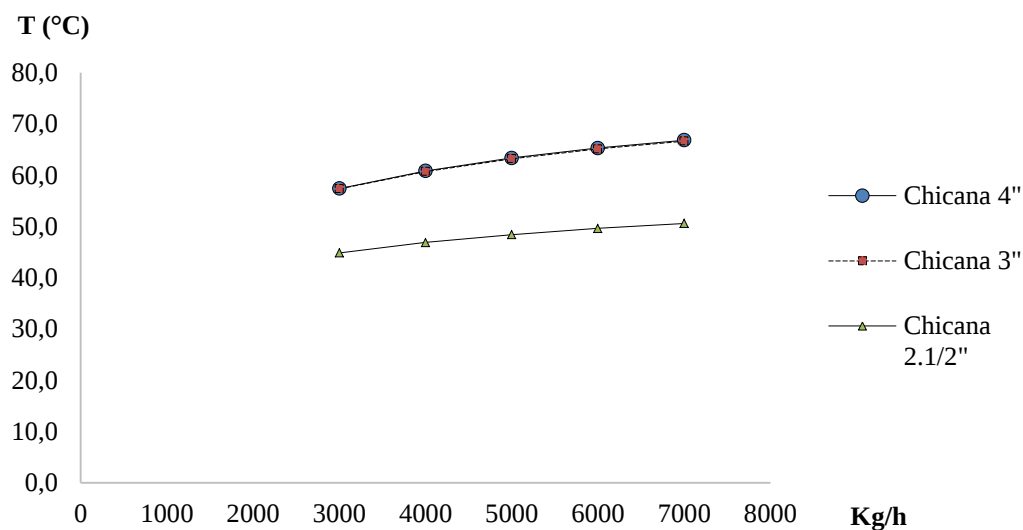
FONTE: autor.

5.2. ESTUDO II – ESPAÇAMENTO DE CHICANAS

A norma TEMA recomenda que o espaçamento entre chicanas, para um dimensionamento inicial, seja cerca de 1/2 o diâmetro do casco e como espaçamento mínimo, 1/4. Então, para análise da temperatura de saída da água quente e a transferência de calor, com as mudanças no espaçamento das chicanas, este estudo foi realizado para um espaçamento de 4" (~100 mm), 3" (~76 mm) e 2.1/2" (~63 mm), sendo equivalente a uma quantidade de chicanas de 16, 21 e 25, respectivamente.

Sendo assim, os resultados obtidos são apresentados no gráfico da Figura 5-3, a qual faz uma comparação da temperatura de saída da água quente (nos tubos) com a variação do espaçamento das chicanas (Obs.: por questão de escala e visualização, a faixa de vazão analisada está entre 3000 kg/h a 7000 kg/h).

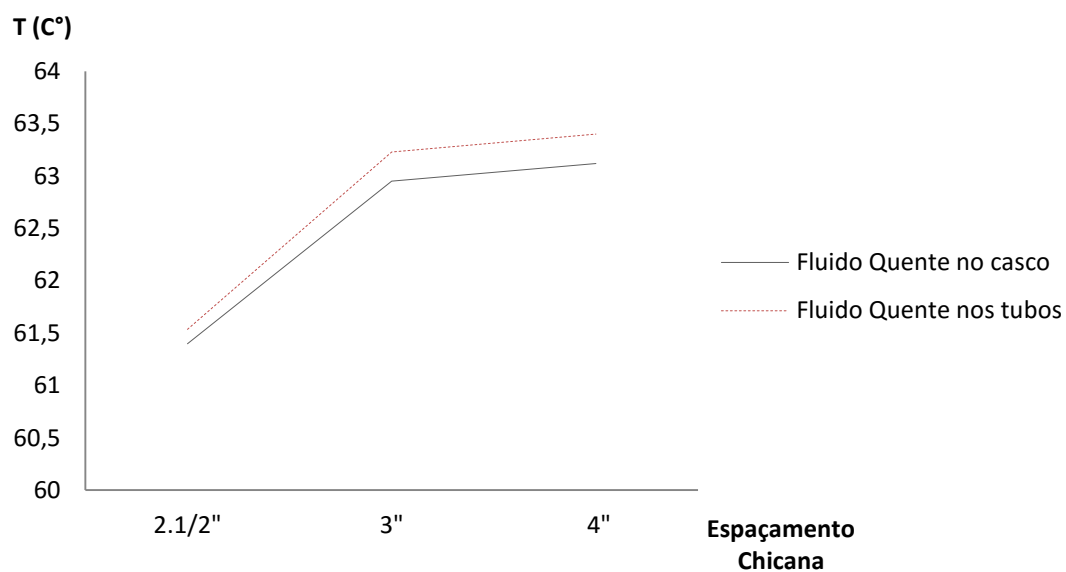
Figura 5-3: Temperatura de saída do fluido do casco x Espaçamento entre chicanas. FONTE: autor



A diferença entre o espaçamento de 4" e 3" não é relevante no quesito de melhoria de transferência de calor, sendo apenas um tipo de investimento que não vai agregar eficiência no processo. Já o espaçamento de 2.1/2", comparado com o de 4", apresenta uma diferença de temperatura de, em média, 3,5%, aumento este que reflete na possibilidade de fornecer água quente numa vazão de 6000 kg/h, pois a temperatura de saída da mesma se mantém à 63°C, como no projeto inicial.

