

Universidade Estadual de Maringá



**CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

OTÁVIO CELSO BAVIA FILHO

Análise energética e fluidodinâmica de trocadores de calor

OTÁVIO CELSO BAVIA FILHO

Análise energética e fluidodinâmica de trocadores de calor

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, do Departamento de Engenharia Mecânica, Centro de Tecnologia da Universidade Estadual de Maringá, como requisito parcial para obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Ciências Térmicas

Orientador: Prof. Dr. Alexandre Marconi de Souza Costa

Coorientador: Dr. Oswaldo Cury da Motta Lima

**Maringá
2015**

Dedico este trabalho primeiramente a
Deus, que sempre está comigo iluminando
meus passos para o melhor caminho

A minha família e amigos, que sempre
me apoiaram e me incentivaram

À Glas Kali, por dar sentido a minha
jornada

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus orientadores, Alexandre e Oswaldo, pela sabedoria e paciência.

A todos do Departamento de Engenharia Mecânica que, de alguma forma, me ajudaram no desenvolvimento do trabalho.

A Gelita do Brasil pela oportunidade e confiança.

Aos membros da banca, por aceitarem o convite para avaliação deste trabalho e as sugestões.

Ao CAPES pelo apoio e incentivo em minha pesquisa.

Se Deus disse que eu posso, então eu posso!
Irei e não temerei mal algum.

(Filipenses 4:13)

RESUMO

Este trabalho apresenta uma proposta de análise energética de eficiência térmica para um trocador de calor casco e tubo. As análises basearam-se em um resfriador de óleo de um compressor de amônia, utilizado na Indústria Gelita do Brasil, situada no noroeste do Paraná. Utilizou-se a metodologia ε -NUT para o cálculo de efetividade, seguindo os parâmetros de projeto e condições de contorno. Analisou-se também o comportamento dos fluidos, água e óleo, através da fluidodinâmica computacional (*CFD*) empregando o *software* comercial *ANSYS CFX 14.5* - os resultados foram comparados com correlações empíricas apropriadas. Ainda na análise *CFD*, foram comparadas as previsões de dois modelos de turbulência clássicos (*k- ε* e *Shear Stress Transport*). Na análise ε -NUT, apontou para uma baixa efetividade do trocador de calor casco e tubo (um passe no casco e quatro nos tubos), não atendendo os requisitos exigidos para a compra do equipamento. Tais resultados indicaram o mau dimensionamento do mesmo, como o número de passes nos tubos superior ao recomendado pela *TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc)* e divergência nos parâmetros dados em projeto com os reais calculados. Na análise *CFD*, estimou-se a queda de pressão no casco e nos tubos, além dos coeficientes convectivos de transferência de calor e a partir deles, o coeficiente global de troca térmica. Os resultados comparados com correlações empíricas (Bell-Delaware e Petukhov) foram satisfatórios para o lado dos tubos, porém para o lado do casco obteve-se um alto desvio. A complexidade da geometria, para o lado do casco, não permitiu maior refinamento da malha pelo recurso computacional utilizado o que pode gerar erros em grande escala. Por fim, os modelos de turbulência utilizados representaram adequadamente o escoamento nos tubos e no casco, verificando a melhor adequação do modelo *k- ε* em estimar a queda de pressão e, do modelo *SST*, em estimar os coeficientes convectivos de troca térmica.

Palavras-chave: trocador de calor, efetividade-NUT, método analítico, método numérico.

ABSTRACT

This paper presents a proposal for energy analysis of thermal efficiency for a shell and tube heat exchanger. The analyzes were based on an oil cooler of a compressor ammonia, used in Gelita Industry of Brazil, located in the northwest of Parana. We are utilizing the ϵ -NUT effective methodology for the calculation, the following design parameters and boundary conditions. Was also analyzed the behavior of fluids, water and oil through computational fluid dynamics (CFD) using commercial software ANSYS CFX 14.5 - The results were compared with appropriate empirical correlations. Also in CFD analysis, the predictions of two classical turbulence models (k- ϵ and Shear Stress Transport) were compared. The ϵ -NUT analysis pointed to a low effectiveness of shell and tube heat exchanger (a pass in the shell and four in the tubes), not meeting the requirements for the purchase of equipment. These results indicated the bad design of the same, as the number of passes the upper tubes recommended by the TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc.) and divergence in the data in project parameters with the calculated real. In the CFD analysis estimated the pressure drop across the shell and the tubes, in addition to convective heat transfer coefficients and from them, the overall heat transfer coefficient. The results were compared with empirical correlations (Bell-Delaware and Petukhov) were satisfactory for the side of the tubes, but for the shell side gave a high deviation. The complexity of the geometry, to the side of the shell, did not allow further refinement of the mesh the computational resource used which can cause errors on a large scale. Finally, turbulence models used properly represented in the flow tubes and the hull, verifying the best fit of the k- ϵ model for estimating the pressure drop and the SST model to estimate the convective thermal exchange coefficients.

Keywords: heat exchanger effectiveness-NUT, analytical method, numerical method.

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1- Divisão do fluxo de correntes.	30
Figura 3.2 - Layouts dos tubos.	32
Figura 3.3 - Corte no defletor.	33
Figura 3.4 - Folga casco-feixe e diâmetros característicos.....	34
Figura 3.5 - Triângulos e quadriláteros ideais e distorcidos <i>skewness</i>	50
Figura 3.6 - Qualidade Ortogonal da malha	51
Figura 3.7 - Triângulos e quadriláteros ideais e distorcidos <i>Aspect ratio</i>	51
Figura 4.1 - Escolha do equipamento de análise energética.....	52
Figura 4.2 - Resfriador de óleo do compressor	52
Figura 4.3 - Layout feixe tubular.....	57
Figura 4.4 - Geometria do trocador casco e tubo	57
Figura 4.5 - Malha referente a água.....	58
Figura 4.6 - Malha referente ao óleo.	59
Figura 4.7 - Malha dos tubos.	59
Figura 4.8 - Gradiente de temperatura da água	61
Figura 4.9 - Gradiente de temperatura do óleo.....	62
Figura 4.10 - Gradiente de velocidade da água	62
Figura 4.11 - Gradiente de velocidade do óleo.....	63
Figura 4.12 - Gradiente de pressão da água.....	63
Figura 4.13 - Gradiente de pressão do óleo.....	64

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Valores de n	27
Tabela 3.2 - Relação passo e arranjo.	32
Tabela 3.3 - Número máximo de passes nos tubos.....	33
Tabela 3.4 - Regime de escoamento no casco.	36
Tabela 3.5 - Valores das constantes para o cálculo dos coeficientes ideais.	40
Tabela 3.6 - Qualidade do elemento em função do <i>skewness</i>	49
Tabela 4.1 - Condições de entrada e saída do projeto	53
Tabela 4.2 - Dados técnicos do trocador de calor.....	53
Tabela 4.3 - Valores calculados pelo método ϵ -NUT.....	53
Tabela 4.4 - Propriedades dos fluidos.	55
Tabela 4.5 - Parâmetros básicos de projeto.	55
Tabela 4.6 - Resultados e Parâmetros calculados para o lado dos tubos.....	55
Tabela 4.7 - Parâmetros básicos de entrada calculados para o lado do casco.	55
Tabela 4.8 - Resultados e fatores de correção lado do casco.	56
Tabela 4.9 - Coeficiente Global de Troca Térmica	56
Tabela 4.10 - Qualidade da malha para a água.....	58
Tabela 4.11 - Qualidade da malha para o óleo.	58
Tabela 4.12 - Qualidade da malha para os tubos.....	59
Tabela 4.13 - Condições de contorno	60
Tabela 4.14 - Resultados para queda de pressão e transferência de calor	64
Tabela 4.15 - Comparação Balanço de energia.	65

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
CFD	<i>Computational fluid dynamic</i>
DNS	<i>Direct Numerical Simulation</i>
DTML	Diferença de temperatura média logarítmica
HTRI	<i>Heat Transfer Research Inc.</i>
ISO	Organização Internacional para Padronização
LES	<i>Large Eddy Simulation</i>
NUT	Número de unidades de transferência
RANS	<i>Reynolds Averaged Navier-Stokes</i>
RMS	<i>Root Mean Square</i>
SST	<i>Shear Stress Transport</i>
TEMA	<i>Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

a_p	Coeficiente representativo do volume de controle
A	Área de troca térmica
A_s	Áreas da superfície externa da parede dos tubos
A_i	Área da superfície interna da parede dos tubos
B_c	Porcentagem de corte do defletor
C_f	Capacidade calorífica do fluido frio
C_{min}	Capacidade calorífica mínima
C_p	Capacidade calorífica do fluido
C_q	Capacidade calorífica do fluido quente
D	Diâmetro do tubo
D_{ctl}	Diâmetro do círculo formado através do centro dos tubos mais externos
D_{otl}	Diâmetro de limite externo dos tubos no casco
D_s	Diâmetro interno do casco
D_{ts}	Diâmetro externo do tubo
f	Fator de atrito
F_1	Função de mistura
F_{bp}	Fração da área da seção do fluxo disponível ao fluxo de <i>by-pass</i>
F_c	Fração total de tubos numa seção de fluxo cruzado puro
F_w	Resíduo do volume de controle
f_i	Fator de correção para o Coeficiente de Perda de Carga Ideal
G_b	Geração de energia cinética turbulenta pelas flutuações das velocidades
G_k	Geração de energia cinética turbulenta pelo gradiente de velocidade médio
h	Entalpia estática
h_s	Coeficientes convectivos de transferência de calor da corrente externa
h_i	Coeficientes convectivos de transferência de calor da corrente interna
h_{ideal}	Coeficiente de Transferência de Calor Ideal
h_{tot}	Entalpia total
J_b	Fatores de correção para os efeitos de <i>by-pass</i> no feixe de tubos na transferência de calor
J_c	Fator de correção devido aos efeitos de configuração do defletor para a transferência de calor
J_i	Fator de correção para o Coeficiente de Transferência de Calor Ideal
J_l	Fator de correção para os efeitos de vazamento no defletor na transferência

	de calor
J_r	Fator de correção para o gradiente de temperatura adverso no fluxo laminar
J_s	Fator de correção para o espaçamento diferente entre defletores na entrada e/ou saída para transferência de calor
k	Condutividade térmica do material do tubo
L	Comprimento do tubo
L_{cd}	Folga entre o casco e o defletor
L_{cf}	Folga entre o casco e o feixe
L_s	Espaçamento central dos defletores
m	Fluxo cruzado mássico
n	Número de tubos
NB	Número de defletores
Nu	Número de Nusselt
N_c	Número de fileiras de tubos entre dois cortes do defletor
N_{cw}	Número de fileiras reais de fluxo cruzado em cada janela do defletor
N_{pt}	Número de passes no lado dos tubos
N_{ss}	Número de pares de tiras selantes
N_{tc}	Número total de fileiras de tubos cruzadas no trocador
N_{tt}	Número total de tubos
N_{tw}	Número de tubos na janela do defletor
Pr	Número de Prandtl
q	Taxa de transferência de calor real
Q_{total}	Calor total
$q_{máx}$	Taxa de transferência de calor máxima
Re	Número de Reynolds
R_b	Fatores de correção para os efeitos de <i>by-pass</i> no feixe de tubos na perda de carga
R_e	Resistência de incrustação por unidade de área no exterior dos tubos
R_i	Resistência de incrustação por unidade de área no interior dos tubos
R_l	Fator de correção para os efeitos de vazamento no defletor na perda de carga
R_s	Fator de correção para o espaçamento diferente entre defletores na entrada e/ou saída para perda de carga
r_{\emptyset}	Resíduo do volume de controle
r_e	Raio externo

r_i	Raio interno
SM	Média geométrica da área de fluxo cruzado
S_{cd}	Área de vazamento
S_{td}	Área de vazamento entre o tubo e o defletor
S_w	Área de escoamento através da janela
S_{wg}	Área total da janela
S_{wt}	Área ocupada pelos tubos
$T_{f,ent}$	Temperatura de entrada do fluido frio
$T_{f,sai}$	Temperatura de saída do fluido frio
$T_{m,c}$	Temperatura média do fluido no casco
$T_{m,t}$	Temperatura média do fluido nos tubos
T_p	Temperatura da parede
$T_{q,ent}$	Temperatura de entrada do fluido quente
$T_{q,sai}$	Temperatura de saída do fluido quente
U	Coefficiente global de troca térmica
$U.S_M$	Trabalho devido a fontes externas de <i>momentum</i>
ν	Viscosidade cinemática
V	Velocidade do fluido
ν_t	Viscosidade turbulenta
Y_M	Contribuição na taxa de dissipação total devido à vaporização volumétrica
w'	Flutuação de velocidade vertical
δ_1	Espessura da camada limite
$\sum R_t$	Soma das resistências térmicas à transferência de calor
σ_w^2	Variância da velocidade vertical
$\Delta\phi$	Diferença representativa da variável do domínio
ε_1	Efetividade específica
θ_{ctl}	Ângulo formado pela intersecção do corte do defletor com o diâmetro D_{ctl}
θ_{ds}	Ângulo central formado pela intersecção do corte do defletor com a parede interna do casco
μ_m	Viscosidade dinâmica na temperatura média do fluido
μ_p	Viscosidade dinâmica na temperatura da parede

$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} (\rho U)$	Fluxo líquido de massa através da superfície
$\frac{\partial \rho}{\partial t}$	Taxa de variação da massa
\emptyset	Resíduo normalizado
$\Delta T_{médico}$	Média das diferenças de temperaturas para o trocador de calor
ΔT	Variação da temperatura
Δt	Escala de tempo
ΔP_{bocais}	Perda de carga nos bocais de entrada e saída do trocador
ΔP_c	Perda de carga no fluxo cruzado puro
ΔP_s	Perda de carga nas seções de entrada e saída do trocador
ΔP_{ideal}	Coefficiente de Perda de Carga Ideal
ΔP_w	Perda de carga nas janelas dos defletores
$\nabla \cdot (U \cdot \tau)$	Trabalho devido a estresses viscosos
ε	Efetividade nominal
μ	Viscosidade dinâmica do fluido
ρ	Densidade do fluido
τ	Tensor de tensões
$\tau \cdot \nabla U$	Dissipação viscosa
ω	Escala de tempo
ϕ	Fator de correção da viscosidade do fluido

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	15
1.1 Objetivo	15
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
2.1 Análise energética de trocadores de calor.....	16
2.2 Análise fluidodinâmica de trocadores de calor	17
2.2.1 <i>Escoamento Turbulento</i>	19
3 Metodologia do trabalho.....	22
3.1 Método da efetividade (ϵ -NUT).....	22
3.2 Coeficiente Global de Troca Térmica.....	24
3.2.1 <i>Fatores de Incrustação</i>	25
3.3 Transferência de Calor e Perda de Carga para o Lado dos Tubos	26
3.3.1 <i>Número de Reynolds</i>	26
3.3.2 <i>Número de Prandtl</i>	26
3.3.3 <i>Número de Nusselt</i>	26
3.3.4 <i>Correção para a Transferência de Calor em função da viscosidade</i>	27
3.4 Coeficiente de Transferência de Calor.....	28
3.5 Perda de Carga para o Lado dos Tubos	29
3.5.1 <i>Perda de Carga nos Bocais</i>	29
3.5.2 <i>Perda de Carga no Interior dos Tubos</i>	29
3.5.3 <i>Perda de Carga nos Canais de Distribuição</i>	29
3.6 Método de Cálculo para o Lado do Casco (<i>Bell-Delaware</i>).....	30
3.6.1 <i>Parâmetros Básicos de Entrada</i>	32
3.6.2 <i>Regimes de Escoamento para o Lado do Casco</i>	36
3.6.3 <i>Fatores de Correção para a transferência de calor e perda de carga</i>	37
3.6.4 <i>Coeficiente de Transferência de Calor e Perda de Carga Ideais</i>	39
3.6.5 <i>Coeficiente de Transferência de Calor e Perda de Carga Reais</i>	40

3.7	Análise fluidodinâmica	42
3.7.1	<i>Equação de continuidade</i>	42
3.7.2	<i>Equação de momentum</i>	42
3.7.3	<i>Equação de Energia Total</i>	43
3.7.4	<i>Equação de Energia Térmica</i>	43
3.8	Modelos de Turbulência	44
3.8.1	<i>Modelos de turbulência estatísticos e o problema encerramento</i>	44
3.8.2	<i>Equações Médias de Reynolds (RANS)</i>	45
3.8.3	<i>Modelos de duas equações</i>	45
3.8.4	<i>Modelo de turbulência $k-\varepsilon$</i>	45
3.8.5	<i>Modelo de turbulência Shear Stress Transport (SST)</i>	46
3.8.6	<i>Critério de convergência</i>	47
3.9	Método de Discretização	48
3.9.1	<i>Construção da malha</i>	48
3.9.2	<i>Principais métodos utilizados</i>	48
3.9.3	<i>Avaliação da malha</i>	49
4	Resultados e discussão	51
4.1	Análise macro energética (eficiência ε -NUT)	52
4.2	Determinação dos coeficientes de transferência de calor	54
4.3	Análise micro energética (Fluidodinâmica computacional - <i>CFD</i>).....	56
4.3.1	<i>Estudo de caso</i>	57
4.3.2	<i>Geração da malha</i>	58
4.3.3	<i>Modelação do problema</i>	60
4.3.4	<i>Resultados CFX</i>	61
5	Conclusão	66
	REFERÊNCIAS	67

1 INTRODUÇÃO

A busca pela otimização de processos vem aumentando e, com ela, a necessidade de se aprimorar técnicas e eficiência no desenvolvimento de produtos em todos os segmentos industriais. Para a área térmica, os trocadores de calor representam uma grande parcela nestes processos para a qual esforços têm sido despendidos em termos de pesquisa e de desenvolvimento.

O campo de aplicação dos trocadores de calor é muito amplo, estando presentes desde os mais complexos processos industriais até em equipamentos domésticos e de uso no cotidiano. No segmento industrial, podem ser utilizados de forma direta em processos de aquecimento e resfriamento de produtos, ou mesmo, de maneira indireta, nas chamadas utilidades, como condensadores e caldeiras. Outro papel importante da presença dos trocadores de calor está voltado ao conforto térmico de ambientes, em que cada vez mais trocadores compactos, eficientes e de fácil manutenção são necessários na busca da melhor condição custo/benefício.

Nesse sentido, é importante lembrar que recentemente foi publicada a norma ISO 50.001 pela Organização Internacional para Padronização (ISO) e, no Brasil, pela Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT). A mesma trata da gestão de sistemas energéticos e pode vir a impulsionar o desenvolvimento de boas práticas de consumo de energia pelas indústrias, considerando o desenvolvimento das certificações vinculadas a esta norma. Adicionalmente, também há a ISO 14.001, cujos requisitos de desempenho ambiental contemplam o consumo racional de energia. Esta norma já possui um grande número de certificações concedidas.

As iniciativas nacionais para ações de eficiência energética industrial ainda são poucas. Contudo, a existência de metas de eficiência energética no Plano Nacional de Energia 2030 e a iniciativa do Ministério de Minas e Energia em desenvolver uma estratégia nacional de eficiência energética confirmam que esse é o momento para firmar parcerias, reorganizar esforços, estabelecendo metas e priorizando recursos para o desenvolvimento do setor.

