

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
ESCOLA DE ENGENHARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA**

ANDRÉIA ABRAHÃO SANT'ANNA

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO DA PERDA DE CARGA DE UM SISTEMA
DE TROCADORES DE CALOR EM REFINO DE PETRÓLEO**

**BELO HORIZONTE - MG
2021**

ANDRÉIA ABRAHÃO SANT'ANNA

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO DA PERDA DE CARGA DE UM SISTEMA
DE TROCADORES DE CALOR EM REFINO DE PETRÓLEO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química da Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Química.

Linha de Pesquisa: Engenharia de Sistemas em Processos.

Orientador: D.Sc. Esly Ferreira da Costa Júnior.

Co-orientador: Dr. Rudolf Huebner.

BELO HORIZONTE – MG
2021

S232m

Sant'Anna, Andréia Abrahão.

Modelagem e simulação da perda de carga de um sistema de trocadores de calor em refino de petróleo [recurso eletrônico] / Andréia Abrahão Sant'Anna. - 2021.

1 recurso online (195 f. : il., color.) : pdf.

Orientador: Esly Ferreira da Costa Junior.

Coorientador: Rudolf Huebner.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Apêndices: f. 174-195.

Bibliografia: f. 167-173.

Exigências do sistema: Adobe Acrobat Reader.

1. Engenharia química - Teses. 2. Trocadores de calor - Teses. 3. Simulação por computador - Teses. 4. Análise de sensibilidade - Teses. 5. Fluidodinâmica computacional - Teses. 6. Modelagem - Teses. I. Costa Junior, Esly Ferreira da. II. Huebner, Rudolf. III. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. IV. Título.

CDU: 66.0(043)



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
ESCOLA DE ENGENHARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA

FOLHA DE APROVAÇÃO

"MODELAGEM E SIMULAÇÃO DA PERDA DE CARGA DE UM SISTEMA DE TROCADORES DE CALOR EM REFINO DE PETRÓLEO"

Andréia Abrahão Sant'Anna

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química da Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos à obtenção do título de **MESTRE EM ENGENHARIA QUÍMICA**.

287ª DISSERTAÇÃO APROVADA EM 17 DE SETEMBRO DE 2021 POR:



Documento assinado eletronicamente por **Esly Ferreira da Costa Junior, Professor do Magistério Superior**, em 17/09/2021, às 10:59, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Andrea Oliveira Souza da Costa, Coordenador(a) de curso de pós-graduação**, em 17/09/2021, às 11:01, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Rudolf Huebner, Professor do Magistério Superior**, em 17/09/2021, às 11:03, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Ricardo Pires Peçanha, Usuário Externo**, em 17/09/2021, às 11:08, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://sei.ufmg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **0941137** e o código CRC **7191D40A**.

AGRADECIMENTOS

A Deus, por ser a razão da existência de todas as coisas, e a todos os mentores espirituais que me guiam e me acompanham.

Aos meus pais Alzenira (*in memoriam*) e José Luiz, pela minha vida, pelo amor e carinho, pelo apoio em meus estudos e nos momentos difíceis.

Aos engenheiros Marcos Vinícius Duarte e Viviane Araújo Castro, pelo material de apoio fornecido durante a execução do projeto.

Aos meus orientadores, pela compreensão e paciência em todos os momentos.

Ao Colegiado de Pós-Graduação em Engenharia Química da UFMG, pelo apoio em todas as etapas do mestrado.

A todos que durante esse período se fizeram presentes, se preocuparam, foram solidários e torceram por mim.

.

Dedico este trabalho aos meus pais, avós e demais antepassados por terem tecido o meu caminho para que o sonho de buscar o conhecimento e evolução pudesse ser hoje a minha realidade.

“Quando o teu próprio trabalho te pareça impossível...
Quando dificuldade e sofrimento te surjam a cada passo...
Quando te sintas à porta de extremo cansaço...
Quando as críticas de vários amigos te incitem ao abatimento e à solidão...
Quando adversários de teus ideais e tarefas te apontem por vítima do azar...
Quando as sombras em torno se te afigurem mais densas...
Quando companheiros de ontem te acreditem incapaz a fim de assumir compromissos novos...
Quando te inclinas à tristeza...
Levanta-te, trabalha e segue adiante.
Quando tudo reponte no caminho das horas, não te desanimes, porque terás chegado ao dia de mais servir e recomeçar.”

Emmanuel (texto intitulado Recomeço, psicografado por Chico Xavier na obra Doutrina Escola).

RESUMO

Trocadores de calor são amplamente utilizados na indústria por meio de diversas aplicações, como resfriamento, condensação, aquecimento de uma mistura e quebra de emulsões entre o petróleo e água. É comum utilizar diversos desses equipamentos em paralelo, para aumentar a produtividade, cujo efeito esperado é que tenham as mesmas condições operacionais na saída do processo. Quando um conjunto de equipamentos idênticos apresentam resultados diferentes, devem ser investigadas as causas que levam a esses desvios operacionais. O objetivo deste trabalho é realizar um estudo de um sistema de trocadores de calor de uma refinaria de petróleo, mais especificamente do sistema de condensadores de topo da fracionadora de uma unidade de craqueamento catalítico. O sistema constituído de seis trocadores de calor, denominados com sufixos A a F operam em pares e apenas o último par E/F opera com características muito diferentes dos outros dois conjuntos A/B e C/D. A metodologia empregada no trabalho foi utilizar técnicas de modelagem e simulação para avaliar o desempenho do sistema, como balanços de energia, cálculos de perda de carga em tubulações e trocadores de calor, estudos de análise de sensibilidade e construção de um modelo fluidodinâmico. Os resultados mostraram que os balanços de energia e o modelo fluidodinâmico apresentaram divergências em relação ao modelo analítico. Este último, constituído pelos cálculos da perda de carga e a análise de sensibilidade, apontam que o problema está na alta queda de pressão do lado da água, tanto nos tubos dos trocadores quanto nos *headers* de distribuição, principalmente do conjunto E/F. Para minimizar esse problema, conclui-se que a melhor solução seria a instalação de placas de orifício nos trechos A/B e C/D para equalizar a variação de pressão entre os três pares de trocadores de calor, precedida de uma etapa de instalação de sensores de pressão e vazão nas entradas e saídas de água de cada um dos pares de equipamentos e monitoramento em tempo real dessas variáveis.

Palavras-chave: trocadores de calor; perda de carga; modelagem e simulação; análise de sensibilidade; simulação fluidodinâmica.

ABSTRACT

Heat exchangers are widely used in industry in a variety of applications such as cooling, condensing, heating, and breaking down oil-water emulsions. It is common to use several of these devices in parallel to increase productivity. The expected effect is to have the same operating conditions at the output of the process. When a set of identical equipment presents different results, the causes that lead to these operational deviations must be investigated. The objective of this work is to carry out a study of a heat exchanger system in an oil refinery, more specifically the top condenser system of the fractionator in a catalytic cracking unit. The system consists of six heat exchangers, named with suffixes A to F and they operate in pairs. The last pair E/F operates with very different characteristics from the other two sets A/B and C/D. The methodology used in this work was to use modeling and simulation techniques to evaluate the system performance, based on energy balances, calculations of pressure drop in pipes and heat exchangers, sensitivity analysis studies, and construction of a fluid dynamic model. The results showed that energy balances and fluid dynamic model were not consistent with the analytical model – based on pressure drop calculations and sensitivity analysis. The results also revealed that the problem is in association with the high-pressure drop on the waterside, both in the exchanger tubes and in the distribution headers, mainly at the E/F set. To minimize this problem, it is concluded that the best solution would be to install orifice plates in sections A/B and C/D to equalize the pressure variation between the three pairs of heat exchangers, preceded by an installation of pressure and flow sensors at the inputs and outputs of each pair of equipment and real-time monitoring step of these variables.

Keywords: heat exchangers; pressure drop; modeling and simulation; sensitivity analysis; fluid dynamics simulation.

LISTA DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 1 – Exemplo de incrustação em trocadores de calor: (a) pelo lado dos tubos, (b) pelo lado do casco. | 28 |
| Figura 2 – Esquema geral de um processo de refino..... | 33 |
| Figura 3 – Etapas constituintes do processo de Craqueamento Catalítico. | 35 |
| Figura 4 – Fluxograma do processo de Craqueamento Catalítico Fluido. | 36 |
| Figura 5 – Representação esquemática do conjunto reator e regenerador: (a) UOP e (b) Kellog..... | 37 |
| Figura 6 – Tratamento com DEA para a remoção de H ₂ S de diferentes tipos de frações de petróleo (GLP e GC). | 41 |
| Figura 7 – Tratamento Merox que consiste na lavagem cáustica da fração de petróleo; usado para dessulfurização ou adoçamento (redução da corrosividade)..... | 42 |
| Figura 8 – Nomenclatura para trocadores de calor do tipo casco e tubos..... | 44 |
| Figura 9 – Componentes mecânicos de um trocador de calor casco e tubos com um passe no casco e dois passes nos tubos. | 45 |
| Figura 10 – Metodologia de desenvolvimento de projetos de trocadores de calor..... | 46 |
| Figura 11 – Diferentes arranjos dos tubos em um trocador de calor: (a) triangular, (b) quadrado e (c) quadrado rotacionado..... | 48 |
| Figura 12 – Diferentes tipos de defletores usados em trocadores de calor casco e tubos: (a) defletor com orifícios, (b) disco e anel defletor e (c) defletor segmentado. .. | 49 |
| Figura 13 – Junção entre a análise da primeira lei da termodinâmica e os princípios de transferência de calor: (a) volume de controle; (b) transferência de calor para um trocador de calor de casco e tubos, levando em consideração os fenômenos de condução e convecção..... | 51 |
| Figura 14 – Perfil de temperaturas associado a um tubo onde há troca térmica..... | 53 |
| Figura 15 – Fator de correção do LMTD para um trocador de calor casco e tubos com um passe no casco e número de passes múltiplos de dois nos tubos..... | 55 |
| Figura 16 – Efetividade de um trocador de calor casco e tubos com um passe no casco e um número par de passes nos tubos. | 57 |
| Figura 17 – Deformação de um fluido sujeito à tensão de cisalhamento..... | 59 |
| Figura 18 – Comparação do comportamento de fluidos Newtoniano e não-Newtonianos de acordo com a tensão de cisalhamento e taxa de deformação..... | 60 |
| Figura 19 – Volume de controle utilizado para representação das equações de conservação. | 62 |
| Figura 20 – Volume de controle para a simplificação da equação da energia. | 63 |
| Figura 21 – Comparação entre os regimes de escoamento laminar e turbulento. | 66 |
| Figura 22 – Comparação entre os perfis de velocidade em diferentes regimes de escoamento – (a) laminar, (b) turbulento. | 67 |
| Figura 23 – Representação do desenvolvimento da camada limite de velocidade em uma tubulação. | 68 |
| Figura 24 – Parâmetros importantes para o cálculo da perda de carga no lado dos tubos..... | 75 |
| Figura 25 – Perfis de linhas de corrente em um trocador de calor casco e tubos..... | 78 |
| Figura 26 – Diferentes tipos de placas de orifício existentes no mercado..... | 79 |

| | |
|--|-----|
| Figura 27 – Perfil de escoamento do fluido ao passar pela placa de orifício..... | 79 |
| Figura 28 – Volume elementar para os balanços de conservação. | 89 |
| Figura 29 – <i>Layout</i> dos trocadores de calor estudados em 3D, indicando as entradas e saídas dos fluidos (produto e água) escoando pelo casco e pelos tubos..... | 101 |
| Figura 30 – Volume de controle para os balanços de energia do sistema de trocadores..... | 109 |
| Figura 31 – Esquemático das tubulações de água para aplicação dos estudos de análise de sensibilidade. | 113 |
| Figura 32 – Etapas de modelagem de uma simulação fluidodinâmica..... | 115 |
| Figura 33 – Vista da condição de contorno de entrada, exemplificando cada uma das malhas de simulação utilizadas no estudo.Fonte: Próprio autor. | 117 |
| Figura 34 – Domínio de simulação estudado, indicando as condições de contorno de entrada e saída. | 120 |
| Figura 35 – Domínio de simulação, indicando a localização das placas de orifício. .. | 121 |
| Figura 36 – Ajuste da Entalpia como uma função de 3ª ordem com a temperatura. . | 124 |
| Figura 37 - Ajuste da Densidade do vapor como uma função de 3ª ordem com a temperatura. | 125 |
| Figura 38 - Ajuste da Densidade do líquido como uma função de 3ª ordem com a temperatura. | 125 |
| Figura 39 – Comportamento não linear da queda de pressão com o aumento da vazão. | 132 |
| Figura 40 - Comportamento não linear da queda de pressão com o aumento da vazão no conjunto total <i>headers</i> e trocadores..... | 132 |
| Figura 41 – Distribuição da vazão individual para cada um dos terminais em função da vazão total. | 135 |
| Figura 42 – Comportamento não linear da queda de pressão com o aumento da vazão – Caso 4 de simulação. | 139 |
| Figura 43 – Efeito da temperatura média no casco na variação de pressão total dos terminais. | 141 |
| Figura 44 – Efeito da densidade média da mistura na variação de pressão total dos terminais. | 142 |
| Figura 45 – Efeito da viscosidade média da mistura na variação de pressão total dos terminais. | 142 |
| Figura 46 – Resultados da simulação para o caso 1 – Perfil de pressões na parede do <i>header</i> | 146 |
| Figura 47 – Resultados da simulação para o caso 1 – Perfil de pressões em um plano localizado no centro do tubo principal, onde ocorre a bifurcação para os trocadores de calor. | 147 |
| Figura 48 – Resultados da simulação para o caso 1 – Vetores de velocidade..... | 147 |
| Figura 49 – Resultados da simulação para o caso 1 – Perfil de velocidades em um plano localizado no centro do tubo principal, onde ocorre a bifurcação para os trocadores de calor..... | 148 |
| Figura 50 – Resultados da simulação para o caso 1 –Linhas de corrente (<i>streamlines</i>) no interior do <i>header</i> | 148 |
| Figura 51 – Resultados da simulação para os casos 2 a 4 – Perfil de pressões na parede do <i>header</i> | 150 |

| | |
|---|-----|
| Figura 52 — Resultados da simulação para os casos 2 a 4 – (a) Perfil de pressões na parede do header; (b) Perfil de pressões em um plano localizado no centro do tubo principal, onde ocorre a bifurcação para os trocadores de calor..... | 151 |
| Figura 53 – Resultados da simulação para os casos 2 a 4 – Vetores de velocidade..... | 151 |
| Figura 54 – Resultados da simulação para os casos 2 a 4 – Perfil de velocidades em um plano localizado no centro do tubo principal, onde ocorre a bifurcação para os trocadores de calor. | 152 |
| Figura 55 – Resultados da simulação para os casos 2 a 4 – Linhas de corrente (<i>streamlines</i>) no interior do <i>header</i> | 152 |
| Figura 56 – Resultados da simulação para o caso 1 – Perfil de pressões em um plano localizado no centro do tubo principal, onde ocorre a bifurcação para os trocadores de calor..... | 154 |
| Figura 57 – Resultados da simulação para o caso 1 – Perfil de velocidades em um plano localizado no centro do tubo principal, onde ocorre a bifurcação para os trocadores de calor. | 155 |
| Figura 58 - Resultados da simulação para o caso 1 –Perfil de pressões em planos transversais às placas de orifício..... | 155 |
| Figura 59 – Resultados da simulação para o caso 1 – Perfil de velocidades em planos transversais às placas de orifício..... | 156 |
| Figura 60 – Resultados da simulação para o caso 1 – Linhas de corrente (<i>streamlines</i>) no interior do <i>header</i> | 156 |
| Figura 61 – Resultados da simulação para os casos 2 a 4 – Perfil de pressões em um plano localizado no centro do tubo principal, onde ocorre a bifurcação para os trocadores de calor. | 159 |
| Figura 62 – Resultados da simulação para os casos 2 a 4 – Perfil de velocidades em um plano localizado no centro do tubo principal, onde ocorre a bifurcação para os trocadores de calor. | 159 |
| Figura 63 - Resultados da simulação para os casos 2 a 4 –Perfil de pressões em planos transversais às placas de orifício..... | 160 |
| Figura 64 – Resultados da simulação para os casos 2 a 4 – Perfil de velocidades em planos transversais às placas de orifício..... | 160 |
| Figura 65 – Resultados da simulação para os casos 2 a 4 – Linhas de corrente (<i>streamlines</i>) no interior do <i>header</i> | 161 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|--|-----|
| Tabela 1 – Tecnologias utilizadas nas unidades de craqueamento nas refinarias da Petrobras no Brasil..... | 37 |
| Tabela 2 – Relações de εf e NTU em um trocador de calor com um passe no casco e um número par de passes nos tubos..... | 56 |
| Tabela 3 – Correlações utilizadas para o cálculo do fator de atrito de Darcy-Weissbach para diferentes regimes de escoamento. | 71 |
| Tabela 4 – Correlações utilizadas para o cálculo do fator de atrito de Fanning para diferentes regimes de escoamento. | 72 |
| Tabela 5 – Coeficientes dos termos difusivo e fonte para as equações governantes da Fluidodinâmica Computacional. | 84 |
| Tabela 6 – Exemplificação da discretização de cada um dos termos da equação geral da conservação para uma face do volume de controle elementar..... | 90 |
| Tabela 7 – Relação de pesquisas em trocadores de calor casco e tubos utilizando modelagem e simulação de processos..... | 97 |
| Tabela 8 – Média dos valores das temperaturas de entrada e saída para o lado do produto (casco). | 102 |
| Tabela 9 – Média dos valores das temperaturas de entrada e saída para o lado da água (tubos). | 103 |
| Tabela 10 – Propriedades do produto variando com a temperatura. | 105 |
| Tabela 11 – Condições de operação para cada um dos casos considerados para os balanços de energia..... | 107 |
| Tabela 12 – Características das malhas de simulação. | 116 |
| Tabela 13 – Premissas de configuração do domínio. | 119 |
| Tabela 14 – Correlações para as propriedades do produto nas fases vapor e líquido. | 123 |
| Tabela 15 - Resultados dos balanços de energia. | 126 |
| Tabela 16 – Perdas de carga (m) nos <i>headers</i> de distribuição de água e produto. ... | 127 |
| Tabela 17 – Resultados da queda de pressão no casco. | 129 |
| Tabela 18 – Resultados da queda de pressão nos tubos. | 129 |
| Tabela 19 – Resultados da influência da vazão na queda de pressão (ΔP). | 131 |
| Tabela 20 – Resultados da influência da vazão total na distribuição de vazão para cada um dos terminais. | 134 |
| Tabela 21 – Resultados do dimensionamento das placas de orifício. | 136 |
| Tabela 22 – Resultados da influência da vazão na queda de pressão (ΔP). | 138 |
| Tabela 23 – Resultados da influência da vazão total na distribuição de vazão para cada um dos terminais. | 140 |
| Tabela 24 – Resultados do estudo de verificação..... | 144 |
| Tabela 25 – Resultados do modelo analítico e da simulação do caso 1. | 149 |
| Tabela 26 – Resultados do modelo analítico e da simulação dos casos 2 a 4. | 153 |
| Tabela 27 – Resultados da queda de pressão após a inserção das placas no Caso 1. | 157 |
| Tabela 28 – Comparação das vazões antes e após a inserção das placas no Caso 1. | 157 |

| | |
|--|-----|
| Tabela 29 – Resultados da queda de pressão após a inserção das placas nos Casos 2 a 4. | 161 |
| Tabela 30 – Comparação das vazões antes e após a inserção das placas nos Casos 2 a 4. | 162 |

LISTA DE SIGLAS

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas
ANP – Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis
API – *American Petroleum Institute*
AS – Análise de Sensibilidade
ASME – *The American Society of Mechanical Engineers*
CAD – *Computer Aided Design*
CAE – *Computer Aided Engineering*
CDS – *Central Differencing Scheme*
CFD – *Computational Fluid Dynamics*
DEA – Dietanolamina
FCC – Craqueamento Catalítico Fluido
GC – Gás Combustível
GCI – Índice de convergência de malha
GLP – Gás Liquefeito de Petróleo
HCO – Óleo de reciclo pesado
HDT – Hidrotratamento de Diesel
HDS – Hidrotratamento de Enxofre
HTR – *High Temperature Reactor*
ISO – *International Organization for Standardization*
LCO – Óleo de reciclo leve
LMTD – Diferença de temperatura média logarítmica
MDF – Método das Diferenças Finitas
MVF – Método dos Volumes Finitos
NTU – Número de unidades de transferência
RAT – Resíduo Atmosférico
REDUC – Refinaria de Duque de Caxias
REFAP – Refinaria Alberto Pasqualini
REGAP – Refinaria Gabriel Passos
REMAN – Refinaria Isaac Sabbá
REPAR – Refinaria Presidente Getúlio Vargas
REPLAN – Refinaria de Paulínia
REVAP – Refinaria Henrique Lage

RG – Correlação de Reader-Harris/Gallagher

RLAM – Refinaria Landulpho Alves

RMS – *Root Mean Square*

RPBC – Refinaria Presidente Bernardes

RV – Resíduo de Vácuo

TEMA – *Tubular Exchange Manufacturers Association*

UDS – *Upwind Difference Scheme*

UOP – *Universal Oil Products*

LISTA DE SÍMBOLOS

| | | |
|--------------------|--|---------------------|
| A | Área efetiva de troca térmica | [m ²] |
| a | Constante aplicada no cálculo do número de tubos | [] |
| α | Difusividade térmica | [m ² /s] |
| b | Constante aplicada no cálculo do número de tubos | [] |
| B_c | Percentual de corte do defletor | [%] |
| B_x | Força que atua em um elemento de volume na direção x | [N/m ³] |
| B_y | Força que atua em um elemento de volume na direção y | [N/m ³] |
| B_z | Força que atua em um elemento de volume na direção z | [N/m ³] |
| β | Relação entre o diâmetro do orifício e o diâmetro total | [] |
| C | Massa da espécie i representada nas equações de Navier-Stokes | [kg] |
| C_d | Coefficiente de descarga | [] |
| c | Índice que corresponde ao fluido frio | [] |
| $C_{1\varepsilon}$ | Constante do modelo de turbulência k- ε | [] |
| $C_{2\varepsilon}$ | Constante do modelo de turbulência k- ε | [] |
| C_{bh1} | Parâmetro utilizado no fator de correção da transferência de calor | [] |
| C_{bh2} | Parâmetro utilizado no fator de correção da transferência de calor | [] |
| C_μ | Constante adimensional para o cálculo de viscosidade turbulenta | [] |
| C_h | Produto entre a taxa mássica e o calor específico a pressão constante para o fluido quente | [W/K] |
| C_c | Produto entre a taxa mássica e o calor específico a pressão constante para o fluido frio | [W/K] |
| C_p | Calor específico a pressão constante | [J/kg K] |
| d_b | Diâmetro do feixe de tubos | [m] |

| | | |
|---------------------|---|---------------------|
| d_o | Diâmetro externo do tubo | [m] |
| D | Diâmetro interno da tubulação | [m] |
| D_m | Difusividade de massa | [m ² /s] |
| D_s | Diâmetro do casco | [m] |
| D_{otl} | Diâmetro do círculo circunscrito aos tubos mais externos do feixe de tubos | [m] |
| D_{ctl} | Diâmetro do círculo característico formado a partir dos centros dos tubos mais externos | [m] |
| D_w | Diâmetro equivalente da janela | [m] |
| dv/dy | Taxa de deformação | [s ⁻¹] |
| Δh | Carga fornecida ao fluido em sistemas com bombeamento | [m] |
| ΔP | Queda de pressão, aplicada na equação de fator de atrito de Fanning | [Pa] |
| ΔP_c | Queda de pressão no fluxo cruzado puro | [Pa] |
| ΔP_w | Queda de pressão nas janelas dos defletores | [Pa] |
| ΔP_e | Queda de pressão nas seções de entrada e saída do trocador | [Pa] |
| ΔP_{bocais} | Queda de pressão nos bocais de entrada e saída do trocador | [Pa] |
| $\Delta P_{canaís}$ | Queda de pressão nos canais de distribuição | [Pa] |
| ΔP_{total} | Queda de pressão total do sistema | [Pa] |
| ΔP_{tubos} | Queda de pressão total nos tubos dos trocadores | [Pa] |
| ΔT_m | Diferença de temperatura média real (ou efetiva) | [K] |
| ΔT_{lm} | Diferença de temperatura média logarítmica | [K] |
| ΔV_i | Volume da i-ésima célula | [m ³] |
| Δy | Distância perpendicular do ponto avaliado à superfície da parede | [m] |
| E_i | Energia interna | [kJ/kg] |
| ε_f | Efetividade de um trocador de calor | [] |
| ε | Variável dependente do modelo de turbulência k- ε | [] |
| e | Índice que corresponde à entrada de fluido | [] |

| | | |
|-----------|---|---------------------|
| e_a | Estimativa do erro | [] |
| e_T | Rugosidade | [m] |
| e_T/D | Rugosidade relativa | [] |
| F | Fator de correção aplicado ao método LMTD | [] |
| F_s | Fator de segurança | [] |
| f | Solução discreta do problema numérico | [] |
| f_D | Fator de atrito de Darcy-Weissbach | [] |
| f_F | Fator de atrito de Fanning | [] |
| F_w | Fração de tubos na janela do defletor | [...] |
| F_c | Fração total de tubos numa seção de fluxo cruzado puro | [] |
| F_{bp} | Fração da área de seção do fluxo transversal ao fluxo de <i>bypass</i> | [] |
| φ | Variável de interesse na verificação da solução numérica | [] |
| ϕ | Ângulo característico formado pelo arranjo entre os tubos no casco | [°] |
| ϕ_c | Fator de correção para propriedades variáveis com a temperatura | [] |
| ϕ_i | Variável de interesse no estudo das equações de conservação na forma generalizada | [] |
| g | Aceleração da gravidade | [m/s ²] |
| g_i | Funções independentes da discretização | [] |
| gz | Energia potencial por unidade de massa | [kJ/kg] |
| G_b | Geração de energia cinética turbulenta devido a contribuição do empuxo | [] |
| G_k | Geração de energia cinética turbulenta devido aos gradientes de velocidade médios | [] |
| Grau API | Densidade do óleo em relação à água pura | [° API] |
| H | Entalpia | [kJ] |
| \hat{H} | Entalpia por unidade de massa | [kJ/kg] |
| h | Índice que corresponde ao fluido quente | [] |
| h_f | Perda de carga total devido ao atrito | [m] |

| | | |
|-------------|---|----------------------|
| h_g | Tamanho representativo da malha | [m] |
| h_L | Perda de carga contínua | [m] |
| h_{lm} | Perda de carga localizada | [m] |
| h_{ideal} | Coeficiente convectivo de transferência de calor ideal | [W/m ² K] |
| h_{real} | Coeficiente convectivo de transferência de calor real | [W/m ² K] |
| j_i | Fator j-Colburn para um feixe de tubos ideal | [] |
| J_l | Fator de correção para os efeitos de vazamento do defletor na transferência de calor | [] |
| J_b | Fator de correção para os efeitos de <i>bypass</i> no feixe de tubos na transferência de calor | [] |
| J_c | Fator de correção para a transferência de calor devido aos efeitos de configuração do defletor | [] |
| J_r | Fator de correção para o gradiente de temperatura adverso no fluxo laminar | [] |
| J_{r1} | Parâmetro utilizado no fator de correção para o gradiente de temperatura adverso no fluxo laminar | [] |
| J_s | Fator de correção para o espaçamento entre defletores na entrada e na saída para a transferência de calor | [] |
| k | Variável dependente do modelo de turbulência k-ε | [] |
| k_{num} | Constante usada para o cálculo da estimativa do erro numérico | [] |
| K | Característica do acessório de tubulação e equipamentos para o cálculo de perdas de carga localizadas | [] |
| l_h | Distância horizontal entre uma linha de centro e outra linha adjacente em um feixe em trocadores de calor casco e tubos | [mm] |
| l_v | Distância vertical entre uma linha de centro e outra linha adjacente em um feixe em trocadores de calor casco e tubos | [mm] |

| | | |
|--------------|--|-----------------------|
| L_{cd} | Folga existente entre o diâmetro interno do casco e a extremidade do defletor | [m] |
| L_{cf} | Folga existente entre o diâmetro interno do casco e o diâmetro externo do feixe de tubos | [m] |
| L_e | Comprimento equivalente | [m] |
| L_h | Comprimento hidrodinâmico de entrada | [m] |
| L_s | Espaçamento entre os defletores | [m] |
| L_{si} | Espaçamento dos terminais dos defletores próximo aos bocais de entrada | [m] |
| L_{so} | Espaçamento dos terminais dos defletores próximo aos bocais de saída | [m] |
| L_t | Comprimento efetivo do tubo | [m] |
| L_{td} | Folga existente entre o diâmetro externo do tubo e o orifício do defletor | [m] |
| L_{tn} | Comprimento nominal do tubo | [m] |
| L_{tp} | Espessura da parede de tubos | [m] |
| L | Comprimento da tubulação | [m] |
| λ | Condutividade térmica | [W/m K] |
| M | Massa do sistema | [kg] |
| \dot{m} | Taxa mássica | [kg/s] |
| m | Fluxo cruzado mássico máximo no lado do casco | [kg/m ² s] |
| μ | Viscosidade dinâmica | [kg/m. s] |
| μ_t | Viscosidade turbulenta | [kg/m. s] |
| \mathbf{n} | Vetor normal à superfície de área | [] |
| N | Número total de células usadas para a simulação | [] |
| N_t | Número de tubos em um trocador de calor casco e tubos | [] |
| N_{pt} | Número de passes nos tubos | [] |
| N_{ss} | Número de tiras de selagem | [] |
| 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_{tw} | Número de tubos na janela do defletor | [] |
| NB | Número de defletores | [] |
| N_{tc} | Número total de fileiras de tubos cruzados no trocador | [] |
| NTU | Número de unidades de transferência | [] |
| ν | Viscosidade cinemática | [m ² /s] |
| p | Parâmetro utilizado no fator de correção na queda de pressão | [] |
| p^{conv} | Ordem aparente de convergência da simulação | [] |
| P | Pressão do sistema | [Pa] |
| P/ρ | Energia de pressão por unidade de massa do fluido | [Pa/kg] |
| $P/\rho g$ | Carga de pressão | [m] |
| P_h | Efetividade da temperatura para o fluido quente | [] |
| P_c | Efetividade da temperatura para o fluido frio | [] |
| Pr | Número de Prandtl | [] |
| ψ | Energia potencial por unidade de massa | [kJ/kg] |
| \dot{q} | Taxa de calor | [kJ/s] |
| Q | Vazão volumétrica | [m ³ /s] |
| q_{max} | Taxa máxima de transferência de calor possível | [kJ/s] |
| R_0 | Resistência de troca térmica total | [m ² K/W] |
| R_b | Fator de correção para os efeitos de <i>bypass</i> no feixe de tubos na queda de pressão | [] |
| Re | Número de Reynolds | [] |
| R_{FS} | Resistência devido à incrustação pelo lado do casco | [m ² K/W] |
| R_{FT} | Resistência devido à incrustação pelo lado do tubo | [m ² K/W] |
| R_{lm} | Razão entre as áreas de vazamento e fluxo cruzado puro | [] |
| R_{MW} | Resistência devido à parede metálica do tubo | [m ² K/W] |
| R_S | Resistência do filme pelo lado do casco | [m ² K/W] |
| R_s | Razão da área de vazamento casco-defletor e soma das áreas de vazamento | [] |

| | | |
|----------------------|--|------------------------|
| R_s | Fator de correção para o espaçamento entre defletores diferentes na entrada e na saída para a queda de pressão | [] |
| R_{SS} | Parâmetro utilizado no fator de correção da transferência de calor | [] |
| R_T | Resistência do filme pelo lado do tubo | [m ² K/W] |
| R_l | Fator de correção para os efeitos de vazamento do defletor na queda de pressão | [] |
| R_s | Fator de correção para o espaçamento entre defletores diferentes na entrada e na saída para a queda de pressão | [] |
| r | Razão definida pelo tamanho do elemento de malha mais grosseira para o mais refinado | [] |
| ρ | Densidade do fluido | [kg/m ³] |
| s | Índice que corresponde à saída de fluido | [] |
| S | Área da seção transversal | [m ²] |
| SM | Área de fluxo cruzado na linha central numa seção reta do fluxo | [m ²] |
| S_{cd} | Área de vazamento entre o casco e o defletor | [m ²] |
| S_{td} | Área de vazamento entre o tubo e o defletor | [m ²] |
| S_w | Área de fluxo na janela do defletor | [m ²] |
| S_{wg} | Área total da janela | [m ²] |
| S_{wt} | Área ocupada pelos tubos | [m ²] |
| S_ϕ | Termo fonte | [] |
| σ_ε | Constante do modelo de turbulência k- ε | [] |
| σ_k | Constante do modelo de turbulência k- ε | [] |
| T | Temperatura | [K] |
| θ_{ds} | Ângulo central formado pela interseção do corte do defletor com a parede interna do casco | [°] |
| θ_{ctl} | Ângulo formado pela interseção do corte do defletor com o diâmetro característico D_{ctl} | [°] |
| τ_{yx} | Tensão de cisalhamento | [N/m ²] |
| τ_ω | Tensão de cisalhamento na superfície | [kg/m s ²] |

| | | |
|------------------|--|----------------------|
| U | Coeficiente global de transferência de calor | [W/m ² K] |
| $U_{x\%}$ | Estimativa da incerteza dentro de um intervalo de confiança de x% | [] |
| u | Componente do vetor velocidade no eixo x | [m/s] |
| u_τ | Velocidade de fricção | [m/s] |
| u_h | Estimativa do erro devido à discretização da malha | [] |
| u_i | Estimativa do erro devido às iterações | [] |
| u_{num} | Estimativa do erro da solução do problema numérico | [] |
| v | Velocidade média de escoamento | [m/s] |
| v | Componente do vetor velocidade no eixo y | [m/s] |
| V | Volume de fluido | [m ³] |
| $\frac{v^2}{2}$ | Energia cinética por unidade de massa | [kJ/kg] |
| $\frac{v^2}{2g}$ | Carga de velocidade | [m] |
| w | Componente do vetor velocidade no eixo z | [m/s] |
| W_0 | Trabalho sobre a vizinhança pelo sistema | [kJ] |
| W_i | Trabalho sobre o sistema pela vizinhança | [kJ] |
| \dot{W}_s | Trabalho de eixo por unidade de tempo | [kJ/s] |
| y | Camada de fluido | [m] |
| y^+ | Distância adimensional da parede | [m] |
| Y | Distância de centro a centro de tubos adjacentes (<i>pitch</i>) | [mm] |
| Y_M | Contribuição da dilatação flutuante da turbulência compressível em relação à taxa de dissipação global | [] |
| Φ | Termo de dissipação viscosa | [] |
| Γ | Representação do termo difusivo na equação de Navier-Stokes | [] |
| z | Elevação sofrida pelo fluido a partir de um referencial | [m] |
| z_p | Carga potencial | [m] |

APRESENTAÇÃO

Este trabalho é estruturado sob a forma de oito capítulos para melhor exposição do tema:

- O Capítulo 1 corresponde a uma breve exposição da motivação e do tema a ser abordado.
- O Capítulo 2 trata dos objetivos geral e específicos desse trabalho.
- O Capítulo 3 apresenta a revisão bibliográfica, abordando conceitos como processos de refino, projeto de trocadores de calor, perda de carga, dimensionamento de placas de orifício, a técnica da fluidodinâmica computacional e um levantamento de trabalhos utilizando modelagem e simulação aplicadas a trocadores de calor.
- O Capítulo 4 apresenta o sistema a ser estudado, típico de uma refinaria de petróleo, bem como os dados disponíveis para realização da modelagem e simulação.
- O Capítulo 5 apresenta a metodologia aplicada para a elaboração dessa dissertação.
- No Capítulo 6 são apresentados os resultados obtidos e as discussões sobre os estudos de modelagem e simulação da perda de carga do sistema de trocadores de calor.
- O Capítulo 7 apresenta as conclusões do trabalho.
- O Capítulo 8 apresenta sugestões para trabalhos futuros, na área do estudo realizado.

SUMÁRIO

| | |
|--|------------|
| 1. INTRODUÇÃO | 28 |
| 2. OBJETIVO..... | 30 |
| 2.1 OBJETIVO GERAL..... | 30 |
| 2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS..... | 30 |
| 3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA | 31 |
| 3.1 PROCESSO DE REFINO DE PETRÓLEO..... | 31 |
| 3.2 TROCADORES DE CALOR..... | 42 |
| 3.3 ESCOAMENTO DE FLUIDOS..... | 59 |
| 3.4 QUEDA DE PRESSÃO EM TROCADORES DE CALOR..... | 74 |
| 3.5 DIMENSIONAMENTO DE PLACAS DE ORIFÍCIO..... | 78 |
| 3.6 FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL..... | 82 |
| 3.7 ESTUDOS DE MODELAGEM E SIMULAÇÃO APLICADOS A TROCADORES DE CALOR | 93 |
| 4. DESCRIÇÃO DO PROCESSO..... | 100 |
| 4.1 A UNIDADE DE CRAQUEAMENTO CATALÍTICO II..... | 100 |
| 4.2 DADOS FORNECIDOS PELA EMPRESA | 103 |
| 4.3 PROPRIEDADES DO PRODUTO | 104 |
| 5. METODOLOGIA..... | 106 |
| 5.1 AJUSTE DE DADOS PARA DEFINIÇÃO DAS PROPRIEDADES DO PRODUTO | 106 |
| 5.2 PROPRIEDADES DA ÁGUA | 106 |
| 5.3 CASOS DE ESTUDO CONSIDERADOS..... | 106 |
| 5.4 CONSTRUÇÃO DO MODELO ANALÍTICO | 108 |
| 5.5 ESTUDOS DE ANÁLISE DE SENSIBILIDADE | 111 |
| 5.6 CONSTRUÇÃO DO MODELO FLUIDODINÂMICO | 114 |
| 6. RESULTADOS E DISCUSSÃO | 123 |
| 6.1 AJUSTE DAS PROPRIEDADES DO PRODUTO..... | 123 |
| 6.2 BALANÇOS DE ENERGIA | 126 |
| 6.3 CÁLCULO DOS COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR E PERDAS DE CARGA NOS CASCOS, NOS TUBOS E <i>HEADERS</i> DE DISTRIBUIÇÃO..... | 127 |
| 6.4 ESTUDOS DE ANÁLISE DE SENSIBILIDADE – LADO ÁGUA..... | 130 |

| | |
|--|------------|
| 6.5 ESTUDOS DE ANÁLISE DE SENSIBILIDADE – LADO PRODUTO | 137 |
| 6.6 MODELO FLUIDODINÂMICO | 143 |
| 7. CONCLUSÕES..... | 163 |
| 8. SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS..... | 166 |
| REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 167 |
| APÊNDICE A – MÉTODO DE BELL-DELAWARE..... | 174 |
| APÊNDICE B – VERIFICAÇÃO DA SOLUÇÃO DO PROBLEMA | 190 |

1. INTRODUÇÃO

Trocadores de calor são equipamentos utilizados na indústria para realizar a troca térmica entre fluidos, a diferentes temperaturas, mas que não estão em contato direto. Na indústria de refino, são utilizados para resfriamento de gases, condensação, aquecimento ou em processos de tratamento como, por exemplo, para a quebra de emulsões (ABBASI et al., 2020).

Um dos principais fatores que fazem com que os trocadores diminuam a eficiência energética e, conseqüentemente, o coeficiente global de transferência de calor é a incrustação, definida como a formação de depósitos indesejáveis na superfície de equipamentos de processo (VALLE, 2012). A Figura 1 apresenta um exemplo de formação de incrustação em trocadores de calor tanto pelo lado do casco, como pelo lado dos tubos.



(a)

(b)

Figura 1 – Exemplo de incrustação em trocadores de calor: (a) pelo lado dos tubos, (b) pelo lado do casco.

Fonte: Valle (2012).

Condensadores de topo da coluna fracionadora do craqueamento catalítico fluido de uma refinaria normalmente empregam água de processo pelos tubos que realizam a função de condensar parcialmente gases cuja composição é nafta leve, gás liquefeito de petróleo e gás combustível que escoam pelo casco. Quando a água de processo escoar a uma baixa velocidade (abaixo de 0,91 m/s), a incrustação é constituída por um lodo ou lama formada pela ação microbiana que se adere às paredes do trocador. Uma outra causa de incrustação é a característica da água de processo, rica em minerais, que precipitam a temperaturas superiores a 120°F (48,89°C) (KERN, 1999).

Visto que os processos industriais requerem que sejam mais competitivos no mercado, é comum que equipamentos auxiliares como trocadores de calor operem em paralelo com outros de mesmas características, para aumentar a produtividade e diminuir os custos de instalação, uma vez que um equipamento grande requer altos custos de instalação, manutenção e limpeza, perdendo rapidamente a eficiência energética comparado a diversos equipamentos menores operando em paralelo.

Dessa forma, é esperado que equipamentos que operam em paralelo e possuam as mesmas características como geometria, composição e condições operacionais dos fluidos de entrada tenham o mesmo desempenho energético e mesmas temperaturas de saída. Quando o mesmo não acontece, se faz necessário identificar as causas que levam a um conjunto de equipamentos operarem diferentemente dos demais. Para isso, podem ser aplicadas técnicas de modelagem e simulação para a proposição de soluções de melhoria do processo.

2. OBJETIVO

2.1 OBJETIVO GERAL

O objetivo deste trabalho é realizar estudos de modelagem integral e diferencial de um sistema de trocadores de calor de uma refinaria de petróleo, para avaliação do desempenho desses equipamentos e propor diferentes configurações de operação, de forma a igualar a perda de carga entre os pares de trocadores de calor.

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Como objetivos específicos, pode-se citar:

- Avaliar as perdas de carga dos trocadores e dos *headers* de distribuição de entrada de produto e água, bem como os coeficientes de transferência de calor desses equipamentos (modelagem integral);
- Identificar as variáveis que influenciam a perda de carga do sistema em estudo através de Análise de Sensibilidade;
- Dimensionar dispositivos deprimogênicos (placas de orifício) para promover uma distribuição uniforme da perda de carga entre os pares de trocadores de calor;
- Realizar uma simulação fluidodinâmica do sistema atual e com a presença das placas de orifício (modelagem diferencial);
- Realizar a comparação entre as técnicas de modelagem integral e diferencial aplicadas no estudo.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é apresentada uma revisão bibliográfica, de cunho genérico e limitada ao contexto de aplicações de engenharia, visando à busca de informações pertinentes ao tema de projeto abordado.