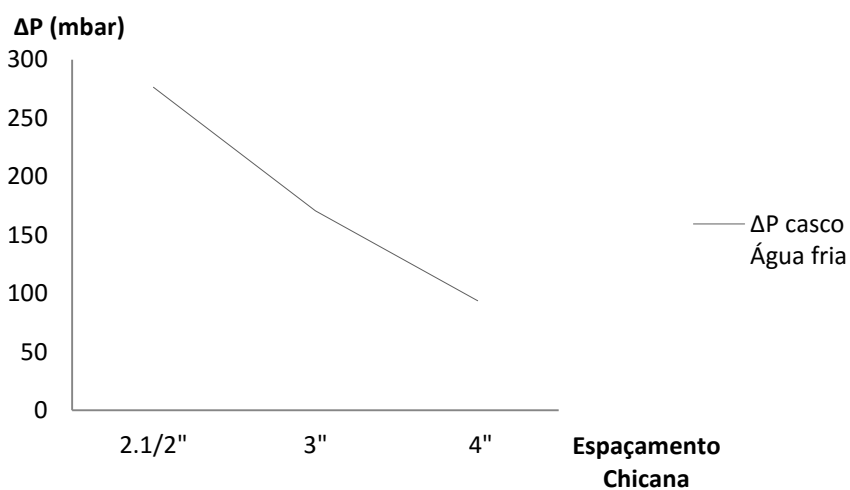
Se houver uma troca de fluidos e o fluido quente estiver passando pelo casco e o de resfriamento nos tubos, a mudança no espaçamento das chicanas proporcionam uma maior transferência de calor, pois como pode ser visto na Figura 5-4, a temperatura de saída da água quente é menor e como o objetivo desta operação é o resfriamento da água, esta condição é facilitada nesta configuração.

Figura 5-4: Temperatura x espaçamento entre chicanas. FONTE: autor.



Quanto à perda de carga esta decresce juntamente com a diminuição do espaçamento entre chicanas, como pode ser visto na Figura 5-5, a qual apresenta a perda de carga no casco, considerando a configuração em que a água quente flui nos tubos e a água de resfriamento, no casco.

Figura 5-5: ΔP (mbar) x espaçamento entre chicanas.

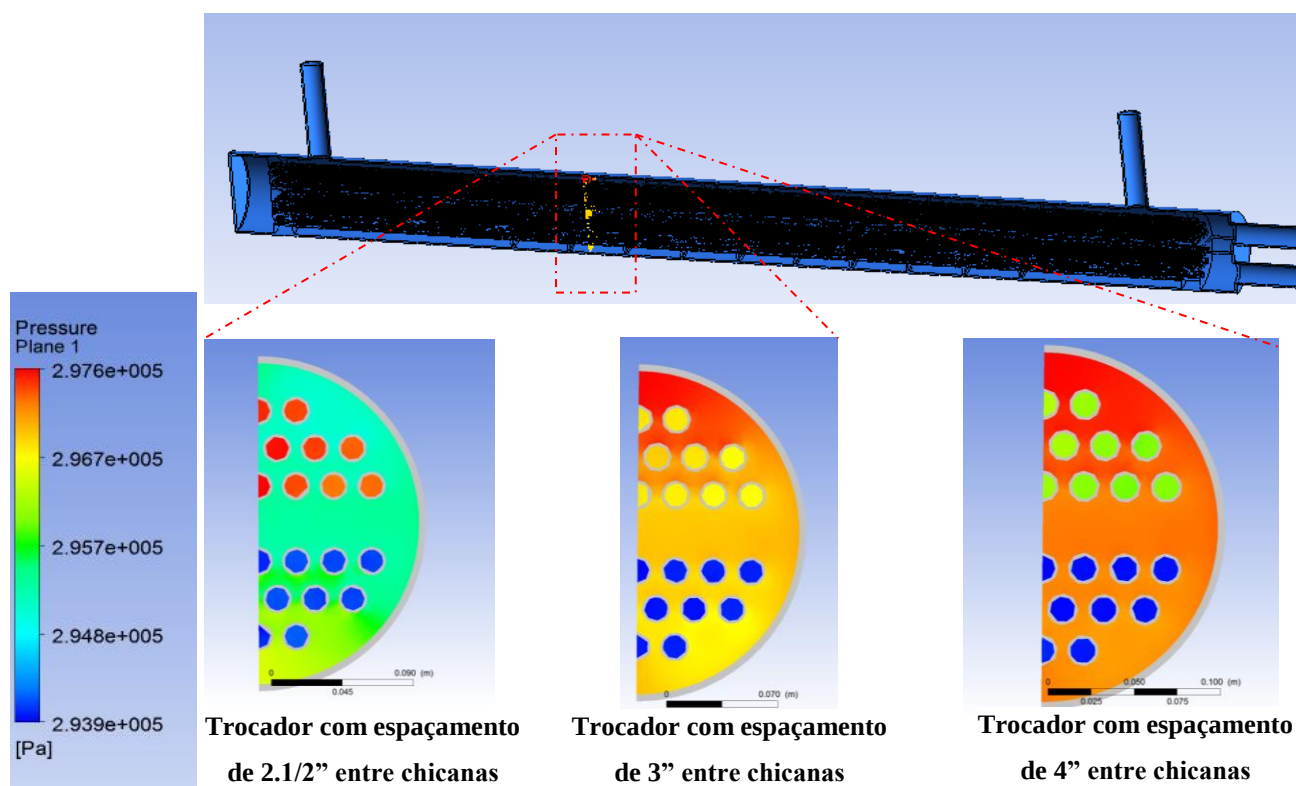


FONTE: autor

Observando a distribuição de pressão de uma mesma seção transversal, ao longo do trocador de calor, mas com as chicanas espaçadas em medidas diferentes, pode ser

visto que a pressão decaiu significativamente quando o espaçamento entre as chicanas é de 2.1/2”.

Figura 5-6: Distribuição do campo de pressão numa seção do trocador de calor.



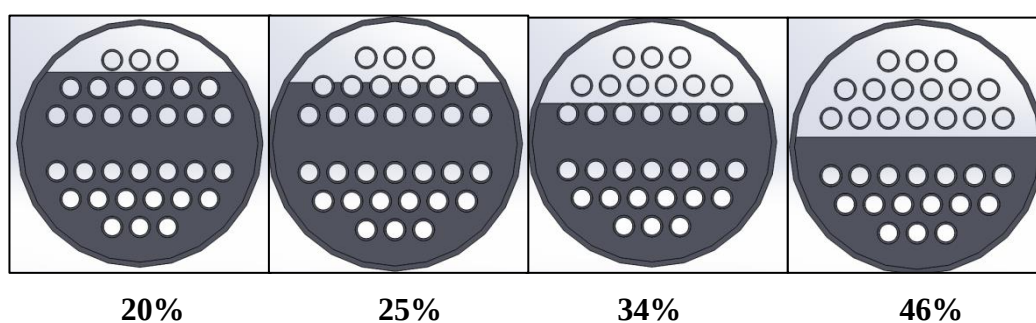
FONTE: autor

Embora a mudança entre o espaçamento das chicanas seja relevante para o coeficiente global de transferência de calor, é importante ressaltar que o custo para fabricação de 5 ou quase 10 chicanas a mais, precisa pesar na tomada de decisão.