1.1 Objetivo

Avaliar a eficiência de um resfriador de óleo (trocador de calor casco e tubo), utilizado na empresa Gelita do Brasil, por meio do método efetividade-NUT. Desenvolver a simulação térmica e fluidodinâmica do processo, por meio do *software ANSYS CFX 14.5*, estimando

parâmetros como coeficientes de troca térmica e queda de pressão, além, da comparação entre dois modelos (k - ϵ e SST) que simulam escoamento turbulento.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Análise energética de trocadores de calor

Diversos métodos têm sido aplicados em projetos e análises de trocadores de calor. Os mais conhecidos e utilizados são: efetividade-NUT (ϵ -NUT) e diferença de temperatura média logarítmica (DTML). Porém, a aplicação desses métodos está vinculada ao conhecimento de parâmetros como coeficiente global de transferência de calor e coeficientes convectivos.

Kern (1950) formulou um método para o cálculo do coeficiente de transferência de calor e perda de carga para o lado do casco em trocadores de calor casco-tubo. Apesar de não considerar os efeitos de correntes de *by-pass* e vazamentos, que se formavam nas folgas existentes no equipamento e, além de não ser aplicável para escoamento em regime laminar, o método permite uma rápida estimativa da queda de pressão e do coeficiente de transferência térmica.

Na mesma tendência, Tinker (1951) desenvolveu uma metodologia referente a perda de carga e transferência de calor das correntes de fluido, em diversos trocadores de calor. Contudo, devido às dificuldades encontradas, em obter dados para as correntes individuais, bem como a falta de recursos computacionais, que eram necessários à solução iterativa exigida, o método tornou-se inviável até o início da década de 80.

Utilizando metodologia similar à de Tinker, Bell (1963) formulou um método a partir dos estudos da Universidade de Delaware, porém, buscando não usar um processo iterativo, respeitando os efeitos das correntes individuais de fluxo, vazamento e *by-pass*. Assim, segundo Bicca (2005), o método de Bell-Delaware ainda é considerado o mais adequado dos métodos analíticos disponíveis para os cálculos de trocadores casco e tubos para o lado do casco, pois se encontra ampla e claramente descrito na literatura e apresenta resultados dentro de uma faixa razoável de precisão.

O método, baseia-se no cálculo de fatores que descrevem a transferência de calor e a perda de carga em um feixe de tubos ideal, modificado pela presença de defletores que introduzem distorções no escoamento, além de vazamentos e caminhos preferenciais (*by-pass*) através de folgas.

Mais recentemente, novas metodologias, tais como as realizadas por Taborek (1983) e Baclic (1990), mostraram a avaliação das relações de efetividade para trocadores com

múltiplos passes, com arranjos de fluxo cruzados em paralelo ou em contracorrente. Willis e Johnson (1984) publicaram uma versão do método das correntes com algumas simplificações e passível de solução direta.

A possibilidade de comparação dessas metodologias é devida a estudos como de Pignotti e Shah (1992), que desenvolveram o método ϵ -NUT para dezoito trocadores de calor com arranjos complexos de escoamento. Shah e Pignotti (1993) também analisaram arranjos complexos, relacionando-os a arranjos simples, que possuem relações exatas ou aproximadas disponíveis.

Li e Kottke (1998) destacam a complexidade do escoamento no casco do trocador, e os numerosos parâmetros geométricos deste equipamento, como as principais razões para que se tenha pouco conhecimento útil para o projeto do casco do permutador. Ainda, estes métodos não permitem estudar o escoamento de forma localizada, fornecendo somente a perda de carga e o coeficiente de troca térmica globais. A modelagem numérica das equações que governam o escoamento vem tornando-se uma alternativa viável para realizar o estudo detalhado do fluxo no casco. Experimentos que avaliem condições locais do escoamento são custosos, principalmente quando deseja-se estudar a sensibilidade paramétrica do modelo, e os métodos de visualização dificilmente são eficazes. Por isso, o uso de ferramentas computacionais para diagnosticar e corrigir problemas em trocadores de calor vêm se tornando recomendado, conforme destacado por Pettigrew et al. (1985).

Kays e London (1998) compararam as duas metodologias e listaram vários argumentos a favor do método ϵ -NUT. Para os autores, o principal é o método apresentar solução mais direta para o cálculo do desempenho de trocadores de calor, enquanto o DTML requer sucessivas iterações, nestas situações.

2.2 Análise fluidodinâmica de trocadores de calor

No estudo das análises térmicas, a necessidade de metodologias mais eficazes propiciou esforços no desenvolvimento de recursos apropriados para auxiliar os engenheiros, como os simuladores de processo - ferramentas imprescindíveis nas aplicações industriais.

Durante os séculos XVIII e XIX, trabalhos começaram a ser realizados na tentativa de descrever a dinâmica dos fluidos. Os estudos eram efetuados essencialmente por dois grupos: hidráulicos e matemáticos. Os hidráulicos trabalhavam de forma empírica, enquanto os matemáticos se concentravam em descrições analíticas.

Em 1738, o matemático holandês Daniel Bernoulli publicou o princípio que levaria o seu nome no livro “*Hydrodynamica*”, descrevendo o comportamento de um fluido que se move ao longo de um tubo. O suíço Leonhard Euler desenvolveu as equações que descrevem a conservação de “*momentum*” para um fluido invíscido e a equação da conservação de massa. Dois outros pesquisadores também contribuíram para o entendimento da dinâmica dos fluidos na mesma época, o francês Claude Louis Marie Henry Navier e o irlandês George Gabriel Stokes, que introduziram o conceito de viscosidade nas equações de Euler, resultando, então, nas famosas equações de Navier-Stokes. Estas equações diferenciais propostas há mais de 200 anos são a base da dinâmica dos fluidos ou da moderna fluidodinâmica computacional (*CFD*).

Porém, esse processo foi evoluindo durante os séculos e, para alguns pesquisadores iminentes, como Reynolds, Froude, Prandtl e Von Kármán, o estudo dos fluidos deveria consistir em uma combinação da teoria e da experiência, dando assim início à ciência da mecânica dos fluidos como se conhece hoje.

Mesmo com o estabelecimento das equações da dinâmica dos fluidos, dentre elas a de Navier-Stokes, a obtenção de uma solução analítica na maioria dos casos era inviável pelas grandes dificuldades matemáticas envolvidas. Todavia, em 1904, com a teoria da camada limite, proposta por Prandtl, foi possível ampliar a gama de casos com solução analítica passível de obtenção. Contudo, a maioria dos problemas práticos da Engenharia envolvem escoamentos turbulentos, impossibilitando sua utilização para estudos reais de escoamento.

A evolução dos estudos foi gradual e, a partir do ano de 1946, com a criação do computador digital, iniciou-se o desenvolvimento de métodos numéricos para a solução das equações de Navier-Stokes.

Apesar dos enormes esforços no desenvolvimento de métodos numéricos aplicados a dinâmica dos fluidos, até 1965, os métodos computacionais foram utilizados na indústria aerodinâmica somente para análise estrutural. A mesma foi a principal incentivadora dos estudos e do avanço da fluidodinâmica computacional na época.

O computador abriu novas possibilidades para a abordagem de problemas de escoamento. Atualmente, já apresentam velocidade e memória suficientes para o estudo de escoamentos mais complexos. Tendo em vista o avanço na capacidade de processamento e armazenamento de dados, um grande progresso tem sido acumulado nos softwares de *CFD* comerciais. Os códigos *CFD* comerciais têm em seu cerne uma ampla gama de metodologias numéricas para a solução de sistemas de equações diferenciais parciais relativas a

escoamentos, discretização do domínio em malhas, controle e acompanhamento da solução ao longo das iterações e disponibilizam uma visualização detalhada dos resultados.

Um dos objetivos primordiais da *CFD* é reduzir o número de experimentos e explorar fenômenos que não poderiam ser realizados em laboratório. Nas análises de fluidodinâmica computacional, os parâmetros do escoamento como geometria, temperatura, velocidade e pressão, podem ser alterados facilmente até que o modelo construído atenda às exigências do projeto.

Para o desenvolvimento do código, existem algumas técnicas utilizadas para a solução numérica das equações governantes, sendo as mais conhecidas: método das diferenças finitas, método dos elementos finitos, método dos elementos de contorno e método dos volumes finitos.

Nestes métodos, as variáveis de escoamento contínuas passam a ser descritas em função de um conjunto de valores discretos e relativos a determinadas posições. Estas técnicas propiciam que equações diferenciais sejam substituídas por um conjunto de equações algébricas que possam ser resolvidas em computadores.

Os métodos numéricos são de grande importância no meio científico, porém, por vezes, não é possível comparar os resultados das simulações com resultados experimentais. Assim, a utilização de correlações empíricas para a comparação de resultados é essencial para a validação dos mesmos. Ozden e Tari (2010) demonstram isso na determinação do coeficiente de transferência de calor e da perda de carga em um trocador de calor casco e tubo. No trabalho, desenvolve-se a análise numérica por meio de um *software* de fluidodinâmica computacional e compara-se com os resultados encontrados a partir de correlações empíricas tradicionais: Bell (1960) e Kern (1950).

Nemati Taher et al. (2012) testaram várias hipóteses de espaçamento e inclinação das chicanas, chegando, assim, a uma configuração ótima, relacionando o coeficiente de transferência de calor e as perdas de carga. Oliveira (2012) realiza a análise térmica e hidrodinâmica de três casos simples de trocadores, recorrendo às ferramentas analíticas convencionais e um *software* de simulação *CFD*.

2.2.1 Escoamento Turbulento

Para Davidson (2003), não existe definição para escoamento turbulento, mas sim, um conjunto de características que o definem. A irregularidade do escoamento é uma delas, dissipando energia cinética turbulenta por meio das forças viscosas e a convertendo em energia interna. Apesar da característica randômica e caótica, o fenômeno pode ser descrito

pelas equações de Navier-Stokes. Outra característica é a difusividade, que, em escoamentos turbulentos, aumenta à medida que o escoamento se torna mais turbulento, assim como a taxa de propagação da camada limite também. É fato, ainda, que mesmo as estruturas turbilhonares, que ocorrem na menor escala - conhecida como escala de Kolmogorov - afetam as estruturas das escalas maiores. Por isso, somente o emprego de métodos de solução numérica para as equações de Navier-Stokes pode não ser possível ou viável para se chegar um resultado final. Diversos modelos de turbulência foram desenvolvidos buscando facilitar a solução dessas equações a um custo computacional compatível para a indústria em geral.

Os softwares comerciais e acadêmicos incorporaram diferentes modelos de turbulência nas suas rotinas, de forma a otimizar o tempo de processamento e aumentar a precisão das respostas.

Segundo Wesseling (2000), as principais metodologias numéricas para escoamentos turbulentos são:

- Simulação numérica direta (DNS – *Direct Numerical Simulation*)
- Simulação de grandes escalas (LES – *Large Eddy Simulation*)
- Equações médias de Reynolds (RANS – *Reynolds Averaged Navier-Stokes*)

A primeira caracteriza o escoamento turbulento a partir da solução direta das equações governantes de Navier-Stokes, sem a modelagem dos termos. Este método representa uma valiosa ferramenta no estudo e entendimento das propriedades fundamentais da turbulência. Entretanto, para resolução de todos os parâmetros, faz-se necessária uma discretização suficientemente fina da malha.

Segundo Wesseling (2000), o método LES é considerado uma aproximação, pois resolve diretamente as flutuações de grande escala no escoamento, enquanto modela as de menor escala. O mesmo não é prático para muitas aplicações de Engenharia, devido aos finos requisitos de malha exigidos pelo método.

As equações médias de Reynolds (RANS) modificam as equações originais de Navier-Stokes, introduzindo quantidades médias e flutuantes. De acordo com Wesseling (2000), estas equações resolvem as quantidades médias do escoamento, enquanto modelam os efeitos da turbulência, sem necessariamente resolver suas flutuações.

O método RANS não necessita de uma malha muito refinada, o que reduz drasticamente o esforço computacional, quando comparado à simulação numérica direta (DNS) e à simulação de grandes escalas (LES), sendo assim, o mais utilizado na maioria dos cálculos

práticos de Engenharia. Contudo, este procedimento introduz termos adicionais desconhecidos contendo produtos das flutuações de turbulência, os quais atuam como tensores adicionais no fluido. Estes termos, chamados de tensões turbulentas ou tensões de Reynolds, são desconhecidos e devem ser modelados por equações adicionais, de quantidades conhecidas, para se obter o “fechamento” do sistema de equações. Isto implica na existência de um número suficiente de equações para todos os termos desconhecidos, incluindo o tensor de tensões de Reynolds. As equações utilizadas no processo de fechamento definem o tipo de modelo de turbulência.

Existem diferentes níveis de aproximação envolvidos no “fechamento” do sistema, sendo os principais:

- **Modelos algébricos:** Este método, também é conhecido como hipótese de Boussinesq. No mesmo, uma equação algébrica é usada para quantificar a viscosidade turbulenta. O tensor de tensões de Reynolds é então computado utilizando-se uma hipótese que correlaciona o tensor de tensões com os gradientes de velocidade e a viscosidade turbulenta.
- **Modelos a uma equação:** Neste modelo, uma equação de transporte é resolvida para uma variável de turbulência (normalmente a energia cinética turbulenta, k) e uma segunda variável de turbulência (em geral a escala de comprimento de turbulência, l) é obtida por uma expressão algébrica. A viscosidade turbulenta é então obtida a partir da hipótese de Boussinesq, relacionando a energia cinética turbulenta e a escala de turbulência.
- **Modelos a duas equações:** Esse modelo, que pode ser considerado uma classe de modelo algébrico, utiliza-se de duas equações de transporte, as quais descrevem o transporte de dois escalares, como, por exemplo, a energia cinética turbulenta, k , e sua dissipação, ε . As equações são derivadas e o tensor de tensões de Reynolds é então calculado, utilizando-se uma hipótese que relaciona o tensor de tensões com os gradientes de velocidade e a viscosidade turbulenta.

Nos modelos algébricos, o tensor de Reynolds é associado aos gradientes de velocidade por meio da viscosidade turbulenta. Esta relação, também chamada de hipótese de Boussinesq, prevê a substituição do tensor de Reynolds nas equações médias de Navier-Stokes pela viscosidade turbulenta multiplicada pelos gradientes de velocidade.

Com o desenvolvimento dessas metodologias, vários trabalhos vêm surgindo no estudo de escoamento turbulento. O trabalho desenvolvido por Vijiapurapu e Cui (2007), sobre a performance de modelos de turbulência em tubos, é um exemplo disso. Os autores utilizaram o *software* comercial *ANSYS FLUENT* para simular escoamentos em tubos em condições operatórias distintas com os modelos $k-\varepsilon$ e $k-\omega$, comparando-os com resultados experimentais. Kumar et al. (2006) efetuaram um estudo de um permutador de tubos concêntricos helicoidal em contracorrente. O coeficiente global de transferência de calor foi determinado para várias vazões mássicas, experimentalmente e com um *software* de *CFD*.

O presente trabalho utilizou-se o método RANS e o modelo de duas equações para o desenvolvimento das análises. Os mesmos serão descritos detalhadamente na seção 3.8.

3 METODOLOGIA DO TRABALHO

3.1 Método da efetividade (ε -NUT)

O resfriador de óleo utilizado na empresa consiste em um trocador de calor casco e tubo com um passe no casco e quatro passes no tubo. Para avaliar sua eficiência, utilizou-se o método da efetividade, amplamente utilizado em situações em que o tamanho do trocador de calor e as temperaturas de entrada são conhecidas e a taxa de transferência de calor e as temperaturas de saída dos fluidos são pretendidas. Problemas de dimensionamento também podem ser solucionados por meio deste método.

Segundo Perussi (2010), o método ε -NUT pode ser definido como a razão entre a taxa de transferência de calor real do trocador de calor em estudo e a taxa de transferência máxima, obtida de um trocador de calor contracorrente puro com comprimento infinito, o que garante a máxima diferença possível de temperaturas no fluido de menor capacidade térmica. Esta razão pode então ser escrita da seguinte forma, dada pela Equação 1:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} = \frac{C_q(T_{q,ent} - T_{q,sai})}{C_{\min}(T_{q,ent} - T_{f,ent})} = \frac{C_f(T_{f,sai} - T_{f,ent})}{C_{\min}(T_{q,ent} - T_{f,ent})} \quad (1)$$

Em que, C_q , e C_f , são a capacidade calorífica do fluido a resfriar (quente) e a aquecer (frio) respectivamente e, C_{\min} , a capacidade calorífica mínima disponível. Já as temperaturas de entrada e saída dos fluidos quente e frio, são representadas por $T_{q,ent}$, $T_{q,sai}$, $T_{f,ent}$ e $T_{f,sai}$.

A Equação 2 ilustra a efetividade de forma genérica e, pode ser escrita para qualquer tipo de trocador:

$$\varepsilon = f\left(NUT, \frac{C_{min}}{C_{max}}\right) \quad (2)$$

Em que C_{min}/C_{max} é igual a C_f/C_q ou C_q/C_f , dependendo das magnitudes relativas capacidades caloríficas dos fluidos quente e frio. O número de unidades de transferência (NUT) é um parâmetro adimensional amplamente utilizado na análise de trocadores de calor, sendo definido pela Equação 3:

$$NUT \equiv \frac{UA}{C_{min}} \quad (3)$$

Em que U é o coeficiente global de troca térmica e A , a área de troca térmica do trocador de calor, que é representada pela equação 4.

$$A_s = n(\pi DL) \quad (4)$$

Em que n representa o número de tubos no feixe, D , o diâmetro externo dos tubos e, L , o comprimento dos mesmos.

Para determinar a forma específica da relação efetividade-NUT em um trocador casco e tubo com um passe no casco e (2,4, ... passes nos tubos), segundo Incropera (2008), tem-se a Equação 5, que expressa a efetividade real do trocador, ε_1 , considerando a área de troca térmica e o coeficiente global:

$$\varepsilon_1 = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \cdot \frac{1 + e^{-(NUT)(1+C_r^2)^{1/2}}}{1 - e^{-(NUT)(1+C_r^2)^{1/2}}} \right\}^{-1} \quad (5)$$

Em que, a relação de C_r é dada por:

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (6)$$

Chama-se a atenção para o fato de os métodos conhecidos como DTML e ε -NUT abordarem a análise de trocadores de calor em uma perspectiva global, não fornecendo informações sobre as distribuições de velocidade, temperatura e pressão no seu interior. Tais estimativas do campo de escoamento e de temperatura no interior de um trocador de calor podem ser determinadas usando-se códigos computacionais comerciais de *CFD* (*computational fluid dynamic* – fluidodinâmica computacional), como veremos mais adiante.

3.2 Coeficiente Global de Troca Térmica

De acordo com Taborek (1979), a determinação do coeficiente global de troca térmica pode ser elucidada a partir da taxa de transferência de calor. Assim tem-se a Equação 7 e o seu desenvolvimento.

$$dQ = U dA \Delta T \quad (7)$$

Uma simplificação prática em projetos de trocadores de calor é considerar o coeficiente global de transferência de calor, U , uma constante. Integrando-se a Equação 7 obtém-se a Equação 8. As Equações 9, 10 e 11 ilustram a definição de $\Delta T_{médio}$.

$$A = \frac{Q_{total}}{U \Delta T_{médio}} \quad (8)$$

$$\Delta T_{médio} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (9)$$

$$\Delta T_1 = \Delta T_{q,sai} - \Delta T_{f,sai} \quad (10)$$

$$\Delta T_2 = \Delta T_{q,entra} - \Delta T_{f,entra} \quad (11)$$

Em que $\Delta T_{médio}$ é uma média apropriada das diferenças de temperaturas para todo o trocador de calor. A taxa de calor total pode ser formulada como a razão entre a variação de temperaturas e a soma das resistências térmicas à transferência de calor, Equação 12.

$$Q_{total} = \frac{\Delta T}{\sum R_t} \quad (12)$$

Combinando as Equações 8 e 12, se obtém a Equação 13.

$$U A = \frac{1}{\sum R_t} \quad (13)$$

A resistência à transferência de calor entre dois fluidos separados por uma parede sem incrustação é dada pela Equação 14.

$$\sum R_t = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln \left(\frac{r_e}{r_i} \right)}{2 \pi k L} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (14)$$

Em que, A_i e A_e são as áreas das superfícies interna e externa da parede dos tubos, respectivamente, em m^2 ; h_i e h_e são os coeficientes convectivos de transferência de calor das

correntes interna e externa, respectivamente, em $\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$; k é a condutividade térmica do material do tubo, em $\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$; L é o comprimento efetivo dos tubos, em m; r_i e r_e são os raios interno e externo dos tubos, respectivamente, em m.