3.1 PROCESSO DE REFINO DE PETRÓLEO

O refino de petróleo, muitas vezes chamado de processamento do petróleo, consiste na configuração de um conjunto de processos cujo objetivo é transformar o óleo cru (petróleo) em derivados de valor comercial como diesel, gasolina, GLP, querosene, nafta, dentre outros (ANP, 2019).

Dependendo do tipo de petróleo a ser refinado, pode-se utilizar um número maior ou menor de etapas operacionais. A característica principal que determina a complexidade do processo de refino é o grau API do óleo cru. O grau API (*American Petroleum Institute*) é utilizado como referência para a densidade do óleo em relação à água para a temperatura de referência de 60°F (15,56°C) e calculada pela seguinte equação:

$$\text{Grau API} = \frac{141,5}{\text{densidade relativa do óleo}} - 131,5 \quad (1)$$

Utilizando como referência a água pura, o valor seria igual a 10°API. À medida que o grau API aumenta, o óleo é considerado mais leve, enquanto baixos valores do grau API indicam óleos pesados (MUSSEL, 2012).

Os processos de refino são divididos em quatro classes (ABADIE, 2002):

- Separação: quando os constituintes da carga de processo são apenas separados de acordo com alguma propriedade física que os caracterize, tal como ponto de ebulição (Destilação), solubilidade (Desaromatização, Desasfaltação), ponto de fusão (Desparafinação) e outros. Nestes processos não há nenhuma transformação química dos constituintes da carga.

- Conversão: quando os constituintes hidrocarbonetos da carga são transformados em outros através de processos químicos, sejam eles catalíticos ou não. Via de regra, estes processos são complementados por processos físicos, que separam os produtos obtidos pela transformação dos componentes da carga.
- Tratamento: quando não ocorre alteração física nem química nos hidrocarbonetos havendo, no entanto, a remoção ou transformação dos contaminantes da carga através de processos químicos ou físicos como, por exemplo, lavagem cáustica, hidrotreatamento e outros.
- Auxiliares: quando se destinam a fornecer insumos à operação dos outros anteriormente citados ou tratar rejeitos desses mesmos processos. Incluem-se neste grupo a Geração de Hidrogênio (fornecimento deste gás às unidades de hidroprocessamento), a Recuperação de Enxofre (produção desse elemento a partir da queima do gás ácido rico em ácido sulfídrico – H_2S) e as utilidades (vapor, água, energia elétrica, ar comprimido, distribuição de gás e óleo combustível, tratamento de efluentes e estocagem), que embora não sejam de fato unidades de processo, são imprescindíveis a eles.

A Figura 2 mostra um diagrama de blocos de um processo de refino de petróleo com as composições médias (em base mássica) produzidas em cada etapa do processo. O petróleo cru entra na unidade de Destilação Atmosférica e, através do aquecimento da carga, os componentes já existentes no petróleo são separados.

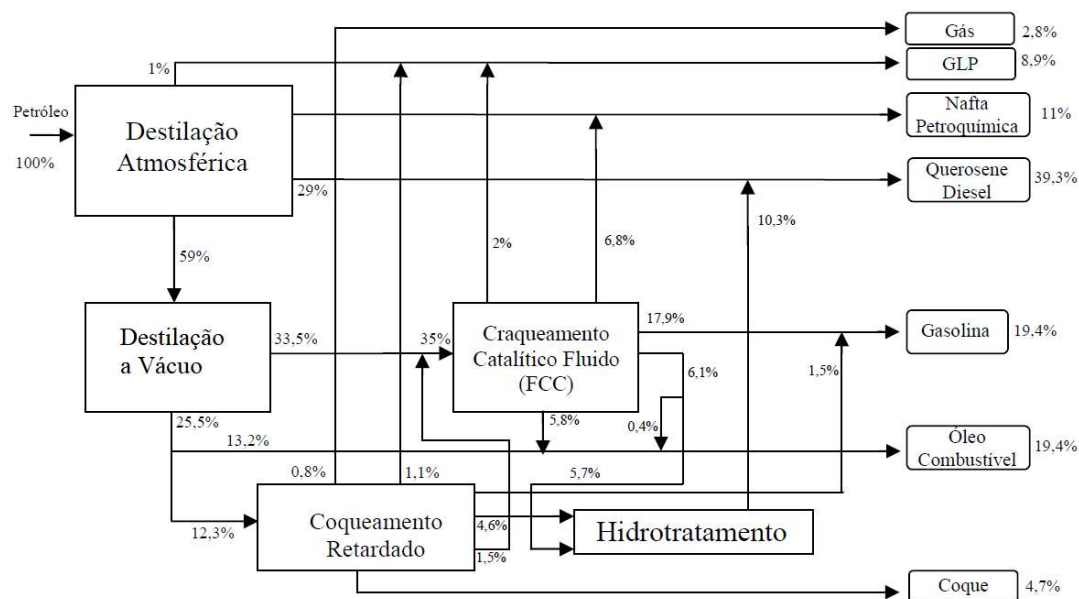


Figura 2 – Esquema geral de um processo de refino.

Fonte: Adaptado Valle (2012).

O produto de fundo da Destilação Atmosférica é chamado de Resíduo Atmosférico (RAT) e é direcionado para o processo de Destilação a Vácuo. Este processo opera da mesma forma que a Destilação Atmosférica, porém com uma pressão mais baixa e uma maior carga térmica.

O Resíduo de Vácuo (RV), produto de fundo do processo de Destilação a Vácuo, possui usos como asfalto e óleo combustível, além de alimentar a unidade de Coqueamento Retardado.

O Coqueamento Retardado consiste no aquecimento da carga, constituída de RV, a temperaturas acima de 500°C para realizar o craqueamento térmico. Após a etapa de aquecimento, a carga é enviada para tambores onde realiza-se o resfriamento da mistura. Os vapores resultantes desse processo são enviados para uma fracionadora da unidade de coqueamento, onde são obtidos produtos economicamente atrativos para serem comercializados, como GLP, nafta, gasóleo leve e pesado de vácuo e o coque.

O Craqueamento Catalítico Fluido (FCC) é um processo de conversão que consiste na quebra de moléculas longas de hidrocarbonetos em moléculas menores por ação de um catalisador. A carga desse processo se constitui de principalmente por gasóleo leve e pesado de vácuo (oriundos majoritariamente da Destilação a Vácuo) e o principal produto obtido é a gasolina.

O Hidrotratamento é um processo de acabamento que consiste na remoção de impurezas como enxofre, oxigênio e nitrogênio, além de saturar compostos instáveis, como olefinas. Como resultantes desse processo tem-se os gases ácidos e água amoniacal (VALLE, 2012).

Como visto em Abadie (2002), há ainda outros processos de separação, tratamento e auxiliares em uma refinaria. Os dois primeiros servem para adequar o petróleo cru às necessidades de demanda e os últimos (auxiliares) para tratar os resíduos gerados. Além disso, incluídos nesses últimos, há os que fornecem insumos para que os processos principais possam ser realizados (utilidades). Exemplos de utilidades são o vapor (baixa, média e alta pressão), eletricidade, água de resfriamento, ar comprimido, hidrogênio, dentre outros.

A seguir, será apresentado em mais detalhes o processo de Craqueamento Catalítico Fluido, visto que o sistema de estudo se encontra dentro desta etapa de refino.

3.1.1 Craqueamento Catalítico Fluido (FCC)

Embora as tecnologias atuais de destilação promovam uma melhor separação das frações em relação aos processos antigos, cada tipo de petróleo possui limites em relação às frações leves e pesadas que podem ser obtidas.

Devido a isso, faz-se necessário lançar mão de processos de conversão, de natureza química, que podem ser combinados com operações unitárias para tratamento ou regeneração de materiais. O processo de Craqueamento Catalítico é um dos mais utilizados (SHAH et al., 2016).

O craqueamento catalítico fluido (do inglês, *Fluid Catalytic Cracking*, também conhecido por sua sigla, FCC) é um processo químico que transforma frações mais pesadas em outras mais leves através da quebra de moléculas dos constituintes da carga de entrada do processo com o uso de catalisadores (GOMES, 2004). Possui uma característica muito importante que é a flexibilidade de trabalhar com diferentes condições operacionais para privilegiar um determinado produto de interesse (NÓBREGA, 2014).

A Figura 3 apresenta um diagrama de blocos simplificado das etapas do processo de Craqueamento Catalítico. A carga do processo constitui-se do

gasóleo leve e pesado de vácuo, advindos da Destilação a Vácuo. Essa matéria-prima entra em contato com um catalisador (composto por uma mistura de zeólitas – estruturas cristalinas tridimensionalmente ordenadas, uma matriz e um aditivo) a uma temperatura elevada, dando origem a hidrocarbonetos de moléculas menores que depois são fracionados (ABADIE, 2002; GOMES, 2004; NÓBREGA, 2014).

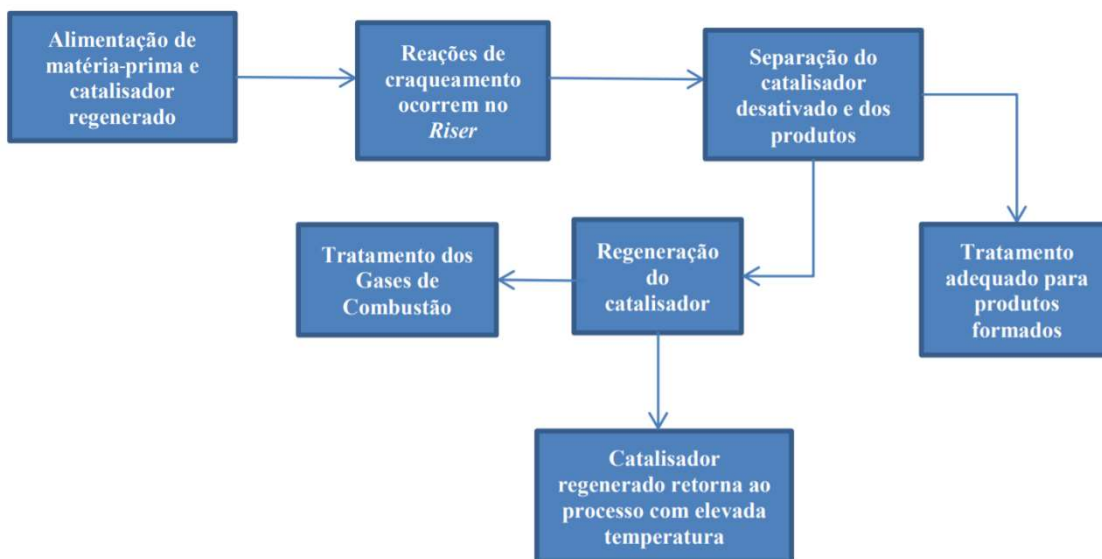


Figura 3 – Etapas constituintes do processo de Craqueamento Catalítico.

Fonte: Nóbrega (2014).

Esse processo gera um produto com alto percentual de coque, semelhante ao carvão e que se deposita sobre a superfície catalítica das zeólitas, causando sua desativação (BRASIL; ARAÚJO; SOUSA, 2012).

A remoção do coque é feita através da combustão em um equipamento chamado regenerador. O catalisador ativo retorna ao processo e a energia liberada pela queima do coque alimenta o processo de craqueamento e os gases de combustão gerados são tratados (ABADIE, 2002).

A Figura 4 apresenta um Fluxograma do Processo de Craqueamento Catalítico Fluido. Pode-se subdividir esse processo em três etapas principais: conversão e regeneração do catalisador, coluna fracionadora e recuperação e tratamento dos gases. Essas etapas são detalhadas nas subseções seguintes.

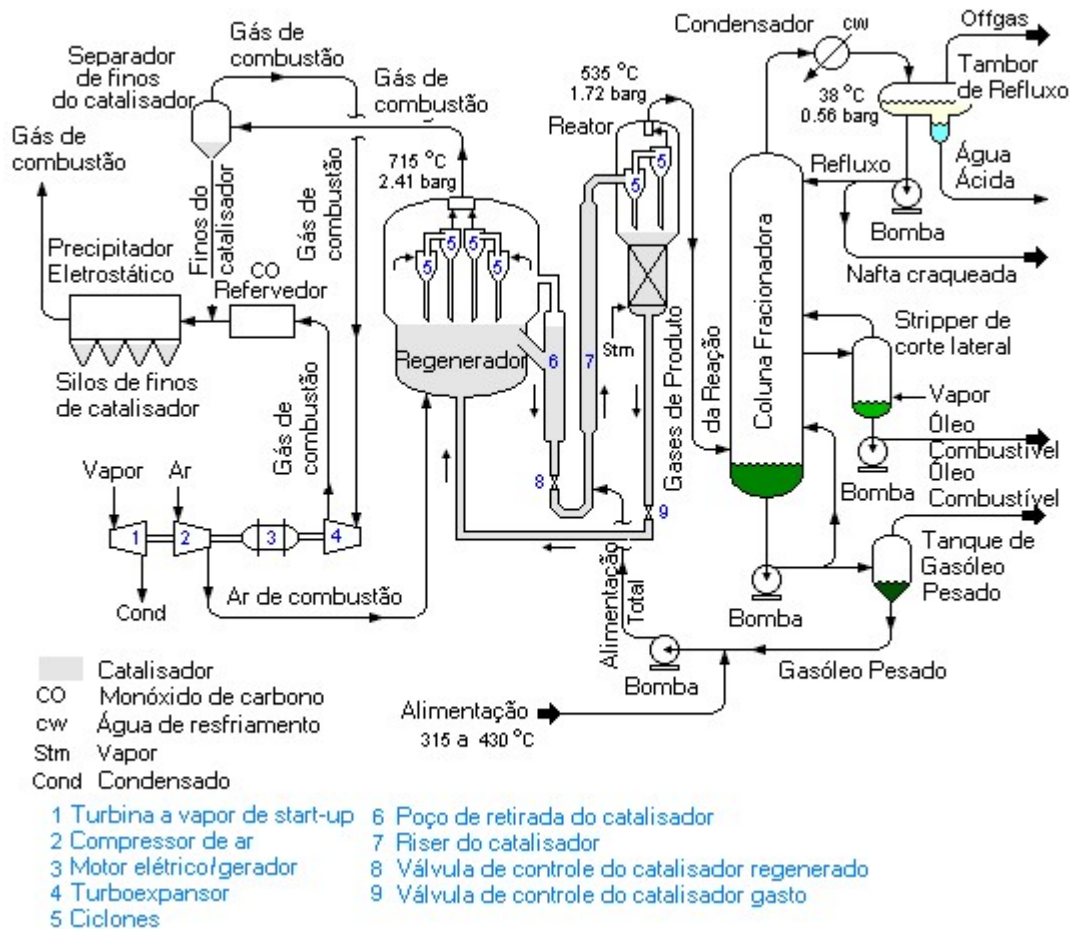


Figura 4 – Fluxograma do processo de Craqueamento Catalítico Fluido.
 Fonte: Adaptado FLEXIM (2020).

3.1.1.1 Conversão e regeneração do catalisador

O conjunto reator e regenerador pode apresentar diferentes configurações em seu arranjo, a depender da empresa detentora da tecnologia. As principais empresas que desenvolveram tecnologias para craqueamento catalítico são a *Universal Oil Products* (UOP) e a Kellog. A Figura 5 apresenta um comparativo entre as duas tecnologias. A UOP (Figura 5-a) apresenta um arranjo lado a lado e se caracteriza pela distribuição do peso da estrutura e um alto volume de processamento das matérias-primas. O arranjo da Kellog (Figura 5-b) caracteriza-se por permitir operar com inventários menores de catalisador, uma vez que a etapa de regeneração possui dois estágios, garantindo assim, uma maior eficiência do processo (BRASIL; ARAÚJO; SOUSA, 2012).

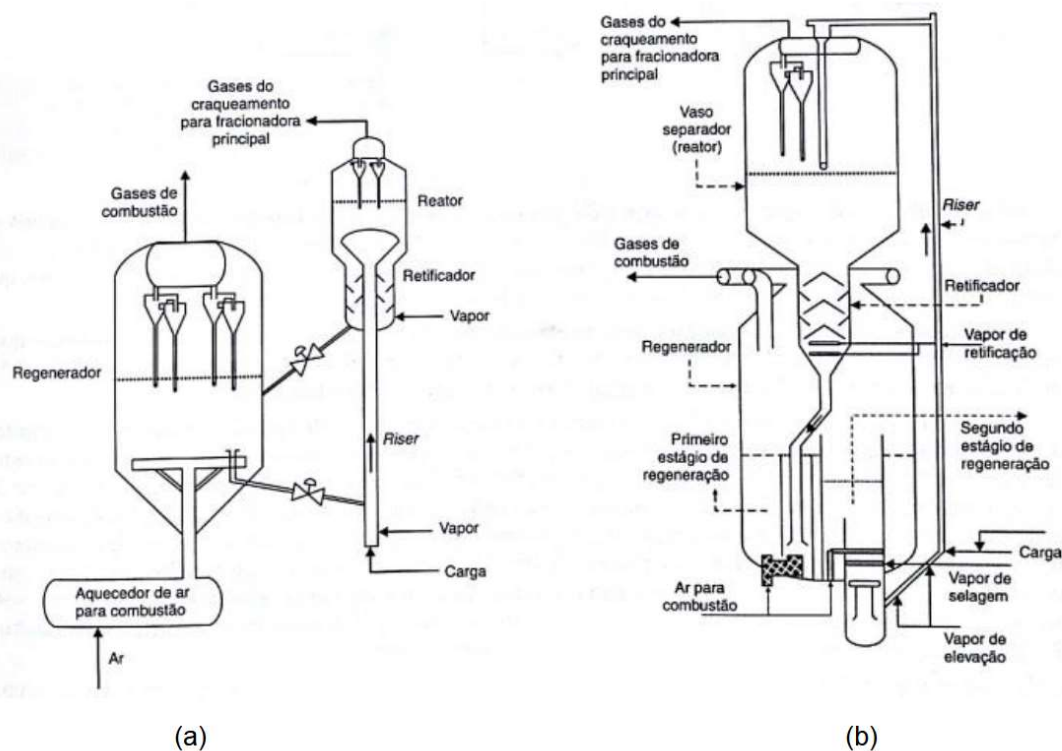


Figura 5 – Representação esquemática do conjunto reator e regenerador: (a) UOP e (b) Kellog.

Fonte: Brasil, Araújo e Sousa (2012).

A Tabela 1 apresenta a distribuição das tecnologias de craqueamento utilizadas nas refinarias da Petrobras no Brasil. Embora o modelo UOP da Figura 5-a apresente a configuração lado a lado, pode-se observar que há configurações dessa mesma empresa em que o reator fica acima do regenerador, como na Kellog (GOMES, 2004).

Tabela 1 – Tecnologias utilizadas nas unidades de craqueamento nas refinarias da Petrobras no Brasil.

| Tecnologias utilizadas nas refinarias do Brasil | | |
|---|--|------------|
| Licenciadora | Modelo | Refinarias |
| UOP | Stacked (reator acima do regenerador) | REMAN |
| | | REGAP-I |
| | Lado a lado | REFAP |
| | | REDUC |
| | HTR (modelo lado a lado para altas temperaturas) | REGAP-II |
| KELLOG | ORTHOFLOW B | RLAM |
| | ORTHOFLOW C | RPBC |

| Tecnologias utilizadas nas refinarias do Brasil | | |
|---|-------------|------------|
| Licenciadora | Modelo | Refinarias |
| | | REPLAN-I |
| | | REPAR |
| | ORTHOFLOW F | REPLAN-I |
| | | REVAP |

Fonte: Gomes (2004).

A carga (normalmente gásóleo leve e pesado de vácuo – hidrocarbonetos com mais de 25 átomos de carbono) antes de entrar para o reator é aquecida para diminuir a viscosidade, favorecer a nebulização no dispersor e reduzir a formação de coque.

O catalisador regenerado a temperaturas em torno de 700°C é misturado à carga na base do *riser*, ajustando a temperatura de reação em torno de 530-540°C. Observa-se que parte do gásóleo pesado (vide Figura 4) é misturado à carga para evitar a contaminação do catalisador.

A carga misturada ao catalisador segue fluidizada para o reator com o uso de vapor. O movimento ascendente da mistura é feito por diferença de pressão.

O craqueamento leva a geração de moléculas menores (C₃-C₁₂), gerando em sua maior parte gasolina de refinaria (nafta) e GLP. O diâmetro do *riser* é maior em uma parte superior para comportar maiores volumes de processamento.

Como mencionado anteriormente, na etapa de craqueamento ocorre a formação de coque. Entretanto, dependendo da quantidade de resíduos de carbono na alimentação, poderá haver uma maior ou menor formação de coque ao final da reação.

Após a carga passar pelo *riser*, a mistura entra na câmara de separação através de um conjunto de dois pseudociclones, seguido de ciclones (dentro do regenerador) que têm a função de separar o catalisador dos hidrocarbonetos (estes últimos seguem para a coluna fracionadora). Há ainda um outro estágio externo, antes da descarga dos gases de combustão, para evitar a emissão de particulados na atmosfera.

Periodicamente, o catalisador é repostado para que não se perca eficiência no processo. A quantidade de catalisador em excesso favorece o craqueamento catalítico, a produção de gasolina e aumenta a temperatura no regenerador. Por

um outro lado, a falta de catalisador favorece o processo de craqueamento térmico, diminui a temperatura do regenerador e promove a produção de compostos mais pesados, como o diesel.

O catalisador coletado nos ciclones do reator, impregnados de coque, são transferidos para o vaso regenerador, para ocorrer a combustão do coque. Quanto maior a concentração de coque, maior a temperatura do regenerador.

A combustão do coque leva a formação de dióxido de carbono (CO_2) com o auxílio de um promotor de combustão à base de platina, impregnada no leito do catalisador. Os gases de combustão são enviados para um turboexpansor em que a pressão é reduzida e, em seguida, para um refervedor (ou caldeira recuperadora) para a geração de vapor (ABADIE, 2002).

3.1.1.2 Coluna Fracionadora

Os gases de craqueamento, oriundos do reator, são enviados para a coluna fracionadora, no qual são separados pelas diferentes faixas de ebulição. São subdivididas em três regiões: seção de fundo, seção intermediária e seção de topo.

Na seção de fundo é onde os gases de craqueamento entram a temperaturas em torno de $530\text{-}540^\circ\text{C}$ e ocorre nessa seção o desaquecimento. Há um refluxo no fundo da coluna para evitar o coqueamento. As temperaturas no fundo da coluna são de aproximadamente 360°C e o material retorna para a coluna fracionadora a 260°C . O produto resultante dessa seção é o óleo clarificado (óleo combustível).

Como produtos da seção intermediária, têm-se os óleos de ciclo leve e pesado (LCO e HCO, respectivamente). O HCO troca calor na debutanizadora e em uma caldeira geradora de vapor sendo totalmente recirculado. O LCO é utilizado como fluido da absorvedora secundária da zona fria após ser resfriado no refervedor da retificadora de nafta. O LCO segue para o hidrotreamento de diesel.

Na seção de topo é removida uma corrente gasosa contendo nafta leve, GLP e Gás Combustível (GC). A corrente passa por uma bateria de resfriamento à água (trocadores de calor casco e tubos que realizam a função de

condensadores – objeto de estudo deste trabalho) e segue para um vaso de topo onde haverá a separação de água ácida, nafta instabilizada (nafta craqueada) e uma corrente gasosa contendo principalmente GC e GLP (*offgas*). Parte da nafta leve retorna para o topo para controle de temperatura. A corrente gasosa será resfriada e comprimida em um compressor de duplo estágio (ABADIE, 2002).

3.1.1.3 Recuperação e Tratamento de Gases

O objetivo dessa etapa do processo é separar os produtos de topo (GC, GLP e Nafta), cujo interesse está no GLP. A recuperação e o tratamento dos gases constituem-se das seguintes etapas: compressão, absorção, retificação e estabilização. A separação é feita em alta pressão para recuperar as frações de alta volatilidade.

O gás proveniente do tambor de refluxo passa por um vaso separador com *demister* (separador de gotículas) e segue para o compressor. A compressão é feita em dois estágios. O primeiro eleva a pressão do gás de 1,2 para 3,5 kgf/cm² e, em seguida, é enviado para um *intercooler* (onde é resfriado de 99 para 49°C) e depois para um vaso separador para recolher o condensado (nafta). O gás segue para o segundo estágio sendo comprimido até 15,0 kgf/cm² atingindo 131°C. Há uma injeção de água desmineralizada entre os estágios de compressão para a remoção de contaminantes. A água segue junto com a nafta para o vaso de alta pressão.

O gás comprimido e a nafta separada nos vasos com *demister* seguem para um *aftercooler* (42°C) e em sequência para um vaso de alta pressão.

O vaso de alta pressão é um separador trifásico, que separa água ácida (a qual é enviada para o tratamento de águas ácidas), nafta instabilizada e gás (GC e GLP). O gás segue para a absorvedora primária para a recuperação de GLP.

O fluido de absorção é uma mistura de nafta instabilizada do vaso de topo e nafta estabilizada da debutanizadora. O gás combustível segue para a absorvedora secundária para recuperação da nafta arrastada na absorvedora primária. O fluido de absorção é o LCO. O GC é enviado para o tratamento com dietanolamina – DEA (vide Figura 6).

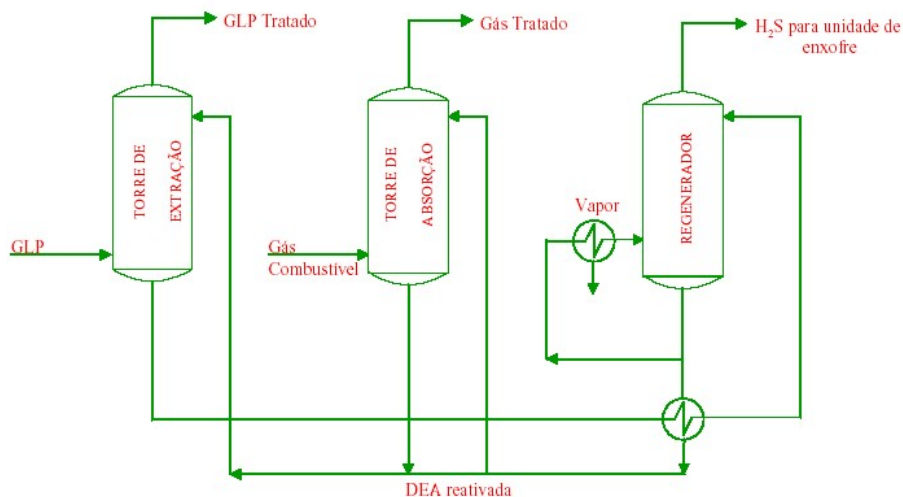


Figura 6 – Tratamento com DEA para a remoção de H₂S de diferentes tipos de frações de petróleo (GLP e GC).

Fonte: Gomes (2004).

A nafta da absorvedora primária é resfriada (absorção de calor latente do GLP) e se junta à nafta instabilizada no vaso de alta pressão, seguindo para a retificadora de nafta (refervedor – LCO fluido quente). A injeção de calor na retificadora favorece a remoção de H₂S do GC e reduz a corrosividade do GLP. O GC retorna para a sucção do compressor e a nafta instabilizada vai para a debutanizadora. Na debutanizadora, a nafta é separada do GLP. A debutanizadora possui um refervedor (HCO – fluido quente) e um condensador (Água – fluido frio).

A nafta estabilizada (da torre debutanizadora) troca calor com a nafta instabilizada que alimenta a torre retificadora, onde é resfriada e segue para tratamento MEROX (Figura 7). O GLP segue para o tratamento DEA (ABADIE, 2002).

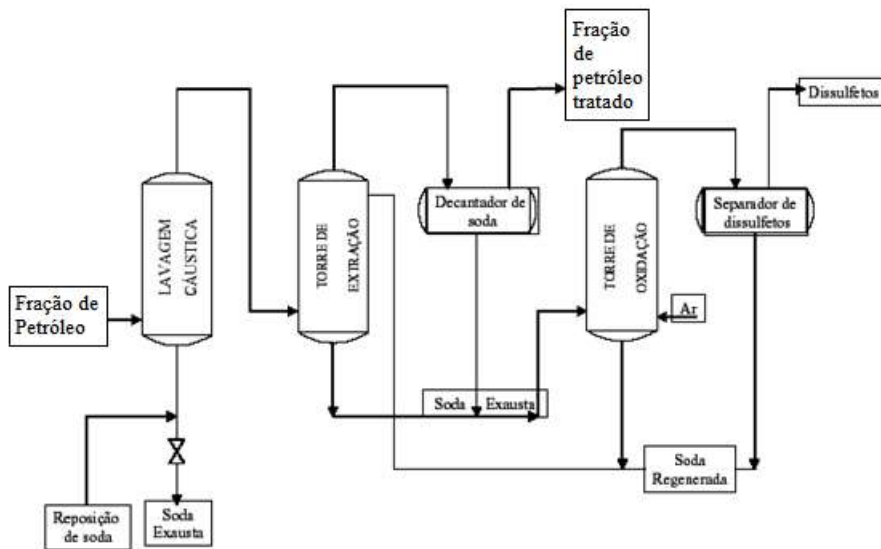


Figura 7 – Tratamento Merox que consiste na lavagem cáustica da fração de petróleo; usado para dessulfurização ou adoçamento (redução da corrosividade).

Fonte: Adaptado Gomes (2004).

3.2 TROCADORES DE CALOR

Trocadores de calor são dispositivos que permitem resfriar um fluido às custas do aquecimento de outro, estando eles separados por uma parede sólida. Esses equipamentos possuem diversas aplicações em aquecimento de ambientes de ar-condicionado, produção de potência, recuperação de calor perdido e processamento químico. Na indústria petrolífera, são utilizados para a quebra de emulsões entre o petróleo e água, resfriamento de gases advindos de um processo de compressão, condensação e aquecimento de mistura em uma torre de destilação (ABBASI et al., 2020).

Os trocadores de calor são classificados de acordo com o arranjo do escoamento e o tipo de construção. Pode-se ter trocadores muito simples, com apenas tubos duplos concêntricos – sendo esses aletados ou não, casco e tubos, trocadores compactos ou ainda, trocadores de placas paralelas que podem ser aletados ou corrugados. O arranjo do escoamento pode-se dar de duas formas: paralelo (quando os fluidos quente e frio entram por uma mesma extremidade, escoam na mesma direção e saem na extremidade oposta) e contracorrente (quando os fluidos entram, escoam e saem em extremidades opostas) (INCROPERA; DEWITT, 2003).

Há vários tipos de trocadores de calor existentes no mercado, sendo os principais trocadores encontrados (HALL, 2012):

- Casco e tubos;
- Tubos aletados (*finned tube*);
- Tubos lisos (*bare tube*);
- Trocadores aleta-placa (*plate and frame*);
- Tubos espiralados (*spiral tube*);
- Pratos e tubos em formato de bobina (*plate coil*).

No projeto de um trocador de calor, devem ser conhecidas as características mecânicas dos materiais empregados e como estas influenciam no projeto térmico. A *Tubular Exchange Manufacturers Association* (TEMA) possui uma série de normas para a descrição de um trocador de calor em detalhes.

A especificação de um trocador de calor do tipo casco e tubos segundo a TEMA é dada a partir de um conjunto de número e letras que correspondem ao tamanho, diâmetro, comprimento e tipo. O tipo de um trocador de calor é especificado através de um conjunto de três letras, onde a primeira representa o tipo do cabeçote na parte dianteira (*front end stationary head*), a segunda o tipo do casco (*shell type*) e a terceira o tipo de cabeçote na parte traseira do trocador (*rear end head*). A Figura 8 apresenta a nomenclatura para trocadores de calor casco e tubos (TEMA, 2007). Já a Figura 9 apresenta um desenho esquemático dos componentes mecânicos de um trocador de calor casco e tubos com um passe no casco e dois passes nos tubos (KREITH; MANGLIK; BOHN, 2011).

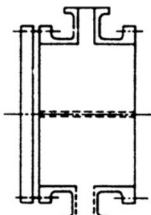
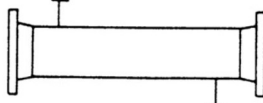
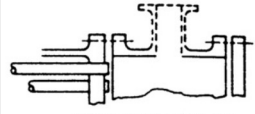
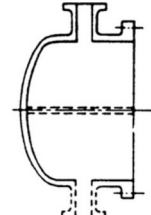
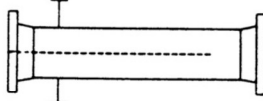
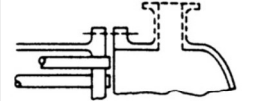
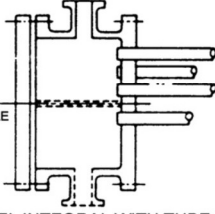
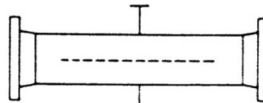

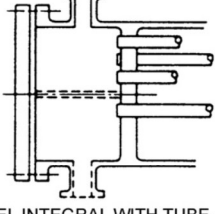
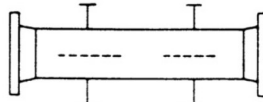
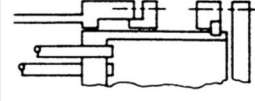
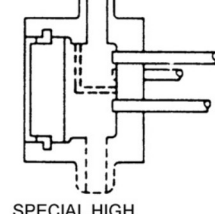
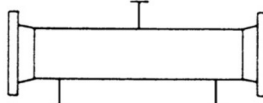
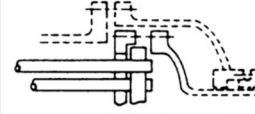
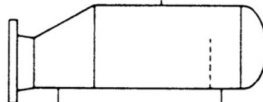
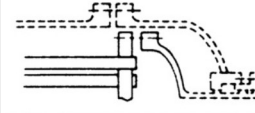
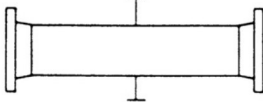
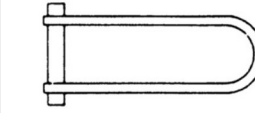
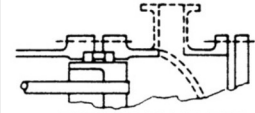
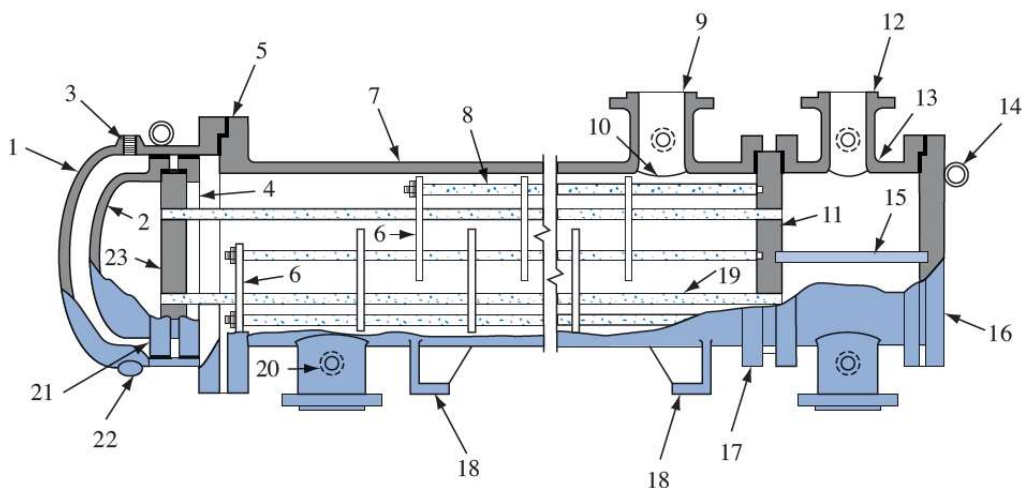
| FRONT END STATIONARY HEAD TYPES | | SHELL TYPES | | REAR END HEAD TYPES | |
|---------------------------------|---|-------------|--|---------------------|---|
| A |  CHANNEL AND REMOVABLE COVER | E |  ONE-PASS SHELL | L |  FIXED TUBESHEET LIKE "A" STATIONARY HEAD |
| B |  BONNET (INTEGRAL COVER) | F |  TWO-PASS SHELL WITH LONGITUDINAL BAFFLE | M |  FIXED TUBESHEET LIKE "B" STATIONARY HEAD |
| C |  REMOVABLE TUBE BUNDLE ONLY CHANNEL INTEGRAL WITH TUBESHEET AND REMOVABLE COVER | G |  SPLIT FLOW | N |  FIXED TUBESHEET LIKE "N" STATIONARY HEAD |
| N |  CHANNEL INTEGRAL WITH TUBESHEET AND REMOVABLE COVER | H |  DOUBLE SPLIT FLOW | P |  OUTSIDE PACKED FLOATING HEAD |
| D |  SPECIAL HIGH PRESSURE CLOSURE | J |  DIVIDED FLOW | S |  FLOATING HEAD WITH BACKING DEVICE |
| | | K |  KETTLE TYPE REBOILER | T |  PULL THROUGH FLOATING HEAD |
| | | X |  CROSS FLOW | U |  U-TUBE BUNDLE |
| | | | | W |  EXTERNALLY SEALED FLOATING TUBE SHEET |

Figura 8 – Nomenclatura para trocadores de calor do tipo casco e tubos.

Fonte: TEMA (2007).



Nomenclatura:

- | | |
|---|----------------------------------|
| 1. Tampa da carcaça | 13. Canal |
| 2. Cabeçote flutuante | 14. Anel de Içamento |
| 3. Conexão de respiro | 15. Separação de passe |
| 4. Dispositivo de apoio do cabeçote flutuante | 16. Tampa do canal |
| 5. Flange da tampa da carcaça | 17. Flange do canal da carcaça |
| 6. Defletores laterais ou placas-suporte | 18. Suportes |
| 7. Carcaça | 19. Tubo de transmissão de calor |
| 8. Tirantes e espaçadores | 20. Conexão de teste |
| 9. Expansor da carcaça | 21. Flange do cabeçote flutuante |
| 10. Defletor de admissão | 22. Conexão de dreno |
| 11. Espelho de tubos fixo | 23. Espelho de tubos flutuante |
| 12. Expansor do canal | |

Figura 9 – Componentes mecânicos de um trocador de calor casco e tubos com um passe no casco e dois passes nos tubos.

Fonte: Adaptado Kreith, Manglik e Bohn (2011).

Mais ainda, a TEMA define três classes de construção de trocadores de calor: classe R para requerimentos rigorosos do processamento de petróleo (e de ampla escala), classe C para aplicações comerciais em geral e a classe B para serviços de processos químicos em geral (TEMA, 2007). Rubin (1980) apresenta um extenso trabalho de comparação entre as três classes de trocadores de calor, levando em consideração características de diâmetro, corrosividade permitida, comprimento, dentre outros parâmetros.

3.2.1 Projeto de trocadores de calor casco e tubos

No projeto de trocadores de calor casco e tubos, há uma série de fatores que devem ser levados em consideração. A Figura 10 apresenta um fluxograma

com uma metodologia de projeto de trocadores de calor proposta por Shah e Sekulić (2003). Os itens mais relevantes serão discutidos adiante.

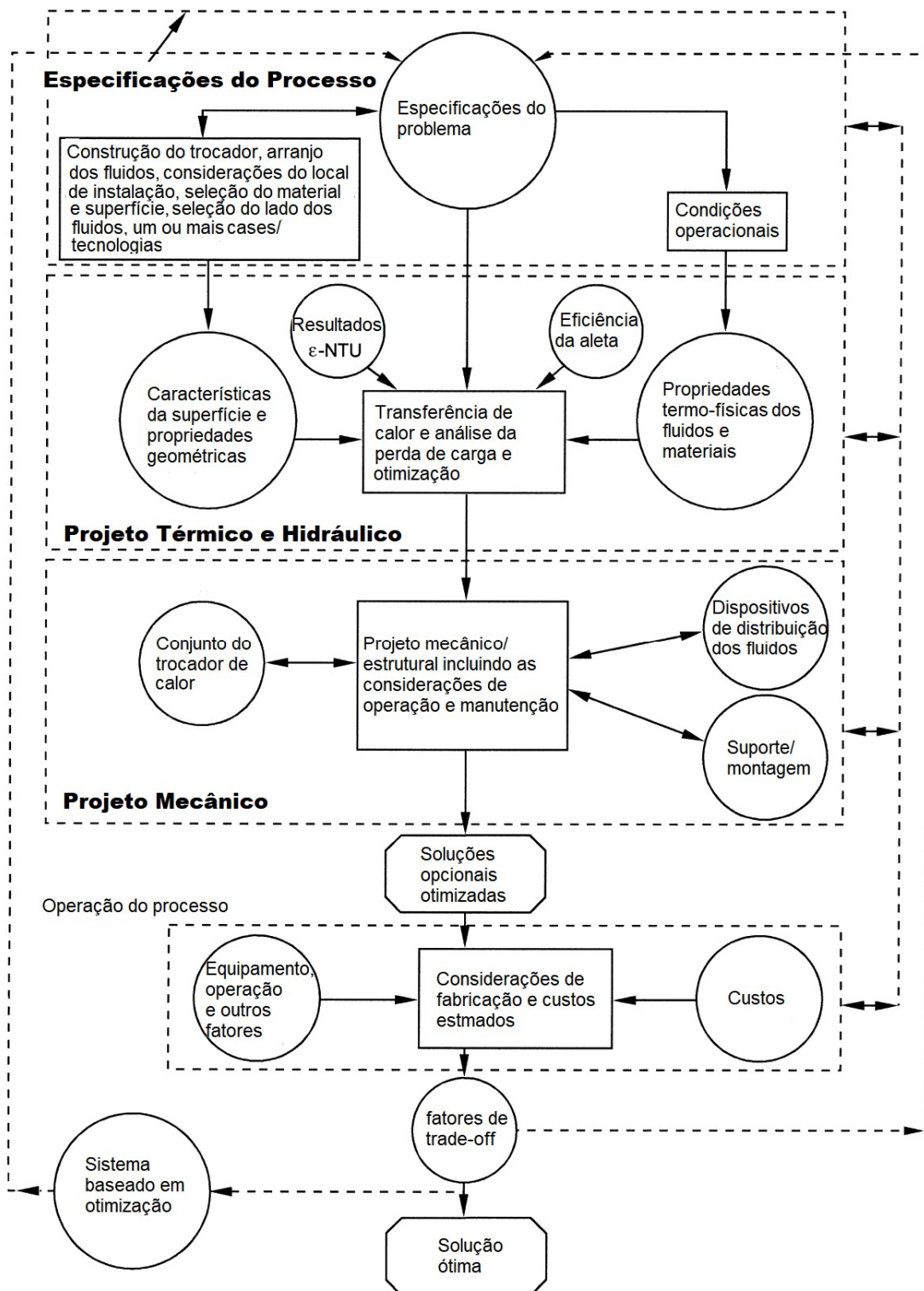


Figura 10 – Metodologia de desenvolvimento de projetos de trocadores de calor. Fonte: Adaptado Shah e Sekulić (2003).