5.1. ESTUDO III- CORTE DAS CHICANAS

A norma TEMA pré-determina que o corte de chicanas varie entre 20% e 30%, podendo até chegar a 46%, mas normalmente o corte mais utilizado é de 25%. Portanto este estudo analisará as consequências da variação do corte da chicana nos resultados de saída de temperatura e perda de carga no trocador de calor. Foram simulados 4 trocadores de calor, com mesmo fluxo de massa e dimensões, modificando apenas o corte das chicanas para 20%, 25%, 34% e 46%.

Figura 5-7: Cortes das Chicanas



FONTE: autor

A seguir, na Tabela 5-3 e na, os resultados obtidos na simulação.

Tabela 5-3: Corte da Chicana

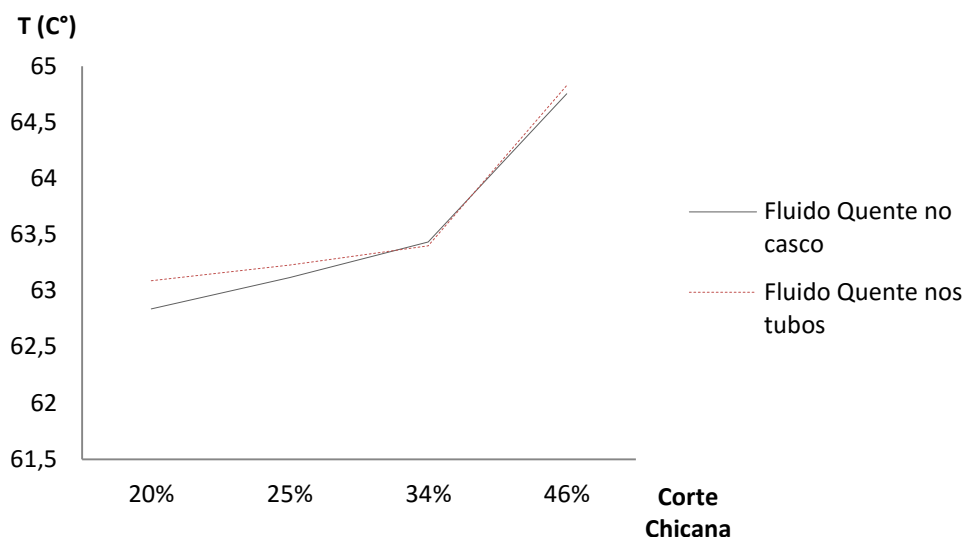
Corte Chicana	Temperatura de Entrada (Tubos) °C	Temperatura de Saída (Tubos) °C	Temperatura de Entrada (Casco) °C	Temperatura de Saída (Casco) °C	ΔP (Casco) Água fria mbar
20%	80	61,54	30	47,05	121,37
25%	80	63,40	30	46,78	93,68
34%	80	63,61	30	46,48	65,86
46%	80	64,83	30	45,21	46,19

FONTE: autor

Comparando a variação entre os cortes das chicanas, verifica-se um aumento gradativo de temperatura de saída da água quente à medida que se aumenta a dimensão do corte, ou seja, quanto menor for a altura da chicana, menor a transferência de calor proporcionada.

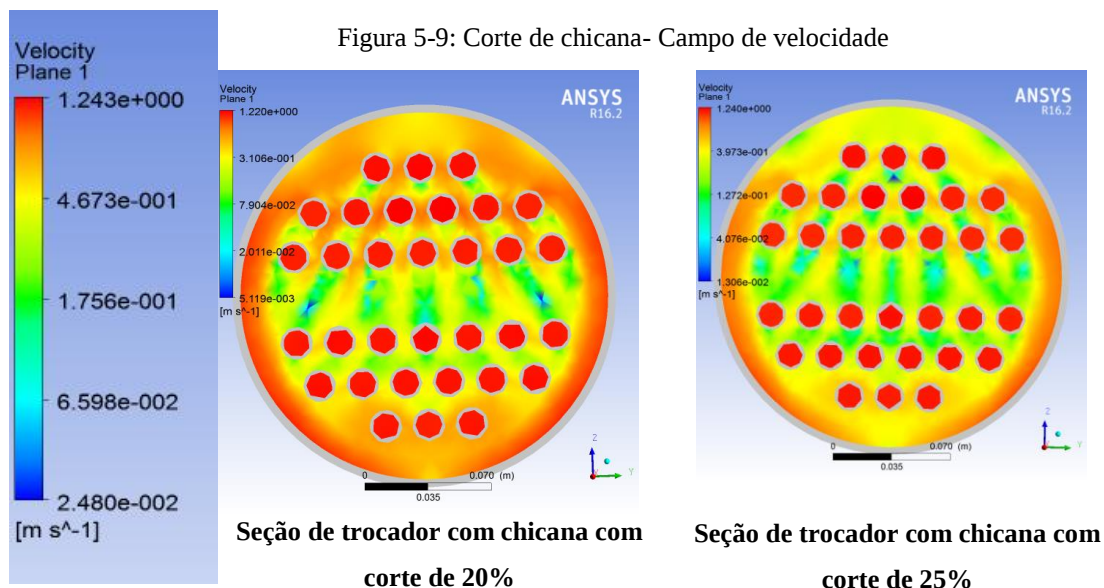
Também foi realizada uma simulação para o caso da troca de fluidos, tendo uma configuração de água quente no casco e água de resfriamento nos tubos. Verificou-se, então, que a partir de um corte de 34%, a troca de fluidos não tem influência relevante, mas quando o corte da chicana é entre 20% e 34%, a diferença média entre a temperatura de saída da água quente das duas configurações é de 2,5%