Substituindo a Equação 14 na Equação 13, obtém-se a Equação 15.

$$UA = \left(\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2 \pi k L} + \frac{1}{h_e A_e} \right)^{-1} \quad (15)$$

O coeficiente global de transferência de calor pode ser determinado a partir do cálculo dos coeficientes convectivos de transferência de calor interno e externo. Deve-se salientar que h_i e h_e devem se referir à mesma área de transferência de calor, para isso, deve-se tomar uma área como referência, usualmente a área externa, obtendo-se a Equação 16 pela divisão da Equação 15 por A_e :

$$U = \frac{1}{\frac{A_e}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) D_e}{2 k} + \frac{1}{h_e}} \quad (16)$$

3.2.1 Fatores de Incrustação

Um trocador de calor operando constantemente irá desenvolver, pelos próprios fluidos de utilização, uma película de incrustação sobre a superfície de troca térmica (parte interna e externa do tubo), que pode ser devida à corrosão ou dos depósitos do próprio fluido. Esta película atua como uma resistência à transferência de calor e conduz a um decréscimo no desempenho do trocador.

Portanto, deve-se considerar no cálculo do coeficiente global de transferência de calor as resistências de incrustação interna e externa. O coeficiente global de transferência de calor calculado a partir da Equação 15 é denominado coeficiente global limpo (U_i), tendo em vista que não são consideradas as incrustações, enquanto que se considerar as incrustações tem-se o coeficiente global de transferência de calor sujo (U_s), ou de projeto, dado pela Equação 17:

$$\frac{1}{U_s} = \frac{A_e}{h_i A_i} + R_i \frac{A_e}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) D_e}{2 k} + R_e + \frac{1}{h_e} \quad (17)$$

Em que R_i é a resistência de incrustação por unidade de área no interior dos tubos e R_e é a resistência de incrustação por unidade de área no exterior. Os valores dessas resistências

foram obtidos experimentalmente e são estimados pelas normas *TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc)* para uma grande variedade de serviços.

3.3 Transferência de Calor e Perda de Carga para o Lado dos Tubos

As correlações usadas para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor dentro de tubos dependem do regime de escoamento do fluido no seu interior. Dessa forma, têm-se os principais parâmetros necessários para os cálculos, de acordo com Kern (1950).

3.3.1 Número de Reynolds

O regime de escoamento no interior de tubos pode ser caracterizado por meio do número de Reynolds, o qual é expresso pela Equação 18:

$$Re = \frac{V D_i \rho}{\mu} \quad (18)$$

Em que V é a velocidade do fluido, D_i é o diâmetro interno do tubo, ρ é a massa específica e μ a viscosidade dinâmica do fluido.

Sob a maior parte das condições práticas, o escoamento no tubo é laminar para $Re < 2300$, completamente turbulento para $Re > 10000$, e de transição entre esses dois valores. Por outro lado, no projeto de redes de tubulações, para se determinar a potência de bombeamento, deve ser usada uma abordagem conservadora, e escoamentos com $Re > 4000$ são considerados turbulentos.

3.3.2 Número de Prandtl

O número de Prandtl é um parâmetro adimensional muito importante na transferência de calor e relaciona as espessuras relativas das camadas limite hidrodinâmica e térmica. É relacionado pela Equação 19:

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad (19)$$

Em que μ é a viscosidade dinâmica, k e C_p são, respectivamente, a condutividade térmica e o calor específico. O número de Prandtl é uma função somente das propriedades físicas do fluido e relaciona a distribuição de velocidade com a distribuição de temperaturas.

3.3.3 Número de Nusselt

O projeto e a análise de qualquer trocador de calor exigem o conhecimento do coeficiente convectivo de transferência de calor entre a parede do duto e o fluido que escoar no

seu interior. Este coeficiente está relacionado com o número de Nusselt por meio da expressão dada pela Equação 20.

$$Nu = \frac{h_i D_i}{k} \quad (20)$$

Em que h_i é o coeficiente convectivo de transferência de calor, D_i é o diâmetro interno do tubo e k é a condutividade térmica do fluido. A partir da análise dimensional, demonstra-se que o número de Nusselt é uma função dos números adimensionais de Reynolds e de Prandtl, pois o processo de troca térmica depende tanto do campo de escoamento dado pelo número de Reynolds, quanto das propriedades físicas do fluido representadas pelo número de Prandtl.

3.3.4 Correção para a Transferência de Calor em função da viscosidade

As propriedades físicas dos fluidos são avaliadas a uma temperatura média, isto é, a média entre as temperaturas de entrada e saída do tubo. Se o fluido for muito viscoso ou se as diferenças de temperatura no escoamento forem muito grandes, pode haver uma variação significativa nas propriedades do fluido ao longo do trocador de calor e, conseqüentemente, uma simples avaliação dessas propriedades a uma temperatura média conduziria a erros bem significativos.

O procedimento usual em trocadores de calor consiste em avaliar todas as propriedades à temperatura média de mistura e fazer correções nas relações de transferência de calor e perda de carga, devido à variação das propriedades físicas com a variação de temperatura.

A viscosidade é a propriedade mais afetada pela variação da temperatura sendo sua correção indicada pela Equação 21. Onde os valores de n são apresentados na Tabela 3.1.

$$\phi = \left(\frac{\mu_m}{\mu_p} \right)^n \quad (21)$$

Em que μ_m é a viscosidade do fluido à temperatura média (T_m) e μ_p é a viscosidade do fluido à temperatura da parede, T_p .

Tabela 3.1 - Valores de n .	
Laminar	Turbulento
$n = 0,14$	$T_p > T_m$ (aquecendo) $n = 0,11$
	$T_p < T_m$ (resfriando) $n = 0,25$

Fonte: (KERN, 1950)

A temperatura da parede pode ser calculada em um processo iterativo de acordo com a Equação 22.

$$T_p = T_{m,t} + \left(\frac{T_{m,c} - T_{m,t}}{1 + \frac{h_i}{h_e}} \right) \quad (22)$$

Em que $T_{m,t}$ e $T_{m,c}$ são as temperaturas médias do fluido do tubo e do casco respectivamente.

3.4 Coeficiente de Transferência de Calor

De acordo com Bejan (2003), o cálculo do coeficiente de transferência de calor para o fluido nos tubos é realizado utilizando o número de Nusselt, o qual é função do regime de escoamento. Pode-se escrever a Equação 20 com o coeficiente de transferência de calor para o fluido no interior dos tubos na seguinte forma, dada pela Equação 23:

$$h_i = Nu_t \frac{k_t}{D_i} \quad (23)$$

Em que Nu_t é o número de Nusselt para o fluido nos tubos, k_t é a condutividade térmica do fluido no tubo e D_i o diâmetro interno do tubo.

Para escoamento turbulento plenamente desenvolvido em tubos lisos, a equação mais recomendada é a de Petukhov (1970), que apresenta uma expressão para o número de Nusselt dada pela Equação 24:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) Re Pr}{K_1(f) + K_2(Pr) \sqrt{\left(\frac{f}{8}\right) (Pr^{2/3} - 1)}} \quad (24)$$

Em que f é o fator de atrito calculado pela Equação 25:

$$f = (1,82 \log_{10} Re - 1,64)^{-2} \quad (25)$$

Os parâmetros $K_1(f)$ e $K_2(Pr)$ são dependentes do fator de atrito e do número de Prandtl, respectivamente, pelas Equações 26 e 27:

$$K_1(f) = 1 + 3,4 f \quad (26)$$

$$K_2(Pr) = 11,7 + 1,8 Pr^{-1/3} \quad (27)$$

3.5 Perda de Carga para o Lado dos Tubos

Em Taborek (1979), a perda de carga no lado dos tubos é definida pelos termos: perda de carga nos bocais, perdas nos canais de distribuição, perdas devido ao retorno e perdas ao longo dos tubos.

3.5.1 Perda de Carga nos Bocais

A perda de carga nos bocais de entrada e saída é baseada na velocidade do fluido. Essas perdas são expressas em termos do adimensional K , Equação 28.

$$\Delta P_{bocais} = K \frac{\rho V_{bocal}^2}{2} \quad (28)$$

Em que $K=1,1$ no bocal de entrada e $K=0,7$ para o bocal de saída.

3.5.2 Perda de Carga no Interior dos Tubos

A queda de pressão do fluido percorrendo vários passes nos tubos pode ser calculada pela Equação 29.

$$\Delta P_{tubos} = \frac{4 f L N_{pt} \rho V^2}{2 D_i \phi} \quad (29)$$

Em que ϕ é o fator de correção da viscosidade com a temperatura; D_i é o diâmetro interno do tubo; L é o comprimento do tubo; N_{pt} é o número de passes no lado dos tubos; ρ é a massa específica do fluido no interior do tubo; V é a velocidade do fluido nos tubos e f é o fator de atrito de Fanning.

Para o escoamento turbulento utiliza-se a Equação 30:

$$f = 0,0035 + \frac{0,264}{Re^{0,42}} \quad (30)$$

3.5.3 Perda de Carga nos Canais de Distribuição

A função desses canais é distribuir a corrente fluida uniformemente nos tubos que compõem o feixe e também de recombinar a mesma no canal de saída. As perdas de carga nos canais são devido a uma desaceleração do fluido no canal de entrada e a uma aceleração na saída. Logo, similarmente à perda de carga nos bocais, as perdas nos canais podem ser expressas por um coeficiente adimensional K . Assim tem-se a Equação 31.

$$\Delta P_{canais} = K \frac{\rho V^2}{2} N_{pt} \quad (31)$$

Sendo $K = 0,9$ para um passe nos tubos e $K = 1,6$ para dois ou mais passes nos tubos. A perda de carga total para o lado dos tubos é determinada, utilizando a Equação 32.

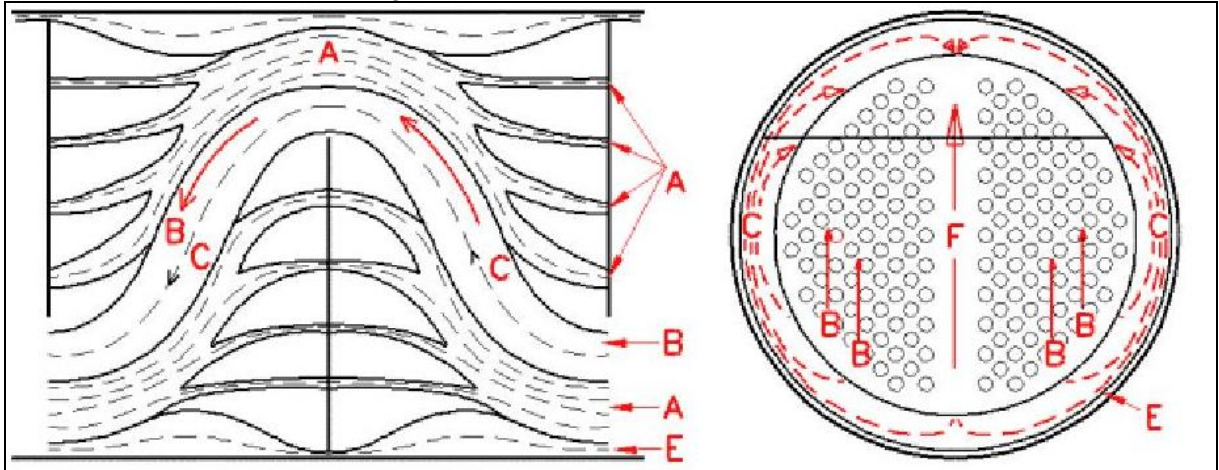
$$\Delta P_{total} = \Delta P_{tubos} + \Delta P_{bocais} + \Delta P_{canais} \quad (32)$$

3.6 Método de Cálculo para o Lado do Casco (*Bell-Delaware*)

Em contraste com a transferência de calor monofásica no interior de tubos, o escoamento do fluido no lado do casco do trocador de calor é mais complexo de ser analisado devido aos inúmeros fatores geométricos que estão envolvidos e aos vários caminhos que o fluido pode seguir no interior do casco. Devido a essas dificuldades, muitos métodos foram desenvolvidos ao longo dos anos para a análise da transferência de calor e perda de carga. Os métodos de Tinker (1958) e o de Bell (1960), são os mais importantes no desenvolvimento na transferência de calor e perda de carga para o lado do casco.

O conceito que considera várias correntes através do trocador foi originalmente proposto por Tinker (1958). Ele sugeriu a divisão do fluxo global em correntes individuais, Figura 3.1.

Figura 3.1- Divisão do fluxo de correntes.



Fonte: (TABOREK, 1983)

- **Corrente de vazamento entre tubos e defletor (A):** é formada devida à folga entre a parede do tubo e o orifício do defletor.
- **Corrente de fluxo cruzado puro (B):** corrente de fluxo cruzado efetiva, a qual pode ser relacionada ao fluxo ideal sobre o feixe de tubos. Esta corrente age forçando parte do fluxo através de folgas de vazamento e *by-pass*.
- **Corrente de *by-pass* (C):** formada entre a parede do casco e o feixe de tubos.

- **Corrente de vazamento entre a parede do casco e a extremidade do defletor (E):** refere-se ao fluxo através da folga entre o defletor e a parede interna do casco.
- **Corrente de *by-pass* formada na partição dos tubos devido à omissão de alguns tubos (F):** essa corrente foi adicionada ao modelo original de Tinker (1958) por Palen e Taborek (1969). O seu comportamento é similar a corrente C, mas estando presente somente em alguns arranjos de tubos.

Essas propostas foram baseadas em dados disponíveis de pesquisas sobre o escoamento cruzado em feixes de tubos e em trocadores de calor casco e tubos. O comportamento de algumas unidades comerciais foi utilizado para corrigir as correlações do feixe ideal de tubos. A queda de pressão total no trocador de calor é dada pela soma das perdas em fluxo cruzado, janela dos defletores e nas seções de entrada e de saída do casco.

O método pode ser classificado como analítico, pois se resume na solução de equações referentes à perda de carga e transferência de calor das diversas correntes de fluxo. Contudo, devido às dificuldades encontradas em obter dados para as correntes individuais bem como a falta de recursos computacionais na época do desenvolvimento do método, que eram necessários à solução iterativa exigida sua utilização era restrita a casos mais simples, inviabilizando a aplicação no meio industrial.

No Departamento de Engenharia Química da Universidade de Delaware realizaram-se extensivas pesquisas sobre o fluxo de fluido no lado do casco e a transferência de calor em trocadores de casco e tubos, levando em consideração os estudos de Tinker (1958) para a distribuição de correntes.

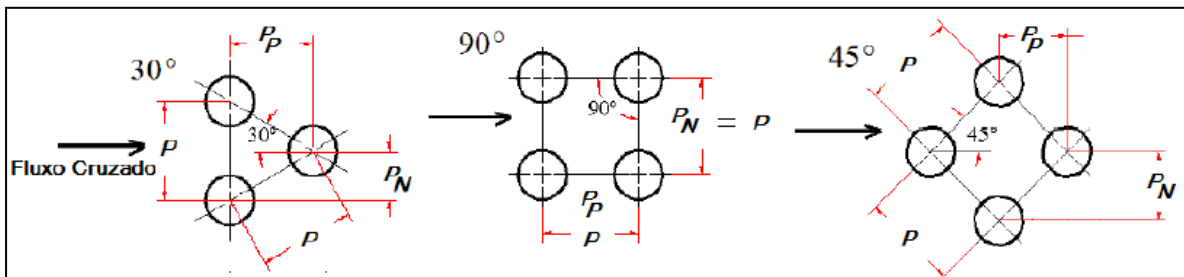
Com a necessidade da indústria em melhorar os métodos de projetos de trocadores de calor, a *Heat Transfer Research Inc.* (HTRI) foi estabelecida nos Estados Unidos, em 1962, com a finalidade de promover pesquisas nas áreas de transferência de calor e escoamento de fluidos. Baseados no trabalho pioneiro de Tinker (1958), no banco de dados experimentais da HTRI e da Universidade de Delaware, Palen e Taborek (1969) desenvolveram um método de análise das correntes para calcular a transferência de calor e a perda de carga em trocadores de calor casco e tubos. O método de análise das correntes desenvolvido pela HTRI foi uma aplicação dos princípios de Tinker (1958) e da sua teoria das correntes individuais. Nesse método, o objetivo da análise foi determinar as quantidades relativas do fluxo de cada corrente através do casco, de tal maneira que as correlações para um feixe ideal de tubos pudessem ser modificadas.

3.6.1 Parâmetros Básicos de Entrada

De acordo com Bell (1963), para o cálculo de um trocador de calor, é necessário que os dados de entrada sejam completamente especificados. Assim, alguns dos parâmetros básicos para a análise do lado do casco num trocador casco e tubos, considerando a geometria do trocador conhecida são: o diâmetro interno do casco (D_s); diâmetro externo dos tubos (D_{te}); diâmetro interno dos tubos (D_{ti}); número total de tubos no trocador de calor (N_{tt}); diâmetro de limite externo dos tubos no casco (D_{otl}); número de passes no tubo (N_{pt}) e do ângulo θ (ângulo do arranjo dos tubos).

A distância, centro a centro, de tubos adjacentes (P) é usada na determinação do cálculo da área de fluxo cruzado. Quanto menor for essa distância, mais tubos serão alocados em um determinado casco. A Figura 3.2 ilustra a disposição dos tubos e dos ângulos, já a Tabela 3.2 os valores de P_N e P_P em função do passo P (P).

Figura 3.2 - Layouts dos tubos.



Fonte: (PALEN E TABOREK, 1969).

Tabela 3.2 - Relação passo e arranjo.

Arranjo	P_N	P_P
30°	0,5 P	0,866 P
45°	0,707 P	0,707 P
90°	P	P

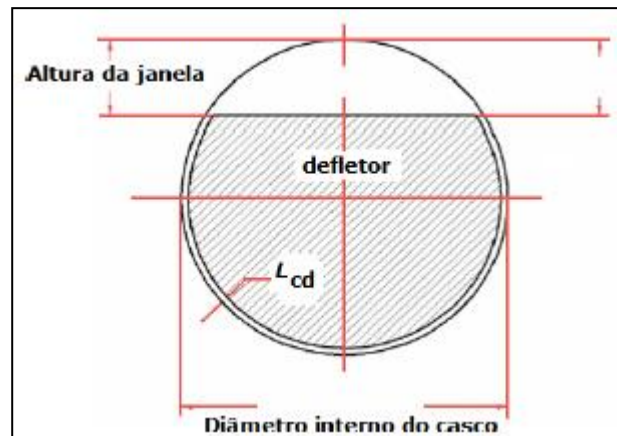
Fonte: (BELL, 1963)

Outro parâmetro básico de entrada é a percentagem de corte do defletor, B_c , relação existente entre a altura da janela do defletor e o diâmetro interno do casco, dado pela Equação 33.

$$B_c = \frac{\text{altura da janela}}{D_s} 100 \quad (33)$$

A mesma é ilustrada na Figura 3.3, na qual é definida como a altura da janela.