No projeto mecânico, os itens mais relevantes são os seguintes:

- Seleção do casco;
- Seleção dos tubos;
- Disposição dos tubos no interior do casco;
- *Layout* dos defletores.

Na escolha do diâmetro do casco, o número de tubos, quantidade de passes nos tubos, o arranjo dos tubos dentro do trocador e a escolha de defletores devem ser levados em consideração. O casco de um trocador de calor usualmente é construído com aço carbono e o diâmetro varia entre 0,4-1,0 m. A espessura do casco pode variar de acordo com a pressão de operação do sistema, porém a corrosividade permitida de no máximo 3,2 mm é levada em consideração no projeto da espessura do casco. No guia de boas práticas da TEMA, o diâmetro máximo aconselhável é de 1,524 m, pressão de trabalho máxima de 207 bar e o produto do diâmetro do casco vezes a pressão de trabalho não pode exceder o valor de $3,15 \cdot 10^8$ mm-bar.

Para os tubos, o diâmetro externo mínimo utilizado normalmente é de 19 mm, no qual permite uma limpeza adequada. Para um dado diâmetro de casco, quanto menor for o diâmetro dos tubos, maior é o número de tubos que o casco comporta e maior é a área de troca térmica disponibilizada. Entretanto, o custo de produção e a probabilidade de vibrações aumentam. Para o projeto da espessura dos tubos (também chamado de *gauge*), a pressão de operação e a corrosividade permitida são parâmetros essenciais para a definição do projeto dos tubos. No que diz respeito ao comprimento dos tubos, quanto maior for essa grandeza, menor o custo de produção do trocador.

Com relação à disposição dos tubos no interior do casco, três situações são possíveis:

- Triangular: ao juntar os centros dos três tubos adjacentes, um triângulo equilátero é formado. Qualquer lado desse triângulo possui um espaçamento (*pitch*) com valor igual a Y .
- Quadrado (*square inline*): possui um espaçamento entre os tubos menor que no modelo triangular. Por um outro lado, esse arranjo favorece uma melhor limpeza e manutenção do casco do trocador.

Caracteriza-se por ao considerar o centro dos quatro tubos adjacentes, forma-se um quadrado com todos os lados com o valor do *pitch* igual a Y .

- Quadrado rotacionado (*square staggered*): similar ao modelo quadrado, porém rotacionado a 45° . O valor do *pitch* é igual para o modelo anterior, porém esse tipo de arranjo não garante uma melhor limpeza ou manutenção do equipamento.

A Figura 11 apresenta a disposição dos arranjos no formato triangular, quadrado e quadrado rotacionado. As boas práticas recomendam um tamanho do *pitch* de no mínimo de 1,25 vezes o diâmetro do tubo e/ou uma espessura mínima entre os tubos de cerca de 3,2 mm.

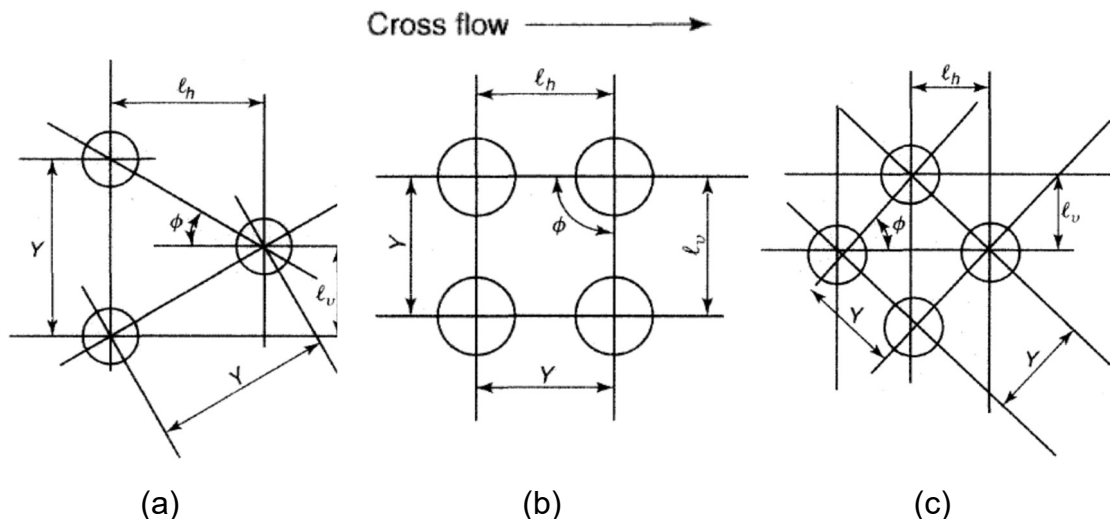


Figura 11 – Diferentes arranjos dos tubos em um trocador de calor: (a) triangular, (b) quadrado e (c) quadrado rotacionado.

Fonte: Adaptado Coulson et al.(1999).

em que,

ϕ representa o ângulo característico formado pelo arranjo nos tubos no casco;

l_v a distância vertical entre uma linha de centro e outra linha adjacente;

l_h a distância horizontal entre uma linha de centro e outra linha adjacente;

Y o *pitch* (espaçamento) entre os centros dos tubos, também conhecido pela distância de centro a centro de tubos adjacentes.

O diâmetro do feixe de tubos (d_b) é dado pela correlação empírica (2), em função do número total de tubos (N_t) (COULSON et al., 1999; HALL, 2012).

$$N_t = a \left(\frac{d_b}{d_o} \right)^b \quad (2)$$

em que,

a e b representam constantes em função do arranjo dos tubos e d_o representa o diâmetro externo do tubo, em mm.

Defletores são utilizados no interior de trocadores de calor para garantir uma melhor eficiência energética dentro do casco. Apesar disso, o escoamento do fluido no lado do casco é complexo: uma parte do tempo o escoamento é perpendicular, em outra parte é paralelo. Os tipos mais comuns de defletores são apresentados na Figura 12 (KREITH; MANGLIK; BOHN, 2011).

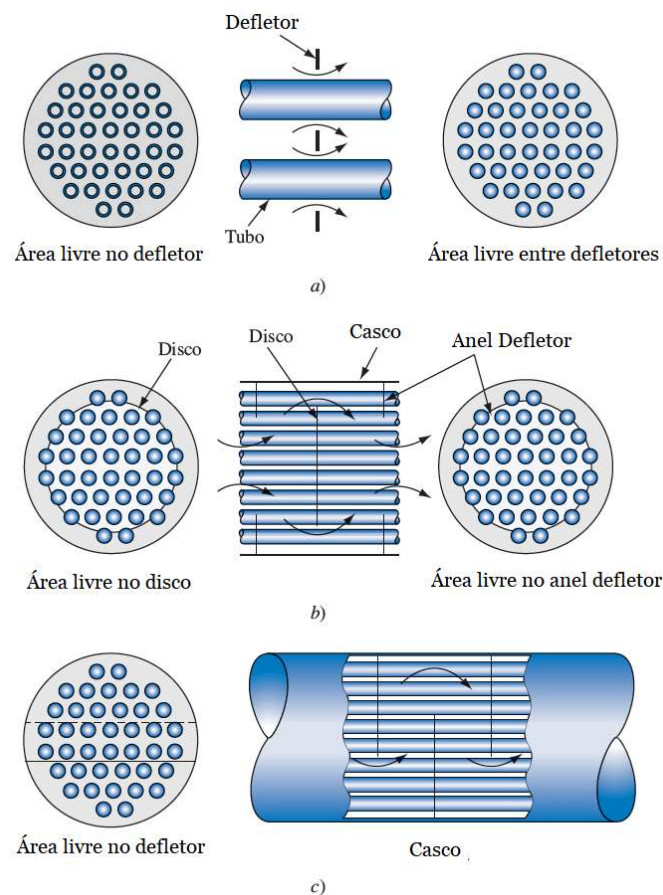


Figura 12 – Diferentes tipos de defletores usados em trocadores de calor casco e tubos: (a) defletor com orifícios, (b) disco e anel defletor e (c) defletor segmentado. Fonte: Adaptado Kreith, Manglik e Bohn (2011).

Como boas práticas de projeto de defletores, a TEMA recomenda que defletores segmentados não estejam espaçados mais do que 20% do valor do diâmetro interno do casco ou 50 mm, o que for maior (COULSON et al., 1999).

3.2.1.1 Projeto térmico de trocadores de calor

Para o projeto térmico de trocadores de calor, primeiramente deve-se fazer a aplicação da primeira lei da termodinâmica com os princípios da transferência de calor (KREITH; MANGLIK; BOHN, 2011). Sandler (2006) apresenta a equação geral de conservação de energia como apresentado em (3), a seguir.

$$\frac{d}{dt} \left\{ E_i + M \left(\frac{v^2}{2} + \psi \right) \right\} = \sum_{k=1}^K \dot{m}_k \left(\hat{E}_i + \frac{v^2}{2} + \psi \right)_k + q + \dot{W}_s - P \frac{dV}{dt} + \sum_{k=1}^K \dot{m}_k (P\hat{V})_k \quad (3)$$

na qual,

E_i representa a energia interna;

$\frac{v^2}{2}$ a energia cinética por unidade de massa;

ψ a energia potencial por unidade de massa;

M a massa do sistema e

\dot{m} representa as vazões mássicas que entram e/ou saem pelo sistema.

O primeiro termo do lado esquerdo da equação corresponde ao acúmulo de energia em um sistema. No lado direito da equação, o primeiro termo representa o somatório dos fluxos das energias que acompanham as entradas e saídas de massa do sistema. Os segundo e terceiro termos representam o somatório dos fluxos de calor que entram e saem pelo sistema e o trabalho de eixo, respectivamente. O quarto termo representa o trabalho devido ao movimento das fronteiras do sistema e finalmente, o último termo representa o trabalho de fluxo escoando sob pressão (SANDLER, 2006).

Considerando o volume de controle apresentado na Figura 13-a e as seguintes premissas: sistema em estado estacionário $\left(\frac{d}{dt} \left\{ E_i + M \left(\frac{v^2}{2} + \psi \right) \right\} = 0 \right)$,

ausência de trabalho de eixo ($W_s = 0$), energias potencial e cinética desprezíveis ($\frac{v^2}{2} = 0$; $\psi = 0$), ausência de deformação das fronteiras do sistema ($P \frac{dV}{dt} = 0$) e utilizando a notação da função entalpia ($H = E_i + PV$), a equação da energia resultante é representada em (4).

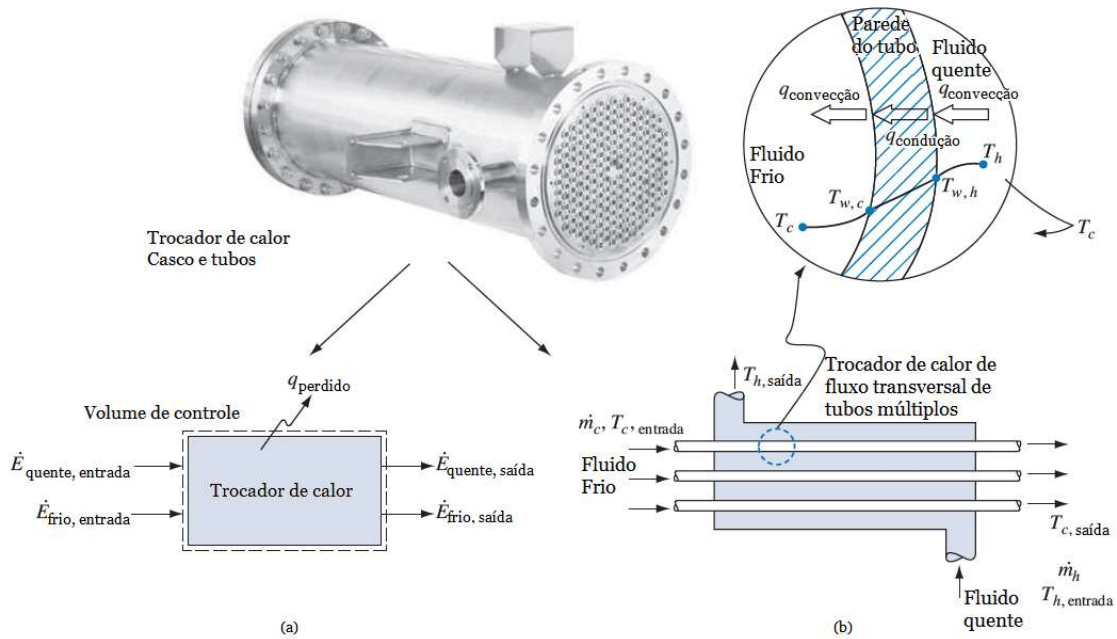


Figura 13 – Junção entre a análise da primeira lei da termodinâmica e os princípios de transferência de calor: (a) volume de controle; (b) transferência de calor para um trocador de calor de casco e tubos, levando em consideração os fenômenos de condução e convecção. Fonte: Adaptado Kreith, Manglik e Bohn (2011).

$$\sum_{k=1}^K \dot{m}_k (\hat{H})_k + \dot{q} = 0 \quad (4)$$

Quando se leva em consideração o calor que é trocado pelos fluidos frio e quente que entram e saem pelo trocador de calor separadamente (Figura 13-b), a equação (4) não é muito útil para realizar essas análises. Fazendo-se a análise em função das entalpias de cada um dos fluidos e assumindo a premissa de que não há trocas de calor com o meio ambiente, obtém-se a equação (5)

$$q = (\dot{m}C_p)_c (T_{c,saída} - T_{c,entrada}) = (\dot{m}C_p)_h (T_{h,entrada} - T_{h,saída}) \quad (5)$$

em que,

c e h são os índices que correspondem aos fluidos frio e quente, respectivamente e

C_p representa o calor específico a pressão constante, em J/kg K.

A equação (5) representa a taxa de transferência de calor e pode ser igualada à equação em função da área de troca térmica e o coeficiente global de transferência de calor, representada pela equação (6) (KREITH; MANGLIK; BOHN, 2011).

$$q = UA(T_h - T_c) = UA\Delta T_m \quad (6)$$

na qual,

U representa o coeficiente global de transferência de calor, em W/m²K;

A a área de troca térmica, em m² e

ΔT_m a diferença de temperatura média real (ou efetiva), em K.

Para o projeto térmico de trocadores de calor, a tarefa mais importante (e na maioria das vezes, a mais complexa) é determinar o coeficiente global de transferência de calor U . Nos princípios de transferência de calor, esse coeficiente é definido em termos da resistência térmica total para a transferência de calor para dois fluidos, conforme equação (7) (INCROPERA; DEWITT, 2003).

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{U_h A_h} = R_0 \quad (7)$$

em que

R_0 representa a resistência de troca térmica total, em m²K/W.

A Figura 14 apresenta o calor sendo transferido a uma taxa entre os fluidos que passam pelo casco e pelo tubo em um trocador em que ocorre incrustação. As resistências encontradas, com unidade de m²K/W são as seguintes:

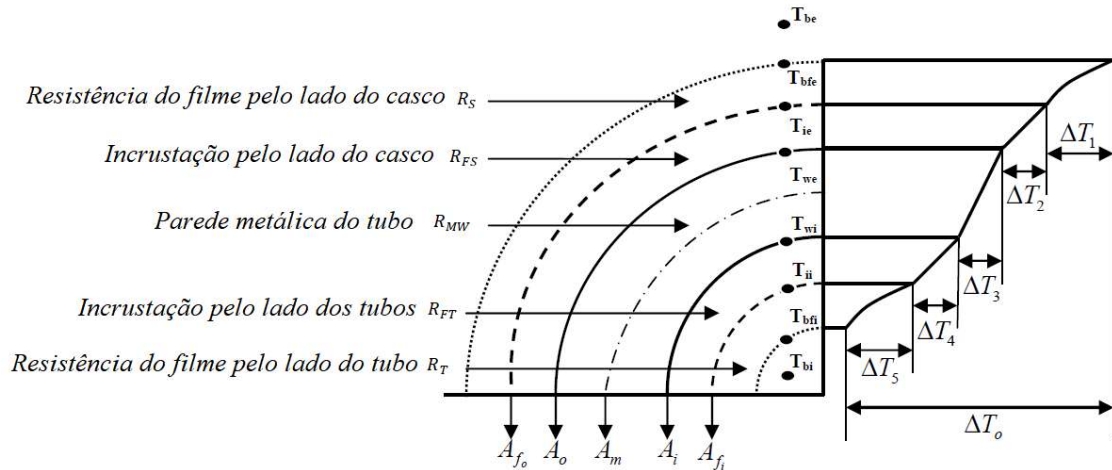


Figura 14 – Perfil de temperaturas associado a um tubo onde há troca térmica.
Fonte: Adaptado Valle (2012).

- Resistência dos filmes de líquido interno (R_T) e externo (R_S);
- Resistência de incrustação nas paredes interna e externa, R_{FT} e R_{FS} , respectivamente;
- Resistência de parede metálica, R_{MW} .

A soma de todas as resistências forma a resistência de troca térmica total, R_0 , conforme mostra a equação (8) (KREITH; MANGLIK; BOHN, 2011; VALLE, 2012).

$$\frac{1}{UA} = R_0 = R_S + R_{FS} + R_{MW} + R_{FT} + R_T \quad (8)$$

Dentro das normas da TEMA, há diversas tabelas padronizadas para as resistências de filme de fluido, devido à incrustação e à parede metálica. Como boas práticas, utiliza-se como valor para a soma das resistências o valor de 0,002 m²K/W em condições normais de incrustação para a maior parte das aplicações e 0,004 m²K/W para equipamentos que estão em condição extrema de incrustação (HALL, 2012).

Retornando-se à equação (6), pode-se ver que para o cálculo da taxa de transferência de calor é utilizado um valor médio para a diferença de temperatura (ΔT_m). Para diferentes configurações de trocadores (correntes paralelas, contracorrentes ou correntes cruzadas com passes múltiplos), utiliza-se a diferença de temperatura média logarítmica (LMTD), dada pela equação (9),

aplicada para trocadores de calor com correntes cruzadas e passes múltiplos (INCROPERA; DEWITT, 2003).

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

na qual,

ΔT_1 representa a diferença de temperaturas das correntes de fluido quente na entrada e da corrente de fluido frio na saída e

ΔT_2 a diferença de temperaturas das correntes de fluido quente na saída e da corrente de fluido frio na entrada.

Para esse tipo de configuração de trocadores de calor, os fluidos nos tubos irão escoar ora de forma paralela em relação ao fluido do casco, ora de forma contracorrente. Como há uma variação de temperatura muito grande, prefere-se trabalhar com temperaturas médias entre as entradas e saídas. Entretanto, dependendo do escoamento (paralelo ou contracorrente), as médias de temperaturas poderão ser maiores ou menores, tornando-se difícil identificar a temperatura média real do sistema.

Dessa forma, é comum aplicar fatores de correção sobre o LMTD obtidos através de gráficos, como o apresentado na Figura 15. A equação (9), aplicando-se o fator de correção, resulta na equação (10) (COULSON et al., 1999).

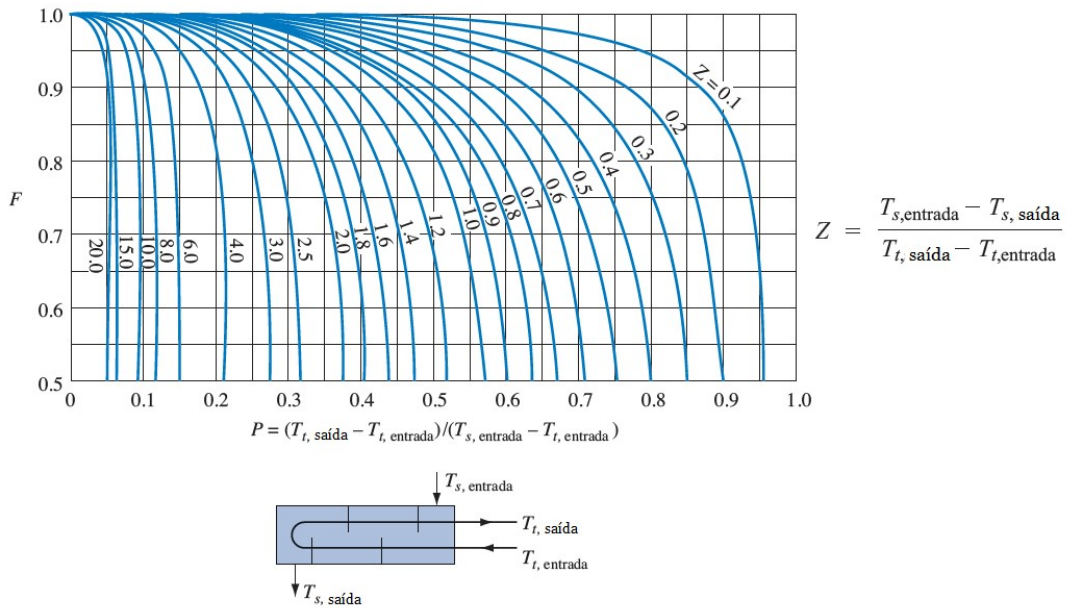


Figura 15 – Fator de correção do LMTD para um trocador de calor casco e tubos com um passe no casco e número de passes múltiplos de dois nos tubos
 Fonte: Adaptado Kreith, Manglik e Bohn (2011).

$$\Delta T_{\text{média verdadeira}} = \Delta T_{lm} F \tag{10}$$

em que

F é o fator de correção encontrado a partir da Figura 15.

O método LMTD é simples de ser utilizado quando se tem os valores das temperaturas de entrada e quando se determina os valores das temperaturas dos fluidos na saída do trocador, muitas vezes através dos balanços de energia. Quando se dispõe apenas dos valores das temperaturas de entrada, é melhor utilizar outros métodos para o projeto térmico de trocadores de calores, como o ϵ_f -NTU e o P-NTU.

Para utilizar o método ϵ_f -NTU, deve-se definir separadamente o termo efetividade (ϵ_f) e o número de unidades de transferência (NTU). A efetividade é definida pela taxa real de transferência de calor e a taxa máxima de transferência de calor possível, representada pela equação (11)

$$\epsilon_f \equiv \frac{q}{q_{max}} \tag{11}$$

na qual,

q representa a taxa real de transferência de calor em um trocador, em J/s

q_{max} refere-se à máxima taxa de transferência de calor, em J/s, e definida pela equação (12).

$$q_{max} = C_{min}(T_{h,e} - T_{c,e}) \quad (12)$$

em que:

h e c são os índices que representam os fluidos quente e frio, respectivamente;

e é o índice que representa os fluidos de entrada;

C_{min} é o menor valor entre C_h ou C_c , dado em W/K;

C_h e C_c correspondem ao produto entre a taxa mássica e o calor específico a pressão constante dos fluidos quente e frio, respectivamente, em W/K.

O número de unidades de transferência (NTU) é um parâmetro adimensional utilizado para a efetividade de um trocador de calor, definido pela equação (13).

$$NTU \equiv \frac{UA}{C_{min}} \quad (13)$$

É comum utilizar correlações do NTU com a efetividade do trocador e a razão entre o C_{min} e C_{max} para diferentes arranjos de correntes. A Tabela 2 apresenta as correlações existentes para trocadores de calor com um passe no casco e um número par de passes nos tubos, representadas pelas equações (14) a (22) (INCROPERA; DEWITT, 2003).

Tabela 2 – Relações de ε_f e NTU em um trocador de calor com um passe no casco e um número par de passes nos tubos.

| Relações ε_f-NTU | | |
|--|--|----------------|
| Variável explicitada | Relação | Equação |
| ε_f | $\varepsilon_1 = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} * \frac{1 + \exp[-NTU(1 + C_r^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-NTU(1 + C_r^2)^{1/2}]} \right\}^{-1}$ | (14) |
| | $\varepsilon_f = \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right) - 1 \right] \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right) - C_r \right]^{-1}$ | (15) |

| Relações ε_f -NTU | | |
|-------------------------------|--|---------|
| Variável explicitada | Relação | Equação |
| | $C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}}$ | (16) |
| | Para $C_r=0$ (condensadores e caldeiras) | (17) |
| | $\varepsilon_f = 1 - \exp(-NTU)$ | (17) |
| | $NTU = -(1 + C_r^2)^{-1/2} \ln\left(\frac{E - 1}{E + 1}\right)$ | (18) |
| | $E = \frac{2/\varepsilon_1 - (1 + C_r)}{(1 + C_r^2)^{1/2}}$ | (19) |
| NTU | $\varepsilon_1 = \frac{F - 1}{F - C_r}$ | (20) |
| | $F = \left(\frac{\varepsilon_f C_r - 1}{\varepsilon_f - 1}\right)$ | (21) |
| | Para $C_r=0$ (condensadores e caldeiras) | (22) |
| | $NTU = -\ln(1 - \varepsilon_f)$ | (22) |

Fonte: Incropera e Dewitt (2003).

As relações de ε e NTU também podem ser encontradas na forma gráfica, como apresentado na Figura 16 (KREITH; MANGLIK; BOHN, 2011).

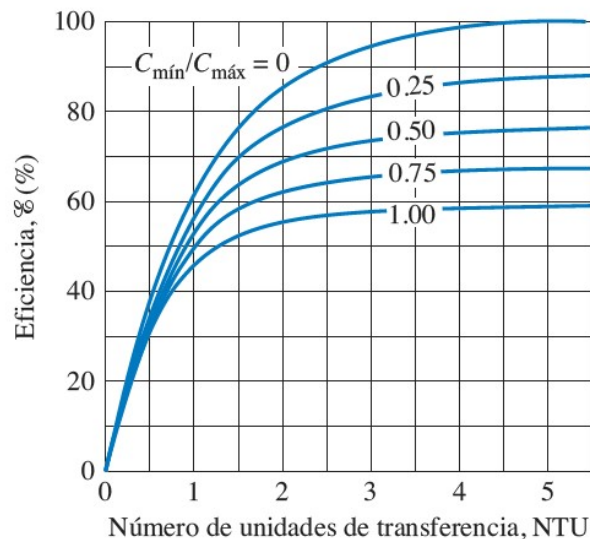


Figura 16 – Efetividade de um trocador de calor casco e tubos com um passe no casco e um número par de passes nos tubos.

Fonte: Kreith, Manglik e Bohn (2011).

O método P-NTU introduz um novo parâmetro denominado efetividade da temperatura, representada por P , como uma efetividade térmica para o trocador

de calor casco e tubos. As equações (23) e (24) representam a efetividade para a temperatura dos fluidos quente e frio, respectivamente.

$$P_h = \frac{T_{h,s} - T_{h,e}}{T_{c,e} - T_{h,e}} \quad (23)$$

$$P_c = \frac{T_{c,e} - T_{c,s}}{T_{c,e} - T_{h,e}} \quad (24)$$

na qual,

h e c são os índices que representam os fluidos quente e frio, respectivamente; e e s são os índices que representam os fluidos de entrada e saída, respectivamente.

Assim como no método ε -NTU, o P-NTU também apresenta diversas correlações do fator P em função do número de unidades de transferência para diversas configurações da disposição dos fluidos no casco e no tubo. Shah e Sekulić (2003) apresentam um compilado com todas as correlações e gráficos de P e NTU.

3.2.1.2 Projeto hidráulico de trocadores de calor

No projeto hidráulico, para a definição do tamanho e as características geométricas do trocador, é levado em consideração a perda de carga que os fluidos sofrem ao passar pelo casco e pelos tubos, além das necessidades de bombeamento de fluidos para a entrada do trocador.

Essa abordagem será vista adiante ao fazer um detalhamento sobre transferência de calor e perda de carga desses equipamentos.

3.3 ESCOAMENTO DE FLUIDOS

Embora o foco do estudo de trocadores de calor seja majoritariamente a Transferência de Calor, é igualmente importante o estudo do escoamento dos fluidos para identificar altas perdas de carga ou má distribuição dos fluidos que resultem numa perda de eficiência térmica desses equipamentos. Devido a isto, se faz necessário um aprofundamento de temas relacionados à Mecânica dos Fluidos, que é a ciência que estuda o comportamento dos fluidos em repouso e em movimento.

De acordo com Fox, McDonald e Pritchard (2006), um fluido é uma substância que se deforma sob a aplicação de uma tensão de cisalhamento (sentido tangencial), mesmo que em uma magnitude muito pequena. Nesta definição, compreende-se como fluidos os líquidos e gases (ou vapores) das formas físicas nas quais a matéria existe. A Figura 17 apresenta um exemplo de como o fluido se deforma quando lhe é aplicado uma tensão no sentido tangencial.

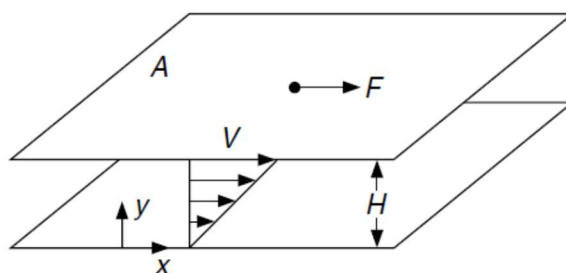


Figura 17 – Deformação de um fluido sujeito à tensão de cisalhamento.

Fonte: Perry e Green (1997).

Em comparação com o estado sólido, a deformação sofrida por estes não aumenta com o tempo e é reversível, desde que seja respeitado o limite de resistência do material.

Pode-se fazer uma classificação quanto ao tipo de fluidos de acordo com o comportamento do mesmo em relação à tensão de cisalhamento e a taxa de deformação (também conhecida por taxa de cisalhamento). Fluidos Newtonianos são aqueles os quais a tensão e deformação estabelecem uma relação de proporcionalidade, apresentada na equação (25).

$$\tau_{yx} = \mu \frac{dv}{dy} \quad (25)$$

em que,

τ_{yx} representa a tensão de cisalhamento, em N/m²;

dv/dy a taxa de deformação, em s⁻¹;

μ a viscosidade dinâmica, em kg/m s;

v a velocidade, em m/s e

y a camada de fluido, em m.

Fluidos não-Newtonianos, por sua vez, não respeitam a relação linear da equação (25). Classificam-se os fluidos não-Newtonianos os dilatantes, pseudoplásticos e plásticos de Bingham. A Figura 18 apresenta o comportamento da tensão de cisalhamento *versus* a taxa de deformação para esses tipos de fluidos e para o fluido Newtoniano, a título de comparação.

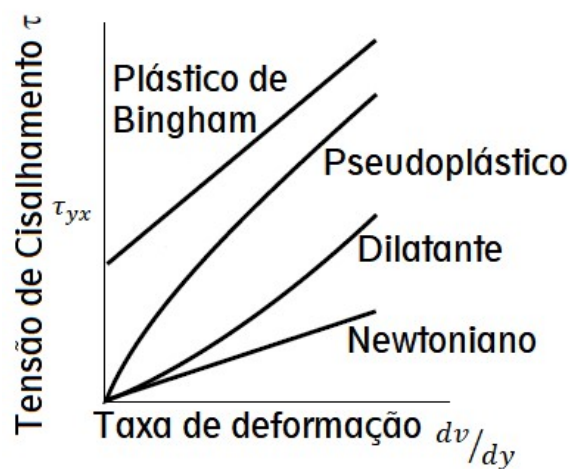


Figura 18 – Comparação do comportamento de fluidos Newtoniano e não-Newtonianos de acordo com a tensão de cisalhamento e taxa de deformação.

Fonte: Adaptado Perry e Green (1997).

Define-se como escoamento de fluidos o movimento que estes fazem ao longo de uma trajetória. A vazão é a quantidade de fluido que é movimentado em um intervalo de tempo através de uma seção reta e perpendicular ao vetor velocidade (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2006).

Uma consideração muito importante que se faz na Mecânica dos Fluidos é tratar os fluidos como um meio contínuo, apesar de gases e líquidos serem

constituídos por moléculas. Além disso, todas as análises sobre os fluidos são majoritariamente feitas em escala macroscópica.

Para solucionar um problema em Mecânica dos Fluidos, é necessário conhecer as propriedades do fluido estudado, uma vez que estas afetam o escoamento. As propriedades mais relevantes para o estudo dos fluidos são a viscosidade e a densidade (LOPES, 2012).

As equações que descrevem o comportamento dos fluidos (Equações de Conservação) correspondem às leis da conservação da física:

- Massa (em ausência de reações nucleares e efeitos relativísticos);
- Momento linear;
- Energia.

Mais ainda, há duas relações que são ocasionalmente usadas: a conservação do momento angular e a desigualdade da entropia (Segunda Lei da Termodinâmica) (PERRY; GREEN, 1999; VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

As grandezas que são conservadas respeitam a seguinte regra apresentada na equação (26).

$$\begin{aligned} \text{acúmulo} = & \textit{quantidade que entra} - \textit{quantidade que sai} & (26) \\ & + \textit{quantidade que é gerada} \\ & - \textit{quantidade que é consumida} \end{aligned}$$

3.3.1 Equação da Continuidade

A equação da continuidade está ligada ao princípio de conservação de massa. Para estabelecer essa equação de conservação, considere o volume de controle da Figura 19, que mostra um volume de controle fixo com fluido entrando pelo ponto 1 e saindo pelo ponto 2.

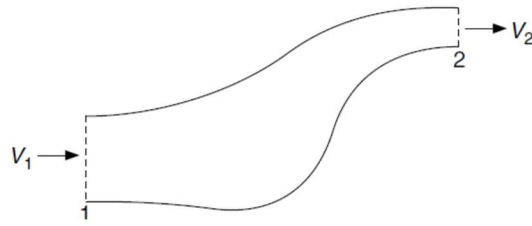


Figura 19 – Volume de controle utilizado para representação das equações de conservação. Fonte: Perry e Green (1997).

A resultante da equação (26) aplicada para a Equação da Continuidade é mostrada em (27):

$$\text{acúmulo} = \text{massa que entra} - \text{massa que sai} \quad (27)$$

Considerando as variáveis densidade do fluido (ρ), volume de fluido V e a vazão volumétrica Q e utilizando os sufixos 1 (entrada) e 2 (saída) de fluido pelo volume de controle, tem-se a equação (28) para representar o balanço de massa (também conhecida por equação da continuidade) do sistema.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho V) = \rho_1 Q_1 - \rho_2 Q_2 \quad (28)$$

Considerando o sistema em estado estacionário ($\frac{\partial}{\partial t}(\rho V) = 0$), os termos do segundo membro da equação (28) se igualam e resulta na equação (29).

$$\rho_1 Q_1 = \rho_2 Q_2 \quad (29)$$

Sendo v a velocidade média do fluido que atravessa uma área de seção reta S , a vazão volumétrica pode ser dada por (30)

$$Q = v S \quad (30)$$

Substituindo a equação (30) na equação (29), a equação final do balanço de massa normalmente utilizada para sistemas com ausência de acúmulo é representada na equação (31).

$$\rho_1 v_1 S_1 = \rho_2 v_2 S_2 \quad (31)$$

3.3.2 Equação da Energia

Para representar a equação de conservação da energia, utiliza-se como referência um volume de controle como o representado na Figura 20, escoando entre os pontos 1 e 2. Nesse escoamento existe a transmissão de calor (q) para o fluido e realização de trabalho pela vizinhança sobre o sistema (W_i) e do sistema sobre a vizinhança (W_o).

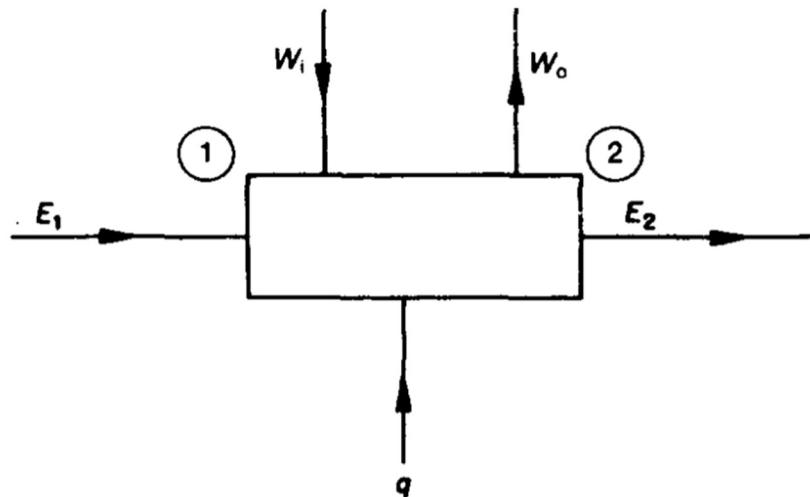


Figura 20 – Volume de controle para a simplificação da equação da energia.
Fonte: Holland e Bragg (1995).

A variante da equação (26) aplicada para o balanço de energia é dada pela equação (32).

$$\begin{aligned} \text{acúmulo} = & \text{energia que entra} - \text{energia que sai} + \text{energia inicial} \\ & - \text{energia final} \end{aligned} \quad (32)$$

Considerando os termos apresentados na Figura 20 e substituindo na equação (32) e, mais ainda, considerando o sistema em estado estacionário, tem-se a equação (33).

$$E_1 - E_2 + W_i - W_0 + q = 0 \quad (33)$$

Ou de forma rearranjada, como na equação (34).

$$E_2 = E_1 + q + W_i - W_0 \quad (34)$$

A convenção de sinais para as equações (33) e (34) para o calor é que o sinal é positivo quando o calor é absorvido e negativo quando é liberado. Para o trabalho, o sinal é positivo quando o trabalho é exercido das vizinhanças para o sistema e negativo quando o sistema realiza trabalho.

Um fluido em movimento possui os seguintes tipos de energia: interna (associada ao estado físico do fluido), potencial, pressão e cinética (HOLLAND; BRAGG, 1995). Sendo assim, a equação (34) decomposta nos termos citados, aplicados por unidade de massa, resulta na equação (35):

$$E = \hat{E}_i + gz + \frac{P}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (35)$$

em que,

\hat{E}_i é a energia interna por unidade de massa;

gz é a energia potencial gravitacional por unidade de massa;

z é a elevação sofrida pelo fluido a partir de um referencial;

g é a aceleração da gravidade;

P/ρ é a energia de pressão por unidade de massa do fluido;

$v^2/2$ é a energia cinética por unidade de massa do fluido.

Unindo-se as equações (34) e (35) e considerando densidade do fluido constante, temperatura constante, ausência de transferência de calor, tem-se a equação resultante (36).

$$\left(gz_2 + \frac{P_2}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} \right) = \left(gz_1 + \frac{P_1}{\rho_1} + \frac{v_1^2}{2} \right) + W_i - W_0 \quad (36)$$

A equação acima, uma vez que os termos relacionados ao trabalho são nulos, significa que a energia mecânica total permanece inalterada ao longo das linhas de corrente (HOLLAND; BRAGG, 1995).

Dividindo-se os termos da equação (36) por g , cada termo possui a dimensão de comprimento, chegando-se à equação (37).

$$\left(z_{P2} + \frac{P_2}{\rho_2 g} + \frac{v_2^2}{2g} \right) = \left(z_{P1} + \frac{P_1}{\rho_1 g} + \frac{v_1^2}{2g} \right) + \frac{W_i}{g} - \frac{W_0}{g} \quad (37)$$

Onde:

z_p é a carga potencial;

$P/\rho g$ é a carga de pressão;

$v^2/2g$ é a carga de velocidade;

W_i/g é a carga fornecida ao fluido em sistemas com bombeamento, conhecido como Δh ;

W_0/g é a perda de carga devido ao atrito, conhecido como h_f .

Mais adiante são vistas todas as componentes da perda de carga no estudo de escoamento de fluidos. Reescrevendo os termos Δh e h_f na equação (37), tem-se a equação (38).

$$\left(z_{P2} + \frac{P_2}{\rho_2 g} + \frac{v_2^2}{2g} \right) = \left(z_{P1} + \frac{P_1}{\rho_1 g} + \frac{v_1^2}{2g} \right) + \Delta h - h_f \quad (38)$$

3.3.3 Regimes de escoamento

Analisando-se um fluido em nível macroscópico, um escoamento é classificado como laminar quando as partículas fluidas se movem de forma organizada, sendo os filetes de fluido paralelos entre si. No regime de escoamento turbulento, as partículas fluidas movem-se em todas as direções,

com velocidades variáveis em direção e grandeza. A Figura 21 apresenta a visualização de um filete de fluido escoando em regimes laminar e turbulento.



Figura 21 – Comparação entre os regimes de escoamento laminar e turbulento.
Fonte: Adaptado Coulson et al. (1999).

Para representar quantitativamente o regime de escoamento, o fator adimensional Número de Reynolds (Re) foi estabelecido. Esse número representa a relação entre as forças inerciais e as forças viscosas e é representado pela equação (39).

$$Re \equiv \frac{Dv\rho}{\mu} \quad (39)$$

em que

D representa o diâmetro característico (para tubos, corresponde ao diâmetro interno);

v a velocidade do escoamento;

ρ a densidade e

μ a viscosidade dinâmica.

De acordo com Perry e Green (1997), para escoamentos no interior de tubulações, valores de Re abaixo de 2100 caracterizam um regime de escoamento laminar e acima de 5000 um escoamento turbulento. Valores entre $2100 < Re < 5000$ indicam que o fluido está escoando em um regime de transição do laminar para o turbulento.

3.3.4 Camada Limite

Quando o fluido entra em uma tubulação, as partículas de fluido na camada em contato com a superfície param completamente devido à condição de não deslizamento. Isso ocasiona uma redução da velocidade das partículas de fluido em camadas vizinhas em função da viscosidade. Como um efeito compensatório, o fluido localizado na porção média do tubo aumenta sua velocidade, provocando um perfil parabólico quando o fluido está em regime de escoamento laminar ou um perfil mais achatado no turbulento, no qual a redução da velocidade é mais abrupta quando mais se aproxima da parede. A Figura 22 apresenta a comparação dos perfis de velocidade nesses dois regimes de escoamento.