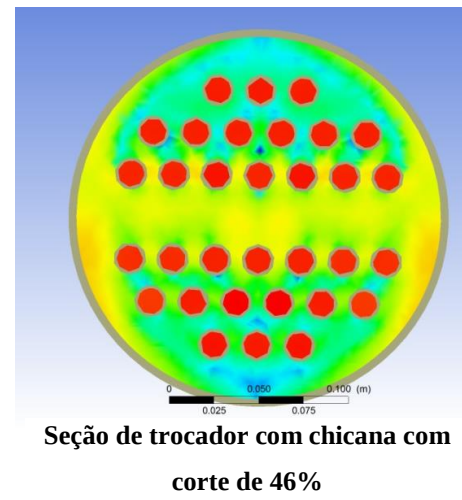
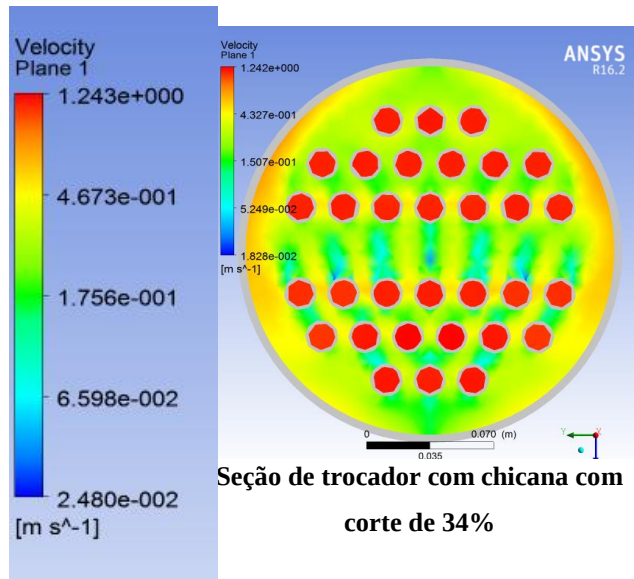
Figura 5-8: Corte da Chicana x Temperatura de saída da água quente



FONTE: autor

A perda de carga, em consequência, diminui com o aumento do corte da chicana, o que pode ser favorável para casos em que a perda de carga do sistema está alta devido a incrustações, no entanto, a velocidade no fluido do casco também diminui, o que impacta na transferência de calor, como pode ser visto na Figura 5-9. Nestas imagens é visto a distribuição de velocidade em uma mesma seção, para diferentes cortes de chicanas.





FONTE: autor

6. CAPITULO 6 – CONCLUSÃO E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

6.1. CONCLUSÕES

O presente trabalho concentrou-se a desenvolver uma metodologia na ferramenta de dinâmica de fluido computacional ANSYS CFX para análise de trocadores de calor casco e tubo, validando o dimensionamento por meio dos métodos analíticos de Tinker e Kern.

O modelo desenvolvido foi de um trocador água x água e apresentou resultados satisfatórios durante a calibração e quando teve o coeficiente de global de transferência de calor comparado com os obtidos nos métodos analíticos, principalmente o método de Tinker, que é um método mais detalhado, do que o de Kern, que é mais simples e recomendado para dimensionamentos a nível preliminar.

A partir da modelagem no CFX foi possível fazer diversos estudos de caso variando alguns parâmetros do trocador dimensionado e validado no capítulo 4. Os parâmetros estudados foram a influência da variação da vazão, espaçamento entre as chicanas e corte das chicanas.

A variação da vazão influencia diretamente na transferência de calor, pois mesmo não atingindo os limites de perda de carga dos componentes do trocador de calor, vazões maiores que 20% a de projeto, pode comprometer os requisitos iniciais de temperatura de saída dos fluidos. Pode-se verificar que a diminuição do espaçamento entre chicanas favorece uma melhoria na transferência de calor e um consequente aumento na perda de carga no interior dos tubos e no casco, respectivamente. Já na variação do corte da chicana, a perda de carga diminui com um corte maior, assim como a transferência de calor que será comprometida devido à diminuição de velocidade no escoamento do casco.

6.1. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A seguir, algumas sugestões para trabalhos futuros:

- Modelagem e simulação em CFX de depósitos de incrustação no trocador de calor e sua influência no coeficiente global de transferência de calor e na perda de carga ao longo do tempo.
- Modelagem do trocador de calor em regime transitório.
- Modelagem e simulação em CFX de limpeza em trocadores casco e tubo, acrescentando os modelos de erosão e multifásicos.
- Modelagem e estudo de parâmetros para trocadores que tenham como fluido de processo, fluidos viscosos.
- Modelagem e estudo de parâmetros para trocadores que tenham como fluido de processo, fluidos multifásicos.
- Otimização do projeto.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BELL, K. **Introduction to heat exchanger design - fundamental concepts**. In: e. Schlinder, *heat exchanger design handbook* (pp. 3.1.1-1). Washington, 1983.
- BELL, K. J. **Shell-and-tube heat exchangers: single-phase flow**. In: d. B. Spalding, *heat exchanger design handbook* (pp. 3.1.3-1 a 3.1.3-3). Washington, 1983.
- BHUTTA, M.M.A.; HAYAT, N.; BASHIR, M.H.; KHAN, A.R.; AHMAD, K.N.; KHAN, S. **CFD applications in various heat exchangers design: A review**. *Applied Thermal Engineering*, v.32, p.1-12, 2012.
- COSTA, André L.H.; QUEIROZ, Eduardo M. **Design optimization of shell-and-tube heat exchangers**. *Applied Thermal Engineering*, v.28, p.1798-1805, 2008.
- ÇENGEL, Y. A. (2009). **Transferência de Calor e Massa**. Mc Graw Hill.
- DONA, M. H. K.; JALALIRAD, M. R. **Software Evaluation Via a Study of Deviations in Results of Manual and Computer-Based Step-Wise Method Calculations for Shell and Tube Heat Exchangers**. *International Journal of Applied Science and Engineering*, v. 12, n. 2, p. 117-126, 2014.
- ESSEL. (agosto de 2014). **Cursos ESSEL Online - Trocadores de Calor**. Acesso em agosto de 2014, disponível em ESSEL Eletromecânica: <http://www.essel.com.br/cursos/>
- ESSS. (2014). **Introdução à mecânica dos fluidos computacional**. Instituto ESSS de Pesquisa e Desenvolvimento.
- FETTAKA, Salim; THIBAUT, J.; GUPTA, Y. **Design of shell-and-tube heat exchangers using multiobjective optimization**. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.60, p.343-354, 2013
- INCROPERA, F. P., & DEWITT, D. P. (2003). **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. Rio de Janeiro: LTC.
- KARA, Ali. Y.; GÜRARAS, Özbilen. **A computer program for designing of shell-and-tube heat exchangers**. *Applied Thermal Engineering*, v. 24, 2004
- KRUEGER, A.; POUPONNOT, F. **Heat Exchanger performance enhancement through the use of tube inserts in refineries and chemical plants - Successful**