Figura 3.3 - Corte no defletor.



Fonte: (BELL e MUELLER, 2001)

O corte de 25% é um valor médio que serve aproximadamente para todas as situações, por isso é largamente utilizado. Porém, é preferível empregar o valor correto do percentual de corte, dado pela Equação 30, fazendo com que a velocidade na janela seja aproximadamente igual a velocidade na corrente cruzada.

A Tabela 3.3 mostra valores aproximados do número máximo de passes nos tubos de acordo com diferentes valores de diâmetros do casco.

Tabela 3.3 - Número máximo de passes nos tubos.

D_s (mm)	200	400 - 800	800 - 1200	> 1200
N_{pt} máximo	2	4 - 6	6 - 8	8 - 10

Fonte: (PALEN E TABOREK, 1969).

A folga casco-defletor (L_{cd}) é dada em função do diâmetro do casco, sendo uma dimensão sujeita às tolerâncias de fabricação, assim como o diâmetro externo do defletor, como verificado na Figura 3.3.

A norma *TEMA* especifica uma folga média entre a parede do casco e o defletor dada pela Equação 34.

$$L_{cd} = 1,6 + 0,004 D_s \quad (34)$$

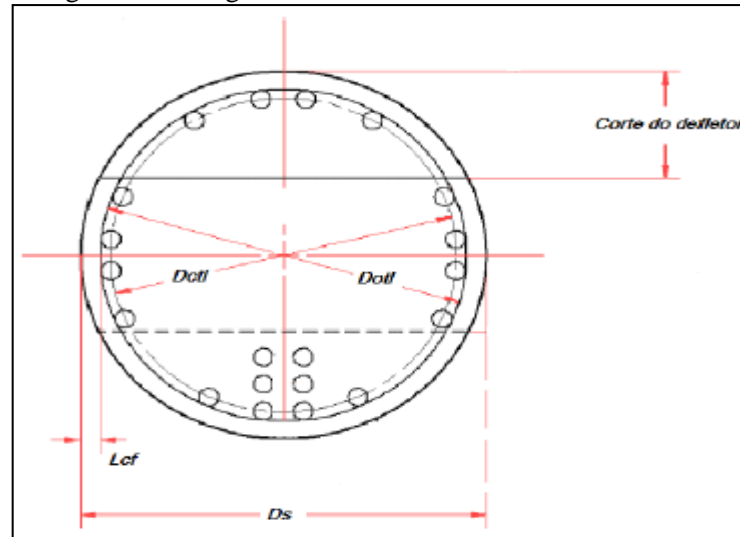
A folga casco-feixe (L_{cf}) depende do tipo de feixe empregado e é encontrada a partir do diâmetro interno do casco e do diâmetro do círculo circunscrito aos tubos mais externos do feixe de tubos, sendo equacionada pela Equação 35.

$$L_{cf} = D_s - D_{otl} \quad (35)$$

O diâmetro do círculo formado por meio do centro dos tubos mais externos, D_{ctl} , é dado pela Equação 36 e a Figura 3.4 ilustra suas posições no design.

$$D_{ctl} = D_{otl} - D_{te} \quad (36)$$

Figura 3.4 - Folga casco-feixe e diâmetros característicos.



Fonte: (BELL e MUELLER, 2001)

O número de fileiras de tubos entre dois cortes do defletor, N_c , é um parâmetro essencial para o cálculo do coeficiente de transferência de calor e da perda de carga. O mesmo é função do arranjo dos tubos e do passo, sendo calculado pela Equação 37.

$$N_c = \frac{D_s}{P_p} \left(1 - 2 \frac{B_c}{100} \right) \quad (37)$$

Já o número de fileiras reais de fluxo cruzado em cada janela do defletor, N_{cw} , é calculado pela Equação 38.

$$N_{cw} = \frac{0,8}{P_p} \left(D_s \frac{B_c}{100} - \frac{D_s - D_{ctl}}{2} \right) \quad (38)$$

As áreas de fluxo na janela do defletor são calculadas pelas Equações 39, 40 e 41, nas quais a área de escoamento através da janela (S_w) é a diferença entre a área total da janela (S_{wg}) e a área ocupada pelos tubos (S_{wt}).

$$S_w = S_{wg} - S_{wt} \quad (39)$$

$$S_{wg} = \frac{\pi}{4} D_s^2 \left(\frac{\theta_{ds}}{360} - \frac{\text{sen}(\theta_{ds})}{2\pi} \right) \quad (40)$$

$$S_{wt} = N_{tt} \frac{\pi}{4} D_{tc}^2 \quad (41)$$

O termo θ_{ds} é o ângulo central formado pela intersecção do corte do defletor com a parede interna do casco, Equação 42.

$$\theta_{ds} = 2 \cos^{-1} \left(1 - 2 \frac{B_c}{100} \right) \quad (42)$$

F_w é a fração de tubos na janela do defletor, dada pela Equação 43.

$$F_w = \frac{\theta_{ctl}}{360} - \frac{\text{sen}(\theta_{ctl})}{2\pi} \quad (43)$$

O termo θ_{ctl} é o ângulo formado pela intersecção do corte do defletor com o diâmetro D_{ctl} , conforme Equação 44.

$$\theta_{ctl} = 2 \cos^{-1} \left[\frac{D_s}{D_{ctl}} \left(1 - 2 \frac{B_c}{100} \right) \right] \quad (44)$$

O número de tubos na janela do defletor (N_{tw}) pode ser determinado pela Equação 45.

$$N_{tw} = N_{tt} F_w \quad (45)$$

A fração total de tubos numa seção de fluxo cruzado puro (F_c) é dada pela Equação 46.

$$F_c = 1 - 2 F_w \quad (46)$$

A área de fluxo cruzado na linha central ou próxima dela numa seção reta do fluxo (dentro de um espaçamento entre defletores), SM, é a mínima área na direção do fluxo no lado do casco. É dependente do arranjo dos tubos e da folga entre o feixe de tubos e o diâmetro do lado do casco. Assim, para arranjos de 30° e 90° é dada pela Equação 47.

$$SM = L_s \left(L_{cf} + \frac{D_{ctl}}{P} (P - D_{tc}) \right) \quad (47)$$

Seja o número de defletores (NB) calculado conforme os espaçamentos entre os defletores, como na Equação 48.

$$NB = \frac{L_t - L_{si} - L_{so}}{L_s} + 1 \quad (48)$$

A fração da área da seção do fluxo disponível ao fluxo de *by-pass* (F_{bp}), considerando apenas o fluxo de *by-pass* que ocorre entre o feixe de tubos e a parede do casco, é dada pela Equação 49.

$$F_{bp} = \frac{(D_s - D_{otl}) L_s}{SM} \quad (49)$$

A área de vazamento (S_{cd}) entre o casco e o defletor (para um defletor), conhecida a folga existente entre o diâmetro interno do casco e o diâmetro do defletor (L_{cd}), é representada pela Equação 50.

$$S_{cd} = \pi D_s \frac{L_{cd}}{2} \left(\frac{360 - \theta_{ds}}{360} \right) \quad (50)$$

E por fim, a área de vazamento (S_{td}) entre o tubo e o defletor (para um defletor) é dada pela Equação 51.

$$S_{td} = \frac{\pi}{4} [(L_{td} + D_{te})^2 - D_{te}^2] N_{tt} (1 - F_w) \quad (51)$$

3.6.2 Regimes de Escoamento para o Lado do Casco

O regime de escoamento do fluido no lado do casco é definido pelo número de Reynolds dado pela Equação 52.

$$Re_{casco} = \frac{D_{te} m}{\mu} \quad (52)$$

Em que D_{te} é o diâmetro externo do tubo e m é o fluxo cruzado mássico máximo no lado do casco, dado pela Equação 53.

$$m = \frac{M}{SM} \quad (53)$$

Em que M é a taxa mássica de fluido no lado do casco, em kg/s, e SM é a área dada pela Equação 47. O regime de escoamento situa-se nas seguintes faixas de número de Reynolds, Tabela 3.4.

Tabela 3.4 - Regime de escoamento no casco.	
Intervalo	Regime
$Re_{casco} > 100$	Turbulento e Transição
$Re_{casco} \leq 100$	Laminar
$Re_{casco} \leq 20$	Muito laminar

Fonte: (PALEN E TABOREK, 1969).

O número de Prandtl para o lado do casco é dado pela Equação 16, com as propriedades físicas avaliadas à temperatura média do fluido do casco.

3.6.3 Fatores de Correção para a transferência de calor e perda de carga

O método de Bell-Delaware prevê correções para o coeficiente de transferência de calor e para a perda de carga devido a efeitos de vazamento e *by-pass*.

J_l e R_l são os fatores de correção para os efeitos de vazamento no defletor, respectivamente na transferência de calor e na perda de carga. Um dos parâmetros usados para o cálculo das correções é dado pela Equação 54.

$$R_{lm} = \frac{S_{cd} + S_{td}}{SM} \quad (54)$$

Outro parâmetro utilizado é a razão da área de vazamento casco-defletor e a soma das áreas de vazamento, expresso pela Equação 55:

$$R_s = \frac{S_{cd}}{S_{cd} + S_{td}} \quad (55)$$

Assim, as Equações 56 e 57 são, respectivamente, os fatores de correção J_l e R_l . Equação 58 é um complemento das mesmas.

$$J_l = 0,44 (1 - R_s) + [1 - 0,44(1 - R_s)] e^{-2,2 R_{lm}} \quad (56)$$

$$R_l = e^{-1,33 (1+R_s)R_{lm}^p} \quad (57)$$

$$p = -0,15 (1 + R_s) + 0,8 \quad (58)$$

Os fatores de correção para os efeitos de *by-pass* no feixe de tubos são, respectivamente para transferência de calor e perda de carga, J_b e R_b . Na determinação desses fatores devem-se conhecer os parâmetros F_{bp} (razão de *by-pass* para a área de fluxo cruzado), N_{ss} (número de pares de tiras de selagem) e N_c (número de fileiras de tubos entre dois cortes do defletor).

A relação entre N_{ss} e N_c é expressa pela Equação 59. O fator de correção J_b está caracterizado na Equação 60.

$$R_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_c} \quad (59)$$

$$J_b = e^{-C_{bh} F_{bp} (1 - \sqrt[3]{2 R_{ss}})} \quad (60)$$

O parâmetro C_{bh} depende do regime de escoamento no casco. Assim, para fluxo laminar, atribui-se o valor 1,35. Em fluxo turbulento e de transição, o valor é 1,25.

Para a perda de carga, o fator de correção R_b é dado pela Equação 61.

$$R_b = e^{-[C_{bh} F_{bp} (1 - \sqrt[3]{2 R_{SS}})]} \quad (61)$$

O parâmetro C_{bh} recebe outros valores sendo, 4,5 para fluxo laminar e 3,7 para fluxo turbulento e de transição.

J_c é outro fator de correção para a transferência de calor, devido aos efeitos de configuração do defletor. O mesmo é função do diâmetro D_{ct} e do corte do defletor B_c , os quais estão relacionados ao número de tubos na janela do defletor e, sendo assim, podem ser expressos unicamente por meio do parâmetro F_c , como expressa a Equação 62.

$$J_c = 0,55 + 0,72 F_c \quad (62)$$

J_r é o fator de correção para o gradiente de temperatura adverso no fluxo laminar. Dessa forma, para $Re_{casco} \leq 20$, J_r é dado pela Equação 63.

$$J_r = \left(\frac{10}{N_{tc}} \right)^{0,18} \quad (63)$$

Em que N_{tc} é o número total de fileiras de tubos cruzadas no trocador, dado pela Equação 64.

$$N_{tc} = (N_c + N_{cw}) (NB + 1) \quad (64)$$

Para $20 < Re_{casco} \leq 100$ J_r é dado pela Equação 66, onde a Equação 65 complementa a mesma.

$$J_{r1} = \left(\frac{10}{N_{tc}} \right)^{0,18} \quad (65)$$

$$J_r = J_{r1} + \left(\frac{20 + Re_{casco}}{80} \right) (J_{r1} - 1) \quad (66)$$

Para $Re_{casco} > 100$ considera-se J_r como o valor unitário 1.

Os fatores de correção para o espaçamento diferente entre defletores na entrada e/ou saída são J_s e R_s , para a transferência de calor e para a perda de carga respectivamente. Assim, o valor de J_s é dado pela Equação 67.

$$J_s = \frac{NB - 1 + (\widehat{L}_i)^{1-n} + (\widehat{L}_o)^{1-n}}{NB - 1 - \widehat{L}_i - \widehat{L}_o} \quad (67)$$

Em que o índice n é igual a $2/3$ para fluxo turbulento e $1/3$, no fluxo laminar. As outras definições são complementadas pelas Equações 68 e 69.

$$\widehat{L}_i = \frac{L_{si}}{L_s} \quad (68)$$

$$\widehat{L}_o = \frac{L_{so}}{L_s} \quad (69)$$

Em que L_{si} e L_{so} são o espaçamento na entrada e na saída, e L_s , o espaçamento central dos defletores.

Para a perda de carga, o fator de correção R_s é dado pela Equação 70.

$$R_s = \left(\frac{L_s}{L_{so}}\right)^{2-n} + \left(\frac{L_s}{L_{si}}\right)^{2-n} \quad (70)$$

Em que o índice n é igual a $0,2$ para fluxo turbulento e $1,0$, no fluxo laminar.

A correção total na transferência de calor é dada pela Equação 71.

$$J_{total} = J_c J_l J_b J_r J_s \quad (71)$$

3.6.4 Coeficiente de Transferência de Calor e Perda de Carga Ideais

A transferência de calor e a perda de carga para o fluxo ideal sobre um feixe de tubos dependem de dois fatores, J_i e o fator de atrito f_i , respectivamente. As Equações 72, 73, 74 e 75 determinam estes fatores e seus coeficientes são dados pela Tabela 3.5 de acordo com o arranjo do feixe e o número de Reynolds.

$$J_i = a_1 \left(1,33 \frac{D_{te}}{P}\right)^a Re_{casco}^{a_2} \quad (72)$$

$$a = \frac{a_3}{1 + 0,14 Re_{casco}^{a_4}} \quad (73)$$

$$f_i = b_1 \left(1,33 \frac{D_{te}}{P}\right)^b Re_{casco} e^{b_2} \quad (74)$$

$$b = \frac{b_3}{1 + 0,14 Re_{casco}^{b_4}} \quad (75)$$

Tabela 3.5 - Valores das constantes para o cálculo dos coeficientes ideais.

Arranjo	Reynolds	a_1	a_2	a_3	a_4	b_1	b_2	b_3	b_4
30°	10 ⁵ - 10 ⁴	0,321	-0,388			0,372	-0,123		
	10 ⁴ - 10 ³	0,321	-0,388			0,486	-0,152		
	10 ³ - 10 ²	0,593	-0,477	1,45	0,519	4,570	-0,476	7,00	5,00
	10 ² - 10	1,360	-0,657			45,100	-0,973		
	10	1,400	-0,667			48,000	-1,000		
45°	10 ⁵ - 10 ⁴	0,370	-0,396			0,303	-0,126		
	10 ⁴ - 10 ³	0,370	-0,396			0,333	-0,136		
	10 ³ - 10 ²	0,730	-0,500	1,930	0,500	3,500	-0,476	6,590	0,520
	10 ² - 10	0,498	-0,656			26,200	-0,913		
	10	1,550	-0,667			32,000	-1,000		
90°	10 ⁵ - 10 ⁴	0,370	-0,395			0,391	-0,148		
	10 ⁴ - 10 ³	0,107	-0,266			0,082	0,022		
	10 ³ - 10 ²	0,408	-0,460	1,187	0,370	6,090	-0,602	6,300	0,378
	10 ² - 10	0,900	-0,631			32,100	-0,963		
	10	0,970	-0,667			35,000	-1,000		

Fonte: (BELL, 1963)

Uma vez encontrado os valores de J_i e f_i pode-se então calcular o coeficiente de transferência de calor, Equação 76, e a perda de carga, Equação 77, ideais.

$$h_{ideal} = J_i C_p m Pr^{-2/3} \phi \quad (76)$$

$$\Delta P_{ideal} = \frac{2 f_i N_c m^2}{\rho \phi} \quad (77)$$

3.6.5 Coeficiente de Transferência de Calor e Perda de Carga Reais

O coeficiente de transferência de calor ideal é corrigido pelos dos fatores de correção, como demonstrado na Equação 78.

$$h_e = h_{ideal} J_c J_l J_b J_r J_s = h_{ideal} J_{total} \quad (78)$$

Salienta-se que a determinação dos coeficientes convectivos, interno e externo, é essencial no cálculo do coeficiente global de troca térmica, Equação 15. Dessa forma, é possível verificar a eficiência de trocadores de calor por meio de métodos como da efetividade-NUT, além de servir de referência no desenvolvimento de projetos, o que torna sua determinação ainda mais importante.

Para a perda de carga real para o lado do casco, a equação é composta pela soma de alguns componentes. ΔP_c é a perda de carga no fluxo cruzado puro. A mesma ocorre entre as

extremidades do defletor ficando sujeita às correções dos efeitos de vazamento e *by-pass* e, pode ser representada pela Equação 79.

$$\Delta P_c = \Delta P_{ideal} (NB - 1) R_b R_l \quad (79)$$

Em que NB é o número de defletores; R_l é o fator de correção para os efeitos de vazamento e R_b é o fator de correção para os efeitos de *by-pass*.

ΔP_w é a perda de carga nas janelas dos defletores, afetada pelos vazamentos, mas não por efeitos de *by-pass*. O método oferece duas correlações diferentes, uma para escoamento turbulento e outra para escoamento laminar. Ambas as correlações empregam, para o cálculo do fluxo mássico m_w , Equação 80, a média geométrica da área de fluxo cruzado SM e a área de fluxo na janela do defletor S_w .

$$m_w = \frac{M}{\sqrt{SM S_w}} \quad (80)$$

Portanto a perda de carga nas janelas dos defletores pode ser calculada para escoamento turbulento, pela Equação 81, e para escoamento laminar, pela Equação 82.

$$\Delta P_w = NB \left[(2 + 0,6 N_{cw}) \frac{m_w^2}{2 \rho} \right] R_l \quad (81)$$

$$\Delta P_w = NB \left(26 \frac{m_w}{\rho} \mu \left[\frac{N_{cw}}{P - D_{te}} + \frac{L_s}{D_w^2} \right] + 2 \frac{m_w^2}{2 \rho} \right) R_l \quad (82)$$

ΔP_e é a perda de carga nas seções de entrada e saída do trocador, sendo afetada por *by-pass*, mas não por efeitos de vazamento e é dada pela Equação 83.

$$\Delta P_e = \Delta P_{ideal} \left(1 + \frac{N_{cw}}{N_c} \right) R_b R_s \quad (83)$$

A perda de carga nos bocais de entrada e saída do trocador, ΔP_{bocais} , é baseada na velocidade do fluido, sendo expressa em termos do valor adimensional K , Equação 84.

$$\Delta P_{bocais} = K \frac{\rho V_{bocal}^2}{2} \quad (84)$$

O valor do adimensional K , que caracteriza essas perdas, é calculado pela Equação 85, com as Equações complementares 86 e 87.

$$K = 1 + \frac{1}{\left[\left(\frac{A_{escape}}{A_{bocal}} \right) + 0,6 \left(P - \frac{D_{tg}}{P} \right) \right]^2} \quad (85)$$

$$A_{bocal} = \frac{\pi D_{i_{bocal}}^2}{4} \quad (86)$$

$$A_{escape} = \pi D_{i_{bocal}} H_{i_{bocal}} \quad (87)$$

Logo, a perda de carga total no lado casco é computada pela Equação 88.

$$\Delta P_{casco} = \Delta P_c + \Delta P_w + \Delta P_e + \Delta P_{bocais} \quad (88)$$

3.7 Análise fluidodinâmica

O conjunto de equações resolvidas por *ANSYS CFX* são as equações de Navier-Stokes em sua forma conservativa. Nesta seção, as equações de massa, *momentum* e conservação de energia serão apresentadas. Para regime turbulento, as equações são calculadas com condições adicionais. Estes termos, junto com seus modelos, serão discutidos mais adiante.