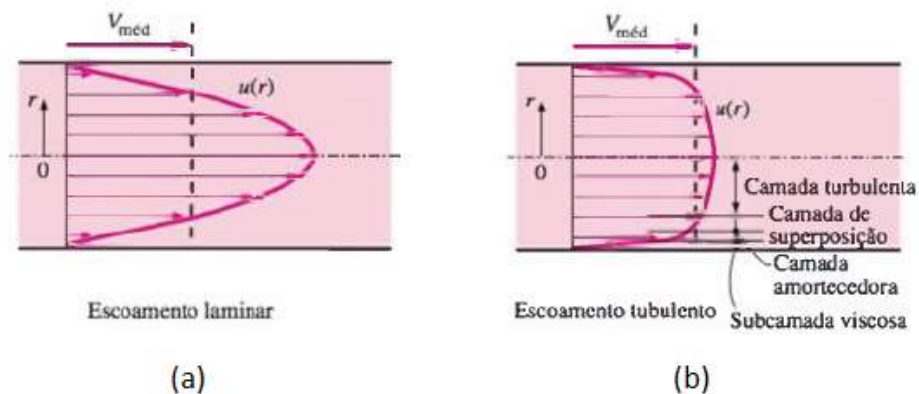


Figura 22 – Comparação entre os perfis de velocidade em diferentes regimes de escoamento – (a) laminar, (b) turbulento.

Fonte: Adaptado Çengel e Cimbala (2007).

A camada limite é definida como a região do escoamento no qual as forças de cisalhamento viscosas são predominantes. Forma-se dentro da tubulação uma superfície de fronteira hipotética, dividindo o escoamento em duas regiões: uma em que os efeitos viscosos e variações de velocidade são predominantes (região da camada limite) e outra na qual a velocidade permanece constante, com efeitos desprezíveis das forças viscosas (região de escoamento irrotacional).

Conforme visto na Figura 22-b, em um escoamento turbulento tem-se quatro regiões cujo comportamento da velocidade com a distância podem diferir entre si. A camada muito fina próxima a parede é chamada de subcamada

viscosa (ou laminar, linear ou de parede) cujo Perfil de velocidades é linear e os efeitos viscosos são predominantes. A região vizinha à subcamada viscosa é chamada de camada amortecedora, no qual ainda há uma grande predominância dos efeitos viscosos, mas os efeitos turbulentos começam a exercer certa influência.

Acima da camada amortecedora, tem-se a camada de superposição (também chamada de transição ou subcamada inercial), em que os efeitos turbulentos são mais significativos, mas não se sobrepõem aos viscosos. Por último, tem-se a camada turbulenta (logarítmica ou externa) em que os efeitos turbulentos predominam em relação aos efeitos viscosos.

A Figura 23 apresenta o perfil de escoamento em uma tubulação desde a entrada até o ponto que o fluido se desenvolve totalmente. Pode-se observar que a espessura da camada limite aumenta até atingir o centro do tubo. A distância entre a entrada da tubulação até o ponto em que a camada limite incorpora o eixo central é chamada de comprimento de entrada hidrodinâmica L_h e essa região é denominada de região de entrada hidrodinâmica. Quando os perfis de velocidade não se alteram à medida que o fluido escoar ao longo da tubulação é denominada de região hidrodinamicamente completamente desenvolvida e o escoamento é dito completamente desenvolvido.

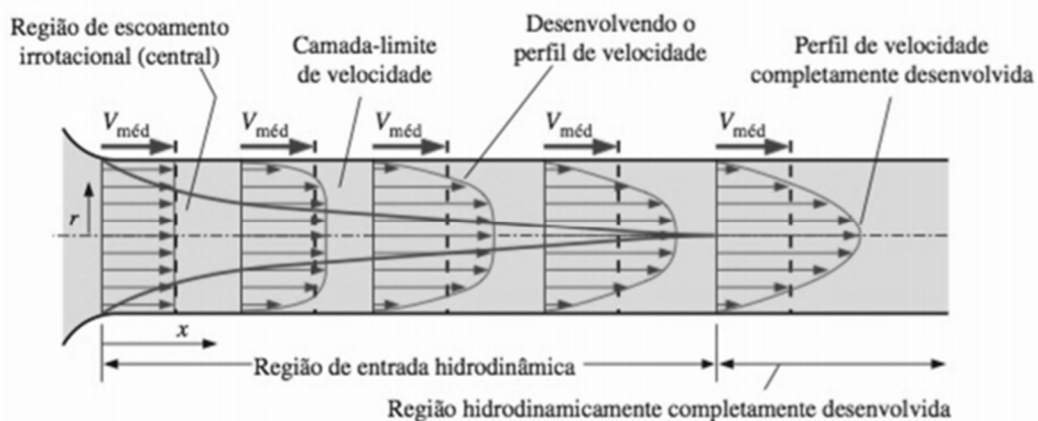


Figura 23 – Representação do desenvolvimento da camada limite de velocidade em uma tubulação.

Fonte: Adaptado Çengel e Cimbala (2007).

A estimativa desse comprimento de entrada hidrodinâmica depende do valor do diâmetro da tubulação e do regime de escoamento (laminar ou

turbulento). Diversas são as correlações encontradas na literatura para os cálculos desse parâmetro. Para o interesse prático da engenharia, as correlações mais usadas para o comprimento de entrada hidrodinâmica são apresentadas nas equações (40) e (41) (ÇENGEL; CIMBALA, 2007).

$$L_{h,laminar} \cong 0,05 Re D \quad (40)$$

$$L_{h,turbulento} \cong 10 D \quad (41)$$

3.3.5 Perda de Carga

A perda de carga caracteriza-se por uma dissipação da energia durante o escoamento do fluido (que envolve forças viscosas) e, em uma instalação industrial, consiste ainda numa resistência oferecida por tubulações, acessórios e pelos próprios equipamentos. É normalmente medida em unidades de altura de uma coluna de fluido (por exemplo: metros de coluna d'água - mca) (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2006).

A perda de carga pode ser classificada de duas maneiras:

- Perda de carga contínua: perda que se dá ao longo do trecho reto dos tubos durante o escoamento contínuo;
- Perda de carga localizada ou acidental: perda de carga nos acessórios de tubulação – reduções bruscas no diâmetro das tubulações, curvas, derivações, válvulas parcialmente fechadas, entradas e saídas de reservatórios, acessórios em geral.

A perda de carga é influenciada pelos seguintes fatores (direta ou indiretamente) (PERRY; GREEN, 1999):

- Natureza do fluido (líquido ou gás, viscoso ou não-viscoso);

- Material do qual é feito o tubo, processo de fabricação, existência de um revestimento especial, estado de conservação das paredes (presença ou não de incrustações);
- Diâmetro da tubulação;
- Regime de escoamento do fluido.

Em termos de magnitude, a perda de carga contínua leva a valores maiores que a perda de carga localizada. Os métodos de cálculo de cada um dos tipos de perdas de carga serão detalhados a seguir.

Dentro desse contexto, faz-se necessário diferenciar a perda de carga de uma grandeza similar, no qual é medida em unidades de pressão denominada queda de pressão, representada por ΔP , cuja conversão é facilmente realizada por meio da equação (42):

$$\Delta P = \rho gh \quad (42)$$

na qual,

h representa a perda de carga, em m e

ΔP é a queda de pressão, em Pa.

3.3.4.1 Perda de carga contínua

Para o cálculo da perda de carga contínua, uma metodologia de cálculo bastante comum é utilizar o conjunto compreendido pela correlação empírica de Darcy-Weissbach e o diagrama de Moody (CARVALHO, 2010).

A equação universal para a perda de carga contínua foi estabelecida em meados do século XIX por Julius Weissbach e Henry Darcy para o cálculo da perda de pressão devido ao atrito do fluido-fluido. A equação (43) apresenta a correlação de Darcy-Weissbach.

$$h_L = f_D \frac{L v^2}{D 2g} \quad (43)$$

Em que,

h_L é a perda de carga, em m;

f_D é o fator de atrito de Darcy-Weissbach;

L é o comprimento da tubulação, em m;

D é o diâmetro interno da tubulação, em m;

v é a velocidade média de escoamento, em m/s;

g é a aceleração da gravidade, em m/s².

A Tabela 3 apresenta algumas correlações encontradas na literatura para o cálculo do fator de atrito de Darcy-Weissbach, apresentadas nas equações (44) a (48).

Tabela 3 – Correlações utilizadas para o cálculo do fator de atrito de Darcy-Weissbach para diferentes regimes de escoamento.

| Correlações para o fator de atrito de Darcy-Weissbach | | |
|--|--|---------|
| Expressão | Aplicabilidade | Equação |
| $f_D = \frac{64}{Re}$ | Escoamentos laminares em dutos de seções circulares | (44) |
| $\frac{1}{f_D^{1/2}} = 2,0 \log(f_D^{1/2} Re) - 0,20$ | Escoamentos turbulentos em tubos lisos | (45) |
| $\frac{1}{f_D^{1/2}} = 2,03 \log\left(\frac{D}{e}\right) + 1,08$ | Escoamentos turbulentos em tubos rugosos (von Kármán) | (46) |
| $\frac{1}{f_D^{1/2}} = 2,0 \log\left(\frac{D}{e}\right) + 1,14$ | Escoamentos turbulentos em tubos rugosos (Nikuradse) | (47) |
| $\frac{1}{f_D^{1/2}} = -1,8 \log\left[\left(\frac{e}{3,7D}\right)^{1,1} + \frac{6,9}{Re}\right]$ | Aplicada para: $4 \cdot 10^4 \leq Re \leq 1 \cdot 10^8$ $0 \leq e/D \leq 0,05$ | (48) |

Fonte: Lopes (2012).

Para as equações (44) e (45), o fator de atrito é dependente apenas do regime de escoamento, representado pelo número de Reynolds. Nas correlações (46) e (47), o fator de atrito depende da grandeza rugosidade relativa (e_T/D) cujo valor de e_T é encontrado em tabelas de materiais. Correlacionando-se a rugosidade relativa com o número de Reynolds, pode-se encontrar com auxílio do ábaco de Moody o valor do fator de atrito de Darcy-Weissbach.

A equação (48), aplicada para uma faixa restrita para o número de Reynolds e rugosidade relativa, pode ser resolvida explicitamente (LOPES, 2012).

Um outro fator de atrito bastante comum na literatura é o fator de atrito de Fanning, calculado pela equação (49):

$$f_F = \frac{D\Delta P}{2\rho v^2 L} \quad (49)$$

em que,

f_F representa o fator de atrito de Fanning;

D o diâmetro interno da tubulação, em m;

ΔP a queda de pressão, em N/m² (Pa);

ρ a densidade do fluido, em kg/m³;

L o comprimento da tubulação, em m e

v a velocidade média de escoamento, em m/s.

A Tabela 4 apresenta algumas correlações achadas na literatura para o cálculo do fator de atrito de Fanning, compreendidas entre as equações (50) a (52).

Tabela 4 – Correlações utilizadas para o cálculo do fator de atrito de Fanning para diferentes regimes de escoamento.

| Correlações para o fator de atrito de Fanning | | |
|--|---|---------|
| Expressão | Aplicabilidade | Equação |
| $f_F = \frac{16}{Re}$ | Escoamentos laminares $Re \leq 2100$ | (50) |
| $f_F = \frac{0,079}{Re^{0,25}}$ | Escoamentos turbulentos em tubos lisos $4000 \leq Re \leq 1.10^5$ | (51) |
| $\frac{1}{f_F^{1/2}} = -4,0 \log \left[\frac{e_T}{3,7D} + \frac{1,256}{Re f_F^{1/2}} \right]$ | Escoamentos turbulentos em tubos rugosos (Colebrook) $Re \geq 4000$ | (52) |
| $\frac{1}{f_F^{1/2}} = -4,0 \log \left[\frac{0,27e_T}{D} + \left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} \right]$ | Escoamentos turbulentos em tubos lisos e rugosos (Churchill) | (53) |

| Correlações para o fator de atrito de Fanning | | |
|---|-------------------|---------|
| Expressão | Aplicabilidade | Equação |
| | Solução explícita | |
| | $Re \geq 4000$ | |

Fonte: Adaptado Perry e Green (1997).

Para evitar a aplicação de métodos numéricos de solução para encontrar o fator de atrito de Fanning (como é o caso da equação 52), é comum correlacionar o número de Reynolds e a rugosidade relativa em ábacos específicos deste fator de atrito, da mesma forma que é feito com o ábaco de Moody para o fator de atrito de Darcy-Weissbach (PERRY; GREEN, 1999).

3.3.4.2 Perda de carga localizada

Para o cálculo da perda de carga localizada há dois métodos disponíveis na literatura:

- Método direto;
- Método dos comprimentos equivalentes.

No método direto, a perda de carga localizada é determinada pela equação (54).

$$h_{lm} = K \frac{v^2}{2g} \quad (54)$$

na qual,

h_{lm} é a perda de carga localizada no acessório, em m;

K é uma constante característica do acessório.

A perda de carga localizada total corresponde à soma de todas as perdas de carga localizadas por acessório.

No método dos comprimentos equivalentes, calcula-se através da equação (55), muito similar à equação (43).

$$h_{lm} = f_D \frac{L_e v^2}{D 2g} \quad (55)$$

Em que,

L_e representa o comprimento equivalente, em m.

O comprimento equivalente é um valor que se encontra tabelado em livros e *handbooks* no qual substitui-se o acessório por um comprimento reto de tubulação, de mesmo diâmetro e material, na qual ocorre uma perda de carga igual à que ocorreria no acessório de tubulação.

O método dos comprimentos equivalentes costuma ser mais preciso que o método direto devido ao fato de levar em consideração o fator de atrito e o diâmetro, além do fato que os valores de comprimento equivalentes muitas vezes são extraídos de fabricantes, que realizam testes experimentais para determinar o valor de L_e (LOPES, 2012).

3.4 QUEDA DE PRESSÃO EM TROCADORES DE CALOR

3.4.1 Queda de pressão para o lado dos tubos

Para o cálculo da queda de pressão pelo lado dos tubos, várias partes do trocador de calor devem ser levadas em consideração: bocais (tanto entrada quanto saída), canais de distribuição, retorno do fluido (para entrada em um novo passe) e os tubos em si. Cada uma dessas partes gera uma queda de pressão que deve ser somada aos cálculos. A Figura 24 apresenta um desenho esquemático representando todas essas partes.

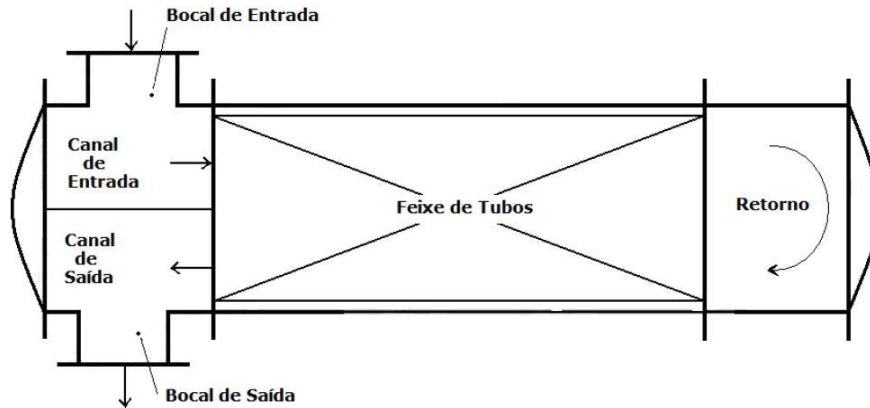


Figura 24 – Parâmetros importantes para o cálculo da perda de carga no lado dos tubos.
Fonte: Bicca (2006).

O cálculo da queda de pressão nos bocais é semelhante ao método direto para o cálculo da perda de carga localizada e é representado pela equação (56).

$$\Delta P_{bocal} = K \frac{\rho v_{bocal}^2}{2} \quad (56)$$

Na qual,

K é igual a 1,1 para entrada e 0,7 para saída.

Para a queda de pressão nos tubos, é utilizada a equação (57).

$$\Delta P_{tubos} = \frac{4 f_F L N_{pt} \rho v^2}{2 D \phi_c} \quad (57)$$

Em que,

f_F é o fator de atrito de Fanning;

L é o comprimento do tubo, em m;

N_{pt} é o número de passes nos tubos;

ρ é a densidade do fluido, em kg/m³;

v é a velocidade média de escoamento, em m/s;

D é o diâmetro interno da tubulação, em m;

ϕ_c é o fator de correção para propriedades variáveis com a temperatura.

O fator de correção mais usual e válido para qualquer regime de escoamento é a partir do número de Prandtl (Pr), conforme mostra a equação (58) (BICCA, 2006).

$$\phi_c = \left(\frac{Pr_m}{Pr_p} \right)^{0,11} \quad (58)$$

em que,

Pr_m é o número de Prandtl na condição de temperatura média;

Pr_p é o número de Prandtl na condição de temperatura de parede.

O número de Prandtl é um parâmetro adimensional que define uma relação entre as difusividades de momento e térmica e é calculado através das equações (59) ou (60) (INCROPERA; DEWITT, 2003).

$$Pr = \frac{C_p \mu}{\lambda} \quad (59)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (60)$$

Em que,

C_p representa o calor específico a pressão constante, em J/kg K;

μ a viscosidade dinâmica, em kg/m s;

λ a condutividade térmica, em W/m K;

ν a viscosidade cinemática, em m²/s e

α a difusividade térmica, em m²/s.

A queda de pressão nos canais de distribuição é dada pela equação (61).

$$\Delta P_{canais} = K \rho \frac{v^2}{2} N_{pt} \quad (61)$$

Em que,

K é igual a 0,9 para um passe nos tubos e 1,6 para dois ou mais passes nos tubos.

Para o lado dos tubos, a queda de pressão total será a soma das perdas de carga dos bocais, dos tubos e dos canais de distribuição, conforme equação (62) (BICCA, 2006).

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{bocais} + \Delta P_{tubos} + \Delta P_{canais} \quad (62)$$

3.4.2 Queda de pressão para o lado do casco – método de Bell Delaware

A análise da queda de pressão para o lado do casco é muito mais complexa em relação à realizada para os tubos devido aos diversos caminhos que o fluido pode percorrer no interior do casco repleto de defletores.

Existem inúmeros métodos para prever o comportamento da queda de pressão nos cascos: baseados em um feixe ideal de tubos (primeiros modelos desenvolvidos), métodos integrais, analíticos e de análise de correntes. Dentre os métodos analíticos destaca-se o método de Bell-Delaware, desenvolvido na década de 60 do século XX, e que ainda apresenta resultados satisfatórios (BICCA, 2006).

O método leva em consideração os estudos da distribuição de correntes proposta por Tinker (1958), de que no interior de um casco de um trocador são possíveis diferentes perfis de correntes, como representado na Figura 25 (COULSON et al., 1999):

- A: corrente de vazamento entre tubos e defletores, formada devido à folga existente entre a parede do tubo e o orifício do defletor;
- B: corrente de fluxo cruzado real;
- C: corrente de fluido escoando pelo espaço livre entre os tubos externos e o casco;

- E: corrente de fluido escoando pelo espaço livre entre o defletor e o casco;
- F: corrente de fluido escoando pelos espaços vazios entre os tubos.

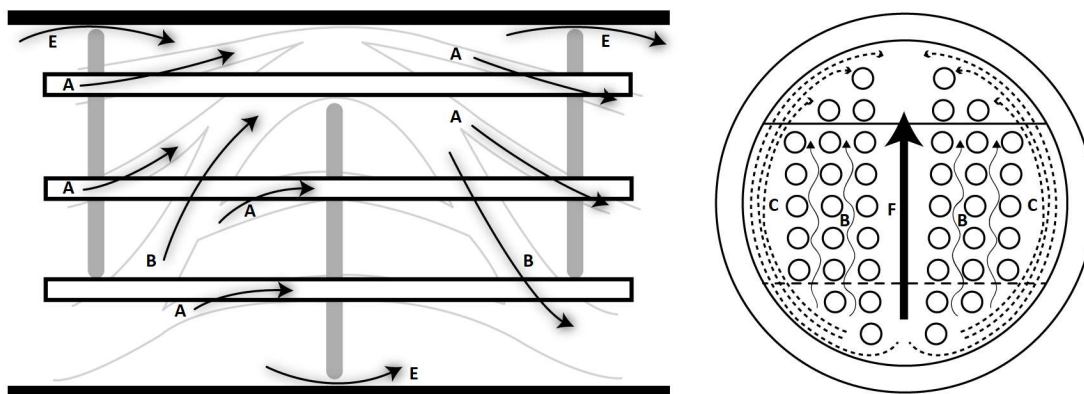


Figura 25 – Perfis de linhas de corrente em um trocador de calor casco e tubos.
Fonte: Próprio autor.

O método parte do princípio de um feixe de tubos ideal, nos cálculos da transferência de calor e queda de pressão e na inserção de fatores de correção devido à presença dos defletores, que introduzem perturbações no escoamento devido aos vazamentos e *bypass* através de folgas (correntes C, E e F da Figura 25). O detalhamento dos cálculos necessários para implantação desse modelo encontra-se no Apêndice A.

3.5 DIMENSIONAMENTO DE PLACAS DE ORIFÍCIO

A placa de orifício é um dos elementos primários de medição de vazão mais antigos, porém muito utilizados devido a sua simplicidade, robustez e baixo custo. São muito utilizados na indústria de processos químicos para a medição de vazão e para conferir a um sistema de tubulações uma redução de pressão, principalmente em sistemas de água de resfriamento e de emergência (DELMÉE, 2003; MARINHO et al., 2013).

Este elemento é denominado deprimogênico, por criar uma diferença de pressão (ΔP) que seja relacionada à vazão (Q), através de uma equação geral como representada em (63):

$$Q = K \sqrt{\Delta P} \quad (63)$$

em que,

K depende dos parâmetros próprios da placa de orifício, da configuração física de instalação e das características do fluido.

O princípio de funcionamento desse elemento se dá pela inserção de um obstáculo na tubulação no qual a vazão é alterada. Esse obstáculo caracteriza-se como uma placa de espessura fina com um orifício e esta é instalada no tubo, obrigando o fluido a alterar a velocidade, fluxo e pressão. A Figura 26 apresenta diversos modelos encontrados de placas de orifício e na Figura 27 é mostrado o Perfil de velocidades antes e após passar por esse obstáculo.



Figura 26 – Diferentes tipos de placas de orifício existentes no mercado.
Fonte: Digimat (2021).

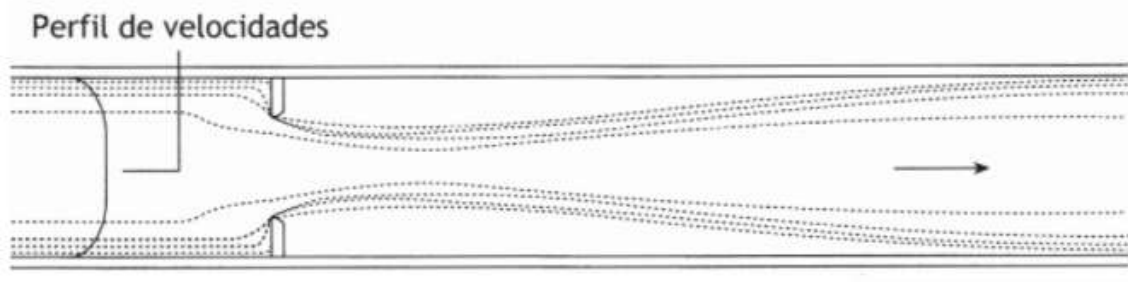


Figura 27 – Perfil de escoamento do fluido ao passar pela placa de orifício.
Fonte: Delmée (2003).

O equacionamento desse escoamento parte do princípio da equação da energia (equação 38). Considerando o escoamento em um trecho horizontal, tem-se a equação (64):

$$\frac{v_1^2}{2} + \frac{P_1}{\rho} = \frac{v_2^2}{2} + \frac{P_2}{\rho} \quad (64)$$

em que:

Os índices 1 e 2 referem-se ao escoamento antes e após à placa, respectivamente.

Rearranjando a equação anterior para uso direto em cálculos de elementos deprimogênicos e adotando os símbolos β e E usados internacionalmente, chega-se à equação (65):

$$v_1 = E \beta^2 \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}} \quad (65)$$

em que,

$$\beta = d/D$$

$$E = \frac{1}{\sqrt{1 - \beta^4}}$$

D é o diâmetro interno da tubulação, em m

d é o diâmetro do orifício, em m

Para corrigir a perda de carga da placa de orifício, introduz-se o conceito de coeficiente de descarga (C_d), representado pela equação (66):

$$C_d = \frac{\text{vazão real}}{\text{vazão teórica}} \quad (66)$$

Isolando o termo de vazão real e combinando a equação de Bernoulli com a equação da continuidade (equação 31), tem-se a seguinte equação (67):

$$Q_v = C_d E \beta^2 S_1 \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}} \quad (67)$$

Colocando a área da seção transversal do tubo S_1 em função do diâmetro D , tem-se a equação (68) a ser utilizada nos cálculos de dimensionamento de placas de orifício:

$$Q_v = 1,1107 C_d E \beta^2 D^2 \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}} \quad (68)$$

em que,

Q_v é a vazão volumétrica, em m³/s

Para o coeficiente de descarga, a norma ABNT NBR ISO 5167-2 (2011) adota a correlação de Reader-Harris/Gallagher (RG) para tomadas de pressão em diferentes configurações. A equação (69) apresenta a correlação do coeficiente de descarga.

$$\begin{aligned} C_d = & 0,5961 + 0,0261\beta^2 - 0,216\beta^8 + 0,000521(10^6\beta/Re)^{0,7} \\ & + (0,188 + 0,0063A)\beta^{3,5}(10^6/Re)^{0,3} \\ & + (0,043 + 0,08e^{-10} - 0,123e^{-7L_1})(1 \\ & - 11A)\beta^4/(1 - \beta^4) - 0,031[M'_2 - 0,8M'_2{}^{1,1}]\beta^{1,3} \end{aligned} \quad (69)$$

No qual,

$$A = ((19000\beta)/Re)^{0,8}$$

$$M'_2 = 2L'_2/(1 - \beta)$$

Os valores de L_1 e L'_2 dependem da configuração das tomadas da placa de orifício (*corner taps* – tomadas em canto, *flange taps* – tomadas em flanges ou *radius taps* – tomadas a montante a uma distância de D e a jusante a uma distância de $0,5D$).

O procedimento de cálculo é iterativo: devem ser conhecidos o diâmetro da tubulação, a vazão de projeto e a queda de pressão. Calcula-se o valor da multiplicação dos parâmetros $C_d E \beta^2$. Estima-se um valor inicial para β e através da aplicação de métodos numéricos e da equação do coeficiente de descarga, calcula-se o valor de β e em seguida, o diâmetro do furo da placa de orifício d (DELMÉE, 2003).

3.6 FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL

A Fluidodinâmica Computacional ou simplesmente CFD é a análise de sistemas envolvendo escoamento de fluidos, transferência de calor e fenômenos associados, como reações químicas através de simulações baseadas em computador.

De acordo com os diferentes tipos de simulação empregados, esta técnica classifica-se como do tipo simulação computacional, em que os modelos matemáticos são incorporados a linguagens de computação. Mais ainda, os sistemas computacionais são chamados de CAE (*Computer Aided Engineering*) que usam uma geometria CAD (*Computer Aided Design*) e permitem um grande nível de detalhamento, utilizados por grandes empresas para o dimensionamento e validação de projetos antes de sua manufatura ou ainda verificar o comportamento de um sistema físico real existente ponto a ponto (BAZZO; PEREIRA, 2006).

Essa técnica é muito poderosa e abrange uma ampla gama de aplicações industriais, como (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007):

- Aerodinâmica e hidrodinâmica de diversos meios de locomoção;
- Motores de combustão e turbinas a gás;
- Arquitetura: Ambientes internos e externos de edifícios – simulação de ventos e aquecimento/ventilação;
- Engenharia biomédica: fluxo sanguíneo através de artérias, veias, uso de válvulas cardíacas;
- Engenharia de Meio Ambiente: Dispersão de gases e poluentes;
- Engenharia de processos químicos: misturas, processos de separação, cinética química;

- escoamento de fluidos, previsão de pontos de estagnação de fluido, turbulência excessiva e perda de carga;
- Trocadores de calor: com o intuito de verificar a situação atual da troca térmica de um sistema e propor melhorias na geometria e na eficiência energética do equipamento.

Sua sigla vem do termo em inglês *Computational Fluid Dynamics* e esta técnica tem sido empregada tanto em aplicações industriais quanto acadêmicas. Inicialmente, essa técnica era empregada na engenharia aeronáutica, no projeto de asas de aviões, mas atualmente vem sendo empregada na Engenharia com o intuito de criar projetos e otimizar equipamentos existentes através de simulações computacionais que resultem em maior eficiência e menores custos operacionais.

De acordo com Tu, Yeoh e Liu (2013), a fluidodinâmica tornou-se um outro ramo da ciência, que alia as disciplinas de Mecânica dos Fluidos, matemática e a informática. Para representar o escoamento de fluidos, são utilizadas as equações de conservação na forma de equações diferenciais parciais aplicadas a um volume de controle de interesse (domínio). Essas equações são discretizadas, sendo resolvidas através de aplicação de métodos numéricos (sendo o principal o método dos Volumes Finitos) com o auxílio de linguagens de programação de computador ou pacotes de *softwares* comerciais.

Pode-se citar algumas vantagens de utilização da técnica (TU; YEOH; LIU, 2013):

- Facilidade em se realizar alterações no objeto de estudo sem a necessidade de grandes investimentos;
- Menor quantidade de experimentos: estes auxiliam na obtenção do modelo fluidodinâmico, mas uma vez validado, não há a necessidade de fazer novos experimentos em cada mudança de configuração que se deseja estudar;
- Maior quantidade de análises, visto que alguns experimentos possuem custos elevados de aquisição e obtenção (por exemplo, estudo de explosões ou aerodinâmica usando túneis de vento).

Devido à maior difusão do conhecimento e à evolução dos computadores nos tempos atuais, é permitido hoje em dia a incorporação de estudos mais complexos que vão além da Mecânica dos Fluidos Computacional. É o exemplo da integração de simuladores de processo para calcular as propriedades físico-químicas de componentes que estão em condições de temperatura e pressão muito afastadas da idealidade (VAQUERIZO; COCERO, 2018).

3.6.1 Equações governantes

Todas as equações de conservação de massa, momento e energia, aplicadas a um volume de controle diferencial podem ser generalizadas da forma como é apresentado na equação (70).

$$\frac{\partial(\rho\phi_i)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\mathbf{u}\phi_i) = \nabla \cdot (\Gamma\nabla\phi_i) + S_{\phi_i} \quad (70)$$

Os termos dessa equação são, pela ordem: termo transiente (descreve o comportamento em relação ao tempo), termo convectivo, termo difusivo e termo fonte (quando há presença de reações químicas, mudanças de fase, radiação, sistemas particulados, dentre outros fenômenos). ϕ_i representa a variável de interesse a ser estudada em cada uma das situações (balanço de massa, momento e energia) (MALISKA, 2004).

A característica dessas equações é que são do tipo diferenciais parciais cuja solução analítica é desconhecida na maioria dos casos. Devido a isso, para a resolução dessas equações é necessária a utilização de métodos numéricos apropriados (LÓPEZ, 2017). A Tabela 5 apresenta os coeficientes da equação (68) que dependem do tipo de equação a ser estudada.

Tabela 5 – Coeficientes dos termos difusivo e fonte para as equações governantes da Fluidodinâmica Computacional.

| Valores de ϕ_i, Γ e S_{ϕ_i} para cada uma das equações governantes da Fluidodinâmica Computacional. | | | |
|--|----------------------------|----------------------------|--------------------------------|
| Equação de Conservação | ϕ_i | Γ | S_{ϕ_i} |
| Continuidade | 1 | 0 | 0 |

| Valores de ϕ_i , Γ e S_{ϕ_i} para cada uma das equações governantes da Fluidodinâmica Computacional. | | | |
|---|---|-----------------------|---|
| Momento em x | u | μ | $B_x + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \mu \nabla \cdot \vec{V} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial x} \right) - \frac{\partial P}{\partial x}$ |
| Momento em y | v | μ | $B_y + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \mu \nabla \cdot \vec{V} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial y} \right) - \frac{\partial P}{\partial y}$ |
| Momento em z | w | μ | $B_z + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} \mu \nabla \cdot \vec{V} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right) - \frac{\partial P}{\partial z}$ |
| Energia | T | $\frac{\lambda}{C_p}$ | $\frac{1}{C_p} \frac{DP}{DT} + \frac{\mu}{C_p} \Phi^1$ |
| Massa de um componente i | C | ρD_m | 0 |

Fonte: Maliska (2004).

Para fluidos turbulentos, é necessário ainda inserir um modelo para descrever os fluxos que são regidos por esse tipo de escoamento. Isso se faz necessário pelos seguintes motivos (FIATES, 2015):

- Fluxos turbulentos apresentam um comportamento caótico e instável;
- Ocorre a formação de vórtices, que promovem o aumento de turbulência no escoamento;
- Os turbilhonamentos flutuam em três coordenadas espaciais;
- O movimento turbulento promove um aumento da difusão turbulenta;
- A característica aleatória do movimento turbulento faz com que as variáveis tamanho, força e intervalo de tempo entre as ocorrências sejam difíceis de serem mensuradas;
- Escoamentos turbulentos oscilam em uma ampla faixa de comprimento e em diferentes escalas.

Devido a todas essas características, a simulação da turbulência ainda é desafiadora e, por isso, é necessária a inserção desse tipo de modelos para complementar as equações de Navier-Stokes. Um dos modelos mais conhecidos

¹ Φ é o termo de dissipação viscosa.

é o conjunto de equações k-ε, representado pelas equações (71) e (72) (RAMÍREZ-MINGUELA et al., 2018):

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \quad (71)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (72)$$

no qual,

G_k representa a geração de energia cinética turbulenta devido aos gradientes de velocidade médios;

G_b representa a geração de energia cinética turbulenta devido a contribuição do empuxo;

Y_M representa a contribuição da dilatação flutuante da turbulência compressível em relação à taxa de dissipação global;

$C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, σ_k e σ_ε são constantes;

μ_t é a viscosidade turbulenta, representada na equação (73) (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (73)$$

em que,

C_μ é uma constante adimensional.

3.6.2 Constituintes em uma simulação fluidodinâmica

Sabe-se que os códigos de simulação CFD são estruturados para resolver problemas de escoamento de fluidos. A maioria dos *softwares* comerciais, para facilitar o acesso ao usuário, fornecem uma interface amigável ao usuário para que se possa definir os parâmetros de entrada e do objeto de estudo e assim obter os resultados.

Todos esses *softwares* comerciais obedecem a uma mesma estrutura e são compostos das seguintes partes (TU; YEOH; LIU, 2013):

- Pré-processamento: onde se define a geometria (objeto de estudo chamado de domínio), geração da malha (subdivisão do domínio que auxilia a discretização das equações de Navier-Stokes), seleção dos fenômenos físicos e químicos, inserção das propriedades dos fluidos, especificação das condições de contorno.
- Solver: etapa na qual existe uma biblioteca com as propriedades dos fluidos, alguns modelos físicos (turbulência, radiação, combustão etc.), além das equações de conservação. É no solver que os métodos numéricos são aplicados e as equações são resolvidas. O método numérico mais utilizado para a resolução das equações de conservação é o Método dos Volumes Finitos, que será detalhado mais adiante.
- Pós-processamento: parte na qual há uma interface gráfica em que é permitida a visualização dos resultados da simulação em todos os pontos do domínio computacional definidos pela malha. Dentre as funcionalidades, é permitida a visualização da geometria e da malha, vetores de velocidade, linhas de corrente, contornos, gráficos de superfície e isosuperfície (2D e 3D).

3.6.3 O Método dos Volumes Finitos

O método dos volumes finitos (MVF) é o foco principal da Fluidodinâmica Computacional cujo algoritmo consiste das seguintes etapas (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007):

- Integração formal das equações de conservação do escoamento do fluido ao longo dos volumes de controle no domínio do problema.
- Discretização envolvendo a substituição de uma variedade de aproximações por termos da equação integrada, representando os

mecanismos de transferência por convecção e difusão, além dos termos fonte. Nesta etapa, as equações no formato integral são convertidas para um sistema de equações algébricas.

- Solução das equações através de um procedimento iterativo.

O método dos volumes finitos se assemelha ao método das diferenças finitas (MDF) pelo fato de ambos terem as mesmas equações no formato discretizado. Diferenciam-se pela formulação da solução: enquanto o MDF tem uma dedução puramente matemática a partir das aproximações de derivadas usando séries de Taylor, o MVF tem uma formulação com base física, que seria aplicar o princípio da conservação a cada volume de controle (PINTO; LAGE, 2001).

Visto que toda a Fluidodinâmica Computacional se baseia em resolver as equações de conservação em nível discreto, esse método é preferível, pois não há a possibilidade da existência de fontes/sumidouros de grandezas como massa, quantidade de movimento e energia dentro do domínio da solução (MALISKA, 2004).

A Figura 28 apresenta um volume elementar para os balanços de conservação. Os valores da variável dependente ϕ (vide equação 70) são armazenados no centroide dos volumes de controle que interagem entre si trocando massa, momento e energia. As equações discretizadas são obtidas integrando a equação governante sobre cada um dos volumes de controle do domínio.

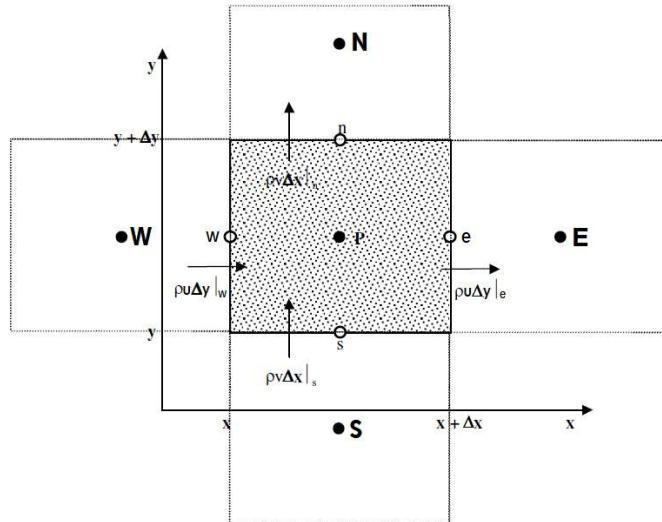


Figura 28 – Volume elementar para os balanços de conservação.
 Fonte: Adaptado Ropelato (2008).

Integrando-se a equação (70) no volume de controle V tem-se a equação (74):

$$\int \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dV + \int \nabla \cdot (\rho\mathbf{u}\phi) dV = \int \nabla \cdot (\Gamma\nabla\phi) dV + \int S_\phi dV \quad (74)$$

Aplicando-se o teorema da divergência de Gauss, chega-se à equação (75).

$$\int \nabla \cdot (\phi) dV = \int (\phi \cdot \mathbf{n}) dA \quad (75)$$

Onde \mathbf{n} é o vetor normal à superfície de área A.

Aplicando-se o teorema da equação (75) em (74) e rearranjando os termos do lado direito da equação, chega-se à equação (76), integrada no volume de células em todas as suas superfícies:

$$\int \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dV + \int (\rho\mathbf{u}\phi \cdot \mathbf{n}) dA - \int (\Gamma\phi\mathbf{n}) dA = \int S_\phi dV \quad (76)$$

A Tabela 6 apresenta a forma discretizada de cada um dos termos da equação geral da conservação considerando apenas a face oeste (vide Figura 28).

Tabela 6 – Exemplificação da discretização de cada um dos termos da equação geral da conservação para uma face do volume de controle elementar.

| Termos da equação geral da conservação discretizados | |
|---|---|
| Termo | Equação discretizada correspondente |
| Transiente | $\int \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dV \cong \left[\frac{(\rho\phi^n - \rho\phi^{n-1})}{\Delta t} \right] \Delta V$ <p style="text-align: center;">(77)</p> <p style="text-align: center;">n é o índice associado aos passos de tempo</p> |
| Contribuição convectiva | $\int (\rho\phi\mathbf{u}\mathbf{n}) dA = \rho\mathbf{u}_w A_w \phi_w = C_w \phi_w$ <p style="text-align: center;">(78)</p> <p style="text-align: center;">A_w é a área na face oeste C_w é o coeficiente do fluxo convectivo na face oeste</p> |
| Contribuição difusiva | $\int (\Gamma\phi\mathbf{n}) dA = \frac{\Gamma A_w}{h_w} (\phi_P - \phi_w) \equiv D_w (\phi_P - \phi_w)$ <p style="text-align: center;">(79)</p> <p style="text-align: center;">h_w é a distância entre o centro da face oeste e o centro do volume de controle P D_w é o coeficiente de transporte de massa difusivo na face oeste</p> |
| Linearização do termo fonte | $\int S_\phi dV = S_P \phi + S_C$ <p style="text-align: center;">(80)</p> <p style="text-align: center;">S_P é o coeficiente angular S_C é o coeficiente linear para a aproximação numérica da linearização do termo fonte</p> |

Fonte: Ropelato (2008).

Uma vez as equações discretizadas, o próximo passo é a aplicação de um esquema de interpolação adequado (Diferenças centrais – CDS, *Upwind* – UDS, *Higher Upwind*, *High Resolution*, acoplamento pressão-velocidade, dentre outros) (ROPELATO, 2008).

3.6.4 Modelagem próximo a superfícies – estudo da camada limite

Devido aos altos gradientes de velocidade que se formam no interior de tubulações e, mais especificamente, próximo a superfícies, faz-se necessário nos modelos fluidodinâmicos um melhor refinamento dessas regiões.

Para modelar a camada limite, uma abordagem que é a mais utilizada em códigos comerciais é o método da função de parede em que são utilizadas relações algébricas e empíricas para definir o tamanho do primeiro elemento de malha próximo a parede. É um método que considera uma economia computacional, pois a malha gerada é considerada grosseira, comparada a métodos que requerem uma maior discretização próximo a parede, como o método do baixo número de Reynolds.

O método de função de parede se baseia na determinação da posição normal à superfície do primeiro elemento de malha para determinar em qual subcamada corresponde dentro da camada limite de velocidades.