- applications: Spirelf, Turbotal and Fixotal Systems.** In: International Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning, VIII, 2009, Schladming. Anais... Schladming, 2009.
- KERN, D. **Procesos De Transferencia De Calor.** Mexico: MCGRAW HILL, 1999.
- LIU, J.J.; LIU, Z.C.; LIU, W. **3D numerical study on shell side heat transfer and flow characteristics of rod-baffle heat exchangers with spirally corrugated tubes.** International Journal of Thermal Sciences, v.89, p. 34-42.
- MALISKA, C. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional** (2 ed.). Rio de Janeiro: LTC, 2004.
- OZDEN, E.; TARI, I. **Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger.** Energy Conversion and Management, v.51, p.1004-1014, 2010.
- OZISIK, M.NECATI. **Heat Transfer - A Basic Approach.** New York: McGraw-Hill, 1985.
- PAL, Eshita; KUMAR, I.; JOSHI, J.B.; MAHESHWARI, N.K. **CFD simulations of shell-side flow in a shell-and-tube type heat exchanger with and without baffles.** Chemical Engineering Science, v.143, p.314-340, 2016.
- RAJ, Rajagopal T.K.; GANNE, S. **Shell Side numerical analysis of a shell and tube heat exchanger considering the effects of baffle inclination angle on fluid flow.** Thermal Science, v.16, n.4, p.1165-1174.
- TAN, Xiang-hui; ZHU, D.; ZHOU, G.; YANG, L. **3D numerical simulation on the shell side heat transfer and pressure drop performances of twisted oval tube heat exchanger.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 65, p.244-253, 2013.
- THAN, Su T.M.; LIN, Khin A.; MON, Mi S. **Heat Exchanger Design.** World Academy of Science, Engineering and Technology, v. 46, 2008.
- TURGUT, O.E.; TURGUT, M.S.; COBAM, M.T. **Design and economic investigation of shell and tube heat exchangers using Improved Intelligent Tuned Harmony Search algorithm.** Ain Shams Engineering Journal, v.5, p.1215-1231, 2014

- TABOREK, J. **Shell-and-tube heat exchangers: Single-phase flow.** In: D. B. SPALDING, *HEAT EXCHANGER DESIGN HANDBOOK* (pp. 3.3.1-1 a 3.3.1-2). Washington, 1983.
- TEMA. **Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association** (9° ed.). New York, 2007.
- VERSTEEG, H., & MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamic - The finite volume method.** PEARSON, (2007).
- WALAS, S. M. **Chemical Process Equipament - Selection and Design.** Butterworth-Heinemann, 1993.
- WANG, S.; WEN, J.; YANG, H.; XUE, Y.; TUO, H. **Experimental investigation on heat transfer enhancement of a heat exchanger with helical baffles through blockage of triangle leakage zones.** *Applied Thermal Engineering*, v.67, p.122-130, 2014.
- WEN, J.; YANG, H.; WANG, S.; XUE, Y.; TONG, X.; **Experimental investigation on performance comparison for shell-and-tube heat exchangers with different baffles.** *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.84, p.990-997, 2015.
- YANG, J.; OH, S.; LIU, W. **Optimization of shell-and-tube heat exchangers using a general design approach motivated by constructal theory.** *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.77, p.1144-1154, 2014.
- YOU, Y.; CHEN, Y.; XIE, M.; LUO, X.; JIAO, L.; HUANG, S. **Numerical simulation and performance improvement for a small size shell-and-tube heat exchanger with trefoil-hole baffles.** *Applied Thermal Engineering*, v.89, p.220-238, 2015.
- YOU, Y.; FAN, A.; HUANG, S.; LIU, W. **Numerical modeling and experimental validation of heat transfer and flow resistance on the shell side of a shell-and-tube heat exchanger with flower baffles.** *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.55, p.7561-7569, 2012.
- ZHOU, G.; ZHU, L.; ZHU, H.; TU, S.; LEI, J. **Prediction of temperature distribution in shell-and-tube heat exchanger.** *Energy Procedia*, v.61, p.799-802, 2014.

YANG, J.; ZENG, M.; WANG, Q. Numerical investigation on shell-side performances of combined parallel and serial two shell-pass shell-and-tube heat exchangers with continuous helical baffles. Applied Energy, v.139, p.163-174, 2015

8. ANEXO

8.1. ANEXO 1 – TABELAS E GRÁFICOS

Tabela 8-1: Valor estimado para Coeficiente Global de Transferência de Calor “U”.