As equações de massa, *momentum* e conservação de energia podem ser escritas da seguinte forma em regime estacionário, segundo o *software* ANSYS (2006).

3.7.1 Equação de continuidade

É possível observar a equação de conservação da massa utilizada pelo *software*, em que, para o caso estudado, o primeiro termo da equação é desprezado devido o escoamento ser incompressível. A Equação 89 demonstra a relação.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial U_i}{\partial x_i} (\rho U) = 0 \quad (89)$$

Em que $\partial \rho / \partial t$ é a taxa de variação da massa, no volume considerado e $\partial U_i / \partial x_i (\rho \cdot \vec{U})$; o fluxo líquido de massa através da superfície no mesmo volume. A massa específica é representada por ρ , bem como a velocidade e o tempo pelos símbolos \vec{U} e t , respectivamente.

3.7.2 Equação de momentum

A Equação 90 apresenta a equação de conservação do *momentum*.

$$\frac{\partial (\rho U)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i U_j) = \nabla p + \nabla \tau + S_M \quad (90)$$

O tensor de tensões, τ , está relacionado com a taxa de deformação de acordo com a Equação 91.

$$\tau = \mu \left(\nabla U + (\nabla U)^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot U \right) \quad (91)$$

3.7.3 Equação de Energia Total

A equação da energia resolvida pelo *ANSYS CFX* pode ser escrita da seguinte forma, representada na Equação 92.

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U h_{tot}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (U \cdot \tau) + U \cdot S_M + S_E \quad (92)$$

Em que h_{tot} é a entalpia total, relacionada com a entalpia h estática, conforme a Equação 93.

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2} U^2 \quad (93)$$

O termo $\nabla \cdot (U \cdot \tau)$ representa o trabalho devido a estresses viscosos e o termo $U \cdot S_M$, o trabalho devido a fontes externas de *momentum*.

3.7.4 Equação de Energia Térmica

Uma forma alternativa da equação de energia utilizada no *software ANSYS CFX* é dada pela Equação 96. Para derivá-la, busca-se a equação de energia mecânica, K , dada pela Equação 94.

$$K = \frac{1}{2} U^2 \quad (94)$$

A equação de energia mecânica é derivada tomando o produto escalar de U com a equação de *momentum*. Desta forma, obtém-se a Equação 95.

$$\frac{\partial(\rho K)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U K) = -U \cdot \nabla p + U \cdot (\nabla \cdot \tau) + U \cdot S_M \quad (95)$$

Subtraindo esta equação da equação de energia total, Equação 92, resulta na equação de energia térmica.

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U K) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + U \cdot \nabla p + \tau \cdot \nabla U + S_E \quad (96)$$

O termo $\tau \cdot \nabla U$ é sempre positivo e é chamado de dissipação viscosa.

A equação de energia térmica, apesar de ser uma simplificação, pode ser útil para ambos os líquidos e gases, evitando problemas de estabilidade com a formulação da energia total.

3.8 Modelos de Turbulência

A turbulência é caracterizada por flutuações no campo de fluxo em relação ao tempo e o espaço. É um processo complexo, principalmente porque é tridimensional, instável e consiste em muitas camadas. A mesma ocorre quando as forças de inércia do fluido tornam-se significativas em comparação com as forças viscosas, caracterizando-se por elevados números de Reynolds.

Em princípio, as equações de Navier-Stokes descrevem tanto o regime laminar quanto os fluxos turbulentos, sem a necessidade de informações adicionais. Contudo, os fluxos turbulentos, em números de Reynolds realistas, abrangem uma ampla gama de escalas de comprimento e de tempo, geralmente envolvendo escalas de comprimento muito menores do que o menor volume de malha finitos, que pode ser praticamente utilizado em uma análise numérica. A simulação numérica direta (DNS) desses fluxos exigiria poder computacional com ordem de grandeza maior do que o disponível em um futuro previsível.

Assim, uma grande quantidade de estudos para escoamentos turbulentos tem se concentrado na fluidodinâmica computacional. Métodos que fazem uso de modelos de turbulência foram desenvolvidos especificamente para analisar os efeitos da turbulência sem a necessidade proibitiva de uma malha muito fina. A maioria dos modelos de turbulência são modelos de turbulência estatísticos, como será verificado adiante.

3.8.1 Modelos de turbulência estatísticos e o problema encerramento

De um modo geral, modelos de turbulência procuram modificar as equações instáveis originais de Navier-Stokes pela introdução de quantidades médias e flutuações, produzindo as Equações Médias de Reynolds e Navier-Stokes (RANS). Estas equações representam as quantidades média do fluxo, assim, ao modelar os efeitos de turbulência, não há necessidade de uma resolução maior para as flutuações turbulentas. Modelos de turbulência com base nas equações RANS são conhecidos como modelos estatísticos de turbulência devido ao procedimento de cálculo de média estatística empregado para se obter as equações.

A simulação das equações RANS reduz significativamente o esforço computacional em comparação com uma simulação numérica direta (DNS) e é geralmente adaptada para cálculos de engenharia na prática. No entanto, o procedimento de média introduz termos desconhecidos adicionais contendo produtos das quantidades flutuantes, que atuam como tensões adicionais no fluido. Estes termos, chamados “estresses turbulento” ou “estresses de Reynolds”, são difíceis determinar, sendo necessário modelá-los.

As tensões de Reynolds precisam ser modeladas por equações adicionais de quantidades conhecidas de modo a atingir o "fechamento" do sistema. Assim, as equações utilizadas para fechar o sistema e definir o tipo de modelo de turbulência serão descritas adiante.

3.8.2 Equações Médias de Reynolds (RANS)

Como descrito na seção 2.2.1, modelos de turbulência buscam resolver um conjunto de equações de transporte modificado pela introdução de média e flutuante componentes. Por exemplo, uma velocidade U_i pode ser dividida por um componente médio, \bar{U}_i , e um componente de tempo que varia, u_i , como verificado na Equação 97.

$$U_i = \bar{U}_i + u_i \quad (97)$$

O componente da média é dado pela Equação 98.

$$\bar{U}_i = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} U_i dt \quad (98)$$

Em que Δt é uma escala de tempo, grande em relação às flutuações turbulentas, mas pequena em relação à escala de tempo para a qual as equações são resolvidas.

3.8.3 Modelos de duas equações

Os modelos de turbulência de duas equações são amplamente utilizados para realizar o "fechamento" do sistema por oferecerem uma boa confiabilidade balanceando precisão e esforço computacional.

A velocidade e a escala de comprimento são resolvidas por meio de equações de transporte distintas. Os modelos de duas equações $k-\varepsilon$ e $k-\omega$ usam a hipótese de gradiente de difusão. Em modelos de duas equações, a escala de velocidade de turbulência é calculada a partir da energia cinética turbulenta, fornecida a partir da solução de uma equação de transporte. A escala de comprimento turbulenta é estimada a partir de duas propriedades do campo de turbulência, geralmente a energia cinética turbulenta e a sua taxa de dissipação. A taxa de dissipação de energia cinética turbulenta é fornecida a partir da solução de uma equação de transporte.

3.8.4 Modelo de turbulência $k-\varepsilon$

De acordo com Botan (2014), o modelo de turbulência $k-\varepsilon$ é um modelo semi-empírico baseado nas equações do modelo de transporte para a energia cinética turbulenta (k) e sua taxa de dissipação (ε). É um modelo de duas equações do tipo RANS (*Reynolds Averaged Navier Stokes*) muito utilizado na resolução de escoamentos de engenharia.

As equações do modelo são descritas a seguir pelas Equações 99 e 100:

- Energia cinética turbulenta - k :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \quad (99)$$

- Taxa de dissipação - ε :

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (100)$$

Em que G_k é a geração de energia cinética turbulenta pelo gradiente de velocidade médio; G_b , a geração de energia cinética turbulenta pelas flutuações das velocidades e Y_M , representa a contribuição na taxa de dissipação total devido à vaporização volumétrica.

$C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, e $C_{3\varepsilon}$ são constantes; σ_k e σ_ε são os números de Prandtl turbulentos para k e ε , respectivamente. Seus respectivos valores são:

$$C_{1\varepsilon} = 1,44; C_{2\varepsilon} = 1,92; C_{3\varepsilon} = 0,09; \sigma_k = 1,0; \sigma_\varepsilon = 1,3$$

Mesmo sendo estável e robusto numericamente, o modelo de turbulência k - ε é um modelo deficiente em algumas situações, como em regiões próximas à camada limite.

3.8.5 Modelo de turbulência Shear Stress Transport (SST)

Segundo Botan (2014), o modelo de turbulência *SST* é um modelo mais completo em relação a outros modelos como k - ε e k - ω , pois introduz uma nova equação, a do transporte de tensões de cisalhamento turbulentas. As equações de transporte para k - ω são utilizadas na região próxima a parede, enquanto as equações transformadas de transporte para k - ε são adotadas na região externa. O modelo k - ω apresenta deficiências quanto à sensibilidade das variações de corrente livre, o que representa uma característica indesejável do modelo. O modelo *SST* consiste, assim, em uma transformação do modelo k - ε para uma formulação k - ω e uma subsequente adição das equações correspondentes. Desta forma, o modelo *SST* também é capaz de rastrear o comportamento do escoamento envolvendo tanto as grandes quanto as pequenas escalas de turbulência em um escoamento.

As Equações 101, 102 e 103 representam este modelo de turbulência:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \nu_t \left(\frac{1}{F_1^{-1} \sigma_{k1}} + \frac{1}{(1-F_1)^{-1} \sigma_{k2}} \right) \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} - \beta_k k \omega \quad (101)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \omega}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(v + v_t \left(\frac{1}{F_1^{-1} \sigma_{\omega 1}} + \frac{1}{(1 - F_1)^{-1} \sigma_{\omega 2}} \right) \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \\ + (1 - F_1) \frac{2}{\sigma_{\omega 2} \omega} \left(\frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) - [F_1 \beta_{\omega 1} + (1 - F_1) \beta_{\omega 2}] \omega^2 \mathbf{0} \quad (102) \\ + [F_1 \beta \alpha_1 + (1 - F_1) \alpha_2] \frac{\omega}{k} P_k \end{aligned}$$

$$P_k = v_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \frac{\bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_1 \quad (103)$$

Em que ν_t é a viscosidade turbulenta; ν , a viscosidade cinemática; F_1 , a função de mistura; ω , escala de tempo e δ representa a espessura da camada limite. Os valores das constantes são:

$$\alpha_2 = 0,4; \beta_{\omega 2} = 0,0828; \sigma_{k2} = 1,0; \sigma_{\omega 2} = 1,1682$$

A função de mistura, F_1 , ao possuir valor igual a zero, fará com que as equações de transporte equivalham ao modelo $k-\varepsilon$ e, quando F_1 for igual a um, as equações de transporte serão equivalentes ao modelo $k-\omega$. Os termos F representam as contribuições de cada modelo, sendo função do *software* interpretar qual o melhor modelo na região analisada e assumir o valor respectivo.

3.8.6 Critério de convergência

De acordo com Abramchuk (2014), para minimizar os erros de arredondamento, que causam instabilidade na convergência, é necessária uma malha coerente para representação do problema. Moraes (2004) complementa que, para corrigir esses erros, calcula-se um resíduo bruto, como um “desbalanceamento” no sistema linearizado das equações discretizadas. Os resíduos brutos são normalizados com o propósito de monitoramento da solução e para se obter o critério de convergência. Para cada variável da solução, ϕ , o resíduo normalizado é dado pela Equação 104.

$$[\tilde{r}_\phi] = \frac{[r_\phi]}{a_p \Delta_\phi} \quad (104)$$

Em que r_ϕ é resíduo do volume de controle; a_p , o coeficiente representativo do volume de controle e, Δ_ϕ , a diferença representativa da variável do domínio.

O processo de convergência adotado no trabalho é o RMS (*Root Mean Square*). Sendo o resíduo, de maneira simplificada, a diferença encontrada entre o lado esquerdo e direito das

equações algébricas solucionadas em cada volume de controle do problema, como demonstra a equação 105.

$$RMS_{\phi} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N r_i^2}{n}} \quad (105)$$

3.9 Método de Discretização

O método de discretização mais usado para a simulação de problemas envolvendo escoamento de fluidos e transferência de calor e massa é o método dos volumes finitos. Ele é baseado na realização de um balanço (de massa, de quantidade de movimento ou de energia) sobre um volume de controle determinado, na qual os fluxos das variáveis em questão atravessam as faces do volume.

A aproximação realizada pelo método numérico envolve a discretização do domínio espacial em volumes de controle finitos, utilizando-se uma malha computacional (*mesh*). As equações governantes são integradas para cada volume de controle, de forma que as variáveis relevantes, como massa e energia, sejam conservadas discretamente para cada volume de controle.

3.9.1 Construção da malha

De acordo com Oliveira (2012), a etapa de construção da malha é a mais importante em uma simulação fluidodinâmica, pois as características da malha influenciarão diretamente a qualidade dos resultados obtidos, bem como o tempo necessário para obtê-los. A medida que se trabalha com geometrias mais complexas, o processo de geração de uma malha computacional se torna também mais elaborado. Não importando o método de discretização usado, uma grade ou malha de pontos precisa ser gerada convenientemente de forma que as equações discretizadas sejam aplicadas nestes pontos. Para tanto, a importância do conhecimento detalhado da geometria do problema é fundamental para a geração de uma malha que represente o mais fielmente possível essa geometria.

3.9.2 Principais métodos utilizados

Ainda segundo Oliveira (2012), os métodos utilizados podem ser descritos da seguinte forma:

3.9.2.1 Sweep method

Utilizou-se esta ferramenta para garantir que os elementos fiquem alinhados na direção do escoamento. Foi ainda definido o número de divisões feitas ao longo do comprimento do

tubo e também se forçou que todos os elementos fossem prismas. Apesar desta solução aumentar o número de elementos em relação a hexaedros, ela permite que a malha se arranje de forma mais ordenada, o que, por consequência, trará melhores resultados para a métrica de qualidade da malha *Skewness*, abordada mais adiante.

3.9.2.2 Inflation

Esta ferramenta permite criar várias camadas junto à parede, podendo ainda definir a espessura da primeira camada (*First Layer*) e a taxa de crescimento das sucessivas camadas de modo a que se possa criar uma transição suave entre os elementos, sendo utilizado para o refinamento próximo à parede nos domínios dos fluidos.

3.9.2.3 Sizing

Utilizou-se do método para controlar o tamanho dos elementos formados, controlando assim o seu refinamento de acordo com a necessidade. Foram feitas algumas simulações de teste para perceber até que ponto era preciso aumentar a resolução da malha sem que houvesse grande influência nos resultados.

3.9.3 Avaliação da malha

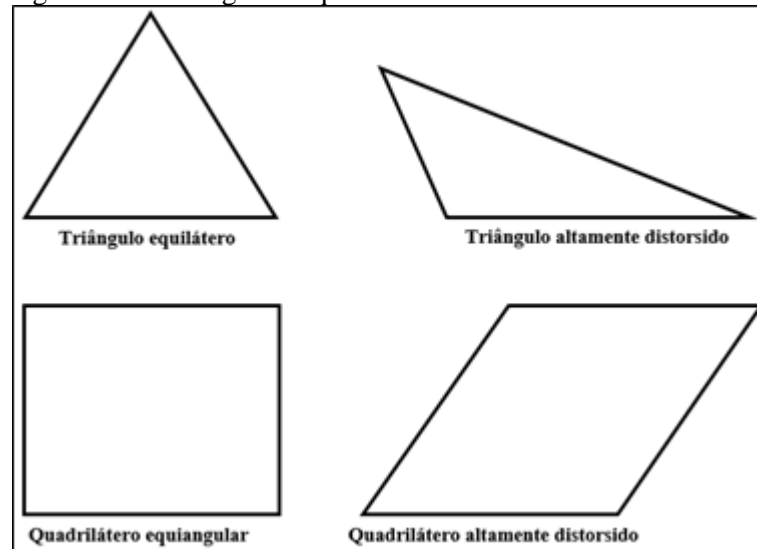
3.9.3.1 Skewness

Esta métrica de qualidade diz respeito à perfeição geométrica do elemento. Na Tabela 3.6 é apresentada a qualidade do elemento em função do *skewness* e, na Figura 3.5, sua representação.

Valor de <i>Skewness</i>	Qualidade do elemento
1	Inaceitável
0,90 – < 1	Mau
0,75 – 0,90	Pobre
0,50 – 0,75	Aceitável
0,25 – 0,50	Bom
> 0 – 0,25	Excelente
0	Equiangular

Fonte: (OLIVEIRA, 2012)

Figura 3.5 – Triângulos e quadriláteros ideais e distorcidos *skewness*



Fonte: (ANSYS, 2006), modificado pelo autor.

A função que determina os valores é dada pela Equação 106:

$$S_w = \frac{\overline{w'^3}}{(\sigma_w^2)^{3/2}} \quad (106)$$

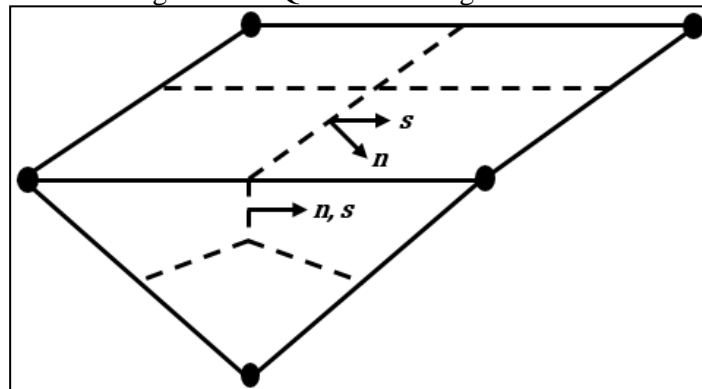
Em quem w' é a flutuação de velocidade vertical e σ_w^2 , a variância da velocidade vertical.

Elementos com elevado *skewness* não são aceitáveis, porque as equações dos modelos assumem que os elementos são aproximadamente equiangulares.

3.9.3.2 Orthogonal quality

É relativa à qualidade ortogonal do elemento e varia também entre 0 e 1, em que 1 diz respeito a um elemento perfeitamente ortogonal e 0 representa um elemento imperfeito. Relaciona-se com o quão perto os ângulos entre faces de elementos adjacentes ou bordas estão, até certo ângulo ideal. A Figura 3.6 ilustra o ângulo entre o vetor que une duas malhas (s) e o vetor normal para cada ponto de integração na superfície (n) associado com essa borda.