Para isso, deve-se introduzir a variável y^+ definida como a distância adimensional da parede. Através das equações (81) e (82), determina-se a localização do elemento de malha em relação às subcamadas da camada limite (viscosa, amortecedora, transição ou turbulenta).

$$y^+ = \frac{\rho \Delta y u_\tau}{\mu} \quad (81)$$

em que,

Δy representa a distância perpendicular do ponto avaliado à superfície da parede, em m.

u_τ a velocidade de cisalhamento, em m/s

$$u_\tau = \left(\frac{\tau_\omega}{\rho} \right) \quad (82)$$

no qual,

τ_ω simboliza a tensão de cisalhamento na superfície, em kg/m s²

Os limites dos valores de y^+ adotados para cada uma das regiões são (SANTOS, 2012):

- Subcamada viscosa: $0 \leq y^+ \leq 5-7$
- Subcamada amortecedora: $5-7 \leq y^+ \leq 30$
- Subcamada turbulenta: $y^+ > 30$

3.6.5 Verificação e Validação em Fluidodinâmica Computacional

Conforme mencionado anteriormente, uma das vantagens de uma simulação CFD é a redução do número de experimentos visto que, uma vez validado o modelo, pode-se fazer alterações sem a necessidade de refazer os experimentos.

Para que isso aconteça, devem ser adotados procedimentos sistematizados sobre verificação da simulação numérica e validação de acordo com os dados experimentais disponíveis.

A *The American Society of Mechanical Engineers* (ASME) criou em 2009 uma norma que consolida processos de verificação e validação de códigos CFD denominada ASME V&V 20 (2009), baseada em diversas iniciativas anteriores para criar metodologias eficazes para verificação e validação dessas simulações.

As definições para verificação e validação, de acordo com a ASME V&V 20 (2009) são as seguintes:

- Verificação baseada do código computacional: etapa realizada pelo desenvolvedor do código, em que se deve garantir que todas as rotinas e sub-rotinas estão corretamente aplicadas e que as equações e algoritmos de solução foram implantados de forma correta. Em caso de utilização de códigos comerciais, assume-se como premissa que essa etapa foi cumprida pelo fornecedor do programa.
- Verificação baseada na solução do problema: uma vez a etapa anterior verificada, pode-se realizar a verificação da solução. Esta etapa baseia-se em verificar as incertezas existentes no modelo fluidodinâmico baseado no arredondamento numérico durante a resolução das equações, nos algoritmos de solução iterativa das

equações e nas discretizações das equações que são feitas no tempo e no espaço.

- Validação: para realizar essa etapa, são necessários dados experimentais do modelo que se quer simular. A validação tem como objetivo avaliar quantitativamente o quanto a simulação numérica se aproxima dos resultados experimentais, considerando as incertezas advindas do procedimento experimental e das incertezas numéricas avaliadas na etapa anterior.

O procedimento para realizar a verificação quanto a solução do problema é apresentado no Apêndice B.

3.7 ESTUDOS DE MODELAGEM E SIMULAÇÃO APLICADOS A TROCADORES DE CALOR

Há diversos estudos na literatura contemplando modelagem e simulação aplicados a trocadores de calor. Na Tabela 7 é apresentada uma relação de trabalhos que envolvem o estudo de trocadores de calor, indicando o ano, autores e algumas características das simulações.

Foram escolhidas as seguintes classificações: estudos aplicados ao setor industrial de refino de petróleo, má distribuição de fluidos no interior dos equipamentos, efeito da incrustação, desempenho devido à análise térmica, estudos de otimização para a busca das melhores condições de operação e minimização de custos, melhorias na geometria dos trocadores, estudos da perda de carga e utilização do modelo de Bell-Delaware para a investigação da perda de carga.

Jatale e Srinivasa (2015), Rodriguez e Smith (2007), Siqueira (2014) e Takemoto, Crittenden e Kolaczowski (1999) são os principais autores que realizam estudos de trocadores de calor aplicados ao refino de petróleo. O foco de Jatale e Srinivasa (2015) e Takemoto, Crittenden e Kolaczowski (1999) eram a previsão da incrustação através da identificação de modelos empíricos. Já Rodriguez e Smith (2007) realizaram diversos estudos na busca das melhores

condições operacionais que promoviam a minimização do aparecimento de incrustação.

Por um outro lado, Siqueira (2014) realizou um estudo de avaliação dos efeitos associados à ruptura de um tubo em trocadores de calor, aplicado a uma planta de Hidrotratamento de Diesel (HDT) utilizando CFD. Esse modelo conseguiu representar de forma qualitativa o fenômeno observado.

No que tange à má distribuição de fluidos, o trabalho de Siqueira (2014), descrito anteriormente, também avalia todas as consequências de uma má distribuição de fluidos. Além disso, Kim et al. (2009) realizaram diversas simulações com diferentes configurações de *headers* de entrada de fluido para os tubos e concluíram que geometrias com menores comprimentos no *header* e menores vazões não permitiam uma distribuição uniforme ao longo de todo o tubo, piorando o desempenho dos equipamentos.

Com o intuito de tratar o problema da incrustação Prithiviraj e Andrews (1998) avaliaram as regiões internas de um casco mais propensas à incrustação e vibrações. Müller-Steinhagen (1998) concentrou os estudos nos fatores que propiciam ou minimizam a formação das incrustações.

Diversos trabalhos têm sido executados para a análise térmica de trocadores, como os de Anand, Pravin e Veena (2014), Bergles (2001), Costa (2016), Prithiviraj e Andrews (1998), Osden e Tari (2010) e Othman (2009). Anand, Pravin e Veena (2014) identificaram as perdas de carga nos trocadores de calor e a influência da vazão no desempenho desses equipamentos através de experimentos. Bergles (2001) faz uma revisão de técnicas aplicadas para aumentar o coeficiente convectivo para diversos tipos de trocadores com fluido mono e multifásicos.

Costa (2016) fez um trabalho comparativo de simulação CFD com os métodos clássicos de Kern e Tinker. Osden e Tari (2010) avaliaram o desempenho de pequenos trocadores de calor utilizando CFD comparando com o método de Bell-Delaware. Othman (2009) realizou uma simulação de um trocador existente e atingiu resultados expressivos, com um erro de aproximadamente 15% em relação aos valores encontrados experimentalmente.

Uma tecnologia aplicada desde a década de 70 do século passado no projeto de equipamentos visando a minimização da energia é a análise de Pinch (PRIYA; BANDYOPADHYAY, 2017). Os trabalhos de Roque e Lona (2000) e

Valentine e Videla (2009) utilizam essa técnica para estimar uma rede de trocadores com custo energético mínimo.

Mais ainda, outros trabalhos com foco na Otimização do processo são os de Muralikrishna e Shenoy (2000), Ravagnani e Caballero (2007) e Setiawan et al. (2020). O trabalho de Muralikrishna e Shenoy (2000) visa a busca das condições ótimas de operação através de uma área mínima de troca térmica. Setiawan et al. (2020) combina a busca da melhor condição térmica de operação de equipamentos através da combinação de algoritmos genéticos e modelos clássicos de cálculo de perda de carga em trocadores de calor. Por um outro lado, Ravagnani e Caballero (2007) desenvolveram um trabalho relacionado à otimização de trocadores de calor baseado em Bell-Delaware.

A elaboração de estudos de modelagem e simulação com o objetivo de realizar melhorias de projeto de trocadores é apresentado por Leoni, Klein e Medronho (2014) que estudaram os internos da geometria de trocadores, especialmente nas folgas diamétricas (corrente A da teoria das correntes de Tinker – vide Figura 25), utilizando a simulação fluidodinâmica.

Com relação à perda de carga, muitos são os trabalhos encontrados na literatura. Além do trabalho de Setiawan et al. (2020), citado anteriormente, Serna e Jiménez (2005) desenvolveram uma correlação entre a perda de carga, a área do trocador e os coeficientes de transferência de calor para o lado do casco para modelos compactos.

Wang et al. (2009) realizaram uma interessante comparação entre trocadores de calor de múltiplos passes combinados no casco com defletores helicoidais e trocadores de calor casco e tubos com defletores segmentados. Os estudos indicaram que para uma mesma vazão e mesma taxa global de transferência de calor, a perda de carga para os trocadores do primeiro tipo reduzia em 13%.

Os trabalhos de Mohammadi, Heidemann e Müller-Steinhagen (2006 e 2009) estudaram a perda de carga de 660 tubos no interior do casco. No trabalho do ano de 2006 não foram considerados os efeitos de vazamento no defletor para o cálculo da perda de carga, que foi considerado no ano de 2009. Mais ainda, no trabalho do ano de 2009, foram testados para três diferentes tipos de fluido e dois tipos de orientações de defletores: horizontal e vertical. Os autores concluíram que defletores na orientação horizontal, embora tenham 20% de

maior eficiência em relação aos verticais, promovem um aumento de 250% na perda de carga dos trocadores de calor.

Com relação à utilização de modelos fluidodinâmicos para a investigação da perda de carga, vale destacar os trabalhos de Gu, Dong e Wang (2007), Wang, Dong e Liu (2007), além de Prithiviraj e Andrews (1998) citado anteriormente, pois são os únicos que relatam uma simplificação na geometria de forma a diminuir custos computacionais.

Trabalhos utilizando correlações do modelo de Bell-Delaware são encontrados em Milcheva et al. (2017), Gonçalves et al. (2019) e Toledo-Velázquez et al. (2014). Milcheva et al. (2017) realizam uma adaptação ao modelo de Bell-Delaware aplicada ao ciclo Rankine orgânico. Gonçalves et al. (2019) propuseram um modelo linear de cálculo de perda de carga de trocadores, resultando em equipamentos com uma área de troca térmica 22% menor comparando-se com o uso de modelos de dimensionamento clássico. Toledo-Velázquez et al. (2014) realizaram um estudo na busca de novas correlações mais eficazes, em substituição ao modelo clássico de Bell-Delaware.

Em toda a revisão da literatura, pôde-se observar que não há estudos de simulação envolvendo trocadores da etapa de seção de topo da fracionadora do FCC nem estudos de perda de carga considerando o *header* anterior de distribuição de fluidos para o interior do casco e tubos, um dos objetos de estudo deste trabalho.

Tabela 7 – Relação de pesquisas em trocadores de calor casco e tubos utilizando modelagem e simulação de processos.**Trabalhos na literatura envolvendo modelagem e simulação em trocadores de calor casco e tubos**

| Autores, ano | Aplicações em refino de petróleo | Má distribuição de fluidos | Incrustação | Análise térmica | Otimização das condições de operação | Melhorias de projeto de trocadores | Perda de Carga | Utilização do modelo de Bell-Delaware |
|---|---|-----------------------------------|--------------------|------------------------|---|---|-----------------------|--|
| Anand, Pravin e Veena (2014) | | | | X | | | | X |
| Bergles (2001) | | | | X | | | | |
| Costa (2016) | | | | X | | X | X | |
| Gonçalves, Costa e Bagajawicz (2019) | | | | | | X | X | X |
| Gu, Dong e Wang (2007) | | | | | | | X | |
| Jatale e Srinivasa (2015) | X | | X | | | | | |
| Kim et al. (2009) | | X | | | | | | |
| Leoni, Klein e Medronho (2014) | | | | | | X | | |
| Milcheva, Heberle e Brüggemann (2017) | | | | | | | | X |
| Mohammadi, Heidemann e Müller-Steinhagen (2006) | | | | | | | X | |

Trabalhos na literatura envolvendo modelagem e simulação em trocadores de calor casco e tubos

| Autores, ano | Aplicações em refino de petróleo | Má distribuição de fluidos | Incrustação | Análise térmica | Otimização das condições de operação | Melhorias de projeto de trocadores | Perda de Carga | Utilização do modelo de Bell-Delaware |
|---|---|-----------------------------------|--------------------|------------------------|---|---|-----------------------|--|
| Mohammadi, Heidemann e Müller-Steinhagen (2009) | | | | | | | X | |
| Müller-Steinhagen (1998) | | | X | | | | | |
| Muralikrishna e Shenoy (2000) | | | | | X | | | |
| Osdan e Tari (2010) | | | | X | | X | X | X |
| Othman (2009) | | | | X | | | | |
| Prithiviraj e Andrews (1998) | | | X | X | | | X | |
| Ravagnani e Caballero (2007) | | | | | X | X | | X |
| Rodriguez e Smith (2007) | X | | X | | | | | |
| Roque e Lona (2000) | | | | | X | | | |
| Serna e Jimenez (2005) | | | | | | | X | X |
| Setiawan et al. (2020) | | | | | X | | X | |

Trabalhos na literatura envolvendo modelagem e simulação em trocadores de calor casco e tubos

| Autores, ano | Aplicações em refino de petróleo | Má distribuição de fluidos | Incrustação | Análise térmica | Otimização das condições de operação | Melhorias de projeto de trocadores | Perda de Carga | Utilização do modelo de Bell-Delaware |
|---|---|-----------------------------------|--------------------|------------------------|---|---|-----------------------|--|
| Siqueira (2014) | X | X | | | | | | |
| Takemoto, Crittenden e Kolaczowski (1999) | X | | X | | | | | |
| Toledo-Velázquez et al. (2014) | | | | | | | | X |
| Valentine e Videla, (2009) | | | | | X | | | |
| Wang, Dong e Liu (2007) | | | | | | X | X | |
| Wang et al (2009) | | | | | | | X | |

Fonte: Próprio autor.

4. DESCRIÇÃO DO PROCESSO

Neste capítulo são apresentados o sistema de estudo e as informações relevantes disponibilizadas pela empresa para os estudos de modelagem e simulação da perda de carga dos trocadores de calor.

4.1 A UNIDADE DE CRAQUEAMENTO CATALÍTICO II

O sistema de estudo faz parte de uma refinaria de petróleo, constituída de dois conjuntos de unidades de Destilação Atmosférica e a Vácuo, duas unidades de Craqueamento Catalítico, uma unidade de Coqueamento Retardado, duas unidades de Geração de Hidrogênio e três unidades de Hidrotratamento de Enxofre (HDS), uma HDT e a área de Utilidades. Tal parque de refino possui a capacidade instalada de 151 mil barris/dia, divididos em 17 diferentes tipos de derivados de petróleo, sendo os principais: gasolina, diesel, GLP, querosene de aviação, óleos combustíveis, nafta petroquímica, asfalto e coque.

A unidade de Craqueamento Catalítico II possui uma capacidade de processamento de 3800 m³/dia de carga de craqueamento, possui o modelo de reator e regenerador tipo lado a lado, com a parte superior do *riser* interna ao reator (modelo HTR).

A carga da unidade é constituída de Gasóleo de Vácuo, podendo conter nafta de coque e gasóleo de coque. A mistura é pré-aquecida a uma faixa de temperaturas entre 200-240°C e entra no reator. Os gases de craqueamento, de composição C₃-C₁₂ são enviados para a coluna fracionadora.

A torre fracionadora é usada para promover uma separação primária dos gases advindos do reator através de uma linha de transferência com isolamento para evitar a condensação dos hidrocarbonetos mais pesados. É subdividida em três regiões: seção de fundo ou borra (composta por óleo clarificado), seção intermediária de óleo pesado (HCO) e seção de topo (composta por nafta pesada).

É na seção de topo que ocorre a remoção de uma corrente composta por nafta leve, GLP e GC. A corrente de topo passa por uma bateria de trocadores de calor casco e tubos (condensadores) e segue para um vaso de topo que

separa a água ácida, nafta craqueada e *offgas*. Esses trocadores de calor, denominados com sufixos A a F operam em pares (A/B, C/D e E/F) com a corrente de produto escoando pelo casco e água de resfriamento passando pelos tubos.

O produto entra pelo topo dos condensadores A, C e E, percorre o interior do casco e é direcionado para o topo dos trocadores B, D e F. Após realizar a troca térmica, o produto é concentrado em um *header* de 20" de diâmetro que alimenta um vaso de topo.

A água de resfriamento, advinda da Unidade de Refrigeração Industrial, cujo *header* possui 28" de diâmetro, passa por duas reduções de diâmetro (28"x20" e 20"x12"), entra nos trocadores B, D e F, percorre dois passes pelos tubos e entra nos trocadores A, C e E, percorrendo igualmente o mesmo caminho dos anteriores e é direcionado para uma tubulação de 18" de diâmetro. Em seguida, a água escoa no *header* que passa por duas expansões (18"x20" e 20"x28") e retorna para a Unidade de Refrigeração Industrial. A Figura 29 apresenta um desenho esquemático em 3D das entradas e saídas de produto e de água de refrigeração por cada um dos seis trocadores de calor.

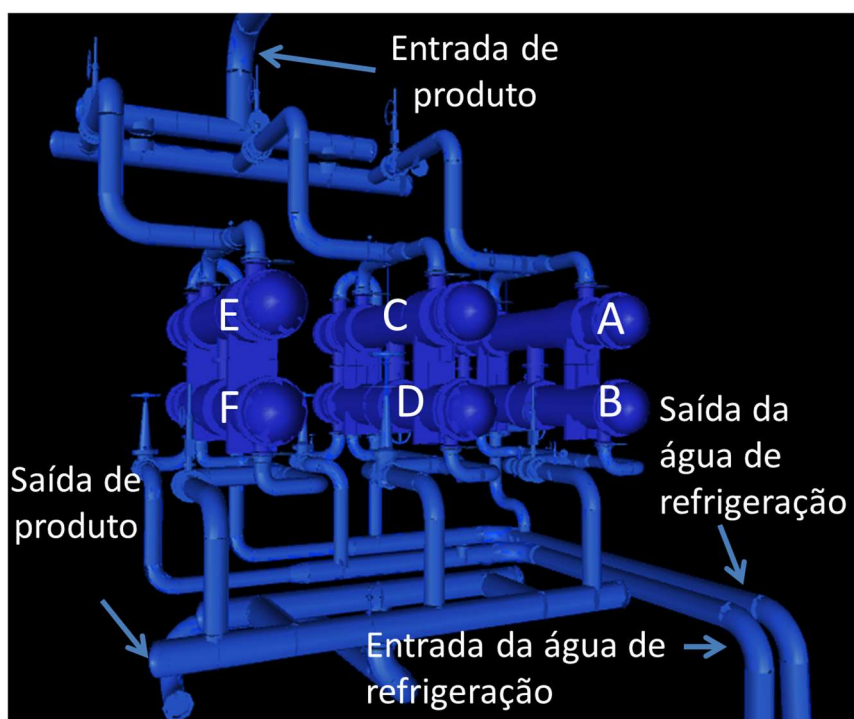


Figura 29 – *Layout* dos trocadores de calor estudados em 3D, indicando as entradas e saídas dos fluidos (produto e água) escoando pelo casco e pelos tubos.

Fonte: Material do corpo técnico da empresa estudada.

Os trocadores de calor instalados na Unidade de Craqueamento Catalítico II são de classe R (aplicados a condições severas para processamento de petróleo) e do tipo AJS de acordo com a nomenclatura TEMA (cujo casco possui o fluxo dividido). Possuem um passe no casco e dois passes nos tubos. O interior dos trocadores é constituído de 758 tubos de 19,05 mm de diâmetro externo, dispostos de forma quadrada (*square inline*), com *pitch* de 25 mm, comprimento efetivo de 5675 mm e total de 6096mm. Os cascos possuem o diâmetro interno de 850 mm e comprimento total de 7480 mm. Os defletores são do tipo segmentados, com percentual de corte do defletor de 45%.

Observou-se que os trocadores mesmo tendo características geométricas e dados de entrada iguais apresentam resultados de saída diferentes. O conjunto de trocadores E/F apresenta temperaturas na saída da água sempre mais elevadas, quando comparado aos conjuntos A/B e C/D. A Tabela 8 e a Tabela 9 apresentam as temperaturas médias de entrada e saída das correntes de produto e água de resfriamento, a partir da média diária de dados históricos da empresa estudada entre 01/01/2010 a 07/07/2019.

Tabela 8 – Média dos valores das temperaturas de entrada e saída para o lado do produto (casco).

| Temperaturas de entrada e saída de produto escoando pelo casco dos trocadores | | | | |
|--|------------------------------------|--|------------------------------------|--|
| Equipamento | Entrada | | Saída | |
| | Temperatura de projeto (°C) | Temperatura média de Operação observada no período (°C) | Temperatura de projeto (°C) | Temperatura média de Operação observada no período (°C) |
| A/B | 155,00 | 140,18 | 57,93 | 42,45 |
| C/D | 155,00 | 140,18 | 57,93 | 42,00 |
| E/F | 155,00 | 140,18 | 57,93 | 42,05 |

Fonte: Dados de operação do corpo técnico da empresa estudada.

Tabela 9 – Média dos valores das temperaturas de entrada e saída para o lado da água (tubos).

| Temperaturas de entrada e saída de água escoando pelos tubos dos trocadores | | | | |
|--|------------------------------------|--|------------------------------------|--|
| Equipamento | Entrada | | Saída | |
| | Temperatura de projeto (°C) | Temperatura média de Operação observada no período (°C) | Temperatura de projeto (°C) | Temperatura média de Operação observada no período (°C) |
| A/B | 31,00 | 30,27 | 42,38 | 43,39 |
| C/D | 31,00 | 30,27 | 42,38 | 42,23 |
| E/F | 31,00 | 30,27 | 42,38 | 45,33 |

Fonte: Dados de operação do corpo técnico da empresa estudada.

Dentro desse intervalo de dados históricos da empresa, o maior valor de temperatura observado na saída dos trocadores de calor A/B, C/D e E/F do lado da água foi de 51,88°C, 50,94 °C e 57,71°C, respectivamente. De acordo com a empresa estudada, temperaturas da água acima de 55°C aceleram o processo de incrustação, diferentemente do relatado por Kern (1999), em que temperaturas acima de 48,89°C já promovem a incrustação dos sais minerais contidos na água de resfriamento.

Em uma análise realizada pela empresa no ano de 2017, foi identificado que a baixa eficiência desse conjunto de trocadores era devido à baixa vazão de água. A queda de pressão medida do lado da água estava entre 2,5 a 2,8 kgf/cm², muito maior que a admissível (0,7 kgf/cm²). A vazão de água que alimenta os trocadores esperada era de 2300m³/h (fornecida pela bomba de alimentação da Unidade de Refrigeração Industrial). Entretanto, foi observado que a vazão média de alimentação dos trocadores era de aproximadamente 1800 a 1900 m³/h, valor medido em campo com um instrumento de vazão portátil.

4.2 DADOS FORNECIDOS PELA EMPRESA

Para a realização do estudo de modelagem e simulação da perda de carga do sistema de trocadores de calor foram disponibilizados os seguintes materiais:

- Fluxogramas de Engenharia do topo da coluna fracionadora e do sistema de água de refrigeração industrial;
- Isométricos das linhas do topo da coluna fracionadora e do sistema de água de refrigeração industrial;
- Folha de dados dos trocadores de calor;
- Desenho mecânico dos trocadores de calor;
- Dados de operação contendo os valores das temperaturas da saída de topo da coluna fracionadora, do *header* de alimentação de água e das saídas de produto do lado do casco e água de resfriamento para o lado dos tubos para os conjuntos A/B, C/D e E/F no período de 01/01/2010 a 07/07/2019;
- Dados de operação contendo valores de pressão do lado produto e água de equipamentos a montante dos trocadores de calor;
- Relatório de uma simulação realizada no *software* comercial HTRI® em 03/07/2019 contendo valores como temperaturas de saída esperadas, quedas de pressão, coeficientes de transferência de calor, além de dados das propriedades do produto (entalpia da mistura, densidade, calor específico, viscosidade e condutividade térmica) nas fases vapor e líquido de acordo com a temperatura.

4.3 PROPRIEDADES DO PRODUTO

A corrente advinda do topo da coluna fracionadora é composta por Nafta leve, GLP e GC. Sabendo-se que a composição varia conforme a carga de petróleo alimentada na Destilação Atmosférica, adotou-se como propriedades do produto as que constam no relatório da simulação realizada no HTRI®.

A Tabela 10 apresenta as propriedades densidade, viscosidade dinâmica, condutividade térmica e calor específico para as fases líquido e vapor, além da entalpia da mistura para diferentes valores de temperatura na pressão de operação de 277,53 kPa.

Tabela 10 – Propriedades do produto variando com a temperatura.
Propriedades do produto adotadas para o estudo para a pressão de operação de 277,53 kPa

| Temperatura (°C) | Entalpia da mistura (kJ/kg) | Vapor | | | | | Líquido | | | | |
|---------------------|--------------------------------------|----------------------------------|-----------------------------------|--|------------------------------------|----------------------------|------------------------------------|-----------------------------------|--|------------------------------------|----------------------------|
| | | Fração mássica de vapor | Densidade (kg/m ³) | Viscosidade Dinâmica (mNs/m ²) | Condutividade Térmica (W/mK) | C _p (kJ/kgC) | Fração mássica de líquido | Densidade (kg/m ³) | Viscosidade Dinâmica (mNs/m ²) | Condutividade Térmica (W/mK) | C _p (kJ/kgC) |
| 35 | -147,9 | 0,092 | 6,665 | 0,0099 | 0,0308 | 1,6915 | 0,908 | 707,76 | 0,3471 | 0,1092 | 2,0951 |
| 46 | -109,5 | 0,12 | 6,954 | 0,0098 | 0,029 | 1,7212 | 0,88 | 702,65 | 0,3228 | 0,1054 | 2,1323 |
| 57 | -69,89 | 0,156 | 7,232 | 0,0098 | 0,0276 | 1,753 | 0,844 | 698,62 | 0,3033 | 0,1018 | 2,1688 |
| 68 | -24,39 | 0,202 | 7,474 | 0,0097 | 0,0266 | 1,7873 | 0,798 | 695,49 | 0,288 | 0,0984 | 2,2044 |
| 79 | 29,952 | 0,263 | 7,656 | 0,0097 | 0,0292 | 1,8234 | 0,737 | 692,9 | 0,276 | 0,0952 | 2,2399 |
| 90 | 98,12 | 0,344 | 7,747 | 0,0097 | 0,0284 | 1,8619 | 0,656 | 690,9 | 0,2672 | 0,0921 | 2,2743 |
| 101 | 191,25 | 0,454 | 7,705 | 0,0097 | 0,0276 | 1,9033 | 0,546 | 689,85 | 0,2618 | 0,0887 | 2,3086 |
| 112 | 328,04 | 0,609 | 7,482 | 0,0097 | 0,0271 | 1,9469 | 0,391 | 690,21 | 0,2604 | 0,0839 | 2,3404 |
| 123 | 376,22 | 0,694 | 7,762 | 0,0097 | 0,028 | 1,9791 | 0,306 | 686,39 | 0,2512 | 0,0812 | 2,3743 |
| 134 | 425,86 | 0,786 | 8,041 | 0,0097 | 0,0292 | 2,0134 | 0,214 | 683,03 | 0,2453 | 0,0787 | 2,4066 |
| 145 | 476,52 | 0,885 | 8,313 | 0,0097 | 0,03 | 2,0489 | 0,115 | 680,3 | 0,2397 | 0,0764 | 2,4363 |

Fonte: Dados de simulação do corpo técnico da empresa estudada.

5. METODOLOGIA

Neste capítulo é apresentada a metodologia empregada para a construção dos estudos de modelagem e simulação da perda de carga do sistema em estudo.

5.1 AJUSTE DE DADOS PARA DEFINIÇÃO DAS PROPRIEDADES DO PRODUTO

Como visto no capítulo anterior, a Tabela 10 apresenta um conjunto de 11 pontos com valores de temperatura entre 35-145°C referente às propriedades do produto nas fases líquida e vapor. O programa Excel foi utilizado na obtenção de correlações de cada propriedade em função da temperatura. Essas informações são importantes para a construção dos balanços de energia, cálculos de perda de carga (queda de pressão) e estudos de análise de sensibilidade.

5.2 PROPRIEDADES DA ÁGUA

Para as propriedades da água, assumiu-se como premissa a água pura, sem a presença de impurezas. As propriedades físicas da água foram retiradas da *International Association for the Properties of Water and Steam for Industrial Use (IAPWS-IF97)* (KIM et al., 2020). Da mesma forma que no produto, o uso dessas informações são fundamentais para a construção dos modelos de simulação.

5.3 CASOS DE ESTUDO CONSIDERADOS

A partir dos dados de processo disponíveis pela empresa estudada, foram considerados quatro situações possíveis:

- Caso 1 – Temperaturas de operação informadas na folha de dados dos trocadores de calor;

- Caso 2 – Temperaturas de operação informadas no relatório de simulação realizada no *software* comercial HTRI® em 03/07/2019;
- Caso 3 – Temperaturas médias dos dados históricos de processo, fornecidas pela empresa estudada;
- Caso 4 – Temperatura média de um dia de operação na condição de trocador limpo, informado pela empresa estudada.

Para esse último caso, extraiu-se os dados do dia 10/10/2017, quando os trocadores de calor estavam operando na condição de limpos, após terem passado por um processo de limpeza durante o mês de setembro desse mesmo ano, segundo informações da empresa estudada.

A partir dos dados disponibilizados pela empresa observa-se que não há um histórico de medição de dados de vazão de produto e água em cada uma das entradas dos trocadores de calor. Dessa forma, na primeira situação (Caso 1) considerou-se os valores de vazão obtidos na folha de dados dos trocadores (projeto dos trocadores – 284,83 kg/s para a água e 30,85 kg/s para o produto) e nas segunda a quarta situações (Casos 2 a 4) considerou-se os valores de vazão extraídos do relatório de simulação (583,33 kg/s para a água e 47,11 kg/s para o produto).

A Tabela 11 apresenta os valores das vazões de entrada e temperaturas de entrada e saída consideradas para o produto e água de resfriamento em cada uma das situações estudadas.

Tabela 11 – Condições de operação para cada um dos casos considerados para os balanços de energia.

| Casos utilizados para os balanços de energia | | | | |
|--|---------------|---------------|---------------|---------------|
| | Caso 1 | Caso 2 | Caso 3 | Caso 4 |
| Vazão de água para cada conjunto de trocadores (kg/s) | 284,833 | 583,330 | 583,330 | 583,330 |
| Vazão de produto para cada conjunto de trocadores (kg/s) | 30,85 | 47,107 | 47,107 | 47,107 |
| $T_{A/B/C/D/E/F}$ produto entrada (°C) | 113,00 | 155,00 | 140,18 | 158,68 |
| $T_{A/B}$ produto saída (°C) | 38,00 | 57,93 | 42,45 | 50,35 |
| $T_{C/D}$ produto saída (°C) | 38,00 | 57,93 | 42,00 | 49,48 |
| $T_{E/F}$ produto saída (°C) | 38,00 | 57,93 | 42,05 | 48,93 |
| $T_{A/B/C/D/E/F}$ água entrada (°C) | 30,00 | 31,00 | 30,27 | 25,35 |

| Casos utilizados para os balanços de energia | | | | |
|---|---------------|---------------|---------------|---------------|
| | Caso 1 | Caso 2 | Caso 3 | Caso 4 |
| $T_{A/B}$ água saída (°C) | 41,00 | 42,38 | 43,39 | 29,04 |
| $T_{C/D}$ água saída (°C) | 41,00 | 42,38 | 42,22 | 29,02 |
| $T_{E/F}$ água saída (°C) | 41,00 | 42,38 | 45,33 | 28,76 |

Fonte: Dados de processo da empresa estudada.

Os casos de estudo foram considerados nos cálculos do modelo analítico e no modelo fluidodinâmico.

5.4 CONSTRUÇÃO DO MODELO ANALÍTICO

5.4.1 Balanços de Energia

A equação utilizada nos balanços de energia teve como ponto de partida a equação (4), vista anteriormente. As seguintes premissas foram adotadas para realizar a simplificação na equação do balanço de energia:

- Processo em estado estacionário;
- Variações de energias cinética e potencial gravitacional muito pequenas, podendo ser consideradas desprezíveis;
- Ausência de trabalho de eixo;
- Ausência de trabalho de deformação das fronteiras do sistema;
- Escoamento monofásico do lado do produto.

Utilizando-se o volume de controle apresentado na Figura 30, a equação resultante para o estudo dos balanços de energia é dada em (83).

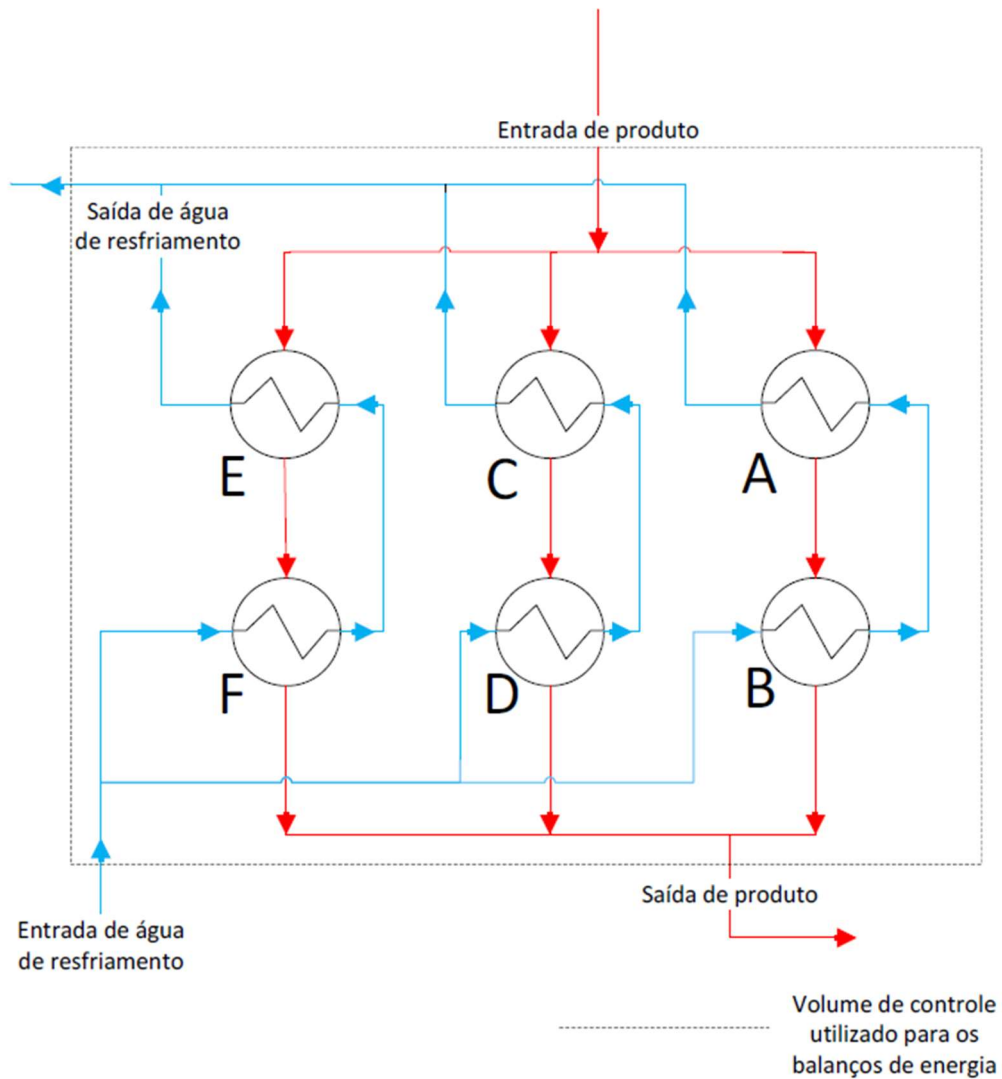


Figura 30 – Volume de controle para os balanços de energia do sistema de trocadores.
Fonte: Próprio autor.

$$\sum_{i=1}^n (\dot{M}_{\text{água}} \Delta \hat{H}_{\text{água}})_i + \sum_{i=1}^n (\dot{M}_{\text{gás}} \Delta \hat{H}_{\text{gás}})_i + \dot{q} = 0 \quad (83)$$

no qual n é o número de pares de trocadores de calor.

A convenção adotada nessa equação é que a variação de entalpia foi adotada como a diferença entre a entrada e a saída de cada um dos pares de trocadores de calor para as correntes de produto e água. Dessa forma, quando o calor é absorvido, \dot{q} possui valores positivos e quando é liberado, os valores de \dot{q} são negativos.

5.4.2 Cálculos dos coeficientes de transferência de calor, perdas de carga nos cascos, tubos e *headers* de distribuição

A partir das informações de vazão, dos isométricos de tubulação e dados mecânicos dos trocadores, foram realizados os cálculos da perda de carga, subdivididos em três partes:

- Perdas de carga dos *headers* de entrada e saída de produto e água, usando correlações como fator de atrito de Darcy-Weisbach, diagrama de Moody e método dos comprimentos equivalentes;
- Queda de pressão nos tubos dos trocadores de calor, usando correlações semelhantes às mencionadas acima;
- Coeficientes de transferência de calor e queda de pressão nos cascos dos trocadores de calor, com o apoio do método de Bell-Delaware.

Para o cálculo da perda de carga nos *headers*, foram investigadas as seções de entrada e saída dos trocadores, a partir dos pontos de bifurcação das entradas de água e produto até os pontos de junção das saídas dos trocadores (mesmo volume de controle utilizado nos balanços de energia - Figura 30). Sendo assim, a tubulação em comum foi não considerada. Para realizar esses cálculos foram contabilizados para as tubulações o comprimento, diâmetro, velocidade de escoamento do fluido e material de que é constituído. Os acessórios de tubulação, como válvulas, joelhos, “tês”, expansões ou contrações também foram contabilizados em função de um comprimento equivalente, levantados na literatura, como mostra em Crane (2020). Vale ressaltar que todas as constantes e correlações utilizadas consideram o escoamento como plenamente desenvolvido.

Os cálculos relacionados à queda de pressão dos trocadores de calor foram aplicados para cada um dos seus pares e comparados com valores admissíveis, estabelecido em projeto e relatado na folha de dados desses equipamentos.

Nos cálculos envolvendo o produto, assume-se como premissa o escoamento monofásico, com as propriedades relevantes aos cálculos

(densidade, viscosidade, condutividade, dentre outras) assumidas usando como referência a temperatura média do casco.

5.4.3 Uso de algoritmos de otimização

Para realizar os cálculos da queda de pressão no lado do casco, diversas informações da geometria dos trocadores são solicitadas e não constavam nos desenhos mecânicos e folha de dados. Para suprir a necessidade dessas informações, foi utilizado um algoritmo de otimização, utilizando como função objetivo a minimização da função quadrática do erro entre a queda de pressão calculada e a fornecida pelo relatório na folha de dados do equipamento, conforme equação (84).

$$f(x) = \frac{(\Delta P_{calculada} - \Delta P_{fornecida})^2}{(\Delta P_{fornecida})^2} \quad (84)$$

na qual,

$f(x)$ é a função objetivo e

x é o vetor de variáveis desconhecidas.

Sujeita à restrição representada pela equação (85).

$$h(x) = 0 \quad (85)$$

em que:

$h(x)$ são as restrições de igualdade do problema de otimização.

5.5 ESTUDOS DE ANÁLISE DE SENSIBILIDADE

Visto que os cálculos de perda de carga (ou queda de pressão) de tubulações e equipamentos são baseados em formulações empíricas e, além

disso, tem-se um desconhecimento de algumas informações do processo e do estado interno dos equipamentos, os resultados advindos de um modelo analítico podem gerar incertezas.

Além da imprecisão dos modelos, as variáveis de processo variam com o passar dos anos de operação, devido a modificações do estado dos equipamentos (deposição de precipitados nos tubos devido à água de processo utilizada), influência de unidades a montante e a jusante, a variações de composição de entrada na unidade de refino (exemplo do produto).

Diante dos fatores acima, faz-se necessário realizar estudos de Análise de Sensibilidade (AS) do processo. O objetivo dessa análise é avaliar o efeito da incerteza sobre o desempenho de um equipamento ou até mesmo de um dimensionamento de um equipamento. A base desses estudos é formada pelos valores das variáveis de processo e dos resultados, dos parâmetros adotados nos cálculos e dos resultados apresentados (PERLINGEIRO, 2018).

Para o presente trabalho, foram realizadas análises tanto do lado do produto como do lado da água. Para exemplificar os estudos, a Figura 31 apresenta de forma esquemática as distribuições de vazão para o lado da água. Para o lado do produto, pode-se usar a mesma estratégia. No ponto 1 ocorre a distribuição das vazões para os terminais dos trocadores A/B (com vazão \dot{m}_1), C/D (\dot{m}_2) e E/F (\dot{m}_3). No ponto 2, a vazão de água corresponde à vazão total (\dot{m}_{total}) que corresponde à soma das vazões individuais. Entre os pontos 1 e 2, a queda de pressão é a mesma, independente do caminho que o fluido percorra.

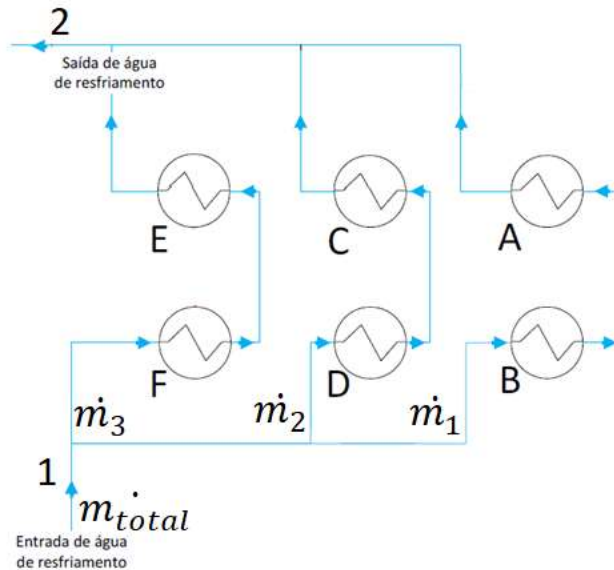


Figura 31 – Esquemático das tubulações de água para aplicação dos estudos de análise de sensibilidade.

Fonte: Próprio autor.

Para os estudos de AS, foram consideradas duas situações:

- Adotando a premissa de que as vazões distribuídas para os terminais A/B, C/D e E/F são iguais, verificou-se a influência da variação da vazão na queda de pressão, avaliada dos *headers* de entrada até os trocadores de calor.
- Utilizando um algoritmo de otimização, verificou-se a influência da vazão total de entrada na queda de pressão, assumindo-se a premissa de que as quedas de pressão do conjunto compreendido entre os *headers* de entrada e os pares de trocadores de calor são iguais.