Lado do casco	Lado dos tubos	U de projeto BTU/h.ft ² .°F	Resistência de Incrustação Total h.ft ² .°F /BTU
Água	Água	250 - 300	0,0015
Asfalto diluído	Água	10 - 20	0,01
Água desmineralizada	Água	300 - 500	0,001
Óleo Combustível	Água	15 - 25	0,007
Óleo Combustível	Petróleo	10 - 15	0,008
Gasolina	Água	60 - 100	0,003
Óleos Pesados	Óleos pesados	10 - 40	0,004
Óleos Pesados	Água	15 - 50	0,005
Vapor rico em hidrogênio	Vapor rico em hidrogênio	90 - 120	0,002
Querosene ou diesel	Água	25 - 50	0,005
Querosene ou diesel	Petróleo	20 - 35	0,005
Querosene ou comb.p/jato	Tricoroetileno	40 - 50	0,0015
Água para cobertura	Água	230 - 300	0,002
Óleo Lubrificante (baixa visc.)	Água	25 - 50	0,002
Óleo Lubrificante (alta visc.)	Água	40 - 80	0,003
Óleo Lubrificante	Petróleo	11 - 20	0,006
Nafta	Água	50 - 70	0,005
Nafta	Petróleo	25 - 35	0,005
Dissolvente orgânicos	Água	50 - 150	0,003
Dissolvente orgânicos	Salmora	35 - 90	0,003
Dissolvente orgânicos	Dissolvente orgânicos	20 - 60	0,002
Óleos vegetais	Água	20 - 50	0,004

FONTE: Adaptado de (ESSEL, 2014) e (WALAS, 1993).

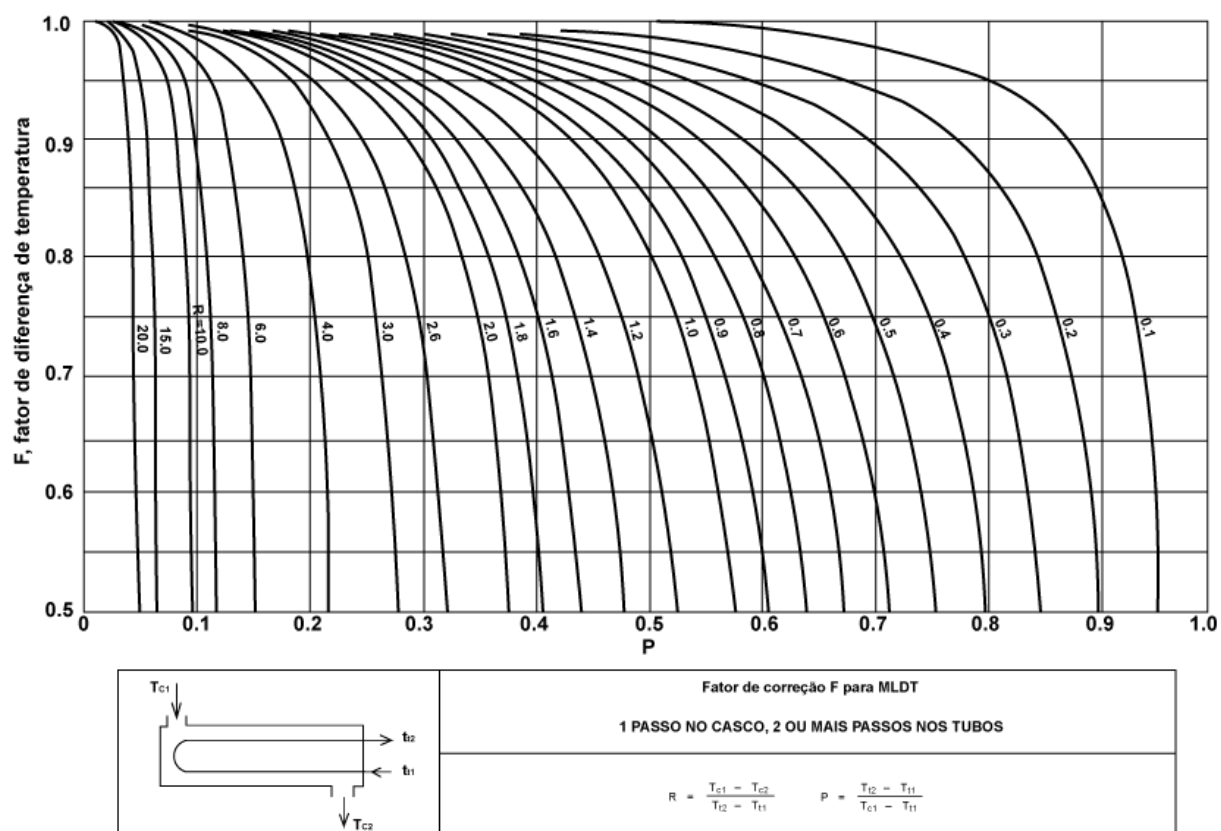
Tabela 8-2: Resistencia de depósitos – incrustação (h.ft².°F/BTU).

RESISTÊNCIAS DE DEPÓSITO PARA PROCESSO EM REFINARIA DE PETROLEO	
Resistência Gasolina (h.ft².°F/BTU)	0,002
Resistência Nafta e destilados leves (h.ft².°F/BTU)	0,002 - 0,003
Resistência Querosene (h.ft².°F/BTU)	0,002 - 0,003
Resistência Óleo Leve (h.ft².°F/BTU)	0,002 - 0,003
Resistência Óleo Pesado (h.ft².°F/BTU)	0,003 - 0,005
Resistência Óleo Combustível (h.ft².°F/BTU)	0,002 - 0,003
Resistência Asfalto e RESÍDIO (h.ft².°F/BTU)	0,005 - 0,007