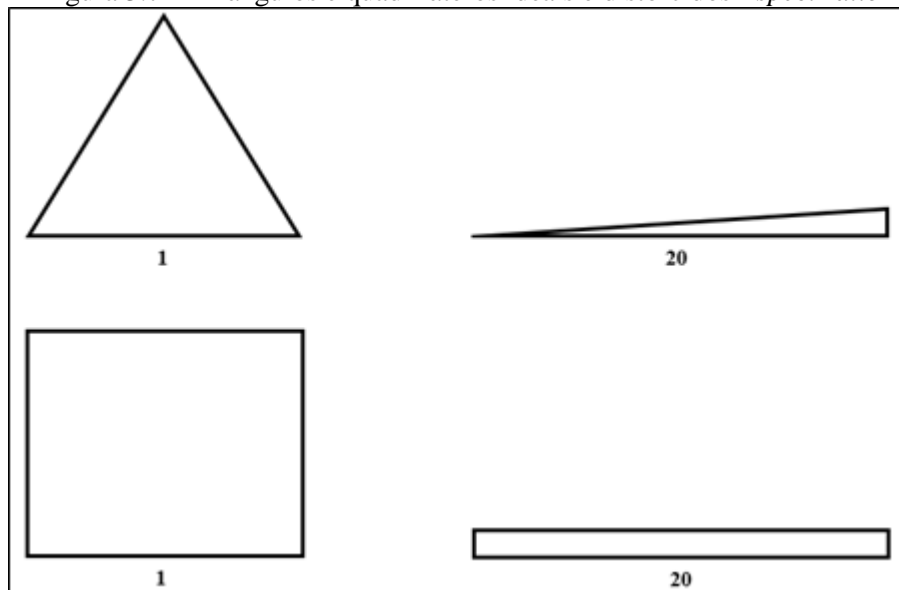
Figura 3.6 – Qualidade Ortogonal da malha



Fonte: (ANSYS, 2006)

3.9.3.3 Aspect ratio

É a razão entre a base e a altura do elemento. Esta variável pode ser um bom indicador na avaliação da malha, mas não é tão relevante como o *skewness* e o *orthogonal quality*. É interessante avaliar os valores dessa referência de qualidade pela limitação que existe nas iterações do *CFX*, que não pode ultrapassar o valor de 1000. A mesma é ilustrada na Figura 3.7.

Figura 3.7 – Triângulos e quadriláteros ideais e distorcidos *Aspect ratio*

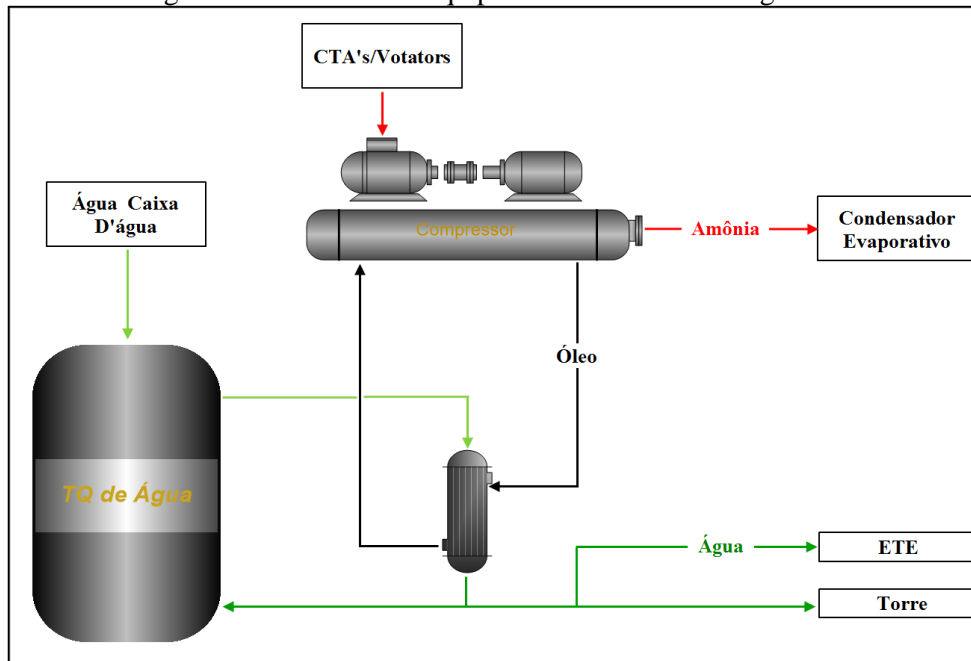
Fonte: (ANSYS, 2006)

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

A Figura 4.1 situa a análise macro energética escolhida dentro do processo na indústria: um trocador de calor casco e tubo – um passe no casco e quatro passes nos tubos - utilizado no resfriamento do óleo de um compressor de amônia. Na fábrica contém dois compressores com esse sistema de resfriamento, ambos com trocadores similares. A aplicação da análise

proposta e sua extensão a mais compressores, pela verificação da eficiência dos trocadores, será objeto desta investigação.

Figura 4.1 – Escolha do equipamento de análise energética



A Figura 4.2, ilustra a imagem do trocador de calor na fábrica.

Figura 4.2 – Resfriador de óleo do compressor



4.1 Análise macro energética (eficiência ε -NUT)

O cálculo da efetividade foi realizado de acordo com as Equações 1, 3 e 5 do capítulo 3.1. A Tabela 4.1 mostra as condições de entrada e saída que o trocador deveria atender.

Tabela 4.1 – Condições de entrada e saída do projeto

Material	\dot{m} kg/s	c_p kJ/kg °C	T_e °C	T_s °C
Água	3,02	4,1856	25,00	35,00
Óleo VG 68	1,79	2,1346	85,00	50,00

Em que \dot{m} é a vazão mássica; c_p , a capacidade calorífica; T_e , temperatura de entrada e T_s , temperatura de saída.

A Tabela 4.2, ilustra os dados técnicos fornecidos pelo fabricante do trocador de calor casco e tubo. Será omitido o nome do fabricante para preservar os direitos de autoria.

Tabela 4.2 - Dados técnicos do trocador de calor

A	U_{sujo}	U_{limpo}	Q	R_i	R_e
m ²	W/m ² °K	W/m ² °K	kW	W/m ² K	W/m ² K
2,07	398,56	443,45	126,26	0,0002	0,0001

Em que A é a área de troca térmica do trocador; U , é o coeficiente global de troca térmica; Q , o calor trocado e R_i e R_e , as resistências térmicas causadas por incrustações.

A verificação da eficiência do trocador de calor foi realizada a partir da metodologia ϵ -NUT e os resultados estão descritos na Tabela 4.3. Para o desenvolvimento do método, considerou-se os dados técnicos fornecido pelo fabricante, Tabela 4.2, como a área de troca térmica, coeficiente global de troca térmica sujo e calor trocado.

Foram determinados os valores de efetividade pela definição básica, ϵ , e pela forma específica, ϵ_1 , para o trocador de calor estudado, além das temperaturas de saída para ambos os fluidos. Verificou-se que a efetividade ϵ_1 esta muito abaixo do valor de referência, ϵ , calculado com as temperaturas de saída, exigidas no projeto, Tabela 4.1. Isso significa que, para um trocador de calor casco e tubo (com um passe no casco e quatro nos tubos) a efetividade deveria estar próxima do valor de referência, ϵ , 0,5833 (calculado pela Equação 1). Logo, como o valor encontrado foi inferior, as temperaturas de saída não correspondem com a desejada no projeto. Essas discrepâncias de valores podem ser justificadas e serão detalhadas a seguir.

Tabela 4.3 – Valores calculados pelo método ϵ -NUT

C_{min}	C_r	$Q_{máx}$	NUT	Q_1	ϵ_1	ϵ	$T_{1\text{ água},s}$	$T_{1\text{ óleo},s}$
kW/°C	-	kW	-	kW	-	-	°C	°C
3,84	0,30	230,36	0,24	47,38	0,2056	0,5833	28,74	72,66

Em que C_{min} é a capacidade calorífica mínima; C_r , a razão entre as capacidades caloríficas mínima e máxima; $Q_{máx}$, o calor máximo trocado; NUT , número de unidades de transferência; ϵ_1 , efetividade do trocador baseado no NUT ; Q_1 , calor trocado pela efetividade

ε_1 ; $T_{1\acute{a}gua,s}$, temperatura de saída da água calculada pela efetividade ε_1 ; $T_{1\acute{o}leo,s}$, temperatura de saída do óleo calculada pela efetividade ε_1 e, ε , efetividade máxima possível.

Fazendo-se uma comparação com a situação atual do sistema, tem-se que a vazão de água está aproximadamente no valor de 3,32 kg/s com as temperaturas de entrada e saída em 27°C e 30°C, respectivamente. A vazão de óleo permanece a mesma, pois não existe acréscimo e nem decréscimo no volume utilizado pelo compressor, e as temperaturas de entrada e saída atuais estão aproximadamente em 84,5°C e 74°C. Nota-se assim que a vazão de água aumentou em relação ao valor nominal de projeto, realizado no ano de 2011. A sua temperatura pouco sofreu alteração e está dentro do padrão para o processo. Porém, verifica-se uma temperatura mais alta na saída do óleo, o que não poderia acontecer, visto que a função do trocador de calor é a redução da mesma. Dessa forma, as temperaturas calculadas por meio da efetividade ε_1 encontram-se corretas e a eficiência do mesmo não atende os requisitos de projeto.

Refazendo os cálculos da metodologia ε -NUT, com a vazão atual, encontra-se os valores estimados das temperaturas de saída do trocador: 28,41°C para a água e, 72,62°C para o óleo. Estas aproximam-se das temperaturas atuais verificadas no equipamento. Com isso, a validade do método em avaliar a eficiência do trocador nos leva às seguintes conclusões: o coeficiente global de troca térmica, bem como, a área de troca térmica, não estão condizentes com potencial que o trocador deveria ter. Os motivos relacionam-se a parâmetros de projetos, como materiais utilizados, tamanho do trocador, arranjo dos tubos no feixe, dentre outros. Fatores como incrustação não justificam o baixo rendimento do mesmo pois, como verificado no método, utilizou-se o coeficiente global de troca térmica (fornecido pelo fabricante) e, ainda assim, obteve-se baixa efetividade. Logo, o trocador não cumpre com os requisitos exigidos na compra do mesmo, restando à empresa pedir esclarecimento dos fatos aqui comprovados.

Para a medição local de temperatura e vazão, utilizou-se um medidor de vazão ultrassônico, modelo SebaKMT UDM200, juntamente com um termômetro infravermelho digital com mira *laser*, modelo Minipa MT-360, ambos fornecidos pela fábrica. A incerteza dos mesmos é de $\pm 5\%$.

4.2 Determinação dos coeficientes de transferência de calor

Nesta seção, será apresentado o cálculo dos coeficientes de transferência de calor segundo a metodologia apresentada nas seções 3.6 e 3.7. A Tabela 4.4 ilustra as propriedades

dos fluidos utilizados na solução do problema. Para o cálculo da temperatura da parede, T_p , utilizou-se como chute inicial a temperatura média da água, T_m , obtendo-se a convergência com 7 iterações.

Tabela 4.4 - Propriedades dos fluidos.

	$T_{média}$	T_{parede}	ρ	μ_m	μ_p	k	c_p	m
Unidades	°C	°C	kg/m ³	kg/m s	kg/m s	W/m°C	kJ/kgK	kg/s
Água	26,87	29,50	995,62	0,000913	0,000857	0,6095	4,1856	3,02
Óleo VG 68	78,83	29,50	835,94	0,012014	0,089190	0,1337	2,1346	1,79

Fonte: (TMEC, 2014) e (INCROPERA, 2008).

Em que ρ é a densidade; μ , a viscosidade dinâmica; k , condutividade térmica e, c_p , a capacidade calorífica.

Os parâmetros básicos do trocador de calor estão mostradas na Tabela 4.5.

Tabela 4.5 - Parâmetros básicos de projeto.

D_s	200,00 mm	N_{tt}	65	B_c	41,12 %
D_{te}	8,00 mm	N_{pt}	4	L_t	1446 mm
D_{ti}	7,00 mm	N_{ss}	0	L_s	200 mm
D_{oil}	191,96 mm	P	10 mm	L_{si}	105 mm
D_{ctl}	183,96 mm	θ	30°	L_{so}	105 mm

Já os parâmetros calculados para o lado do tubo, além dos resultados de coeficiente de transferência de calor e queda de pressão são apresentados na Tabela 4.6. Destacando-se o número de Reynolds, indicando regime turbulento.

Tabela 4.6 – Resultados e Parâmetros calculados para o lado dos tubos.

ϕ	1,007	--	h_i	7851,83	W/m ² K
f	0,03	--	ΔP_{canais}	6,8	kPa
Re	11189,00	--	ΔP_{bocais}	1,9	kPa
Pr	6,28	--	ΔP_{tubos}	30,8	kPa
Nu	89,66	--	$\Delta P_{total,t}$	39,6	kPa

Para o lado do casco, no cálculo dos parâmetros, não se considerou as folgas entre o tubo e o defletor, L_{td} , e as folgas entre o casco e o defletor, L_{cd} . O motivo foi a simplificação da geometria para poder comparar com os resultados obtidos pelo *software ANSYS CFX*. A Tabela 4.7 ilustra os parâmetros básicos calculados para o lado do casco.

Tabela 4.7 – Parâmetros básicos de entrada calculados para o lado do casco.

P_p	0,00866 m	N_{cw}	6,83	S_w	0,002914 m ²
L_{cd}	--	N_{tw}	20	S_{wg}	0,003875 m ²
L_{cf}	0,01104 m	N_c	4,16	S_{wt}	0,00096 m ²
F_w	0,29	N_{tc}	87,96	S_{cd}	--
F_c	0,41	R_{lm}	--	SM	0,00957 m ²
F_{bp}	0,23	R_s	--	θ_{ctl}	158,23°

Assim, os resultados para coeficiente de transferência de calor e queda de pressão, estão dispostos na Tabela 4.8, com seus respectivos fatores de correção. Destaca-se o fato do regime ser turbulento no lado do casco de acordo com a Tabela 3.4.

Tabela 4.8 - Resultados e fatores de correção lado do casco.

ϕ	0,5990	j_i	0,08	f_i	60,56	ΔP_{ideal}	0,15 kPa
Pr	191,69	j_s	1,08	b	2,73	ΔP_c	0,39 kPa
Re	125,19	j_r	1,00	θ_{ds}	159,54°	ΔP_e	0,07 kPa
Nu	89,66	j_{rl}	0,68	R_s	1,05	ΔP_w	2,96 kPa
a	0,53	j_c	0,85	R_b	0,43	ΔP_{bocal}	0,03 kPa
h_e	403,56 W/m ² K	j_b	0,75	m_w	340,62	ΔP_{total}	3,46 kPa

Com os coeficientes convectivos calculados, estimou-se os coeficientes globais de troca térmica do trocador de calor, de acordo com as Equações 16 e 17. Os valores encontrados para o coeficiente global de troca térmica sujo, U_s , e limpo, U_l , são, respectivamente, 337,10 W/m²K e 393,10 W/m²K (Tabela 4.9). Comparados com os valores de projeto fornecidos pelo fabricante, Tabela 4.2, obteve-se um desvio de 15% para o coeficiente global de troca térmica sujo e de 11%, para o limpo, ambos com valores inferiores ao fornecido pela empresa. Na comparação realizada com o coeficiente global de troca térmica real, calculado pela Equação 8, tem-se um desvio de 3% em relação ao projeto e 12,6% em relação ao método Bell-Delaware.

Tabela 4.9 - Coeficiente Global de Troca Térmica

	U_{limpo} W/m ² K	U_{sujo} W/m ² K
Projeto	443,45	398,56
Bell-Delaware	393,10	337,10
Real	--	386,60

Verifica-se que os valores encontrados não estão muito distantes, confirmando uma baixa eficiência do trocador de calor. Os valores de projeto fornecido pelo fabricante (Tabela 4.2) estão coerentes com exceção das temperaturas de saída dos fluidos (Tabela 4.1). Todavia, as temperaturas de saída são os parâmetros ideais buscado na compra do equipamento, logo o trocador de calor não atende as especificações determinadas, causando sobrecarga nos compressores por não operar em condições apropriadas. A comprovação do mal dimensionamento e divergência nos dados de projeto será esclarecida com a empresa fabricante.

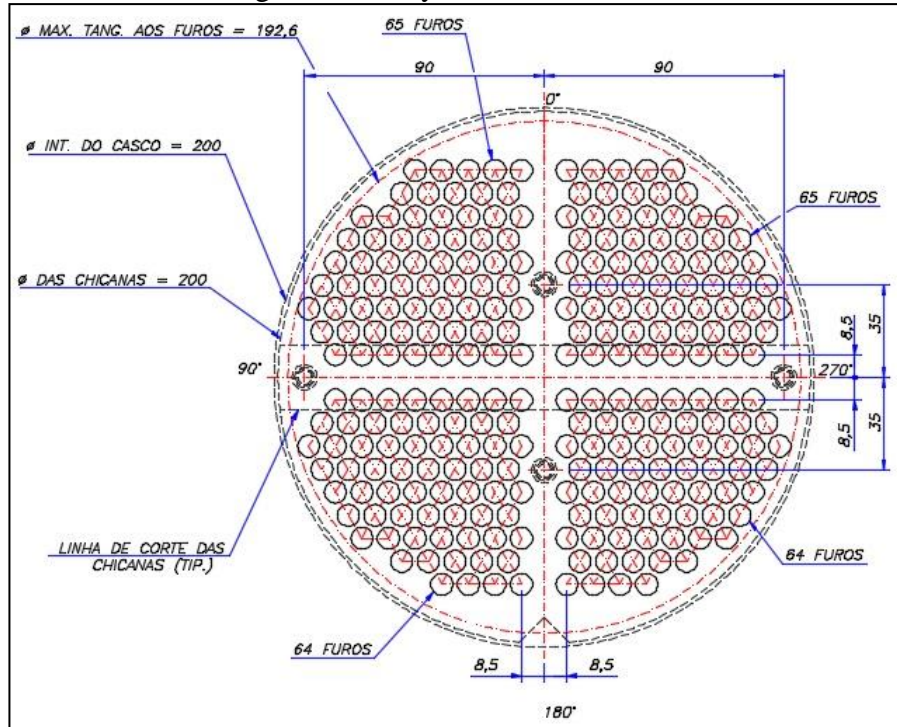
4.3 Análise micro energética (Fluidodinâmica computacional - CFD)

Preliminarmente, para estimar o coeficiente de troca térmica, bem como analisar as condições de contorno e o potencial do *software* de CFD, obteve-se o projeto em 2D com o fabricante do equipamento.

4.3.1 Estudo de caso

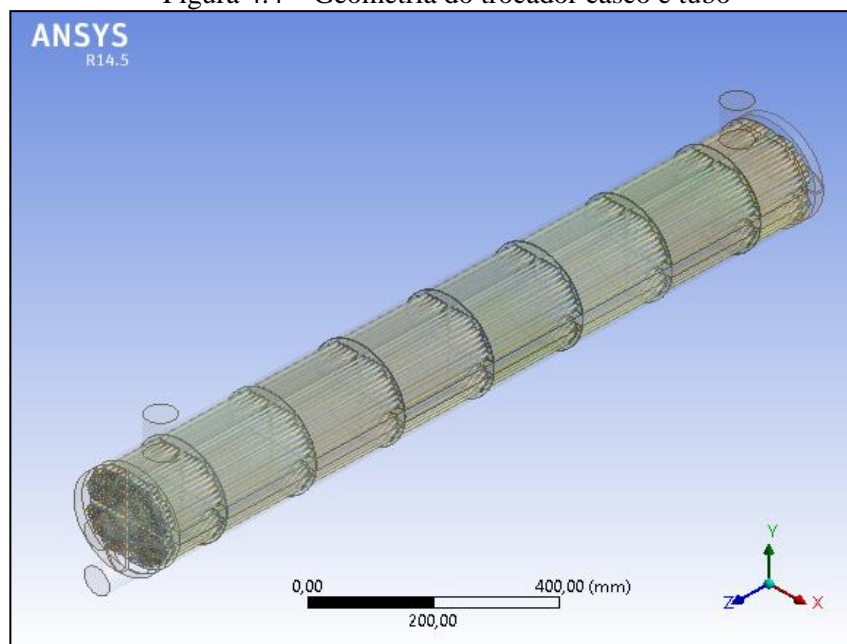
O trocador casco e tubo avaliado é contracorrente e é utilizado na troca térmica entre o lubrificante mineral Óleo VG 68, lado do casco, e água, no lado dos tubos. A Figura 4.3 ilustra o layout do feixe tubular no projeto em 2D.