Para essa segunda análise, a função objetivo considerada está representada pela equação (86).

$$f(\mathbf{m}) = (\Delta P_{A/B} - \Delta P_{C/D})^2 + (\Delta P_{C/D} - \Delta P_{E/F})^2 \quad (86)$$

em que,

$f(\mathbf{m})$ representa a função objetivo;

\mathbf{m} o vetor das vazões desconhecidas (\dot{m}_1 , \dot{m}_2 e \dot{m}_3) e

ΔP a queda de pressão entre os *headers* de entrada que levam o fluido até a entrada dos pares de trocadores (A/B, C/D ou E/F) acrescida do termo da queda de pressão nos pares de trocadores de calor (lado dos tubos para a água e casco para o produto).

Como não se tem informações sobre o estado interno individual para cada um dos pares de trocadores de calor, a queda de pressão calculada foi a mesma para os três pares.

A função objetivo representada pela equação (86) está sujeita à uma restrição a qual estabelece que o somatório das vazões \dot{m}_1 , \dot{m}_2 e \dot{m}_3 é igual a vazão total, representada pela equação (87).

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 = \dot{m}_{TOTAL} \quad (87)$$

O valor de vazão total foi variado para verificar a influência na queda de pressão desse sistema e como as vazões individuais foram distribuídas para garantir a mesma queda de pressão nos três terminais.

A partir dos resultados apresentados nas duas situações dos estudos de análise de sensibilidade, dimensionaram-se as placas de orifício a serem instaladas nas tubulações para equalizar a queda de pressão entre os três pares de trocadores de calor.

5.6 CONSTRUÇÃO DO MODELO FLUIDODINÂMICO

Para a construção do modelo fluidodinâmico, utilizou-se o conjunto de programas da Ansys®. A Figura 32 apresenta um desenho esquemático das etapas da modelagem em CFD. As etapas mais relevantes e particulares ao sistema em estudo serão detalhadas a seguir.

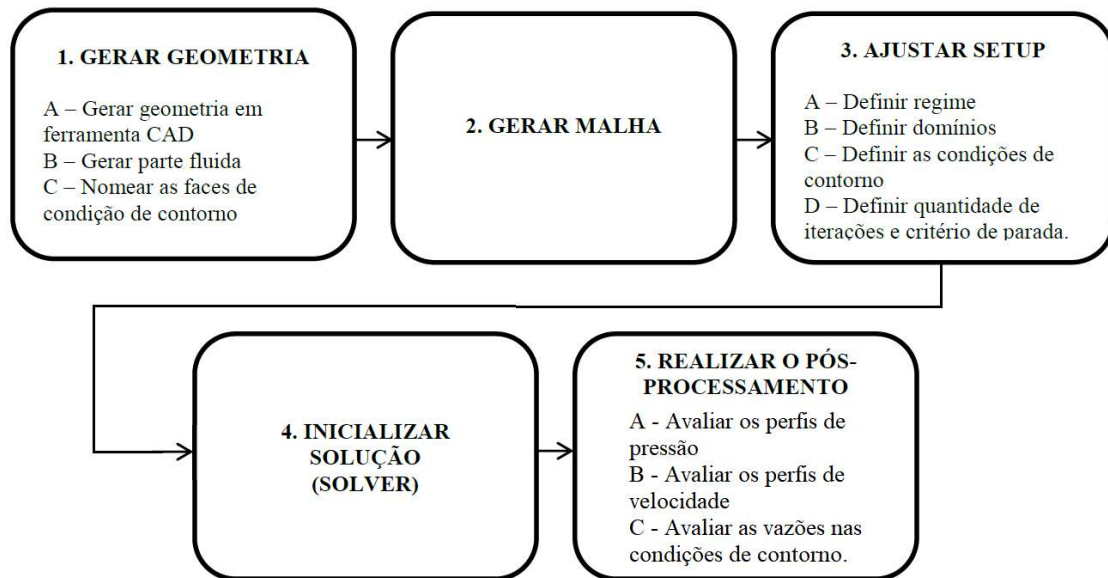


Figura 32 – Etapas de modelagem de uma simulação fluidodinâmica.
Fonte: Adaptado COSTA (2016).

5.6.1 Geometria

A definição da geometria e a criação da malha são etapas que demandam pelo menos 50% do tempo de configuração de uma simulação (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007). Devido a isso, a geração da geometria deve ser cuidadosamente elaborada.

As geometrias de estudo foram geradas no *SpaceClaim Design Modeler*, software de geração de geometrias da Ansys®. Os sistemas de estudo foram selecionados de acordo com a criticidade encontrada nos resultados apresentados no modelo analítico:

- *Headers* de distribuição de entrada de água, considerando a partir do ponto onde há a separação para os diferentes trocadores de calor;
- *Headers* de distribuição de entrada de água, considerando os mesmos limites da situação anterior, com o acréscimo das placas de orifício nos terminais A/B e C/D, calculadas conforme indicado no item 3.5 cujos resultados são apresentados no item 6.4.

5.6.2 Geração da Malha

Para geração das malhas de simulação, foi utilizado o *software* de geração de malhas da Ansys®. As malhas foram predominantemente geradas por elementos tetraédricos a partir do método automático. As malhas de simulação foram progressivamente refinadas a cada teste e o índice de convergência de malha (GCI) foi aplicado.

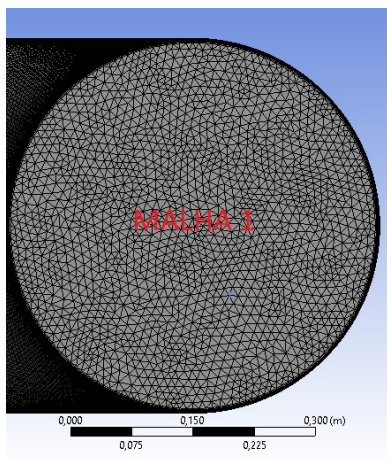
Para modelar a camada limite, utilizaram-se camadas de elementos prismáticos (*inflation*) próximo às paredes de todo o *header*. Como mencionado anteriormente, códigos computacionais, como o Ansys CFX® usam funções de parede para o cálculo do tamanho do primeiro elemento fora de superfícies. O método de função de parede, apresentado anteriormente pelas equações (81) e (82), calcula o tamanho do primeiro elemento da malha Δy , a partir da distância adimensional da parede y^+ . De forma a considerar a modelagem da camada amortecedora, adotou o valor de y^+ igual a 30, o que confere a um tamanho do primeiro elemento de malha Δy igual a $1,3116 \times 10^{-4}$ m.

A Tabela 12 apresenta as características da malha utilizadas no estudo. O r_i médio utilizado entre as malhas é de 1,15. A Figura 33 apresenta uma vista da condição de contorno de entrada em cada uma das malhas de estudo.

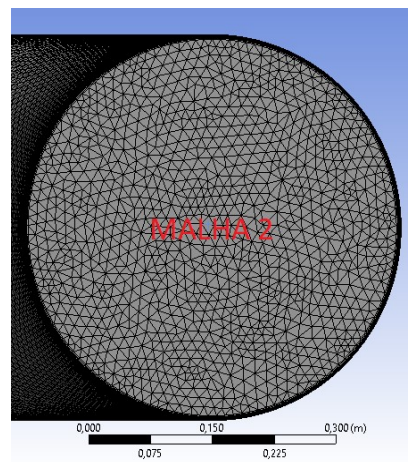
Tabela 12 – Características das malhas de simulação.

| Malhas utilizadas no estudo | | | | | |
|------------------------------------|--------------------------------|----------------------------|----------------------|-------------------------|---|
| Malha i | h_{gi} (m) | Número de elementos | Número de nós | r_i | Camadas de elementos prismáticos |
| 1 | $3,731 \times 10^{-3}$ | 16304334 | 5946852 | 1,15 | 10 |
| 2 | $4,3865 \times 10^{-3}$ | 10222959 | 3771255 | 1,18 | 10 |
| 3 | $5,1225 \times 10^{-3}$ | 6412156 | 2396289 | 1,17 | 10 |
| 4 | $5,9467 \times 10^{-3}$ | 4001665 | 1518122 | 1,16 | 10 |
| 5 | $6,8533 \times 10^{-3}$ | 2495903 | 963235 | 1,15 | 10 |
| 6 | $7,8243 \times 10^{-3}$ | 1559265 | 613124 | 1,14 | 10 |
| 7 | $8,9095 \times 10^{-3}$ | 960688 | 385543 | 1,14 | 10 |
| 8 | $1,0053 \times 10^{-2}$ | 598232 | 245157 | 1,13 | 10 |

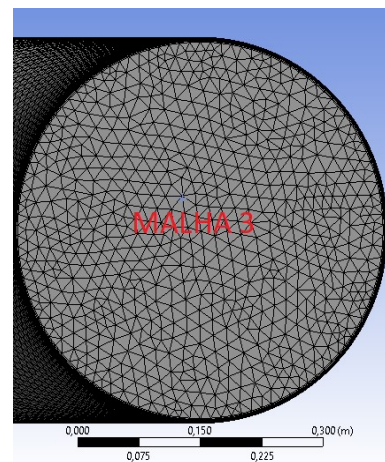
Fonte: Próprio autor.



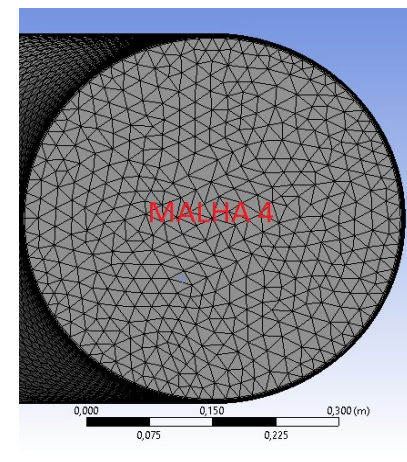
Malha 1



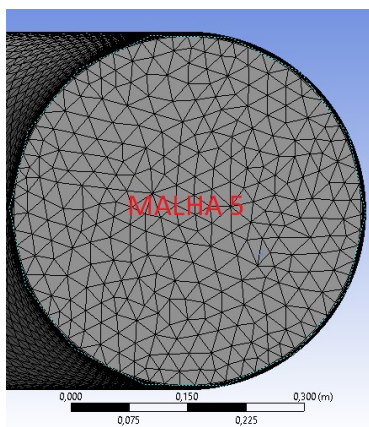
Malha 2



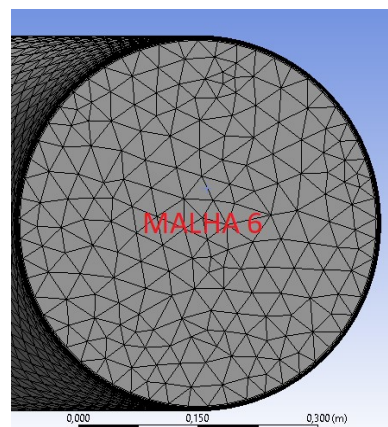
Malha 3



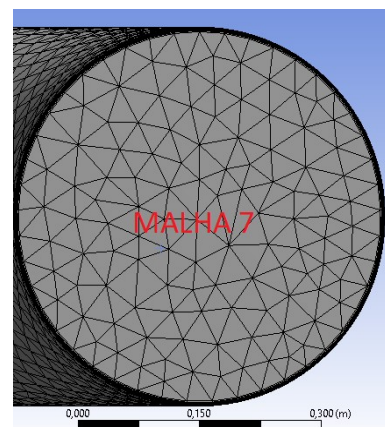
Malha 4



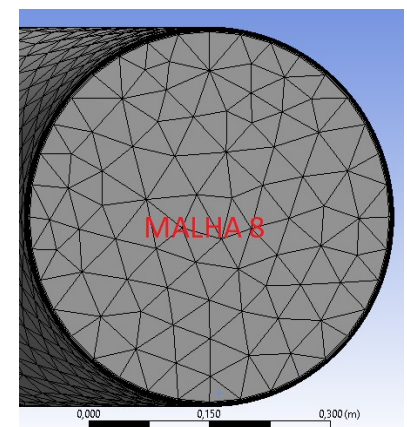
Malha 5



Malha 6



Malha 7



Malha 8

Figura 33 – Vista da condição de contorno de entrada, exemplificando cada uma das malhas de simulação utilizadas no estudo. Fonte: Próprio autor.

5.6.3 Definições do Setup

As condições de contorno utilizadas nos problemas de simulação foram:

- INLET (Entrada): condição de contorno que define o local, a vazão mássica e qual fluido está entrando no domínio;
- OUTLET (Saída): condição de contorno que define o local, a pressão e qual fluido está saindo do domínio;
- WALL (Parede): faces da geometria em que não ocorre o escoamento. Para esta condição de contorno, foi considerada a condição de não deslizamento nas paredes da geometria de simulação e, além disso, foi considerada a rugosidade absoluta do material.

O planejamento inicial do modelo fluidodinâmico partia inicialmente em simular o escoamento das tubulações (água e produto) e trocadores de calor (lado do casco e dos tubos). Ao iniciar as simulações do produto, observaram-se problemas de convergência, cuja solução numérica não foi possível de ser obtida. Com base nisso, as simulações fluidodinâmicas foram priorizadas a partir dos resultados encontrados no modelo analítico e se constituíram da seguinte forma:

- Caso 1 de simulação: realização do teste de malha, simulação do *header* de distribuição de água na ausência e presença de placas de orifício;
- Caso 2 a 4 de simulação: simulação do *header* de distribuição de água na ausência e presença das placas de orifício.

As definições de regime de escoamento, domínio, condições de contorno e critérios de convergência foram realizadas no Ansys CFX®. A Tabela 13 apresenta as configurações utilizadas no domínio de simulação para o Teste de malha, Caso 1 e Casos 2 a 4.

Tabela 13 – Premissas de configuração do domínio.

| Premissas adotadas nas simulações | | | |
|---|---|---------------|---|
| | Teste de Malha | Caso 1 | Casos 2 a 4 |
| Regime de simulação | | Estacionário | |
| Identificação do material | Água – Banco de propriedades do Ansys® | | |
| Equação da Energia | | Isotérmico | |
| Modelo de Turbulência | | k-ε | |
| Efeitos de empuxo (<i>Buoyancy model</i>) | | Ausentes | |
| Efeitos das forças gravitacionais | | Ausentes | |
| Pressão de referência do domínio (atm) | 5,0551 (pressão da bomba da Unidade de Refrigeração Industrial) | | |
| Condição de contorno de entrada | | | |
| Tipo | INLET | | |
| Configuração | Componentes de velocidades no plano cartesiano | | |
| Velocidades de entrada (m/s) | U=0 V= 0 W= -5,4676 | | U=0 V= 0 W= -10,699 |
| Condição de contorno de saída | | | |
| Tipo | OUTLET | | |
| Configuração | Static Pressure | | |
| Valor de pressão estática (atm) | 3,6778 | | 4,6456 (pressão de entrada nos bocais dos trocadores de calor) |
| Condição de contorno da parede | | | |
| Tipo | WALL | | |
| Configuração massa e momento | Condição de não deslizamento (<i>no slip wall</i>) | | |
| Rugosidade (m) | 4,4767x10 ⁻⁵ | | |
| Configurações do solver | | | |
| <i>Advection Scheme</i> | High Resolution | | |
| <i>Turbulence Numerics</i> | First Order | | |
| Número máximo de iterações | 1000 | | |
| <i>Timescale Control</i> | Physical Timescale | | |
| <i>Physical Timescale</i> (s) | 0,02729 | | 0,01424 |

Fonte: Próprio autor.

Como não foi considerada a Equação da Energia para a construção desse modelo e como as vazões dos Casos 2, 3 e 4 são as mesmas, uma única simulação foi considerada para representar os três casos.

A Figura 34 apresenta o domínio de simulação estudado, indicando as condições de contorno de entrada e saída na ausência de placas de orifício. Na superfície de todo o *header*, foi aplicada a condição de contorno de parede.

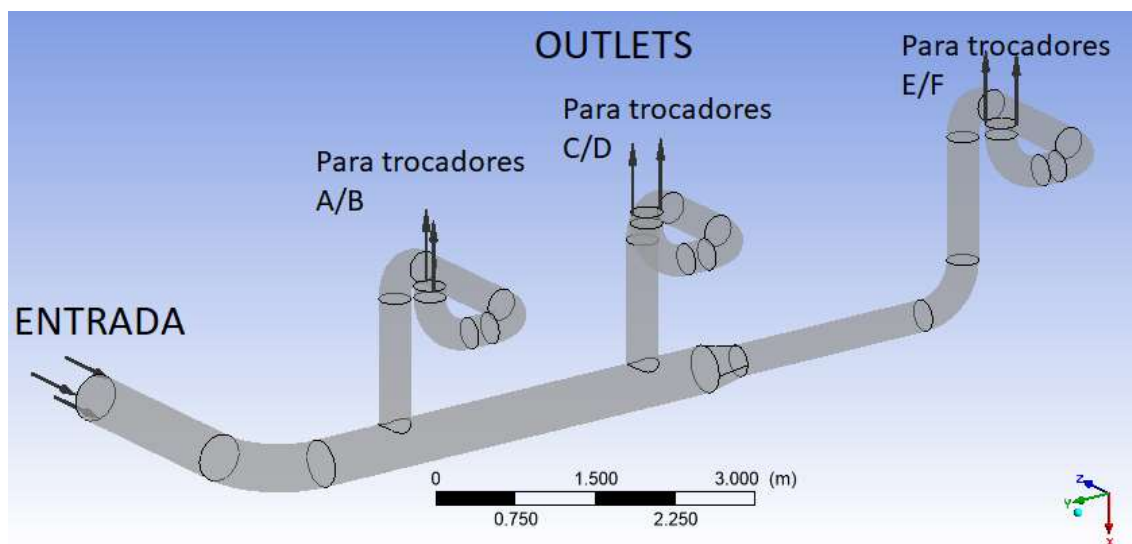


Figura 34 – Domínio de simulação estudado, indicando as condições de contorno de entrada e saída.

Fonte: Próprio autor.

A Figura 35 apresenta o *layout* do domínio de simulação estudado, contemplando as placas de orifício: uma na saída para os trocadores A/B e outra para o par C/D. As placas foram inseridas com as tubulações na posição horizontal, afastadas o suficiente dos joelhos de tubulação, para promover o escoamento plenamente desenvolvido. A espessura adotada foi de 14,76 mm, conforme recomendação da norma ABNT NBR ISO 5167-2 (2011), cujo cálculo é realizado em função do diâmetro da tubulação principal.

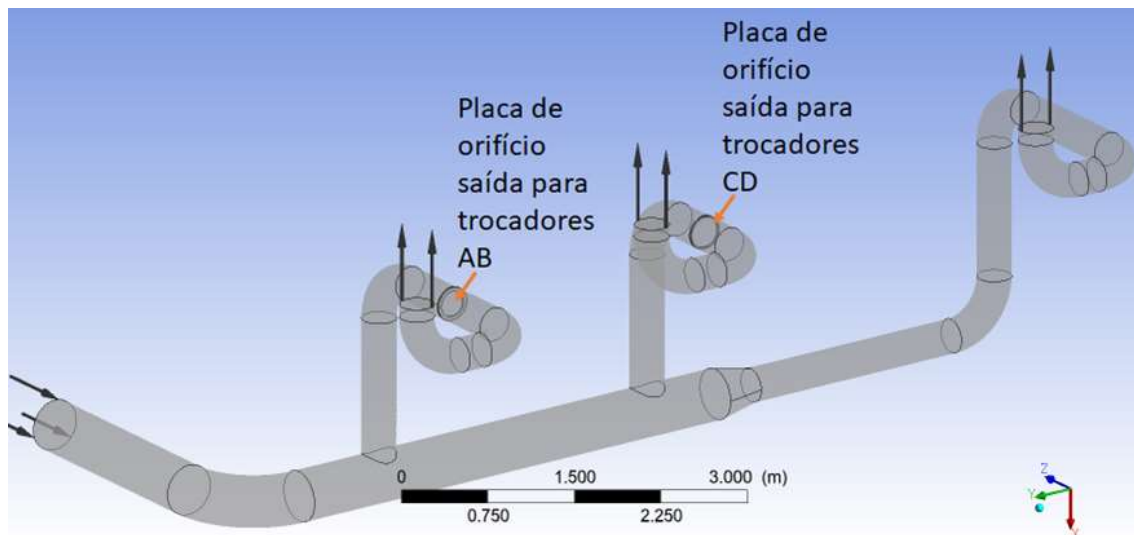


Figura 35 – Domínio de simulação, indicando a localização das placas de orifício.
 Fonte: Próprio autor.

Com relação ao critério de convergência, foi escolhido a média da raiz dos resíduos elevados ao quadrado (RMS). De acordo com Ansys (2011), para considerar a simulação do ponto de vista numérico convergido, os resíduos do balanço de massa (P-Mass) e os do balanço de momento nas três direções (U-Mom, V-Mom e Z-Mom) devem ter um valor inferior a 10^{-5} e resíduos máximos inferiores a 10^{-4} . Com base nisso, foram adotados para esse trabalho as mesmas recomendações estabelecidas pelo manual da ferramenta Ansys®.

5.6.4 Verificação e Validação da solução numérica

A verificação da solução numérica foi realizada utilizando-se o conceito do índice de convergência de malha (GCI) para todas as malhas geradas, adotado pela norma ASME V&V 20 (2009). O GCI foi aplicado para as seguintes variáveis:

- Queda de pressão entre a condição de entrada e a saída para os terminais A/B;
- Queda de pressão entre a condição de entrada e a saída para os terminais C/D;
- Queda de pressão entre a condição de entrada e a saída para os terminais E/F.

Devido a inexistência de dados experimentais do processo ou de dados históricos de variáveis como vazão e pressão em diferentes pontos do sistema em estudo, não foram realizadas validações no modelo de simulação gerado.

6. RESULTADOS E DISCUSSÃO

6.1 AJUSTE DAS PROPRIEDADES DO PRODUTO

Foram realizados estudos de regressão para as seguintes variáveis:

- Entalpia específica da mistura;
- Densidade, viscosidade dinâmica, condutividade térmica e calor específico a pressão constante para as fases vapor e líquido.

Para cada propriedade, foram testados os modelos de primeira a sexta ordens, observando-se qual modelo apresentava o melhor valor do coeficiente de determinação (R^2). A Tabela 14 apresenta de forma sumarizada o resultado da melhor correlação encontrada para cada uma das propriedades, representadas pelas equações (88) a (98).

Tabela 14 – Correlações para as propriedades do produto nas fases vapor e líquido.
Correlações para entalpia, densidade, viscosidade dinâmica, condutividade térmica e calor específico a pressão constante

| Propriedade | Estado | Melhor modelo encontrado | Equação do modelo | R^2 |
|--------------------------------------|---------|--------------------------|--|---------|
| Entalpia | - | Terceira ordem | $\hat{H} = -9,3156 T + 0,170537 T^2 - 5,7x10^{-4}T^3$ (88) | 0,99680 |
| Densidade | Vapor | Terceira ordem | $\rho_{vapor} = 3,73 + 0,1201 T + 0,0013 T^2 - 4,0x10^{-6}T^3$ (89) | 0,95740 |
| | Líquido | Terceira ordem | $\rho_{liquido} = 739,1 - 1,2441 T + 0,0015 T^2 - 4,0x10^{-5}T^3$ (90) | 0,99370 |
| Viscosidade dinâmica | Vapor | Constante | $\mu_{vapor} = 0,00974 \text{ mNs/m}^2$ (91) | - |
| | Líquido | Constante | $\mu_{liquido} = 0,29174 \text{ mNs/m}^2$ (92) | - |
| Condutividade térmica | Vapor | Constante | $\lambda_{vapor} = 0,02850 \text{ W/m K}$ (93) | - |
| | Líquido | Constante | $\lambda_{liquido} = 0,09191 \text{ W/m K}$ (94) | - |
| Calor específico a pressão constante | Vapor | Linear | $C_{p_{vapor}} = 1,56636 + 0,003333T$ (95) | 0,99919 |
| | Líquido | Linear | $C_{p_{liquido}} = 1,9913 + 0,003108 T$ (96) | 0,99962 |

Fonte: Próprio autor.

A Figura 36 apresenta o melhor ajuste encontrado para a propriedade entalpia específica da mistura. Observa-se que a função é de terceira ordem sem o termo independente. Apesar de ser o melhor ajuste encontrado para a Entalpia, a curva não consegue representar de forma satisfatória o oitavo termo para a temperatura igual a 112°C. Isso se deve à não linearidade que o produto possui quando ocorre uma mudança de fase (do estado vapor para o líquido).

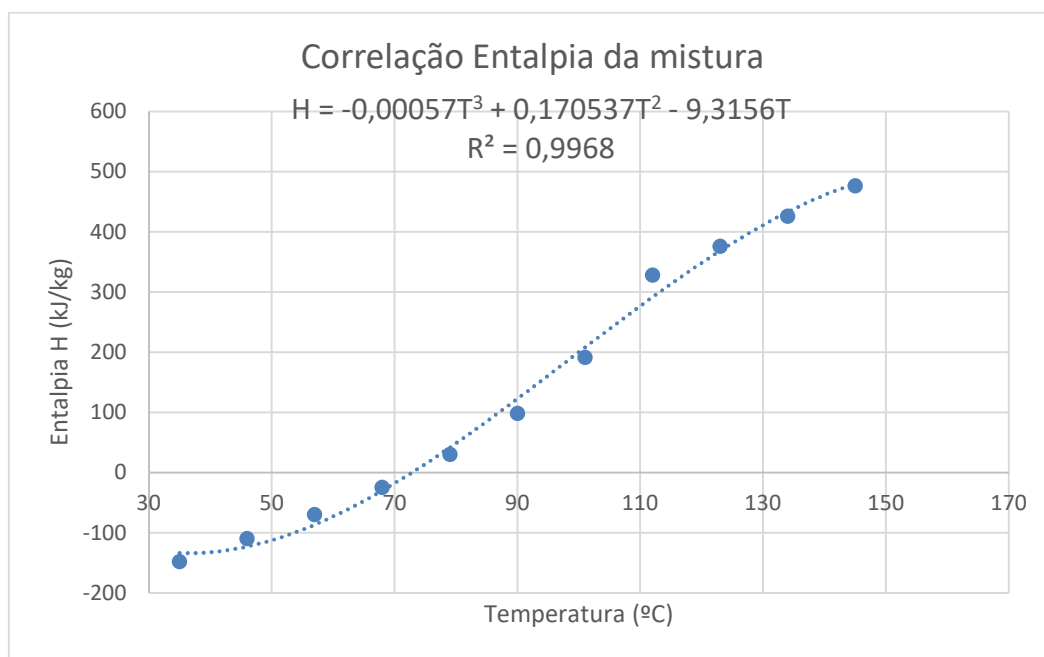


Figura 36 – Ajuste da Entalpia como uma função de 3ª ordem com a temperatura.
Fonte: Próprio autor.

A Figura 37 apresenta a melhor correlação encontrada para a propriedade densidade para o estado vapor e a Figura 38 para o estado líquido. Observa-se que a correlação da densidade para o vapor obteve um coeficiente de determinação mais baixo, comparada às demais propriedades. Isso se deve ao oitavo termo para a temperatura de 112°C, no qual ocorre uma mudança de fase de forma não linear. Esse desvio também ocorre na caracterização da densidade do líquido para o mesmo ponto de temperatura. Entretanto, o coeficiente de determinação encontrado nesta última situação é satisfatório.

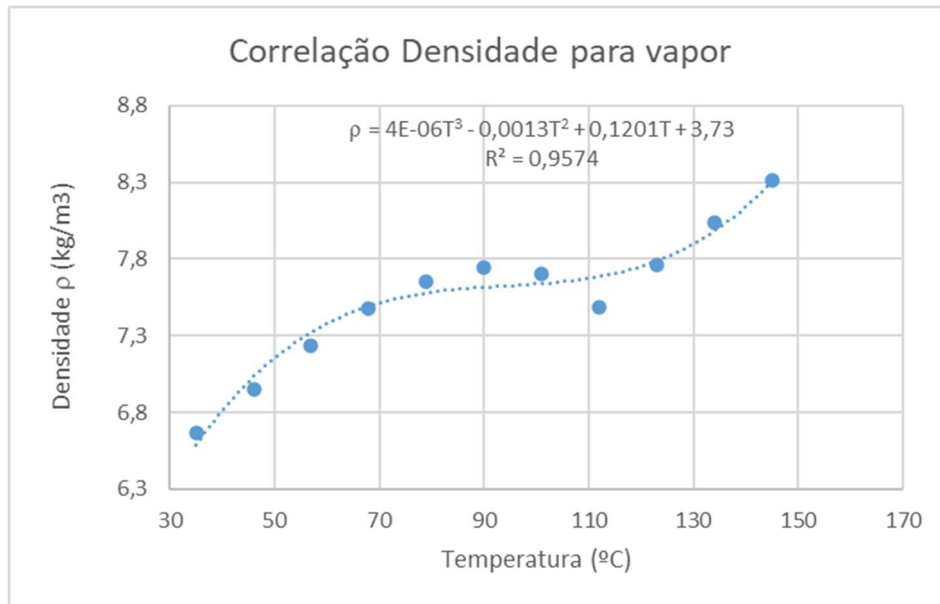


Figura 37 - Ajuste da Densidade do vapor como uma função de 3ª ordem com a temperatura.
 Fonte: Próprio autor.

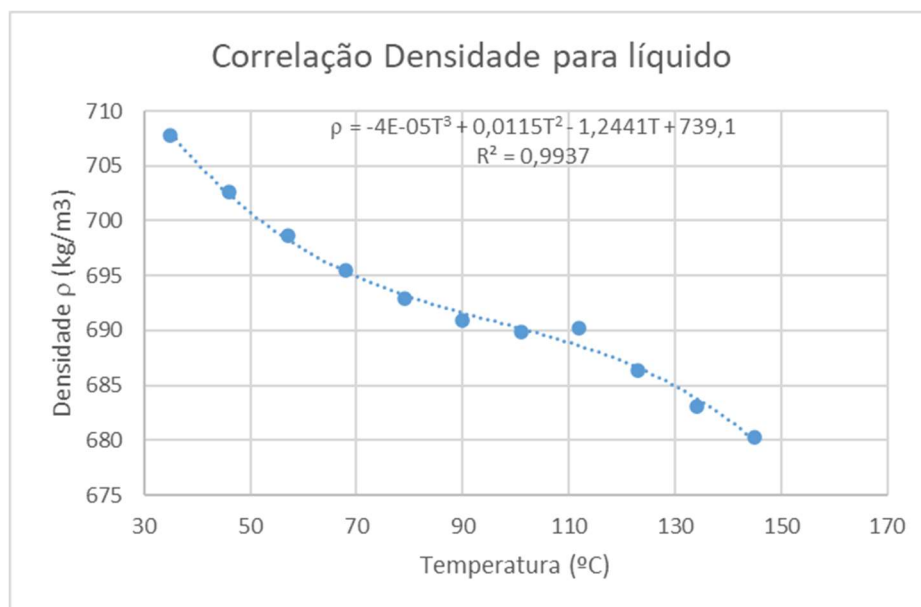


Figura 38 - Ajuste da Densidade do líquido como uma função de 3ª ordem com a temperatura.
 Fonte: Próprio autor.

As propriedades viscosidade dinâmica e condutividade térmica não apresentaram uma influência significativa com a temperatura. Dessa forma, foram assumidas como constantes iguais a $\mu_V = 9,74 \times 10^{-6} \text{ N s/m}^2$, $\mu_L = 0,29 \times 10^{-3} \text{ N s/m}^2$, $\lambda_V = 0,028 \text{ W / m K}$ e $\lambda_L = 0,09 \text{ W/m K}$, sendo os índices *V* e *L* indicativos das fases vapor e líquida, respectivamente.

Para o calor específico a pressão constante, as melhores correlações apresentadas tiveram o comportamento linear com a temperatura.

6.2 BALANÇOS DE ENERGIA

A Tabela 15 apresenta os resultados do Balanço de Energia, para cada uma das situações estabelecidas.

Tabela 15 - Resultados dos balanços de energia.

| Resultados dos Balanços de energia | | | | |
|--|------------------|------------------|------------------|-------------------|
| | Caso 1 | Caso 2 | Caso 3 | Caso 4 |
| Varição de entalpia de produto conjunto A/B ($\Delta\hat{H}_{gás}$), kJ/kg | 441,487 | 608,786 | 606,885 | 647,864 |
| Varição de entalpia da água conjunto A/B ($\Delta\hat{H}_{água}$), kJ/kg | -46,268 | -47,550 | -54,819 | -15,424 |
| Varição de entalpia de produto conjunto C/D ($\Delta\hat{H}_{gás}$), kJ/kg | 441,487 | 608,786 | 607,802 | 650,864 |
| Varição de entalpia da água conjunto C/D ($\Delta\hat{H}_{água}$), kJ/kg | -46,268 | -47,550 | -49,930 | -15,340 |
| Varição de entalpia de produto conjunto E/F ($\Delta\hat{H}_{gás}$), kJ/kg | 441,487 | 608,786 | 607,702 | 652,694 |
| Varição de entalpia da água conjunto E/F ($\Delta\hat{H}_{água}$), kJ/kg | -46,268 | -47,550 | -62,925 | -14,253 |
| Calor \dot{q}, kJ/s | -1320,073 | -2822,852 | 11962,024 | -65665,593 |

Fonte: Próprio autor.

Como os trocadores de calor realizam a função de condensadores, ou seja, resfriar a mistura composta por hidrocarbonetos de forma a promover a formação de líquido, esperava-se que os resultados para todos os casos analisados tivessem o valor de calor \dot{q} negativo, indicando uma liberação de calor para o meio.

Para o caso 3 (utilizando dados de temperatura médios de operação da planta), o valor positivo encontrado pode ser devido ao uso de vazões de produto e de água incorretas, distintas daquelas de tempo real. Com os valores

temperatura adotados para esse caso, a condensação somente seria possível se o sistema estivesse operando com uma maior vazão de água e/ou uma menor vazão de produto. Assim, o resultado encontrado é claramente inconsistente.

6.3 CÁLCULO DOS COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR E PERDAS DE CARGA NOS CASCOS, NOS TUBOS E *HEADERS* DE DISTRIBUIÇÃO

6.3.1 *Headers* de distribuição de entrada e saída de produto e água

A Tabela 16 apresenta um resumo das perdas de carga nos *headers* de distribuição para cada um dos conjuntos de trocadores de calor, para as quatro situações observadas.

Tabela 16 – Perdas de carga (m) nos *headers* de distribuição de água e produto.
Resultados da perda de carga nos *headers* de entrada e saída (m)

| Conjunto de trocadores | Fluido | Caso 1 | Caso 2 | Caso 3 | Caso 4 |
|------------------------|---------|--------|--------|--------|--------|
| A/B | Água | 3,61 | 15,16 | 15,17 | 15,04 |
| | Produto | 0,13 | 0,66 | 0,42 | 0,59 |
| C/D | Água | 4,34 | 18,23 | 18,24 | 18,09 |
| | Produto | 0,13 | 0,66 | 0,42 | 0,59 |
| E/F | Água | 5,07 | 21,28 | 21,30 | 21,12 |
| | Produto | 0,13 | 0,66 | 0,42 | 0,59 |

Fonte: Próprio autor.

Para todas as situações, o Caso 1 (dados de processo oriundo da folha de dados dos trocadores de calor) foi o que apresentou a menor perda de carga. Isso se deve a uma menor vazão tanto de água quanto de produto circulando pelo sistema de trocadores de calor.

Os Casos 2 a 4 não apresentam diferenças muito significativas na perda de carga para um mesmo conjunto de trocadores de calor, uma vez que a vazão considerada é a mesma para as três situações. A exceção observada é no Caso 3 para o produto, no qual obteve uma redução de aproximadamente 35% em relação aos Casos 2 e 4. Isso se ao fato das temperaturas de entrada, saída e

média entre os casos serem diferentes e pelo fato de o produto variar as propriedades em uma maior magnitude que a água.

Com relação às perdas nos *headers* de água de resfriamento, os trocadores E/F apresentam uma maior perda de carga em relação aos conjuntos A/B e C/D.

Para o lado do produto, para uma mesma situação, não foram observadas grandes variações nos valores da perda de carga entre os conjuntos de trocadores de calor. As pequenas variações observadas podem ser atribuídas a desvios comuns que ocorrem durante a etapa de montagem das tubulações em relação ao projeto.

Um ponto importante que foi observado para cada uma das situações estudadas foi a diferença nas perdas de carga entre os casos. Como o produto sofre mudança de estado, as propriedades físico-químicas alteram bastante de uma situação para a outra, ocasionando variações da perda de carga entre os quatro casos estudados.

6.3.2 Coeficientes de transferência de calor e queda de pressão nos trocadores de calor

A partir das informações disponibilizadas pela empresa, observou-se que os parâmetros faltantes para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor e queda de pressão são as alturas dos bocais de entrada e saída (vide Figura A.9). A função objetivo foi calculada em função do Caso 2 (dados de operação de acordo com o relatório de simulação), cujo valor fornecido de queda de pressão foi de 7,089 kPa. Como restrição, assume-se que as alturas dos bocais de entrada e saída são iguais.

Aplicando-se um algoritmo de otimização, os resultados apontaram que a altura dos bocais de entrada e saída é igual a 0,015 m.

A Tabela 17 apresenta de forma sumarizada os resultados da queda de pressão no interior do casco (lado do produto) de cada uma das situações estudadas.

Tabela 17 – Resultados da queda de pressão no casco.

| Resultados do cálculo da queda de pressão no casco dos trocadores de calor | | | | |
|--|---------------|---------------|---------------|---------------|
| Variável | Caso 1 | Caso 2 | Caso 3 | Caso 4 |
| Coefficiente de transferência de calor ideal por trocador h_{ideal} (W/m ² K) | 14431,048 | 115250,596 | 118268,82 | 115895,365 |
| Queda de pressão ideal por trocador ΔP_{ideal} (Pa) | 109,211 | 118,831 | 98,087 | 113,405 |
| Coefficiente de transferência de calor real por trocador h_{real} (W/m ² K) | 7655,407 | 61138,330 | 62739,445 | 61480,368 |
| Queda de pressão no fluxo cruzado puro ΔP_c (Pa) | 369,386 | 401,923 | 331,763 | 383,571 |
| Queda de pressão nas janelas dos defletores ΔP_w (Pa) | 1292,815 | 4447,917 | 3558,369 | 4212,691 |
| Queda de pressão nas seções de entrada e saída do trocador ΔP_e (Pa) | 1257,686 | 1638,470 | 1129,587 | 1305,984 |
| Para trocadores A, C, E | | | | |
| Queda de pressão nos bocais de entrada e saída do trocador ΔP_{bocais} (Pa) | 2112,241 | 7267,147 | 5813,776 | 6882,829 |
| Para trocadores B, D e F | | | | |
| Queda de pressão nos bocais de entrada e saída do trocador ΔP_{bocais} (Pa) | 405,843 | 2059,966 | 1318,405 | 1847,847 |
| Totalização da queda de pressão | | | | |
| Queda de pressão total ΔP (Pa) por trocador | 4178,929 | 10881,867 | 8585,810 | 10267,847 |
| Queda de pressão total ΔP (kPa) por trocador | 4,179 | 10,881 | 8,585 | 10,267 |
| Queda de pressão total ΔP (kgf/cm ²) por trocador | 0,043 | 0,113 | 0,087 | 0,105 |

Fonte: Próprio autor.

Pelo relatório de simulação da empresa estudada, a queda de pressão máxima permitida é de 15,691kPa (0,16 kgf/cm²) e, em nenhuma das situações estudadas, foi atingido esse valor.

A Tabela 18 apresenta os resultados da queda de pressão no lado dos tubos (escoamento da água).

Tabela 18 – Resultados da queda de pressão nos tubos.

| Resultados do cálculo da queda de pressão nos tubos dos trocadores de calor | | | | |
|--|---------------|---------------|---------------|---------------|
| Variável | Caso 1 | Caso 2 | Caso 3 | Caso 4 |
| Queda de pressão no bocal de entrada $\Delta P_{bocal\ i}$ (Pa) | 8441,264 | 35438,440 | 35459,352 | 35166,869 |
| Queda de pressão no bocal de saída $\Delta P_{bocal\ o}$ (Pa) | 5371,714 | 22551,734 | 22565,042 | 22378,916 |
| Queda de pressão total nos bocais ΔP_{bocal} (Pa) | 13812,978 | 57990,174 | 58024,394 | 57545,785 |
| Queda de pressão nos tubos ΔP_{tubos} (Pa) | 82536,824 | 346341,714 | 346443,889 | 345012,124 |
| Queda de pressão nos canais de distribuição ΔP_{canais} (Pa) | 4479,532 | 18797,048 | 18802,593 | 18724,887 |

| Resultados do cálculo da queda de pressão nos tubos dos trocadores de calor | | | | |
|--|---------------|---------------|---------------|---------------|
| Variável | Caso 1 | Caso 2 | Caso 3 | Caso 4 |
| Queda de pressão total por trocador de calor ΔP_{total} (Pa) | 100829,334 | 423128,936 | 423270,876 | 421282,796 |
| Queda de pressão total por trocador de calor ΔP_{total} (kPa) | 1008,293 | 4231,289 | 4232,709 | 4212,828 |
| Queda de pressão total por trocador de calor ΔP_{total} (kgf/cm ²) | 10,285 | 43,159 | 43,174 | 42,971 |

Fonte: Próprio autor.

De acordo com os dados do relatório de simulação, a queda de pressão admissível nos tubos é de 68,687kPa (0,7 kgf/cm²). Entretanto, para todas as situações, os resultados da queda de pressão foram superiores à admissível, indicando problemas no lado dos tubos.

6.4 ESTUDOS DE ANÁLISE DE SENSIBILIDADE – LADO ÁGUA

Como as propriedades físico-químicas da água não sofrem grandes variações com a temperatura, adotou-se como premissa que as propriedades relevantes para os cálculos da queda de pressão dos *headers* e dos trocadores (densidade, viscosidade dinâmica, condutividade térmica e calor específico a pressão constante) são constantes.

6.4.1 Distribuição de vazão uniforme para os três conjuntos de trocadores de calor

A partir dos documentos disponibilizados pela empresa estudada, observou-se que em uma das situações a vazão individual para os trocadores de calor foi de 284,83 kg/s (projeto dos trocadores) e no relatório de simulação a vazão considerada foi de 583,33 kg/s. Dessa forma, fez-se um estudo de AS variando as vazões individuais entre 100-800 kg/s. A Tabela 19 apresenta os resultados da queda de pressão em cada uma das situações.