RESISTÊNCIAS DE DEPÓSITO PARA ÁGUA				
Temperatura do fluido 2	Até 115°C		115°C a 200°C	
Temperatura da água	≤ 50°		> 50°C	
Tipos de água	Velocidade da água (m/s)		Velocidade da água (m/s)	
	≤ 3	> 3	≤ 3	> 3
Resistência Água do mar (h.ft².°F/BTU)	0,0006	0,0006	0,001	0,001
Resistência Água Salobra (h.ft².°F/BTU)	0,002	0,001	0,003	0,003
Torre de resfriamento e tanque de nebulização artificial				
Resistência Água tratada (h.ft².°F/BTU)	0,001	0,001	0,002	0,002
Resistência Água sem tratamento (h.ft².°F/BTU)	0,003	0,003	0,005	0,004
Resistência Água potável de cidade ou água de poço (h.ft².°F/BTU)	0,001	0,001	0,002	0,002
Água de Rio				
Resistência Mínimo (h.ft².°F/BTU)	0,002	0,001	0,003	0,002
Resistência Médio (h.ft².°F/BTU)	0,003	0,002	0,004	0,003
Resist. Água lamacenta ou lodosa (h.ft².°F/BTU)	0,003	0,002	0,004	0,003
Resist. Água dura (acima de 0,25 gramas/litro) (h.ft².°F/BTU)	0,003	0,003	0,005	0,005
Resist. Água de resfriamento de motores (h.ft².°F/BTU)	0,001	0,001	0,001	0,001
Resist. Água destilada ou ciclo fechado de condensado (h.ft².°F/BTU)	0,0006	0,0006	0,0006	0,0006
Resist. Água tratada para alimentação de caldeira (h.ft².°F/BTU)	0,001	0,0006	0,001	0,001
Resist. Água da descarga do fundo de caldeira (h.ft².°F/BTU)	0,002	0,002	0,002	0,002

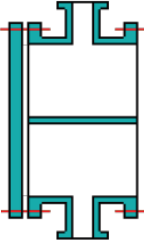
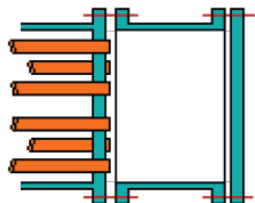
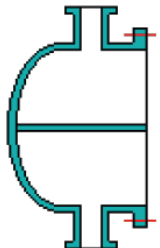
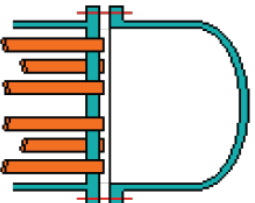
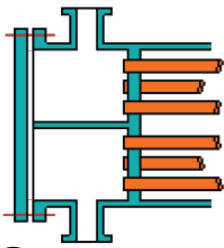
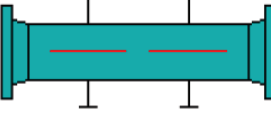
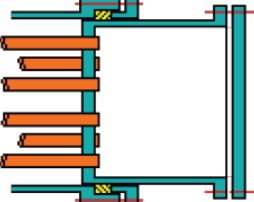
FONTE: Adaptado de (TEMA, 2007)

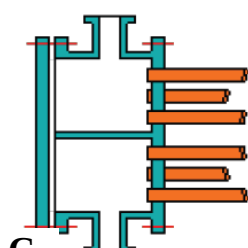
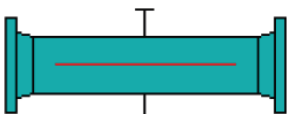
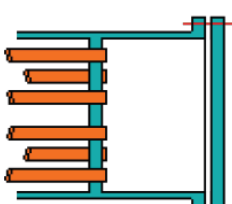
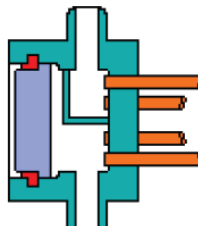
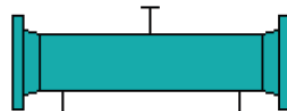
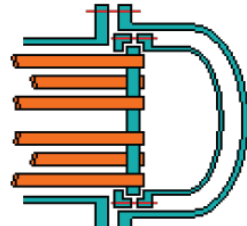
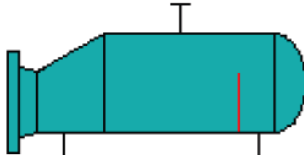
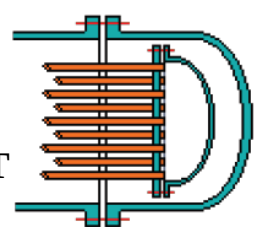
Figura 8-1: Fator de correção F.



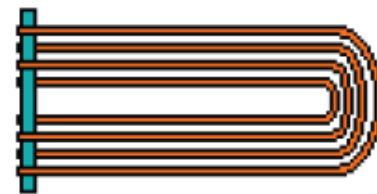
FONTE: Adaptado de (KERN, 1999)

Tabela 8-3: Tipos construtivos trocadores de calor casco e tubo.

 A CARRETEL E TAMPA REMOVÍVEIS	 E CASCO DE UM PASSE	 L ESPELHO FIXO, SEMELHANTE AO TIPO A
Pode ser utilizado em projetos de trocadores com espelhos fixos, tubos em U ou feixe de tubos removível. É o tipo mais atualizado.	É o tipo de construção mais utilizado em trocadores de calor. Os bocais são localizados em extremidades opostas, podendo ser locados em um mesmo lado ou não, dependendo do número de chicanas	Construção similar ao cabeçote tipo A e usado para trocadores com espelho fixo
 B CARRETEL COM TAMPO INTEIRIÇO	 F CASCO DE DOIS PASSES COM CHICANA LONGITUDINAL	 M ESPELHO FIXO, SEMELHANTE AO TIPO B
É usado para projeto de trocadores com espelhos fixos, tubos em U ou feixe de tubos removível. Para limpeza há necessidade de retirar todo o cabeçote.	É utilizado quando a perda de carga no casco é elevada, acima de 0,7 bar. A escolha depende da diferença de temperatura entre entrada e saída, que não pode exceder 180°C.	Construção similar ao cabeçote tipo B e usado para trocadores com espelho fixo
 C CARRETEL INTEIRIÇO COM O ESPELHO E TAMPA REMOVÍVEIS	 H FLUXO DUPLAMENTE DIVIDIDO	 N ESPELHO FIXO, SEMELHANTE AO TIPO C
Pode ser utilizado em trocadores com tubos em U ou com feixe removível, não é normalmente encontrado devido a dificuldades de manutenção.	Existem duas entradas e duas saídas para o fluxo e cada metade do trocador opera como um casco tipo G	Construção similar ao cabeçote tipo C e usado para trocadores com espelho fixo