Figura 4.3 - Layout feixe tubular.



A geometria do trocador de calor foi desenhada no próprio *software* ANSYS por meio da interface CAD *Design Modeler*. A Figura 4.4 ilustra o trocador de calor no *software*.

Figura 4.4 – Geometria do trocador casco e tubo



Na simplificação da solução, suprimiu-se, na geometria do casco, espelhos, divisão de passos, pescoço, meia luva e chicanas. A simulação ficou baseada na geometria dos fluidos e dos tubos.

4.3.2 Geração da malha

Esta etapa é uma das mais importantes na análise *CFD*, já que a malha irá representar a geometria do fluido e do sólido. Uma malha bem refinada possibilita um resultado mais confiável, porém faz-se necessário um processamento mais poderoso para compensar o tempo de execução da solução. Basta, então, o projetista conciliar os objetivos com as ferramentas disponíveis em sua mão para se obter o melhor resultado possível. A visualização das malhas do trocador de calor está disponível nas Figuras 4.5, 4.6 e 4.7, bem como a avaliação de algumas métricas de qualidade nas Tabelas 4.10, 4.11 e 4.12.

Figura 4.5 – Malha referente a água.

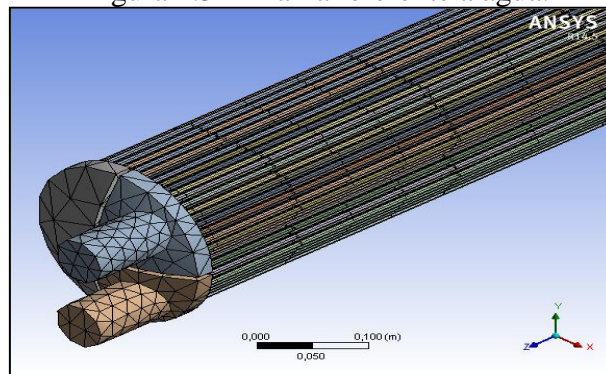


Tabela 4.10 – Qualidade da malha para a água

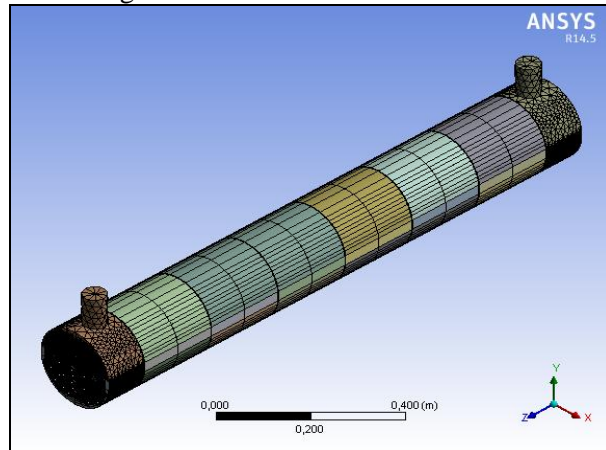
	<i>Aspect ratio</i>	<i>Skewness</i>	<i>Orthogonal quality</i>
Mínimo	1,17	0,00047	0,1874
Máximo	353,4	0,92821	0,9998
Média	19,65	0,39621	0,8191
Desvio	32,55	0,17900	0,1360
Nós:	135351	Elementos:	212282

Na discretização do óleo, ilustra-se a malha do mesmo na Figura 4.6. Os resultados de qualidade estão relacionados na Tabela 4.11.

Tabela 4.11 - Qualidade da malha para o óleo.

	<i>Aspect ratio</i>	<i>Skewness</i>	<i>Orthogonal quality</i>
Mínimo	1,07	0.00004	0,0001
Máximo	998	1,00000	0,9989
Média	7,24	0,33797	0,7899
Desvio	112,07	0,20624	0,1698
Nós:	372618	Elementos:	768831

Figura 4.6 - Malha referente ao óleo.

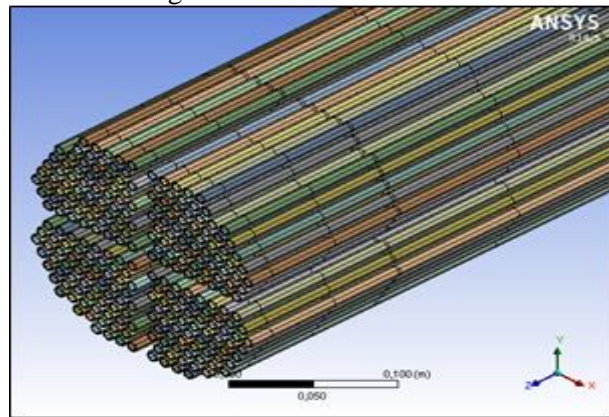


Na discretização do tubo, ilustra-se a malha na Figura 4.7. Os resultados de qualidade estão relacionados na Tabela 4.12.

Tabela 4.12 - Qualidade da malha para os tubos.

	<i>Aspect ratio</i>	<i>Skewness</i>	<i>Orthogonal quality</i>
Mínimo	32,38	0,0097	0,97894
Máximo	228,33	0,0365	0,99452
Média	77,73	0,0208	0,98768
Desvio	38,48	0,0069	0,00044
Nós:	107328	Elementos:	51600

Figura 4.7 - Malha dos tubos.



De acordo com os métodos de análises, descritos neste trabalho, obteve-se um grau de qualidade aceitável no refinamento das mesmas: para *Orthogonal quality*, valores sempre próximos de 1; *Skewness* com valores próximos de 0 e, por fim, *Aspect ratio* que manteve o critério de não se obter valores superiores a 1000, que o *solver CFX* não suporta. O refinamento da malha foi impossibilitado pela capacidade computacional utilizada, visto que, pela complexidade da geometria e dos problemas físicos de transferência de calor entre dois fluidos em regime turbulento, a solução tornou-se complexa apesar da malha mais grossa.

4.3.3 Modelação do problema

Definições físicas (*Physics Definition*) é a etapa na qual são inseridas as características físicas do escoamento. Foram adicionadas as condições de contorno conforme a Tabela 4.4 e 4.13. O monitoramento dos resíduos foi realizado por meio do *CFX-Solver Manager*. Quando todos os resíduos alcançam o valor do erro adotado de 10^{-6} (*Residual target*), atinge-se a convergência e termina-se o cálculo, caso contrário, o cálculo termina quando são realizadas todas as iterações estabelecidas, no caso 1500. Atingido o critério de convergência, os resultados são avaliados na interface de pós-processamento *CFD-Post*.

Tabela 4.13 – Condições de contorno

Fluido	<i>Inlet</i>		<i>Outlet/Opening</i>	<i>Turbulência</i>
	T_e °C	\dot{m} Kg/s	P_{rel} kPa	<i>Intensidade</i>
Água	25	3,02	0,0	<i>Zero Gradient</i>
Óleo VG 68	85	1,79	0,0	5%

Em que \dot{m} é a vazão mássica; T_e , temperatura de entrada; T_s , temperatura de saída e P_{rel} , a pressão relativa.

De acordo com ANSYS (2006), na intensidade de turbulência utilizou-se o parâmetro *zero gradient* como condição para o fluido nos tubos, pois o mesmo estabelece um escoamento turbulento totalmente desenvolvido. No lado do casco, a intensidade 5% é o mais indicado quando não se tem muitas informações sobre o regime turbulento no escoamento.

Utilizou-se as condições de contorno recomendáveis de entrada e saída de fluxo para o problema no *CFX-Solver*. Fluxo de massa para a entrada e pressão estática na saída. Importante salientar que considerou-se regime estacionário e fluidos incompressíveis.

As condições de contorno são definidas para cada domínio do trocador, sendo elas: tubo, água e óleo. Para o escoamento na entrada, utilizou-se a condição de contorno *Inlet*, que caracteriza regiões em que o fluxo predominantemente entra no domínio. Na saída, utilizou-se *Outlet* para a água e *Opening* para o óleo. Ambas representam o fluxo para a saída, porém, para óleo, por tratar-se de uma região mais instável, de acordo com ANSYS (2006), a condição de contorno adequa-se melhor.

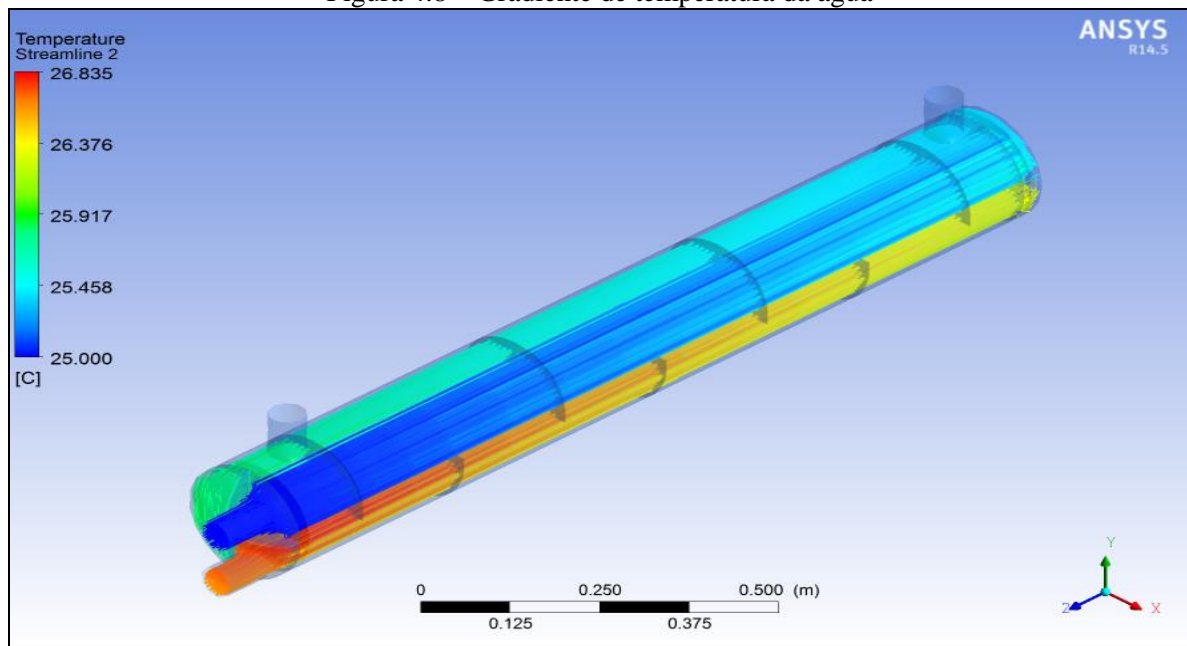
Nas condições de contorno para o tubo, as bordas são consideradas adiabáticas e, nas paredes que entram em contato com os fluidos, utilizou-se a opção *Conservative Interface Flux*, que preserva a transferência de calor na região. Para os domínios dos fluidos onde existiria o contato com o casco, considerou-se adiabático, simplificando a solução e não envolvendo a transferência convectiva além do trocador, ou seja, perdas para o ambiente.

4.3.4 Resultados CFX

Após a definição dos parâmetros de contorno realizou-se os cálculos iterativos por meio do Solver. As configurações do computador foram: Windows 8.1 64 bit, processador Intel i7-4500U e 8 Giga de memória RAM. Em média, o tempo computacional foi de 6 horas para cada 100 iterações. Por se tratar de uma geometria complexa, com escoamentos turbulentos e transferência de calor, a solução do problema ficou limitada. Apesar da malha estar grossa, a física do problema aumentou a complexidade da solução, requerendo tempo e capacidade computacional. Para esse tipo de trocador de calor casco e tubo, com um passe no casco e quatro nos tubos, não se encontrou trabalhos semelhantes. Na maioria dos estudos, os trocadores possuem no máximo dois passes nos tubos, podendo assim simplificar a solução avaliando a geometria simetricamente.

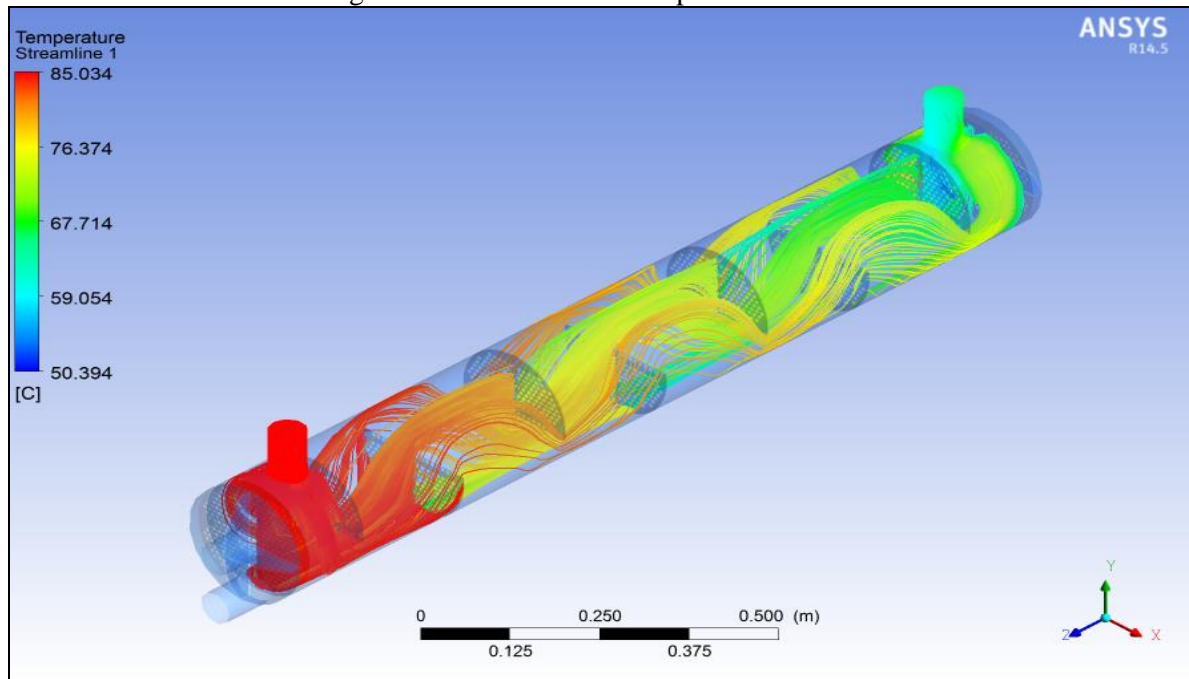
A Figura 4.8 ilustra o perfil de temperatura para a água.

Figura 4.8 – Gradiente de temperatura da água



Com o resultado gráfico, é possível analisar o gradiente de temperatura dos fluidos utilizados. Em projetos de dimensionamento e melhorias operacionais, a visualização em 3D do gradiente de temperatura permite a correção de erros e sua otimização, com mudanças nos materiais utilizados e condições de contorno. O gradiente de temperatura para o óleo pode ser observado na Figura 4.9.

Figura 4.9 – Gradiente de temperatura do óleo.



O gradiente de velocidade pode também ser analisado no *CFX-POS*, de acordo com as Figuras 4.10 e 4.11, sendo possível avaliar a velocidade locais para a água e para o óleo, respectivamente.

Figura 4.10 – Gradiente de velocidade da água

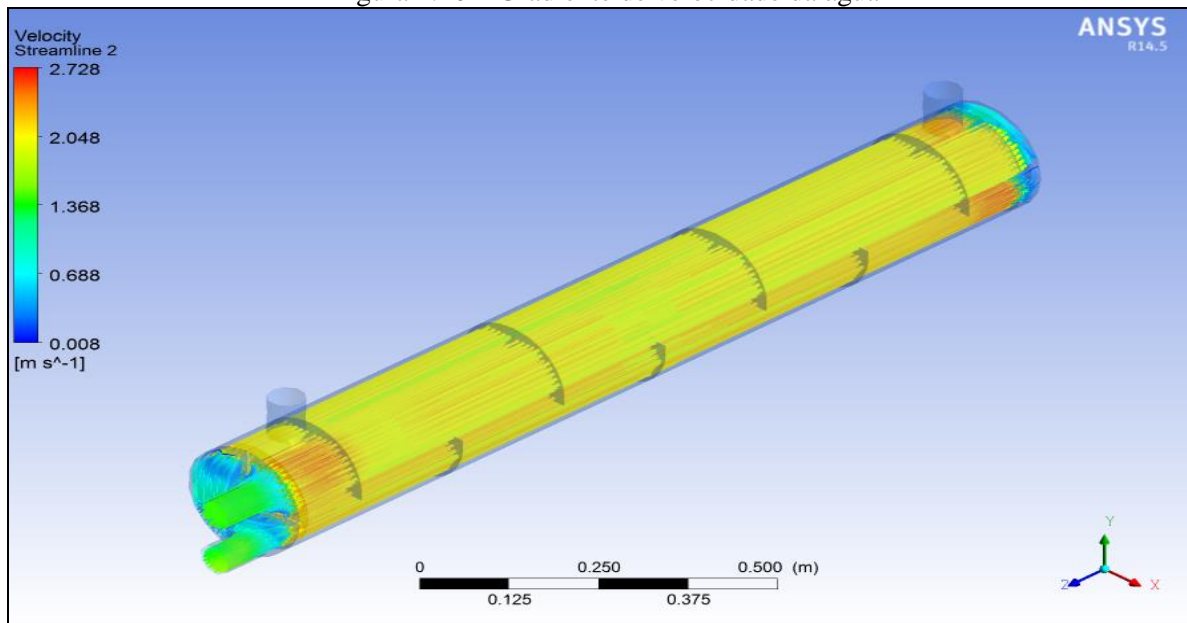
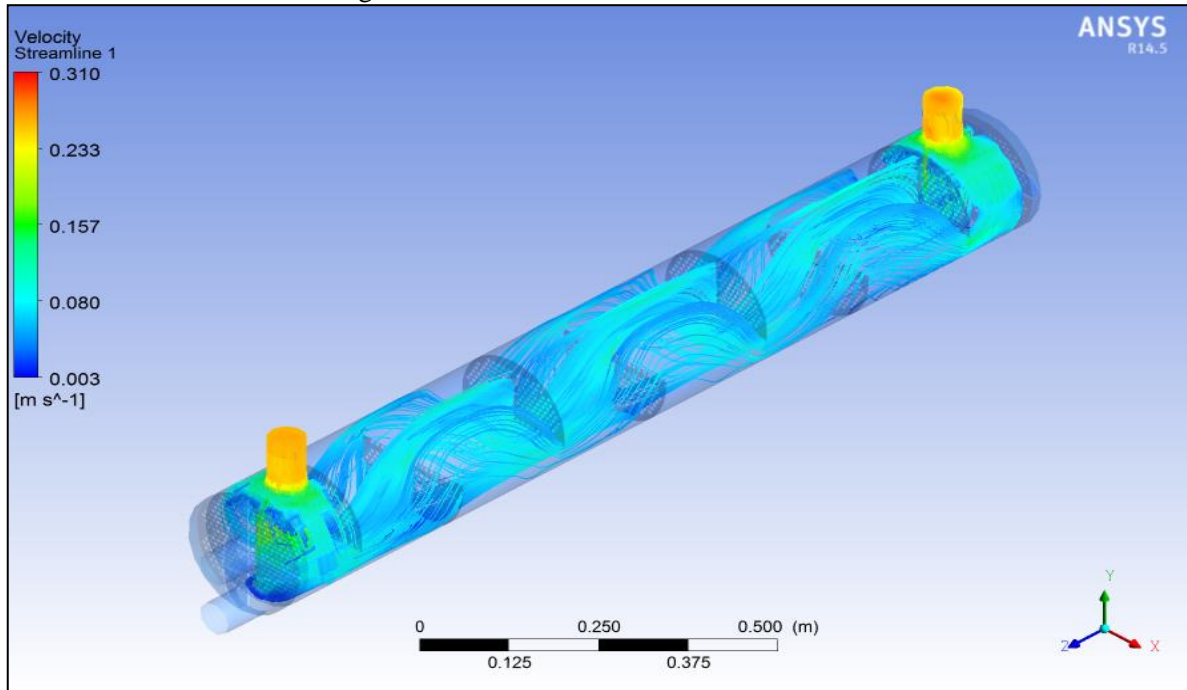


Figura 4.11 - Gradiente de velocidade do óleo.