Tabela 19 – Resultados da influência da vazão na queda de pressão (ΔP).
Análise de Sensibilidade – situação de mesma vazão para os terminais de pares de trocadores de calor

| Vazão (kg/s) | ΔP headers A/B (kPa) | ΔP headers C/D (kPa) | ΔP headers E/F (kPa) | ΔP par de trocadores (kPa) | ΔP total A/B (kPa) | ΔP total C/D (kPa) | ΔP total E/F (kPa) |
|--------------|------------------------------|------------------------------|------------------------------|------------------------------------|----------------------------|----------------------------|----------------------------|
| 100 | 19,528 | 34,007 | 36,279 | 248,562 | 268,090 | 282,569 | 284,842 |
| 150 | 43,938 | 76,516 | 81,629 | 559,265 | 603,203 | 635,781 | 640,894 |
| 200 | 78,112 | 136,028 | 145,118 | 994,249 | 1072,361 | 1130,277 | 1139,367 |
| 250 | 122,049 | 212,544 | 226,747 | 1553,514 | 1675,564 | 1766,058 | 1780,261 |
| 300 | 175,751 | 306,063 | 326,515 | 2237,061 | 2412,812 | 2543,124 | 2563,576 |
| 350 | 239,217 | 416,586 | 444,424 | 3044,888 | 3284,105 | 3461,474 | 3489,312 |
| 400 | 312,446 | 544,112 | 580,472 | 3976,997 | 4289,443 | 4521,109 | 4557,469 |
| 450 | 395,440 | 688,642 | 734,659 | 5033,387 | 5428,826 | 5722,029 | 5768,046 |
| 500 | 488,197 | 850,175 | 906,987 | 6214,058 | 6702,255 | 7064,233 | 7121,045 |
| 550 | 590,718 | 1028,712 | 1097,454 | 7519,010 | 8109,728 | 8547,722 | 8616,464 |
| 600 | 703,004 | 1224,253 | 1306,061 | 8948,243 | 9651,247 | 10172,496 | 10254,304 |
| 650 | 825,053 | 1436,796 | 1532,808 | 10501,757 | 11326,810 | 11938,554 | 12034,565 |
| 700 | 956,866 | 1666,344 | 1777,695 | 12179,553 | 13136,419 | 13845,897 | 13957,247 |
| 750 | 1098,443 | 1912,895 | 2040,721 | 13981,630 | 15080,073 | 15894,524 | 16022,350 |
| 800 | 1249,784 | 2176,449 | 2321,887 | 15907,988 | 17157,772 | 18084,437 | 18229,874 |

Fonte: Próprio autor.

Como pode-se observar, a queda de pressão total no conjunto E/F é maior que em relação aos pares A/B e C/D, já observado nos resultados do modelo analítico. À medida que a vazão aumenta, a queda de pressão aumenta de forma não linear, o que é esperado já que a equação da perda de carga leva em consideração o quadrado da velocidade. Para facilitar a visualização desse comportamento, construiu-se um gráfico da queda de pressão nos *headers* (Figura 39) e no conjunto total *headers* e trocadores (Figura 40).

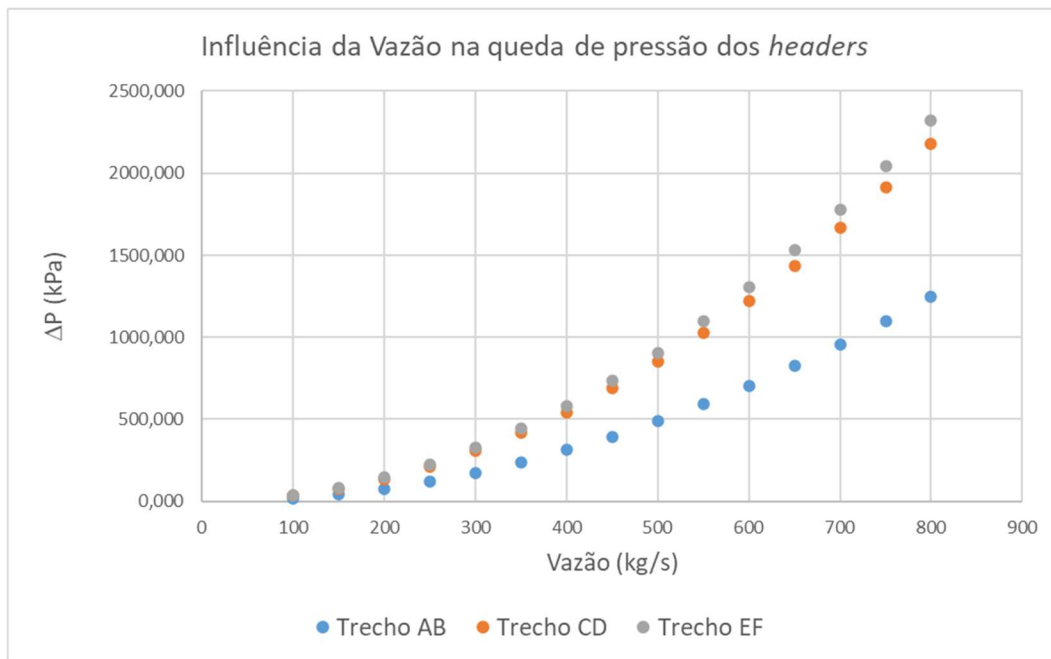


Figura 39 – Comportamento não linear da queda de pressão com o aumento da vazão.
 Fonte: Próprio autor.

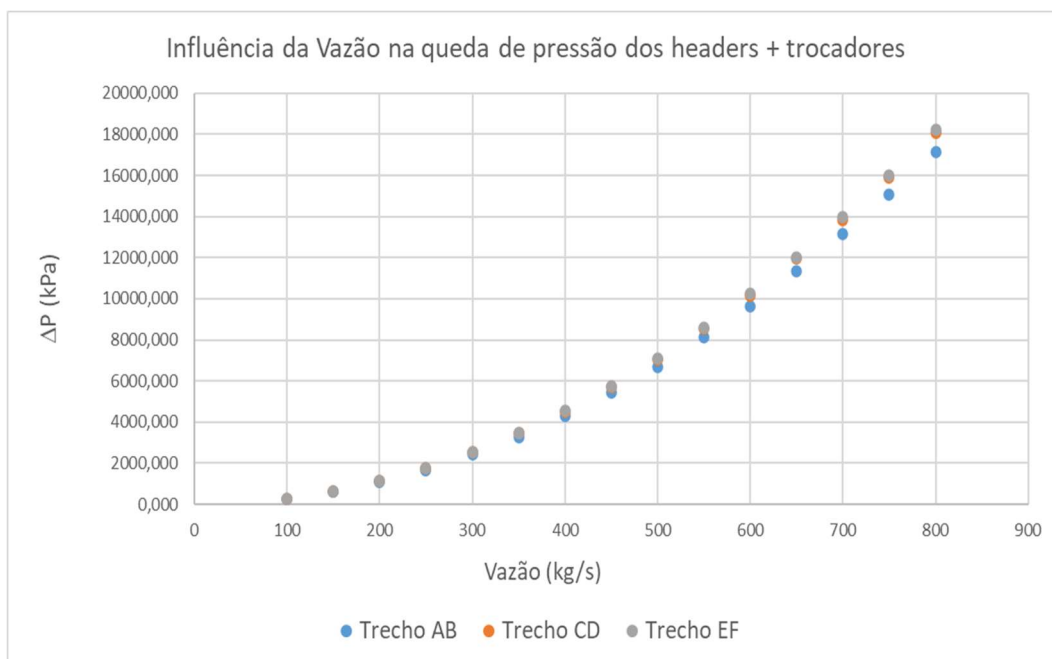


Figura 40 - Comportamento não linear da queda de pressão com o aumento da vazão no conjunto total headers e trocadores.
 Fonte: Próprio autor.

6.4.2 Queda de pressão uniforme para os *headers* e trocadores de calor

Visto que nos documentos observados da empresa estudada, os valores de vazão total encontrados estiveram entre 854 e 1750 kg/s, a variação de vazão foi feita na faixa entre 600-2000 kg/s para a situação de mesma queda de pressão entre os terminais. A Tabela 20 apresenta os resultados das vazões individuais em função da vazão total.

Tabela 20 – Resultados da influência da vazão total na distribuição de vazão para cada um dos terminais.

| Análise de Sensibilidade – situação mesma queda de pressão para os terminais de pares de trocadores de calor | | | | | | | | | | |
|---|--------------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|--|--|--|---|---|---|--|
| Vazão (kg/s) | \dot{m}_1 (kg/s) | \dot{m}_2 (kg/s) | \dot{m}_3 (kg/s) | ΔP headers A/B (kPa) | ΔP headers C/D (kPa) | ΔP headers E/F (kPa) | ΔP trocadores A/B (kPa) | ΔP trocadores C/D (kPa) | ΔP trocadores E/F (kPa) | ΔP total (kPa) |
| 600 | 203,795 | 198,516 | 197,690 | 81,028 | 133,818 | 141,949 | 1032,334 | 979,545 | 971,414 | 1113,363 |
| 700 | 237,760 | 231,602 | 230,639 | 110,289 | 182,141 | 193,208 | 1405,124 | 1333,272 | 1322,205 | 1515,413 |
| 800 | 271,726 | 264,687 | 263,587 | 144,051 | 237,898 | 252,353 | 1835,260 | 1741,413 | 1726,959 | 1979,311 |
| 900 | 305,692 | 297,773 | 296,535 | 182,314 | 301,090 | 319,385 | 2322,751 | 2203,976 | 2185,682 | 2505,065 |
| 1000 | 339,658 | 330,860 | 329,484 | 225,079 | 371,716 | 394,303 | 2867,600 | 2720,963 | 2698,378 | 3092,679 |
| 1100 | 373,623 | 363,945 | 362,432 | 272,346 | 449,776 | 477,105 | 3469,789 | 3292,359 | 3265,031 | 3742,134 |
| 1200 | 407,589 | 397,031 | 395,380 | 324,114 | 535,271 | 567,796 | 4129,343 | 3918,187 | 3885,665 | 4453,458 |
| 1300 | 441,555 | 430,117 | 428,329 | 380,384 | 628,200 | 666,372 | 4846,243 | 4598,428 | 4560,259 | 5226,627 |
| 1400 | 475,521 | 463,203 | 461,277 | 441,156 | 728,564 | 772,833 | 5620,495 | 5333,088 | 5288,821 | 6061,651 |
| 1500 | 509,487 | 496,289 | 494,225 | 506,429 | 836,362 | 887,181 | 6452,099 | 6122,167 | 6071,351 | 6958,528 |
| 1600 | 543,452 | 529,375 | 527,173 | 576,202 | 951,592 | 1009,413 | 7341,041 | 6965,652 | 6907,835 | 7917,243 |
| 1700 | 577,418 | 562,461 | 560,122 | 650,478 | 1074,258 | 1139,533 | 8287,347 | 7863,568 | 7798,298 | 8937,825 |
| 1800 | 611,384 | 595,547 | 593,070 | 729,257 | 1204,361 | 1277,541 | 9291,023 | 8815,920 | 8742,746 | 10020,280 |
| 1900 | 645,349 | 628,633 | 626,018 | 812,535 | 1341,893 | 1423,430 | 10352,014 | 9822,658 | 9741,127 | 11164,550 |
| 2000 | 679,316 | 661,719 | 658,967 | 900,318 | 1486,865 | 1577,211 | 11470,399 | 10883,852 | 10793,513 | 12370,716 |

Fonte: Próprio autor.

Os resultados mostram que devido à queda de pressão nos *headers* que levam água para os trocadores E/F ser maior em relação aos conjuntos A/B e C/D, a vazão enviada para os terminais E/F (\dot{m}_3) é sempre menor para que a queda de pressão seja a mesma entre os três terminais. Em ordem crescente, a segunda vazão menor é enviada para os terminais C/D (\dot{m}_2) e uma vazão maior para os terminais A/B (\dot{m}_1). Esse resultado era esperado, pois de acordo com o modelo analítico, a queda de pressão é maior no sistema E/F e em seguida, no C/D e por último no A/B.

Ainda pode-se observar que à medida que a vazão total aumenta, a diferença de vazão entre os terminais A/B e C/D e A/B e E/F também aumenta, ilustrado na Figura 41. Para exemplificação, no limite inferior da análise de vazão (600 kg/s), a diferença de vazão entre os terminais A/B e C/D é igual a 0,88kg/s e entre A/B e E/F de 1,017 kg/s. No limite superior da análise de sensibilidade (2000 kg/s), a diferença encontrada foi igual a 17,597kg/s entre os terminais A/B e C/D e 20,348 kg/s entre A/B e E/F.

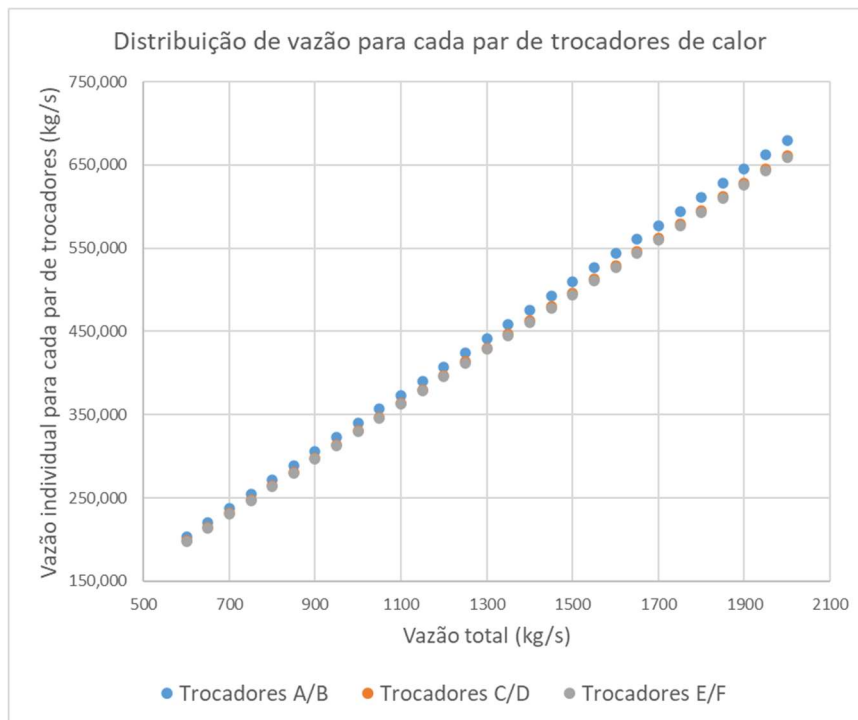


Figura 41 – Distribuição da vazão individual para cada um dos terminais em função da vazão total.

Fonte: Próprio autor.

Observa-se ainda uma pequena diferença na distribuição individual de vazão entre os terminais C/D e E/F. No limite inferior da análise de vazão (100 kg/s), a diferença de vazão observada foi igual a 0,138 kg/s e no limite superior com o valor de 2,752 kg/s.

6.4.3 Dimensionamento da placa de orifício

Como premissa para os cálculos, considerou-se que as tomadas de pressão das placas a serem dimensionadas seriam do tipo *flange taps*, por serem do tipo mais empregado para tubulações acima de 2" (DELMÉE, 2003).

Para o dimensionamento do acessório da tubulação, considerou-se como vazão de projeto a mesma para o Caso 1 (informação da folha de dados dos trocadores – 284,83 kg/s).

Em seguida, traçou-se um perfil da diferença entre a queda de pressão no trecho EF para os trechos A/B e C/D. Para a vazão de projeto, a diferença da queda de pressão entre o trecho E/F e A/B (ΔP_{EF-AB}) encontrada foi de 135,9 kPa e a correspondente ao trecho E/F e C/D (ΔP_{EF-CD}) foi de 1,843 kPa.

Utilizando-se o procedimento iterativo para o cálculo, os valores de β e d recomendados para equalizar a queda de pressão entre os três conjuntos são apresentados na Tabela 21 .

Tabela 21 – Resultados do dimensionamento das placas de orifício.
Dimensionamento das placas de orifício nas linhas que levam água para os trocadores A/B e C/D

| | Placa a ser inserida na linha A/B | Placa a ser inserida na linha C/D |
|---|--------------------------------------|--------------------------------------|
| Vazão de projeto (kg/s) | 284,83 | 284,83 |
| Densidade da mistura (kg/m ³) | 992,881 | 992,881 |
| Vazão volumétrica (m ³ /s) | 0,2868 | 0,2868 |
| Diâmetro (m) | 0,2953 | 0,2953 |
| Queda de pressão ΔP (Pa) | 13590,58 | 1843,65 |
| β | 0,7803 | 0,9309 |
| Diâmetro do orifício d (m) | 0,2304 | 0,2749 |

Fonte: Próprio autor.

Visto que o procedimento usa uma vazão de projeto (próxima do ponto normal de operação), é recomendada a instalação de medidores de vazão nas linhas que levam fluido para os três pares de trocadores para validar o diâmetro das placas de orifício, uma vez que foi utilizada a informação de vazão da folha de dados dos trocadores e que as vazões de operações podem ter mudado ao longo do tempo.

6.5 ESTUDOS DE ANÁLISE DE SENSIBILIDADE – LADO PRODUTO

Como o produto sofre grandes variações em suas propriedades físico-químicas, para os estudos de análise de sensibilidade considerou-se os quatro casos de simulação estudados e, em seguida, verificou-se o comportamento da temperatura média no casco, viscosidade e densidade nos resultados de queda de pressão entre os terminais.

6.5.1 Distribuição de vazão uniforme para os três conjuntos de trocadores de calor

Na documentação dos trocadores, as vazões individuais encontradas variavam aproximadamente entre 30 e 47 kg/s. Sendo assim, o estudo de AS foi realizado na faixa de vazões individuais entre 10 e 80kg/s. A Tabela 22 apresenta os resultados da queda de pressão em cada uma das situações.

Observa-se para cada caso de simulação estudado, a queda de pressão entre cada um dos terminais é praticamente a mesma, fato já observado nos resultados do modelo analítico.

Entre os casos de simulação, observa-se que o Caso 1 obteve a menor queda de pressão, seguindo em ordem crescente pelos Casos 3, 4 e 2. Como o parâmetro de vazão é idêntico, os resultados apontam que as propriedades físico-químicas do produto afetam na queda de pressão.

Tabela 22 – Resultados da influência da vazão na queda de pressão (ΔP).

Análise de Sensibilidade – situação mesma vazão para os terminais de pares de trocadores de calor

| Vazão (kg/s) | Caso 1 | | | Caso 2 | | | Caso 3 | | | Caso 4 | | |
|--------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|
| | ΔP total A/B (kPa) | ΔP total C/D (kPa) | ΔP total E/F (kPa) | ΔP total A/B (kPa) | ΔP total C/D (kPa) | ΔP total E/F (kPa) | ΔP total A/B (kPa) | ΔP total C/D (kPa) | ΔP total E/F (kPa) | ΔP total A/B (kPa) | ΔP total C/D (kPa) | ΔP total E/F (kPa) |
| 10 | 6,986 | 6,985 | 6,985 | 10,836 | 10,83538 | 10,83555 | 8,432 | 8,431 | 8,432 | 10,195 | 10,194 | 10,194 |
| 15 | 15,530 | 15,528 | 15,529 | 24,110 | 24,108 | 24,108 | 18,751 | 18,750 | 18,750 | 22,681 | 22,679 | 22,679 |
| 20 | 27,382 | 27,380 | 27,380 | 42,537 | 42,534 | 42,534 | 33,071 | 33,069 | 33,069 | 40,0125 | 40,009 | 40,009 |
| 25 | 42,521 | 42,518 | 42,518 | 66,085 | 66,080 | 66,081 | 51,365 | 51,361 | 51,362 | 62,158 | 62,153 | 62,154 |
| 30 | 60,930 | 60,925 | 60,926 | 94,730 | 94,7224 | 94,724 | 73,614 | 73,608 | 73,609 | 89,095 | 89,088 | 89,090 |
| 35 | 82,594 | 82,587 | 82,589 | 128,452 | 128,442 | 128,444 | 99,801 | 99,793 | 99,795 | 120,807 | 120,797 | 120,799 |
| 40 | 107,504 | 107,495 | 107,497 | 167,2378 | 167,223 | 167,226 | 129,915 | 129,904 | 129,907 | 157,277 | 157,264 | 157,266 |
| 45 | 135,651 | 135,639 | 135,642 | 211,070 | 211,052 | 211,056 | 163,944 | 163,931 | 163,934 | 198,493 | 198,476 | 198,480 |
| 50 | 167,025 | 167,011 | 167,014 | 259,940 | 259,919 | 259,923 | 201,880 | 201,863 | 201,866 | 244,444 | 244,424 | 244,428 |
| 55 | 201,620 | 201,604 | 201,607 | 313,837 | 313,811 | 313,816 | 243,713 | 243,693 | 243,697 | 295,120 | 295,096 | 295,101 |
| 60 | 239,431 | 239,411 | 239,415 | 372,752 | 372,722 | 372,723 | 289,437 | 289,413 | 289,418 | 350,514 | 350,485 | 350,491 |
| 65 | 280,450 | 280,427 | 280,432 | 436,678 | 436,642 | 436,649 | 339,045 | 339,016 | 339,022 | 410,616 | 410,582 | 410,589 |
| 70 | 324,674 | 324,647 | 324,652 | 505,605 | 505,564 | 505,572 | 392,530 | 392,497 | 392,504 | 475,421 | 475,382 | 475,390 |
| 75 | 372,097 | 372,066 | 372,072 | 579,529 | 579,481 | 579,491 | 449,888 | 449,851 | 449,858 | 544,922 | 544,877 | 544,886 |
| 80 | 422,716 | 422,680 | 422,687 | 658,442 | 658,388 | 658,399 | 511,114 | 511,071 | 511,080 | 619,112 | 619,061 | 619,071 |

Fonte: Próprio autor.

Um outro ponto observado é a não linearidade da queda de pressão com o aumento da vazão, de forma idêntica ao estudo da água de resfriamento, ilustrado para uma melhor visualização na Figura 42. Esse resultado era esperado, uma vez que a queda de pressão varia com o quadrado da velocidade.

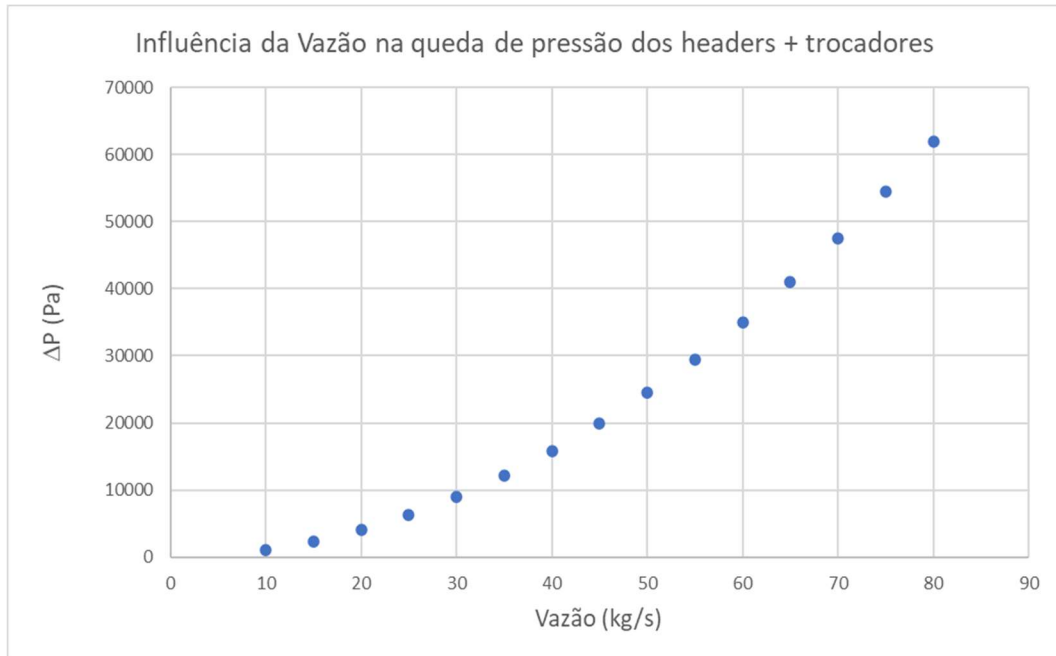


Figura 42 – Comportamento não linear da queda de pressão com o aumento da vazão – Caso 4 de simulação.

Fonte: Próprio autor.

6.5.2 Queda de pressão uniforme para os *headers* e trocadores de calor

Visto que nos documentos da empresa, os valores de vazão total encontrados estiveram aproximadamente entre 90 e 141 kg/s, a análise considerando a hipótese de mesma queda de pressão entre os terminais foi feita na faixa entre 60-200 kg/s. A Tabela 23 apresenta os resultados das vazões individuais em função da vazão total.

Observa-se que não houve diferenciação na vazão distribuída para cada um dos terminais nas quatro situações estudadas.

Tabela 23 – Resultados da influência da vazão total na distribuição de vazão para cada um dos terminais.

Análise de Sensibilidade – situação mesma queda de pressão para os terminais de pares de trocadores de calor

| Vazão (kg/s) | Caso 1 | | | | Caso 2 | | | | Caso 3 | | | | Caso 4 | | | |
|--------------|--------------------|--------------------|--------------------|------------------------|--------------------|--------------------|--------------------|------------------------|--------------------|--------------------|--------------------|------------------------|--------------------|--------------------|--------------------|------------------------|
| | \dot{m}_1 (kg/s) | \dot{m}_2 (kg/s) | \dot{m}_3 (kg/s) | ΔP total (kPa) | \dot{m}_1 (kg/s) | \dot{m}_2 (kg/s) | \dot{m}_3 (kg/s) | ΔP total (kPa) | \dot{m}_1 (kg/s) | \dot{m}_2 (kg/s) | \dot{m}_3 (kg/s) | ΔP total (kPa) | \dot{m}_1 (kg/s) | \dot{m}_2 (kg/s) | \dot{m}_3 (kg/s) | ΔP total (kPa) |
| 60 | 20,00 | 20,00 | 20,00 | 27,381 | 20,00 | 20,00 | 20,00 | 42,535 | 20,00 | 20,00 | 20,00 | 33,070 | 20,00 | 20,00 | 20,00 | 40,010 |
| 70 | 23,33 | 23,33 | 23,33 | 37,109 | 23,33 | 23,33 | 23,33 | 57,666 | 23,33 | 23,33 | 23,33 | 44,825 | 23,33 | 23,33 | 23,33 | 54,240 |
| 80 | 26,67 | 26,67 | 26,67 | 48,292 | 26,67 | 26,67 | 26,67 | 75,065 | 26,67 | 26,67 | 26,67 | 58,340 | 26,67 | 26,67 | 26,67 | 70,602 |
| 90 | 30,00 | 30,00 | 30,00 | 60,927 | 30,00 | 30,00 | 30,00 | 94,726 | 30,00 | 30,00 | 30,00 | 73,610 | 30,00 | 30,00 | 30,00 | 89,091 |
| 100 | 33,33 | 33,33 | 33,33 | 75,008 | 33,33 | 33,33 | 33,33 | 116,643 | 33,33 | 33,33 | 33,33 | 90,631 | 33,33 | 33,33 | 33,33 | 109,702 |
| 110 | 36,67 | 36,67 | 36,67 | 90,533 | 36,67 | 36,67 | 36,67 | 140,812 | 36,67 | 36,67 | 36,67 | 109,398 | 36,67 | 36,67 | 36,67 | 132,429 |
| 120 | 40,00 | 40,00 | 40,00 | 107,499 | 40,00 | 40,00 | 40,00 | 167,229 | 40,00 | 40,00 | 40,00 | 129,909 | 40,00 | 40,00 | 40,00 | 157,269 |
| 130 | 43,33 | 43,33 | 43,33 | 125,903 | 43,33 | 43,33 | 43,33 | 195,889 | 43,33 | 43,33 | 43,33 | 152,160 | 43,33 | 43,33 | 43,33 | 184,218 |
| 140 | 46,67 | 46,67 | 46,67 | 145,743 | 46,67 | 46,67 | 46,67 | 226,790 | 46,67 | 46,67 | 46,67 | 176,148 | 46,67 | 46,67 | 46,67 | 213,274 |
| 150 | 50,00 | 50,00 | 50,00 | 167,017 | 50,00 | 50,00 | 50,00 | 259,927 | 50,00 | 50,00 | 50,00 | 201,870 | 50,00 | 50,00 | 50,00 | 244,432 |
| 160 | 53,33 | 53,33 | 53,33 | 189,722 | 53,33 | 53,33 | 53,33 | 295,299 | 53,33 | 53,33 | 53,33 | 229,324 | 53,33 | 53,33 | 53,33 | 277,690 |
| 170 | 56,67 | 56,67 | 56,67 | 213,856 | 56,67 | 56,67 | 56,67 | 332,902 | 56,67 | 56,67 | 56,67 | 258,510 | 56,67 | 56,67 | 56,67 | 313,046 |
| 180 | 60,00 | 60,00 | 60,00 | 239,419 | 60,00 | 60,00 | 60,00 | 372,734 | 60,00 | 60,00 | 60,00 | 289,422 | 60,00 | 60,00 | 60,00 | 350,496 |
| 190 | 63,33 | 63,33 | 63,33 | 266,408 | 63,33 | 63,33 | 63,33 | 414,793 | 63,33 | 63,33 | 63,33 | 322,062 | 63,33 | 63,33 | 63,33 | 390,040 |
| 200 | 66,66 | 66,67 | 66,67 | 294,821 | 66,67 | 66,67 | 66,67 | 459,076 | 66,66 | 66,67 | 66,67 | 356,425 | 66,66 | 66,67 | 66,67 | 431,674 |

Fonte: Próprio autor.

Os resultados da queda de pressão entre os casos de simulação variaram grandemente, sendo o Caso 1 com a menor queda de pressão e seguindo em ordem crescente, os Casos 3, 4 e 2. Isso reforça os resultados da situação anterior, em que outras variáveis influenciam nos resultados da queda de pressão do produto, fato analisado no tópico seguinte.

6.5.3 Influência da temperatura, viscosidade e densidade na queda de pressão

Visto que nos estudos anteriores a queda de pressão observada nas quatro situações de estudo do modelo analítico variou para uma mesma vazão (seja total ou distribuída para cada um dos terminais), observou-se a relevância da investigação das propriedades físico-químicas e outras condições de operação que possam afetar nos estudos de queda de pressão.

Sendo assim, a temperatura média no casco, densidade e viscosidade médias da mistura foram analisadas. Na Figura 43 tem-se o gráfico da temperatura média da mistura. A Figura 44 ilustra o efeito da densidade média da mistura e a Figura 45 apresenta a influência da viscosidade nos resultados da queda de pressão com a vazão total.

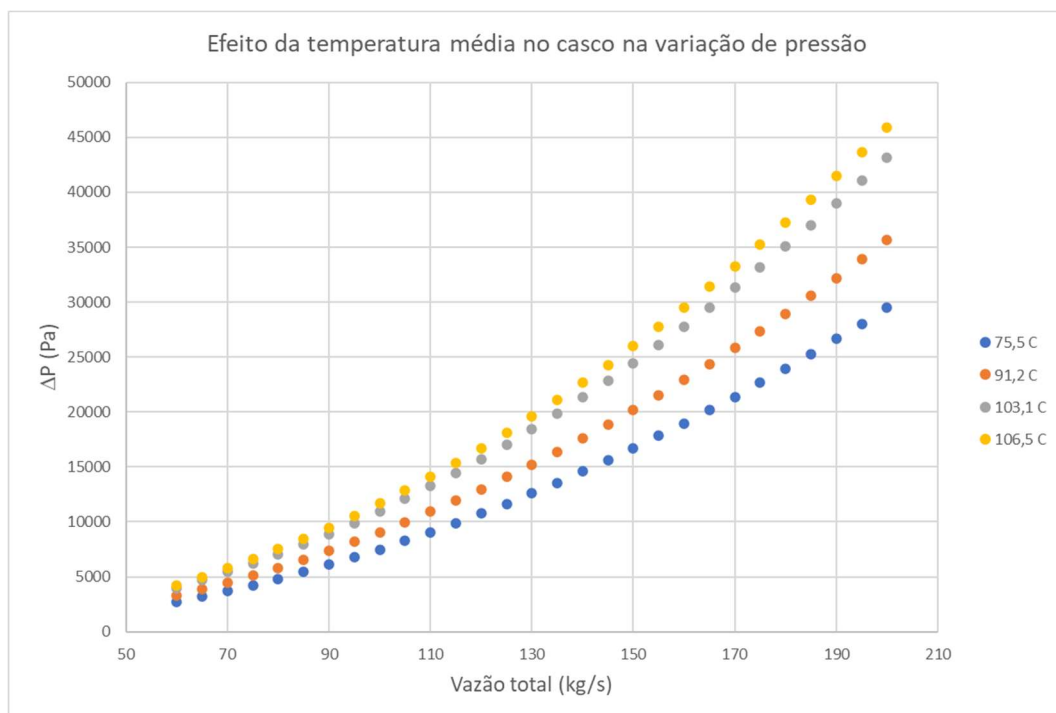


Figura 43 – Efeito da temperatura média no casco na variação de pressão total dos terminais.
Fonte: Próprio autor.

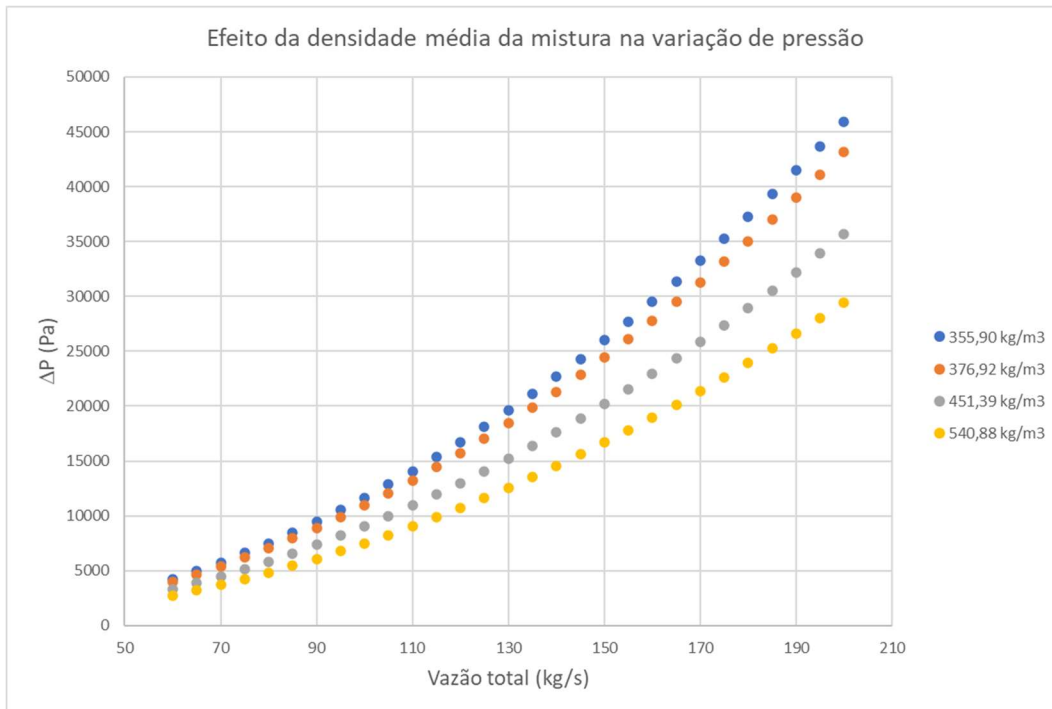


Figura 44 – Efeito da densidade média da mistura na variação de pressão total dos terminais.
 Fonte: Próprio autor.

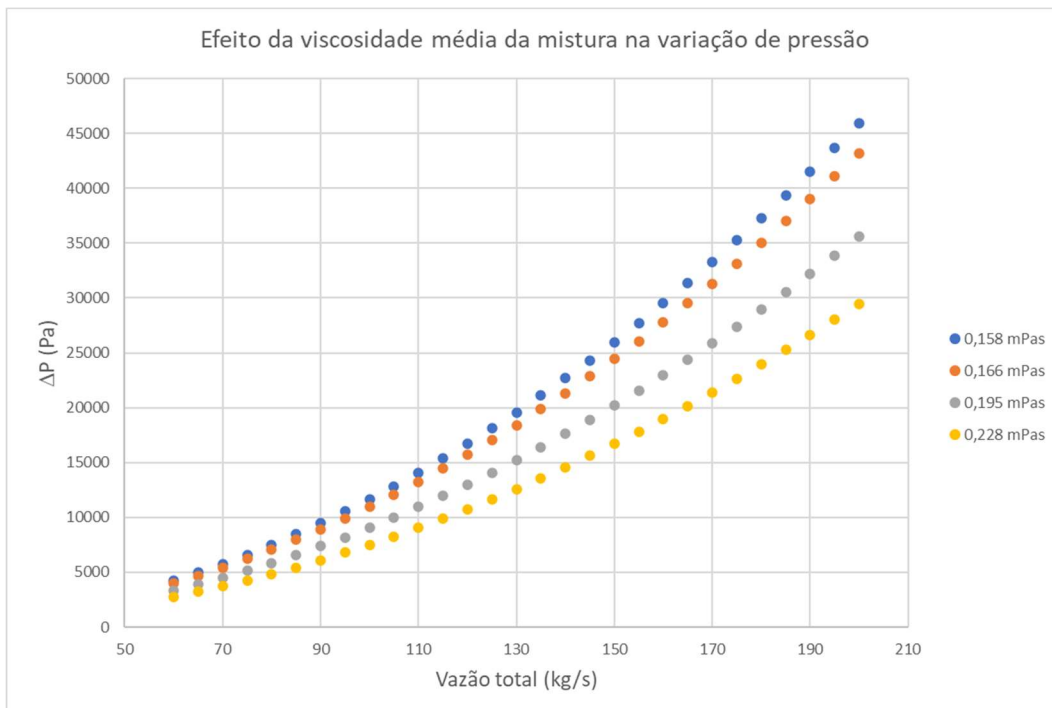


Figura 45 – Efeito da viscosidade média da mistura na variação de pressão total dos terminais.
 Fonte: Próprio autor.

Com relação à temperatura média da mistura, pode-se observar que à medida que a temperatura média aumenta, a queda de pressão aumenta

proporcionalmente. Entretanto, para as propriedades densidade e viscosidade, o efeito ocorre de forma inversa. Valores maiores de densidade e viscosidade fazem que o fluido tenha uma queda de pressão menor nos *headers* e no interior do casco dos trocadores.

Apesar das propriedades físico-químicas evidenciadas acima e da temperatura interferirem na queda de pressão do sistema para o produto, a queda de pressão no lado do casco, conforme visto nos resultados do modelo analítico, está dentro dos limites de aceitabilidade, não sendo necessária a inserção de placas de orifício ou outros acessórios para equalizar a queda de pressão entre os três conjuntos de trocadores de calor.

6.6 MODELO FLUIDODINÂMICO

6.6.1 Teste de Malha

Para os testes de malha nos *headers* de distribuição de água, foram utilizados os valores de vazão e pressão referentes ao Caso 1 de simulação, vistos previamente na Tabela 13.

A Tabela 24 mostra os resultados do estudo de verificação da solução numérica. Os valores de p^{conv} foram arbitrados para 1 (casos em que o resultado do cálculo da equação B.8 tinham valores negativos ou abaixo de 1) ou 2 (casos em que o resultado dessa mesma equação excedia o valor de 2), conforme recomendação da norma ASME V&V 20 (2009).

Para o cálculo do índice de convergência da malha, o fator de segurança F_s adotado foi de 1,25, pois foram estudadas uma quantidade superior a três malhas de simulação. Para o cálculo da estimativa do erro numérica u_{num} foi adotado um valor mais conservador e igual a 1,1.

Analisando os dados da Tabela 24, observa-se que para as três variáveis de interesse estudadas (queda de pressão entre a entrada e a saída para os trocadores A/B - ΔP_{AB} , queda de pressão entre a entrada e a saída para os trocadores C/D - ΔP_{CD} e queda de pressão entre a entrada e a saída para os trocadores E/F - ΔP_{EF}) as malhas 4, 5 e 6 analisadas apresentaram o menor

índice de convergência da malha, apresentando uma estimativa do erro da solução numérica de 0,69% para a variação de pressão para os trocadores A/B, 1,32% para os trocadores C/D e 1,18% para os trocadores de calor E/F.