 C CARRETEL INTEIRO COM O ESPELHO E TAMPA REMOVÍVEIS	 G FLUXO DIVIDIDO	 P CABEÇOTE FLUTUANTE COM GAXETA EXTERNA
Pode ser utilizado em trocadores com tubos em U ou com feixe removível, não é normalmente encontrado devido a dificuldades de manutenção.	O fluxo do casco é dividido em dois na sua parte intermediária e cada metade atua como se fosse um casco tipo F.	A caixa de gaxetas sela o fluido do lado do casco enquanto permite que o cabeçote flutuante se mova para frente e para trás. Evita vazamento e não permite a mistura de fluidos.
 D VEDAMENTO ESPECIAL PARA ALTAS PRESSÕES	 J FLUXO DE ENTRADA OU DE SAÍDA DIVIDIDO	 S ESPELHO FLUTUANTE COM ANEL BIPARTIDO
É usado para pressões de projeto da ordem de 70 bar. Carretel e espelho são integrais e de construção forjada.	O número total de chicanas é sempre ímpar e este tipo é utilizado quando a perda de carga exigir a adoção de cascos tipo E em paralelo.	Possibilita ao espelho movimento em relação ao trocador. Dos trocadores com espelhos flutuantes, é o mais utilizado.
 K TIPO REFEVEDOR	 T ESPELHO FLUTUANTE REMOVÍVEL PELO CARRETEL	
É utilizad somente para refeedores com vaporização total, ou em evaporadores de planta de potência	O feixe tubular é facilmente removido do casco e o diâmetro do casco, para um mesmo feixe de tubos, é sempre maior que o do tipo S.	

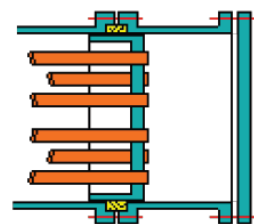
U



FEIXE TUBULAR EM U

Quando um trocador de espelho fixo exigir a utilização de junta de expansão, pode-se substituir pelos tubos em U. Não aconselhável utilizar em fluidos com fator de incrustação $> 0,00036 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$

W



ESPELHO FLUTUANTE COM ANEL DE VEDAMENTO ESPECIAL

Este utiliza uma junta em forma de anel ao redor do espelho, mas não é normalmente utilizado devido a possibilidade de vazamento na junta e nunca deve ser utilizado para hidrocarbonetos ou fluidos tóxicos.

FONTE: adaptado (TEMA, 2007).

Tabela 8-4: Diâmetro do casco em função da quantidade de tubos em um arranjo triangular. FONTE: (ESSEL, 2014)

Tubos com diâmetro externo $\frac{3}{4}$ in em um arranjo triangular de $\frac{15}{16}$ in											
Diâmetro interno do casco, in	T.E.M.A. L ou M				T.E.M.A. P ou S				T.E.M.A. U		
	Número de passes				Número de passes				Número de passes		
	1	2	4	6	1	2	4	6	2	4	6
8	64	48	34	24	34	32	16	18	32	24	24
10	85	74	52	50	60	62	52	44	64	52	52
12	122	114	94	96	109	98	78	68	98	88	78
13.25	151	142	124	112	126	120	106	100	126	116	108
15.25	204	192	166	168	183	168	146	136	180	160	148
17.25	264	254	228	220	237	228	202	192	238	224	204
19.25	332	326	290	280	297	286	258	248	298	280	262
21.25	417	396	364	348	372	356	324	316	370	352	334
23.25	495	478	430	420	450	430	392	376	456	428	408
25	579	554	512	488	518	498	456	444	534	500	474
27	676	648	602	584	618	602	548	532	628	600	570
29	785	762	704	688	729	708	650	624	736	696	668
31	909	878	814	792	843	812	744	732	846	812	780
33	1035	1002	944	920	962	934	868	840	978	928	904
35	1164	1132	1062	1036	1090	1064	990	972	1100	1060	1008
37	1304	1270	1200	1168	1233	1196	1132	1100	1238	1200	1152
39	1460	1422	1338	1320	1365	1346	1266	1244	1390	1336	1290
42	1703	1664	1578	1552	1611	1580	1498	1464	1632	1568	1524
45	1960	1918	1830	1800	1875	1834	1736	1708	1882	1820	1770
48	2242	2196	2106	2060	2132	2100	1998	1964	2152	2092	2044
54	2861	2804	2682	2660	2730	2684	2574	2536	2748	2680	2628
60	3527	3476	3360	3300	3395	3346	3228	3196	3420	3340	3286

Tabela 8-5: Diâmetro do casco em função da quantidade de tubos em um arranjo quadrado. FONTE: (ESSEL, 2014)

Tubos com diâmetro externo ¾ in em um arranjo quadrado de 1 in							
Diâmetro interno do casco, in	T.E.M.A. P ou S				T.E.M.A. U		
	Número de passes				Número de passes		
	1	2	4	6	2	4	6
8	28	26	16	12	28	24	12
10	52	48	44	24	52	44	32
12	80	76	66	56	78	72	70
13.25	104	90	70	80	96	92	90
15.25	136	128	128	114	136	132	120
17.25	181	174	154	160	176	176	160
19.25	222	220	204	198	224	224	224
21.25	289	272	262	260	284	280	274
23.25	345	332	310	308	348	336	328
25	398	386	366	344	408	392	378
27	477	456	432	424	480	468	460
29	554	532	510	496	562	548	530
31	637	624	588	576	648	636	620
33	730	712	682	668	748	728	718
35	828	812	780	760	848	820	816
37	937	918	882	872	952	932	918
39	1048	1028	996	972	1056	1044	1020
42	1224	1200	1170	1140	1244	1224	1212
45	1421	1394	1350	1336	1436	1408	1398
48	1628	1598	1548	1536	1640	1628	1602
54	2096	2048	2010	1992	2108	2084	2068
60	2585	2552	2512	2476	2614	2584	2558