Nas Figuras 4.12 e 4.13, ilustra-se os gradientes de pressão para os fluidos interno e externo, respectivamente.

Figura 4.12 – Gradiente de pressão da água.

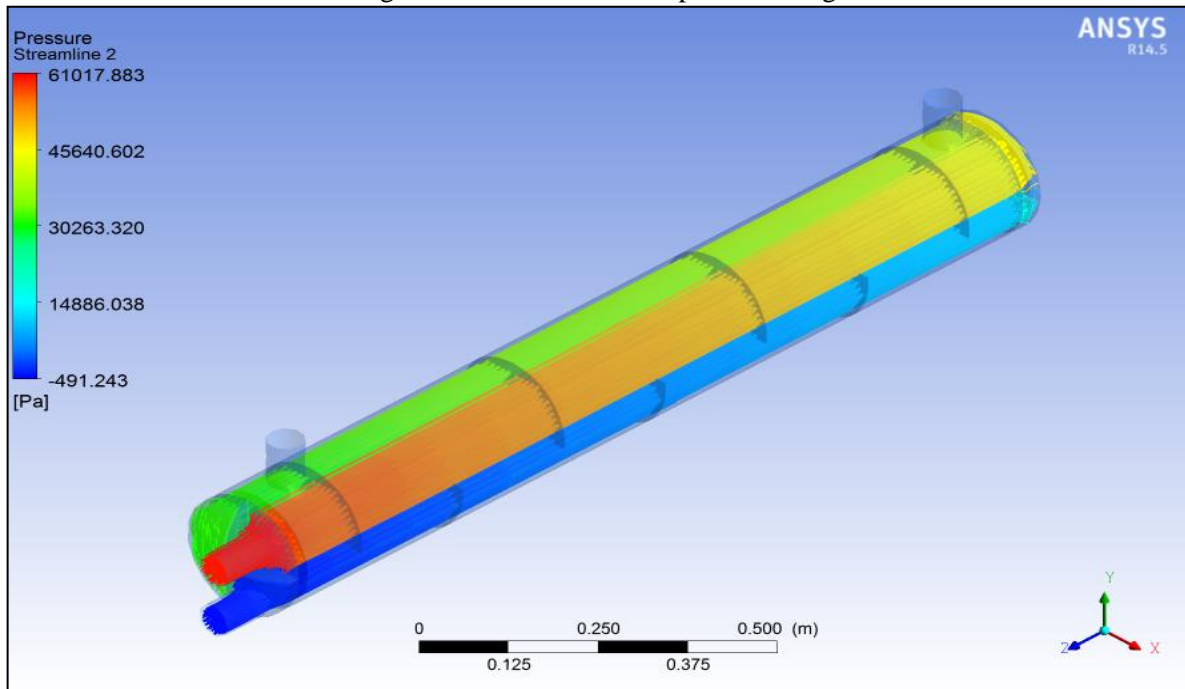
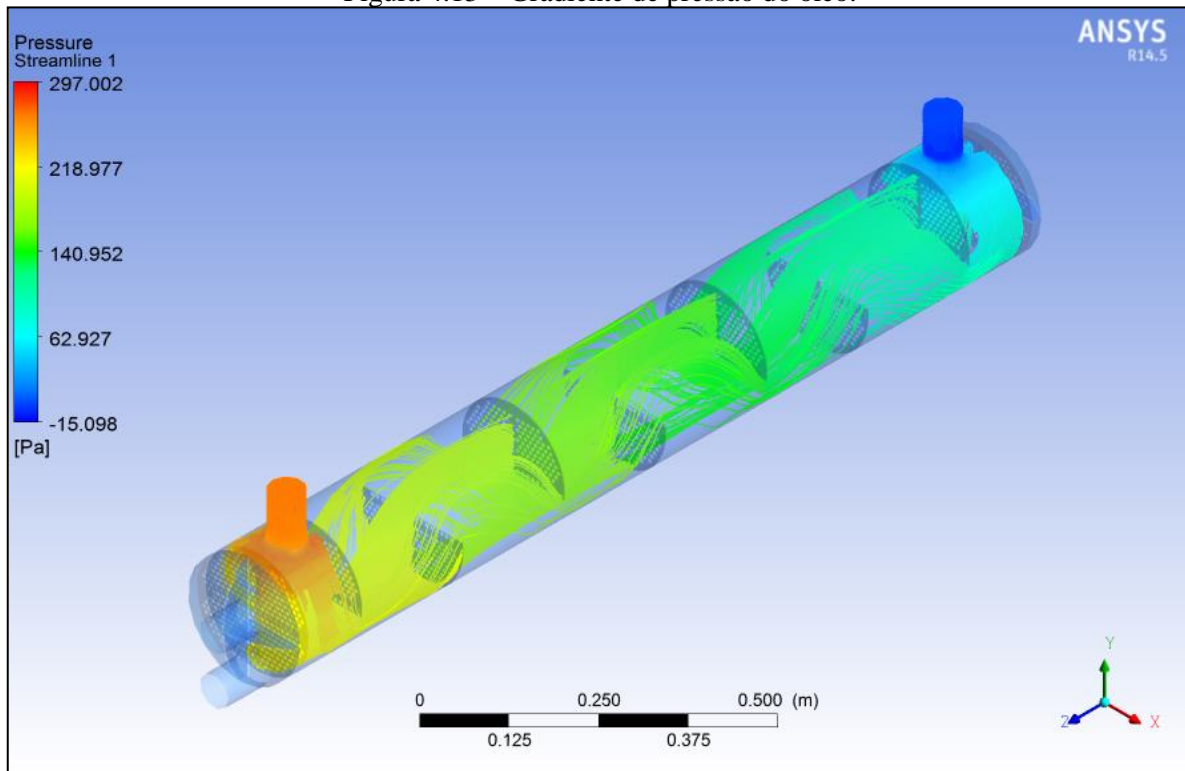


Figura 4.13 – Gradiente de pressão do óleo.



A utilização dessa ferramenta permite, em casos mais complexos, verificar e otimizar as perdas de cargas dentro do trocador de calor. A Tabela 4.14 explicita os resultados para queda de pressão e coeficientes convectivos de transferência de calor, simulados pelo *software* para os modelos de turbulência *SST* e *k-ε*.

Tabela 4.14 - Resultados para queda de pressão e transferência de calor

	ΔP_{SST}	$\Delta P_{k-\epsilon}$	h_{SST}	$h_{k-\epsilon}$	$\Delta P_{bell-delaware}$	$h_{bell-delaware}$
Unidades	kPa	kPa	W/m ² K	W/m ² K	kPa	W/m ² K
Água	49,60	44,29	8345,00	10350,00	39,60	7851,83
Óleo	0,239	0,296	107,90	70,27	3,46	403,56

Comparando os resultados da Tabela 4.14 nota-se uma boa proximidade tanto para os coeficientes convectivos quanto para a queda de pressão para o lado dos tubos. O método *SST* desempenhou maior precisão na determinação dos coeficientes convectivos obtendo apenas 6% de desvio comparado com o calculado pelo método Bell-Delaware, porém, para a queda de pressão, o mais preciso foi o *k-ε* resultando em um desvio de 10%. Essa diferença é atribuída à modelagem dos métodos, em que o *SST* desenvolve melhor o escoamento próximo a camada limite e o *k-ε*, para o interior do escoamento.

Na avaliação para o lado do casco, os resultados não foram satisfatórios. Seja para o modelo *SST* ou para o *k-ε*, os resultados obtidos possuem desvios acentuados (acima de 70%) quando comparados com o método Bell-Delaware. A complexidade em estimar o coeficiente

convectivo externo pelo método, bem como a queda de pressão, é uma justificativa. Como foi descrito na seção 3.7, o coeficiente convectivo e a perda de pressão dependem fortemente da área em que o fluxo passa no casco. Assim, a dificuldade em selecioná-la no *CFX-POS*, exatamente como o método formula, pode levar a valores muito discrepantes. Outra justificativa, está no fato do trocador de calor não atender as especificações da *TEMA*, base do desenvolvimento da metodologia Bell-Delaware, além da física do problema ser complexa, atuando na transferência de calor entre dois fluidos através de um sólido complexo, o que não permitiu um maior refinamento da malha pelo tempo de simulação que iria demandar. A estimativa do coeficiente global de troca térmica, portanto, também foi comprometida, por depender fortemente dos coeficientes convectivos, sendo aquele calculado em aproximadamente 106 W/m²K, valor muito abaixo do real fornecido pelo fabricante ou do calculado pela Equação 17.

Ao término das iterações, o *software* emite um relatório em que parâmetros como o balanço de energia são verificados. Isso permite ao usuário verificar se a convergência está plausível ou se necessita de mais tempo. Dessa forma, a Tabela 4.15 ilustra a comparação do balanço de energia dado pelo *ANSYS CFX* com a do método ϵ -NUT e com os valores reais medidos no trocador de calor, ambos calculados pelo balanço global de energia (Equação 107).

Tabela 4.15 - Comparação Balanço de energia.

	Q _{água}	Q _{óleo}	T ₂ água,e	T ₂ óleo,e	T ₁ água,s	T ₁ óleo,s
	kW	kW	°C	°C	°C	°C
<i>CFX</i>	+23,30	-23,30	25,00	85,00	26,83	78,93
ϵ -NUT	+47,38	-47,38	25,00	85,00	28,74	72,66
Real	+37,91	-42,23	27,00	84,50	30,00	74,00

$$\dot{m}_{quente} c_{p,quente} \Delta T_{quente} = -\dot{m}_{frio} c_{p,frio} \Delta T_{frio} \quad (107)$$

Verifica-se que as diferenças existentes entre os métodos comparados, *CFX* e ϵ -NUT, estão proporcionalmente distantes do valor real medido para o resfriador de óleo. O método ϵ -NUT estima uma maior troca térmica, pois leva em consideração o coeficiente global de troca térmica fornecido pelo fabricante. Já o *software ANSYS CFX* estima uma menor troca de calor, provavelmente por não conseguir estimar o coeficiente convectivo externo adequadamente. Assim, considerando-se o fato do trocador de calor não atender a parâmetros da *TEMA - Tubular Exchanger Manufactures Association* -, o que potencialmente pode levar a erros sobre as equações empíricas desenvolvidas, conclui-se que a utilização dos métodos está próxima de uma estimativa real. Dessa forma, as análises mostraram que, de fato, o

resfriador de óleo não atende à eficiência buscada em sua compra. Os métodos, apesar de divergentes, não esboçaram o que o projeto do fabricante se referia.

5 CONCLUSÃO

O presente estudo apresentou metodologias de análises energéticas, para avaliação de trocadores de calor, utilizando correlações empíricas e simulações numéricas para obtenção da eficiência térmica e parâmetros como o coeficiente convectivo de troca térmica. Na avaliação do resfriador de óleo utilizado pela empresa Gelita do Brasil, nota-se um baixo rendimento térmico. A maior causa é o baixo coeficiente global de troca térmica, que está intimamente ligado com parâmetros de projetos como: materiais utilizados, dimensões, arranjos, entre outros. Conclui-se que o trocador de calor foi mal dimensionado, não atendendo a critérios recomendados pela *TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc)* e foi desenvolvido sem atender as condições pretendidas. Dessa forma, a empresa pedirá esclarecimentos ao fornecedor sobre os resultados obtidos por meio deste. A utilização de trocadores similares para o resfriamento do óleo em outros compressores, logo, não é indicada. A utilização de outros trocadores, bem como de outros fornecedores, é uma alternativa para resolução do problema. Porém, a verificação do projeto deverá ser realizada para evitar a aquisição de trocadores ineficientes.

Na análise *CFD*, a modelagem de transferência de calor, queda de pressão e turbulência foi satisfatória para o lado dos tubos. Já para o lado do casco, os resultados não saíram como o esperado. O fato do trocador de calor não atender às especificações recomendadas pela *TEMA*, além da complexidade em adequar os resultados para a metodologia tradicional (Bell-Delaware), levaram a resultados muito discrepantes dos calculados pelo método.

Para os modelos de turbulência, o modelo *SST* mostrou-se mais preciso na transferência de calor; por outro lado, o modelo *k-ε* foi mais eficiente na predição da queda de pressão.

Com a utilização do *software ANSYS*, percebe-se o grande potencial que a ferramenta apresenta, oferecendo grande flexibilidade para testar diferentes configurações e, sua utilização, pode auxiliar muito no estudo de equipamentos térmicos em geral. Contudo, ficou evidente a importância de correlações empíricas para a validação das simulações numéricas, fato este observado com sucesso a partir das simulações de validação realizadas neste estudo.

REFERÊNCIAS

- ABRAMCHUK, V. **Estudo da força de arrasto sobre veículos de transporte de pessoas empregando CFD**. Porto Alegre, Rio Grande do Sul, 2014.
- ANSYS INC. CFX Solver – Theory guide, 2006.
- BACLIC, B. S. **ϵ -NTU Analysis of Complicated Flow Arrangements, in Compact Heat Exchangers**. Hemisphere Publishing, New York, p. 31–90, 1990.
- BEJAN, A. **Heat Transfer Handbook**. Wiley, 2003.
- BELL, K. J. **Final report of the co-operative research program on shell-and-tube heat exchangers**. Engineering Experimental Station. University of Delaware, Newark, 1963.
- BELL, K. J., Exchangers Design Based on the Delaware Research Program, *Pet. Eng.*, vol. 32, no. 11, pp, 1960.
- BELL, K. J.; MUELLER, A. C. **Wolverine Engineering Data Book II**. [S.l.], 2001.
- BICCA, G. B.; SECCHI, A. R.; WADA, K. **Modelagem de Trocadores de Calor Casco e Tubos**. Porto Alegre RS: Ppgeq, 2005.
- BOTAN, A. C. **Desenvolvimento de uma turbina de fluxo reversível para uso em usina maremotriz com operação em duplo efeito**. Itajubá, 2014.
- DAVIDSON, L. et al. **Modifications of the v^2 -f model for computing the flow in a 3d wall jet**. Fourth International Symposium on Turbulence Heat and Mass Transfer, 2003.
- INCROPERA, F. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 6ª ed. LTC. Rio de Janeiro, 2008.
- KAYS, W. M.; LONDON, A. L. **Compact Heat Exchangers**. McGraw Hill. New York, 1998.
- KERN, D. Q. **Process Heat Transfer**. 1 ed. McGraw-Hill. New York, 1950.
- KERN, D. Q. **Processos de Transmissão de Calor**. Editora Guanabara Dois S.A. Rio de Janeiro, 1980.
- KUMAR, A. et al. **A. Evaluation of the AERMOD dispersion model as a function of atmospheric stability for an urban area**. Environmental Progress. p. 141-151, 2006.
- LI, H; KOTTKE, V. **Effect of the leakage on pressure drop and local heat transfer in shell-and-tube heat exchangers for staggered tube arrangement**. International Journal of Heat and Mass Transfer. p. 425–433, 1998.
- MORAIS, E. L. **Verificação de soluções numéricas de escoamentos laminares obtidas com o método dos volumes finitos e malhas não-estruturadas**. Curitiba, Paraná. 2004.

- NEMATİ, T. F. et al. **Baffle Space Impact on the Performance of Helical Baffle Shell and Tube Heat Exchangers**. Applied Thermal Engineering. p. 143-149, 2012.
- OLIVEIRA, A. C. **Modelação Térmica e Hidrodinâmica de Escoamentos em Permutadores de Calor**. Universidade do Minho, 2012.
- OZDEN, E; TARI, I. **Shell Side CFD Analysis of a Small Shell-and-Tube Heat Exchanger**. Energy Conversion and Management. p. 1004– 1014, 2010.
- PALEN, J. W., and Taborék, J., **Solution of Shell Side Flow Pressure Drop and Heat Transfer by Stream Analysis Method**, Chem. *Eng. Prog. Symp. Ser.*, vol. 65, no. 92, 1969.
- PERUSSI, R. **Análise do desempenho de trocadores de calor de fluxo cruzado por simulação numérica**. São Carlos, São Paulo, Brasil. 2010.
- PETTIGREW, M. J. et al. **Computer Techniques to Analyze Shell-and-Tube Heat Exchangers**. Heat Transfer Engineering. p. 40–52, 1985.
- PIGNOTTI, A; SHAH, R. K. **Effectiveness-number of transfer units relationships for heat exchanger complex flow arrangements**. International Journal of Heat and Mass Transfer, London. p. 1275-1291, 1992.
- SHAH, R. K; PIGNOTTI, A. **Thermal analysis of complex cross-flow heat exchangers in terms of standard configurations**. Journal of Heat Transfer. New York. p. 353-359, 1993.
- TABOREK, J. **Charts for mean temperature difference in industrial heat exchanger configuration**. Hemisphere Publishing. New York. p. 3-13, 1983.
- TABOREK, J., **Evolution of Heat Exchanger Design Techniques**, Donald Q. Kern Award Lecture, Heat Transfer Erg., vol. 1, no. 1, 1979.
- TINKER, T., J. **Heat transfer**, vol. 80, pp. 36-52, 1958.
- TINKER, T., **Shell Side Characteristics of Shell and Tube Heat Exchangers**, Parts I, IZ, and HZ, General Discussion of Heat Transfer, Proc. Institution of Mechanical Engineers, London, 1951.
- TMEC. Thermal & Mechanical Equipment Company. Disponível em: <<http://www.tmec.com/attachments/contentmanagers/331/iso68.gif>>. Acesso em: 12 nov. 2014, 08:30:00.
- VIJAPURAPU, S; Cui, J. **Simulation of Turbulent Flow in a Ribbed Pipe Using Large Eddy Simulation**. Numerical Heat Transfer. p. 1137- 1165, 2007.
- WESSELING, P. **Principles of Computational Fluid Dynamics**. 1. ed. Springer-Verlag Berlin Heidelberg. Alemanha, 2000.

WILLIS, M.J.N; JOHNSON, D. **A new and accurate hand calculation method for shell side pressure and flow distribution.** 22nd Nat. Heat Transfer Conf., HTD, Am. Soc. Mech. Eng. Nova York, 1984.