Tabela 24 – Resultados do estudo de verificação.
Testes de malha – estudos de verificação

| | Queda de pressão ΔP_{AB} (Pa) | Queda de pressão ΔP_{CD} (Pa) | Queda de pressão ΔP_{EF} (Pa) |
|-------------------------------------|---|---|---|
| $\Delta P_{malha 1}$ | 10410 | 10440 | 10430 |
| $\Delta P_{malha 2}$ | 10340 | 10370 | 10360 |
| $\Delta P_{malha 3}$ | 10190 | 10170 | 10180 |
| $\Delta P_{malha 4}$ | 10090 | 9976 | 10020 |
| $\Delta P_{malha 5}$ | 10070 | 9938 | 9986 |
| $\Delta P_{malha 6}$ | 9958 | 9842 | 9937 |
| $\Delta P_{malha 7}$ | 10040 | 10030 | 10050 |
| $\Delta P_{malha 8}$ | 10140 | 10280 | 10130 |
| $p_{malhas 1,2 e 3}^{conv}$ | 2 | 2 | 2 |
| $p_{malhas 2,3 e 4}^{conv}$ | 1 | 2 | 1 |
| $p_{malhas 3,4 e 5}^{conv}$ | 1 | 1 | 1 |
| $p_{malhas 4,5 e 6}^{conv}$ | 2 | 2 | 2 |
| $p_{malhas 5,6 e 7}^{conv}$ | 1 | 2 | 2 |
| $p_{malhas 6,7 e 8}^{conv}$ | 2 | 2 | 1 |
| GCI_1 | 0,0220 | 0,0219 | 0,0219 |
| GCI_2 | 0,1081 | 0,0663 | 0,1294 |
| GCI_3 | 0,0762 | 0,1482 | 0,1221 |
| GCI_4 | 0,0076 | 0,0145 | 0,0129 |
| GCI_5 | 0,0981 | 0,0398 | 0,0202 |
| GCI_6 | 0,0347 | 0,0805 | 0,1025 |
| $u_{num 1}$ | 0,0200 | 0,0199 | 0,0200 |
| $u_{num 2}$ | 0,0982 | 0,0603 | 0,1177 |
| $u_{num 3}$ | 0,0693 | 0,1347 | 0,1110 |
| $u_{num 4}$ | 0,0069 | 0,0132 | 0,0118 |
| $u_{num 5}$ | 0,0892 | 0,0362 | 0,0184 |
| $u_{num 6}$ | 0,0315 | 0,0732 | 0,0932 |
| Variação $\Delta P_{malha 1-2}$ (%) | 0,6724 | 0,6705 | 0,6711 |

| Testes de malha – estudos de verificação | | | |
|---|---|---|---|
| | Queda de pressão ΔP_{AB} (Pa) | Queda de pressão ΔP_{CD} (Pa) | Queda de pressão ΔP_{EF} (Pa) |
| Variação $\Delta P_{malha\ 2-3}$ (%) | 1,4507 | 1,9286 | 1,7375 |
| Variação $\Delta P_{malha\ 3-4}$ (%) | 0,9814 | 1,9076 | 1,5717 |
| Variação $\Delta P_{malha\ 4-5}$ (%) | 0,1982 | 0,3809 | 0,3393 |
| Variação $\Delta P_{malha\ 5-6}$ (%) | 1,1122 | 1,9102 | 1,1372 |
| Variação $\Delta P_{malha\ 6-7}$ (%) | 0,8235 | 1,9102 | 1,1372 |
| Variação $\Delta P_{malha\ 7-8}$ (%) | 0,9960 | 2,4925 | 0,7960 |

Fonte: Próprio autor.

Avaliando os valores das quedas de pressão entre as malhas, observa-se que entre as malhas 4 e 5 houve a menor variação percentual entre os resultados de ambas as simulações, indicando uma melhor convergência entre esses valores.

Cruzando-se as informações dos índices de convergência numérica, da estimativa do erro da simulação numérica e das variações dos valores da queda de pressão entre as malhas de simulação, conclui-se que as malhas 4, 5 e 6 são as melhores para serem utilizadas nas demais simulações. Baseado nos expostos acima e para ser mais conservador, adota-se a malha 4 para todos os casos a seguir.

6.6.2 Resultados Caso 1

Conforme dito anteriormente, as configurações das simulações foram as mesmas adotadas para os testes de malha, apresentados na Tabela 13. As Figuras 46 a 50 apresentam os perfis de pressão e velocidades para o caso 1 de simulação. Pode-se observar que na bifurcação para os terminais A/B e C/D, a pressão da água é diminuída localmente e tem sua velocidade localmente aumentada para que o fluido chegue aos trocadores de calor. Já para o terminal E/F, para que o fluido consiga chegar aos trocadores, a pressão é aumentada no ponto onde há a redução da tubulação (e conseqüentemente, a velocidade diminui nesse ponto).

Analisando a Figura 49, observa-se no plano localizado no centro da tubulação em que ocorre a distribuição de fluido para os trocadores de calor que a velocidade na parede é nula, respeitando a condição de contorno estabelecida.

Nas linhas de corrente da Figura 50, observa-se que a água escoava para os terminais A/B e C/D em formato de espiral, indicando que próximo às condições de contorno de saída (*outlets*) o perfil de velocidades do fluido não está completamente desenvolvido.

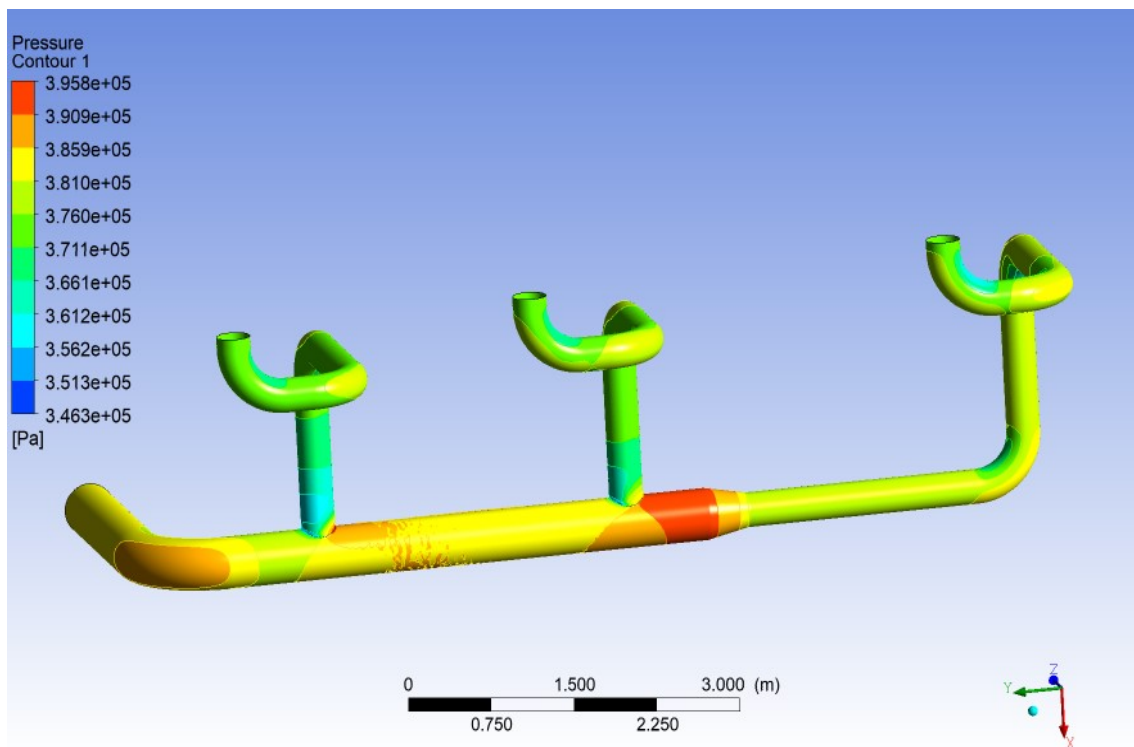


Figura 46 – Resultados da simulação para o caso 1 – Perfil de pressões na parede do *header*.
Fonte: Próprio autor.

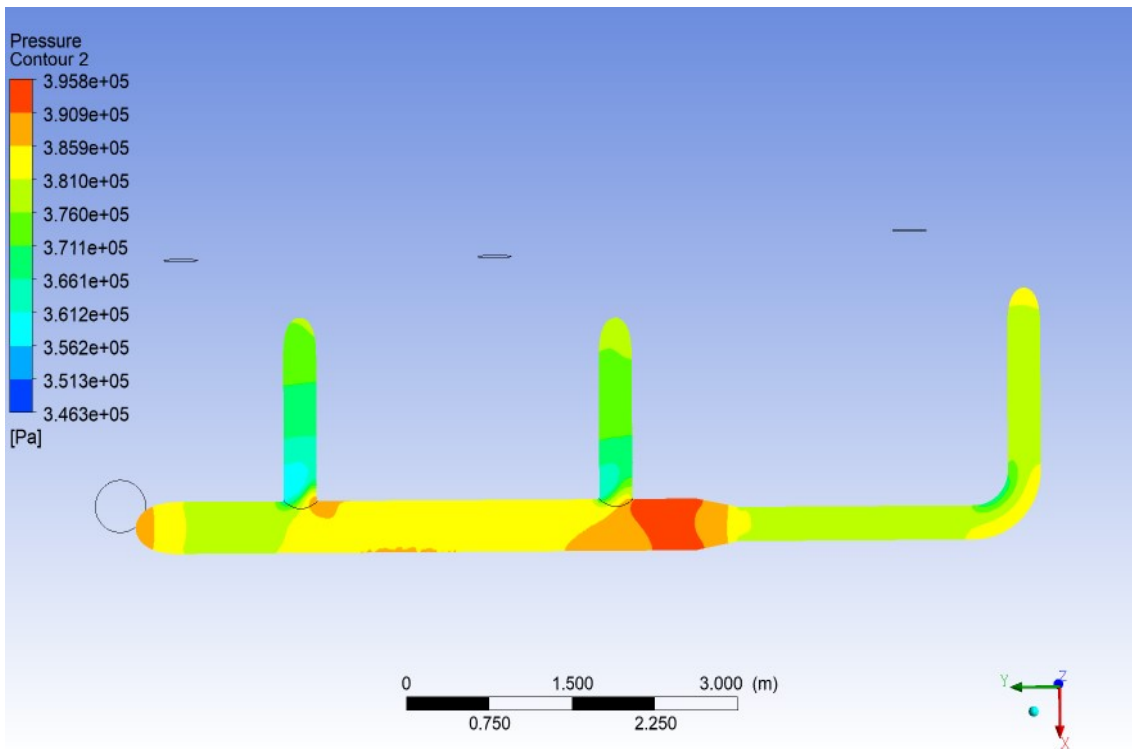


Figura 47 – Resultados da simulação para o caso 1 – Perfil de pressões em um plano localizado no centro do tubo principal, onde ocorre a bifurcação para os trocadores de calor.
Fonte: Próprio autor.

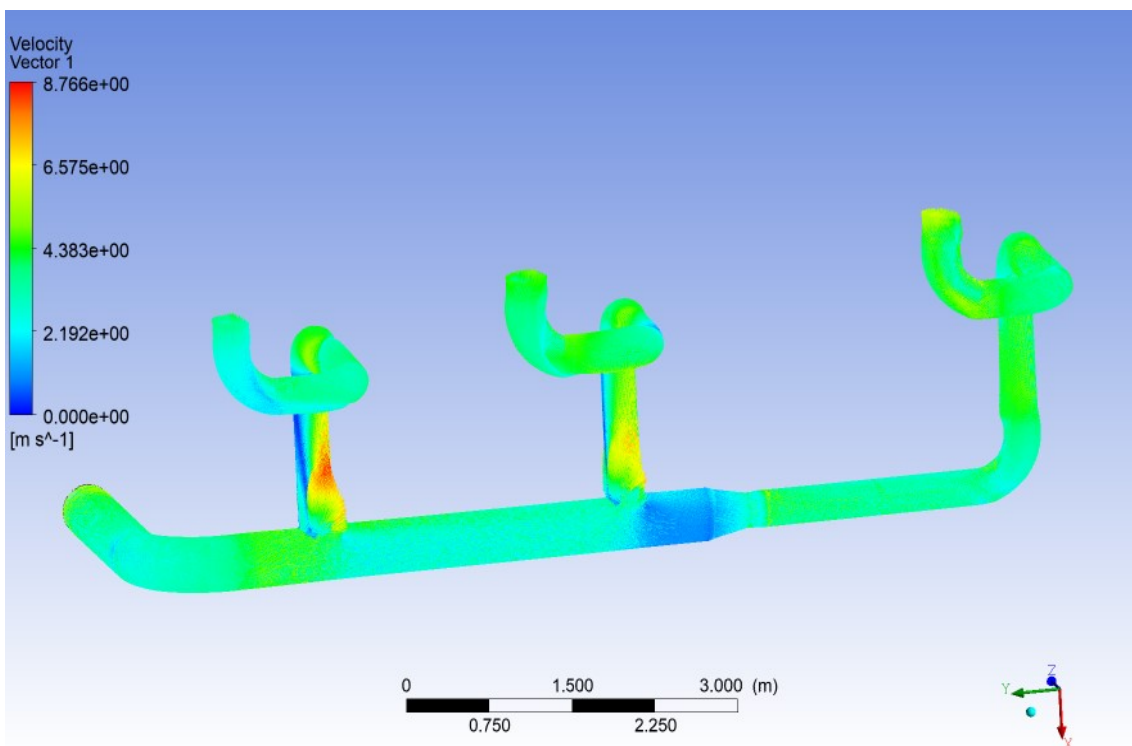


Figura 48 – Resultados da simulação para o caso 1 – Vetores de velocidade.
Fonte: Próprio autor

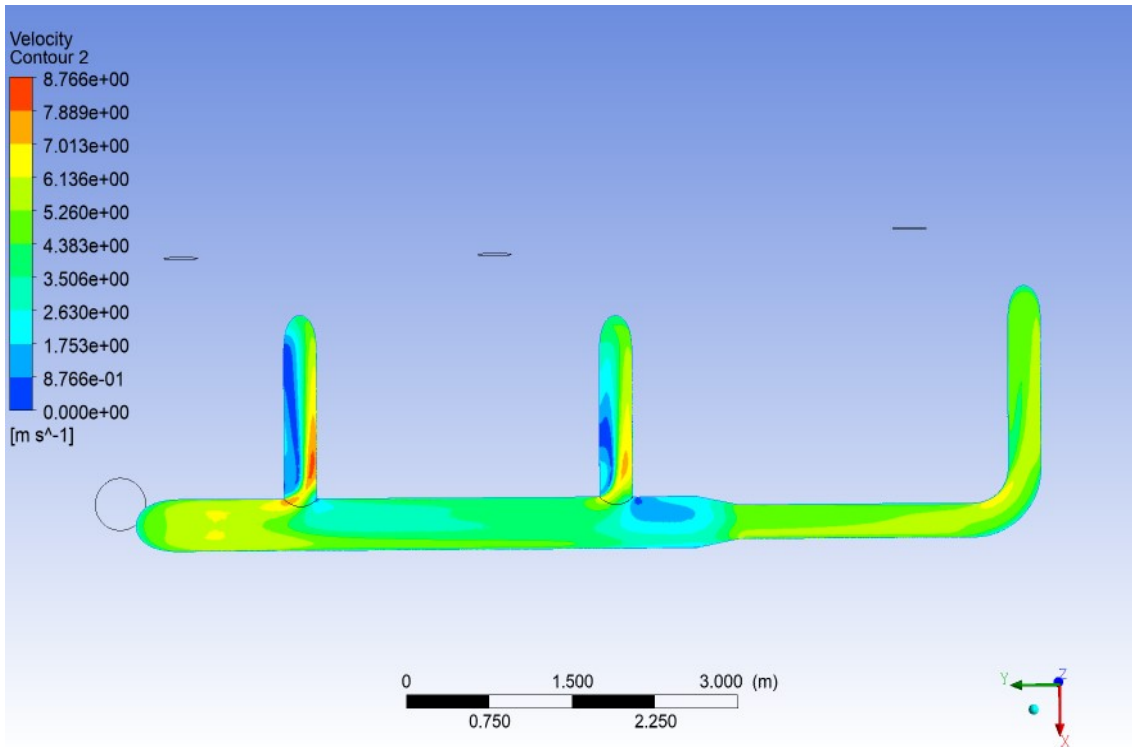


Figura 49 – Resultados da simulação para o caso 1 – Perfil de velocidades em um plano localizado no centro do tubo principal, onde ocorre a bifurcação para os trocadores de calor
 Fonte: Próprio autor.

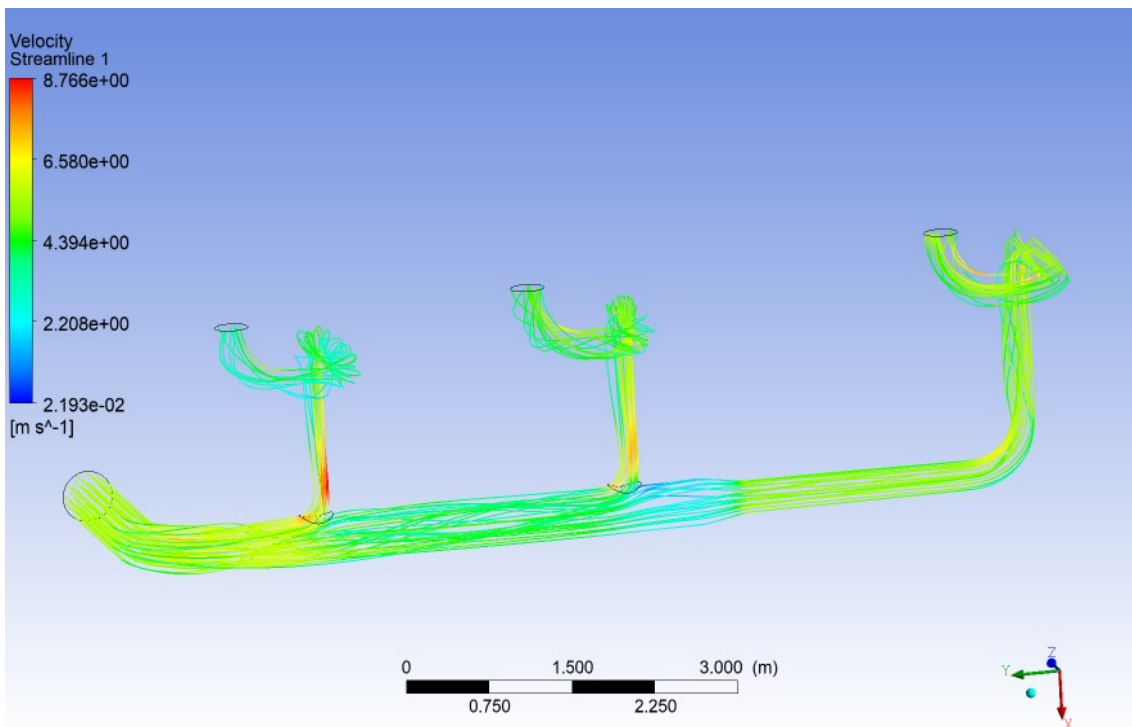


Figura 50 – Resultados da simulação para o caso 1 –Linhas de corrente (*streamlines*) no interior do *header*.
 Fonte: Próprio autor.

De forma a comparar os resultados encontrados, a partir dos estudos de análise de sensibilidade utilizou-se os valores de perda de carga dos *headers* (tubulações de entrada) para os trechos A/B, C/D e E/F e converteu-se para queda de pressão. Em paralelo, calculou-se no CFX® a diferença entre a pressão média de cada uma das condições de contorno (*outlets*) e a pressão média da entrada para validar a simulação de acordo com as correlações encontradas na literatura. Os resultados são apresentados na Tabela 25.

Tabela 25 – Resultados do modelo analítico e da simulação do caso 1.

| Comparação entre os resultados do modelo analítico e de simulação | | | |
|--|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
| | Queda de pressão | Queda de pressão | Queda de pressão |
| | ΔP_{AB} (Pa) | ΔP_{CD} (Pa) | ΔP_{EF} (Pa) |
| Modelo Analítico | 15842,97 | 27589,90 | 29433,55 |
| Simulação Fluidodinâmica | 10080,00 | 9967,00 | 10010,00 |

Fonte: Próprio autor.

Observa-se que os resultados do modelo analítico são da ordem de 1,57 vezes maior que os encontrados no modelo fluidodinâmico para o trecho A/B, 2,77 vezes para o C/D e 2,94 vezes para o último par de trocadores de calor. Além disso, os resultados do trecho A/B indicam uma queda de pressão maior comparado aos outros trechos, o que mostra que o modelo analítico é conservador em relação ao modelo fluidodinâmico.

A divergência entre os resultados dos dois modelos pode ser devida ao comportamento do escoamento não estar completamente desenvolvido ao chegar aos trocadores de calor. Além disso, todas as correlações e parâmetros utilizados para os cálculos das perdas de carga contínua e localizada no modelo analítico levam em consideração que o fluido esteja em escoamento completamente desenvolvido.

6.6.3 Resultados Caso 2 a 4

Apesar dos casos 2 a 4 considerarem valores diferentes de temperaturas, o modelo fluidodinâmico não considera a Equação da Energia. Dessa forma, uma única simulação representa todos os três casos estudados.

As Figura 55 a 55 apresentam os perfis de pressão e velocidades para os casos 2 a 4 de simulação. Observa-se que o comportamento do fluido refletido nos perfis de velocidade e pressão são bem similares ao caso 1, diferenciando-se apenas em magnitude dos valores dessas variáveis. Como as velocidades são maiores, a intensidade da turbulência também aumenta, observada pelas linhas de corrente (Figura 55).

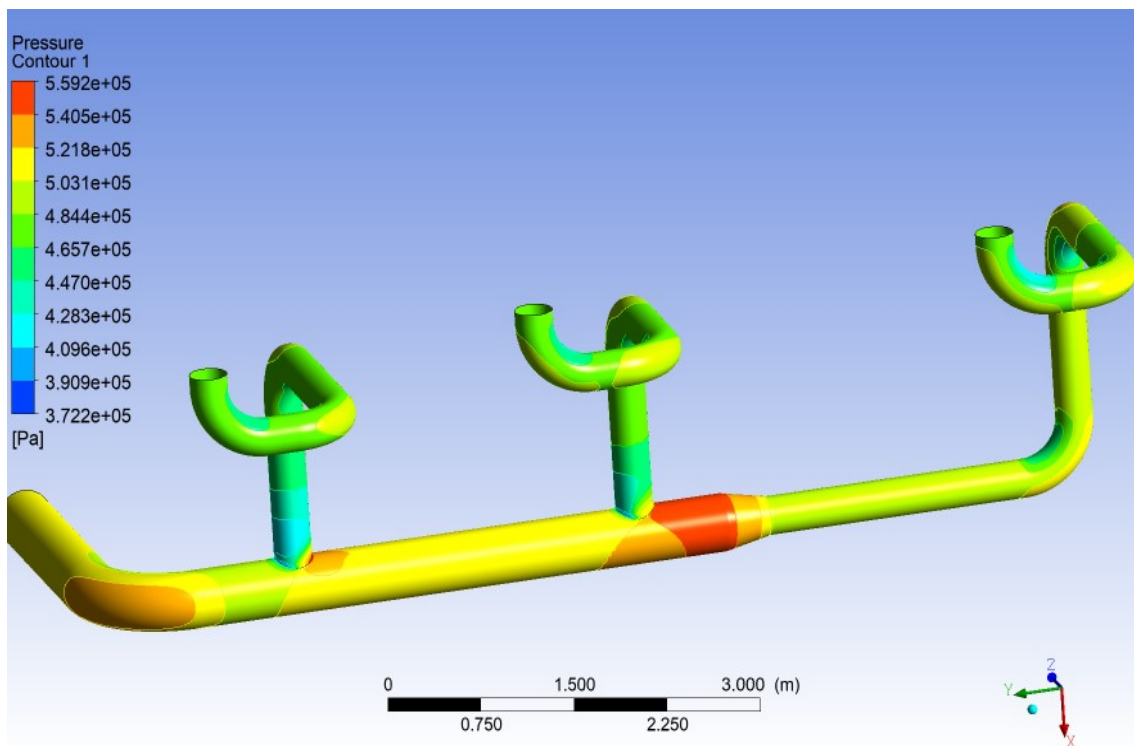


Figura 51 – Resultados da simulação para os casos 2 a 4 – Perfil de pressões na parede do *header*.

Fonte: Próprio autor.

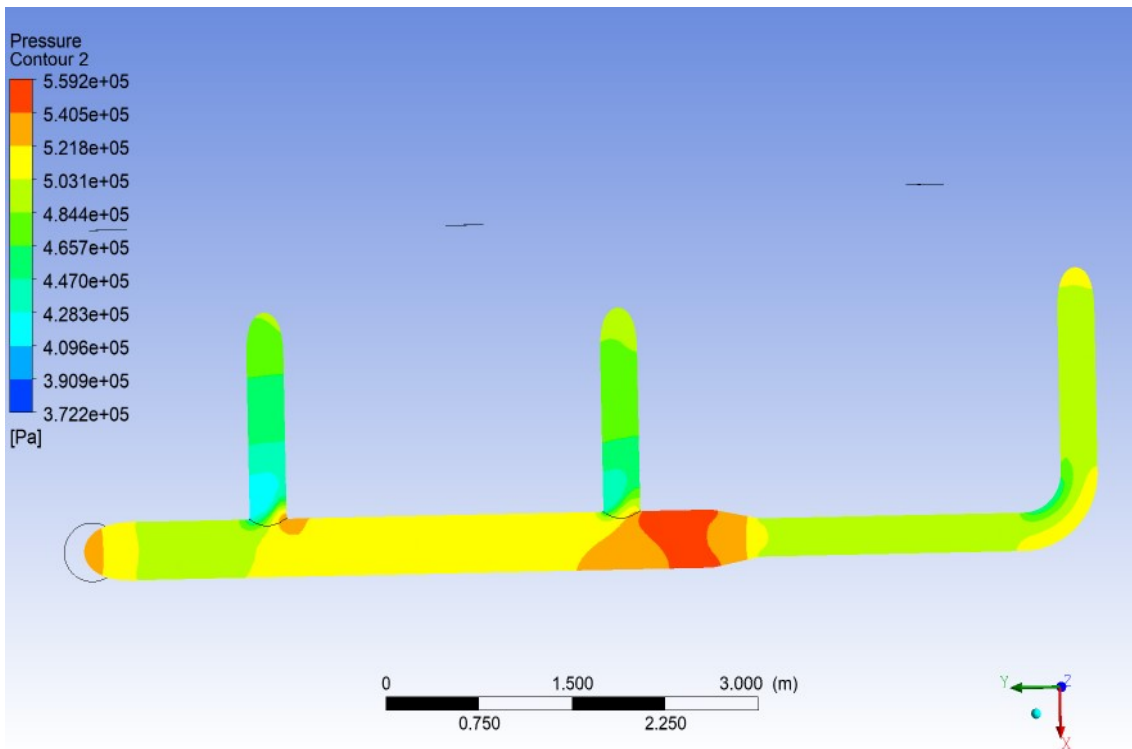


Figura 52 — Resultados da simulação para os casos 2 a 4 – (a) Perfil de pressões na parede do header; (b) Perfil de pressões em um plano localizado no centro do tubo principal, onde ocorre a bifurcação para os trocadores de calor.

Fonte: Próprio autor.

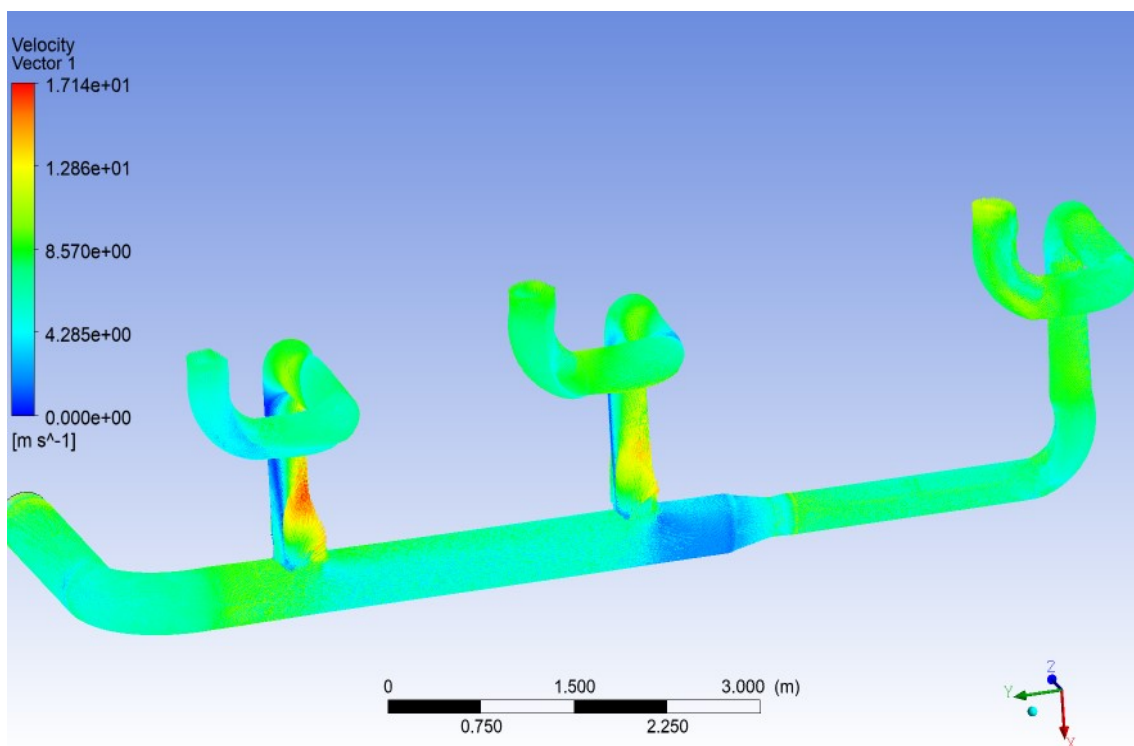


Figura 53 – Resultados da simulação para os casos 2 a 4 – Vetores de velocidade.

Fonte: Próprio autor.

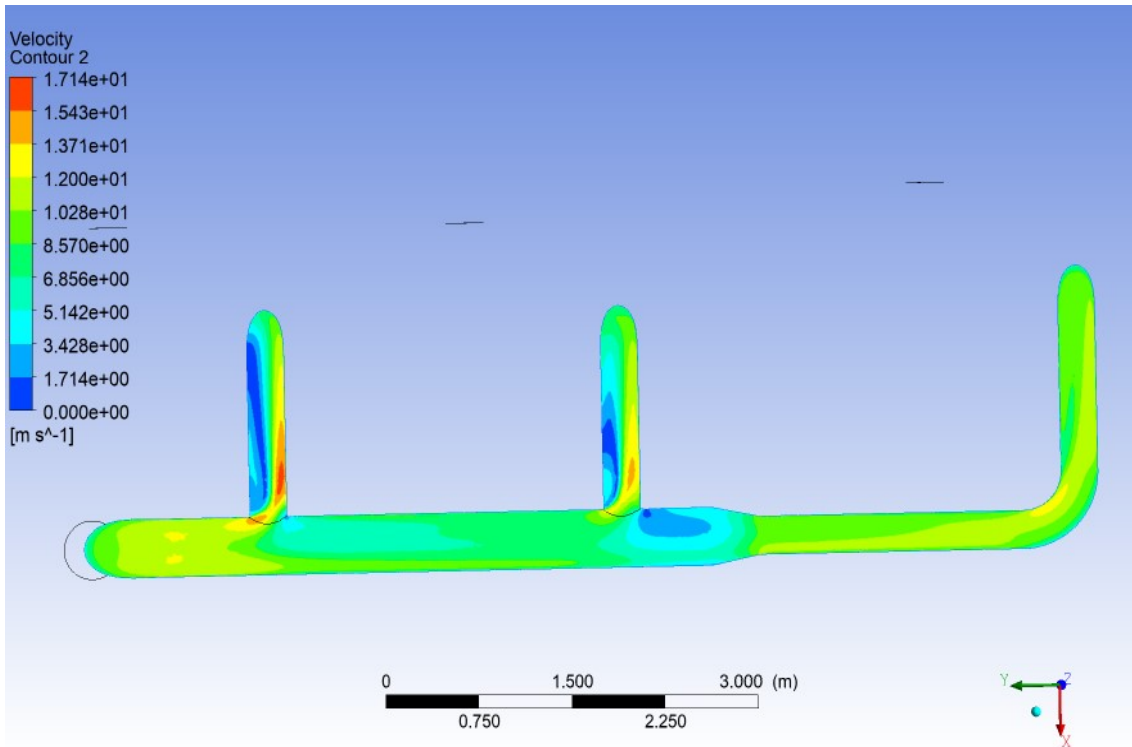


Figura 54 – Resultados da simulação para os casos 2 a 4 – Perfil de velocidades em um plano localizado no centro do tubo principal, onde ocorre a bifurcação para os trocadores de calor.

Fonte: Próprio autor.

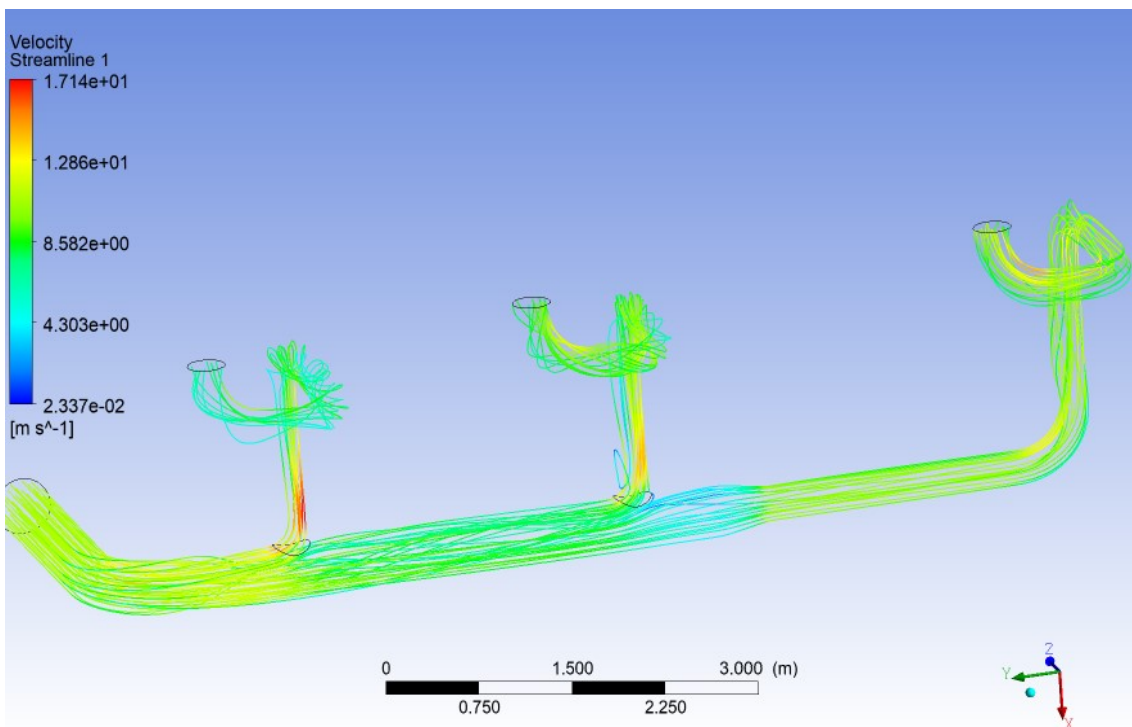


Figura 55 – Resultados da simulação para os casos 2 a 4 – Linhas de corrente (*streamlines*) no interior do *header*.

Fonte: Próprio autor.

Fazendo-se a mesma comparação para o caso 1 em relação ao modelo analítico, a Tabela 26 apresenta os resultados encontrados para os casos 2 a 4. Para realizar essa comparação, considerou-se apenas os resultados da perda de carga do caso 2, visto que a diferença de resultados entre os casos 2, 3 e 4 é bem pequena.

Tabela 26 – Resultados do modelo analítico e da simulação dos casos 2 a 4.
Comparação entre os resultados do modelo analítico e de simulação

| | Queda de pressão ΔP_{AB} (Pa) | Queda de pressão ΔP_{CD} (Pa) | Queda de pressão ΔP_{EF} (Pa) |
|--------------------------|---|---|---|
| Modelo Analítico | 66448,27 | 115716,99 | 123449,60 |
| Simulação Fluidodinâmica | 37820,00 | 37350,00 | 37580,00 |

Fonte: Próprio autor.

A diferença entre os resultados do modelo analítico e fluidodinâmico para os casos 2 a 4 apresentou-se um pouco maior em relação ao caso 1: 1,75 vezes maior que os encontrados no modelo fluidodinâmico para o trecho A/B, 3,10 vezes para o C/D e 3,28 vezes para o último par de trocadores de calor.

Observa-se novamente uma divergência entre os resultados do modelo analítico e fluidodinâmico, que pode ser atribuída à característica do escoamento (plenamente desenvolvido para o modelo analítico e em desenvolvimento para o fluidodinâmico).

6.6.4 Resultados com a placa de orifício

A partir dos resultados encontrados na Tabela 21, foram incorporadas às simulações dos casos anteriores duas placas de orifício: uma na saída para os trocadores A/B e outra para o par C/D. As configurações da simulação na presença das placas de orifício foram apresentadas previamente na Tabela 13.

6.6.4.1 Caso 1

As Figuras 56 a 60 apresentam os resultados da simulação do Caso 1 com a placa de orifício. Observa-se que os perfis de pressões (Figura 56) e de velocidade (Figura 57) apresentados não se diferem dos perfis apresentados sem a placa de orifício (Figuras 46 a 50).

Próximo às placas de orifício (Figura 58 e Figura 59), observa-se que ocorre uma redução da pressão e um consequente aumento de velocidade, ocorrendo em uma magnitude maior na saída para os trocadores AB devido ao fato do diâmetro do furo ser menor, promovendo uma maior queda de pressão nesse ponto. Dessa forma, o comportamento observado está dentro do esperado.

Analisando a Figura 60, observa-se que a inserção das duas placas de orifício aumenta o turbilhonamento do fluido, indicando mais uma vez que o escoamento do fluido não está completamente desenvolvido.

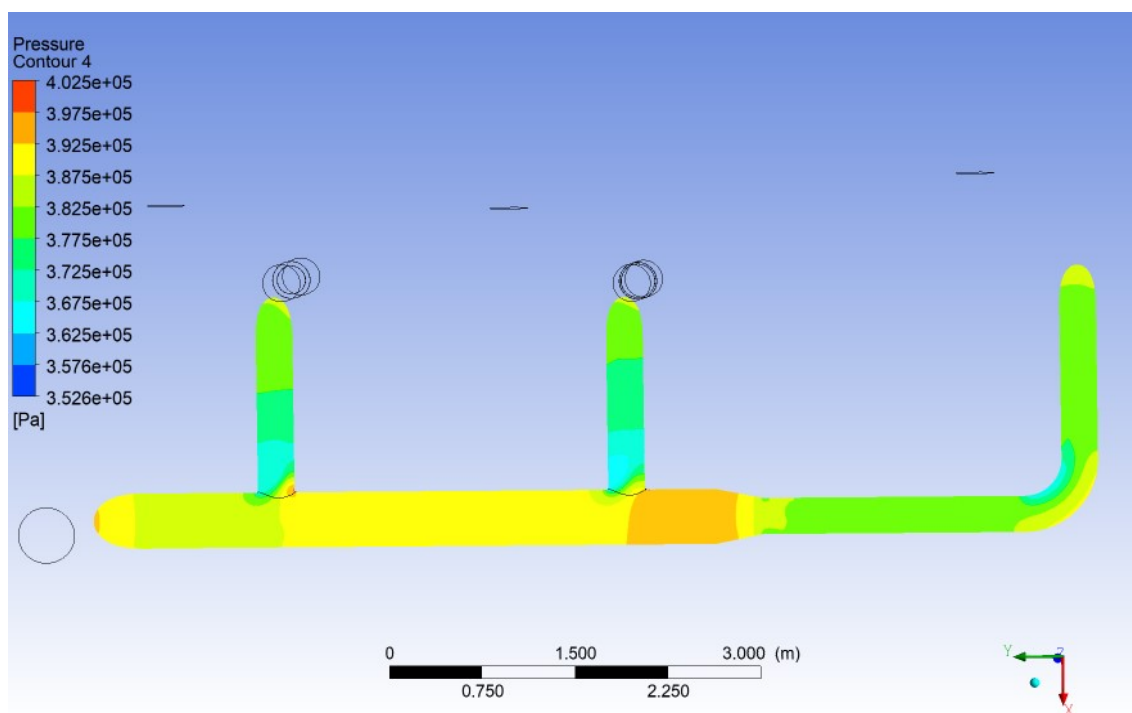


Figura 56 – Resultados da simulação para o caso 1 – Perfil de pressões em um plano localizado no centro do tubo principal, onde ocorre a bifurcação para os trocadores de calor. Fonte: Próprio autor.

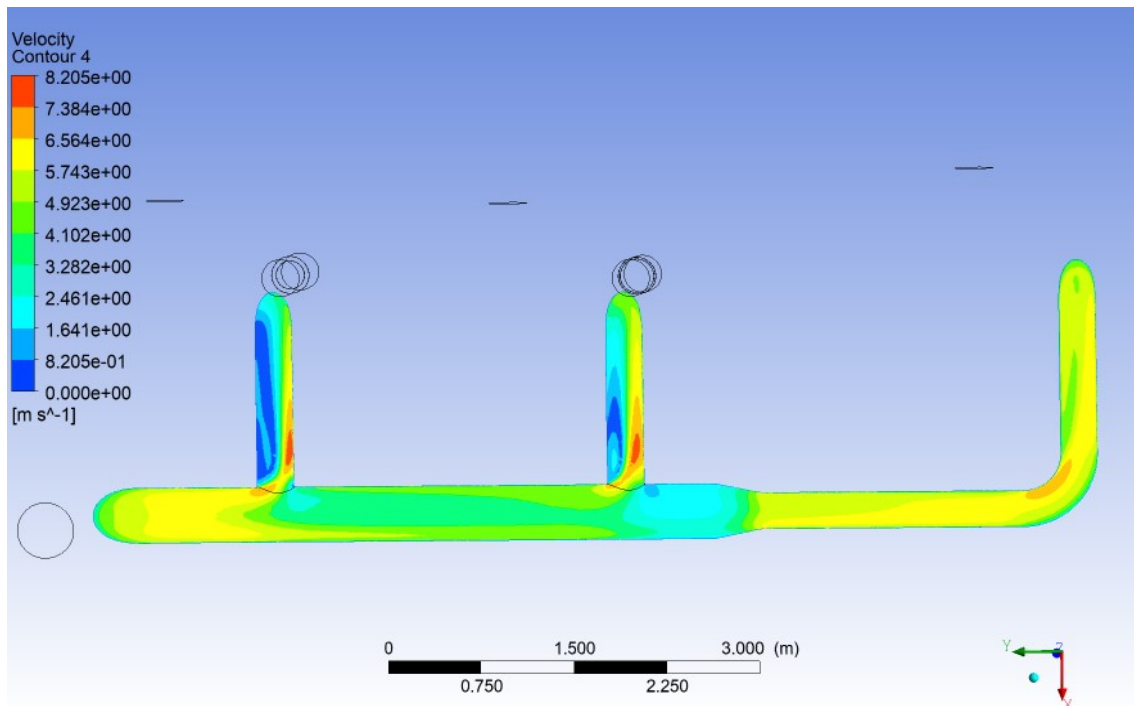


Figura 57 – Resultados da simulação para o caso 1 – Perfil de velocidades em um plano localizado no centro do tubo principal, onde ocorre a bifurcação para os trocadores de calor.
 Fonte: Próprio autor.

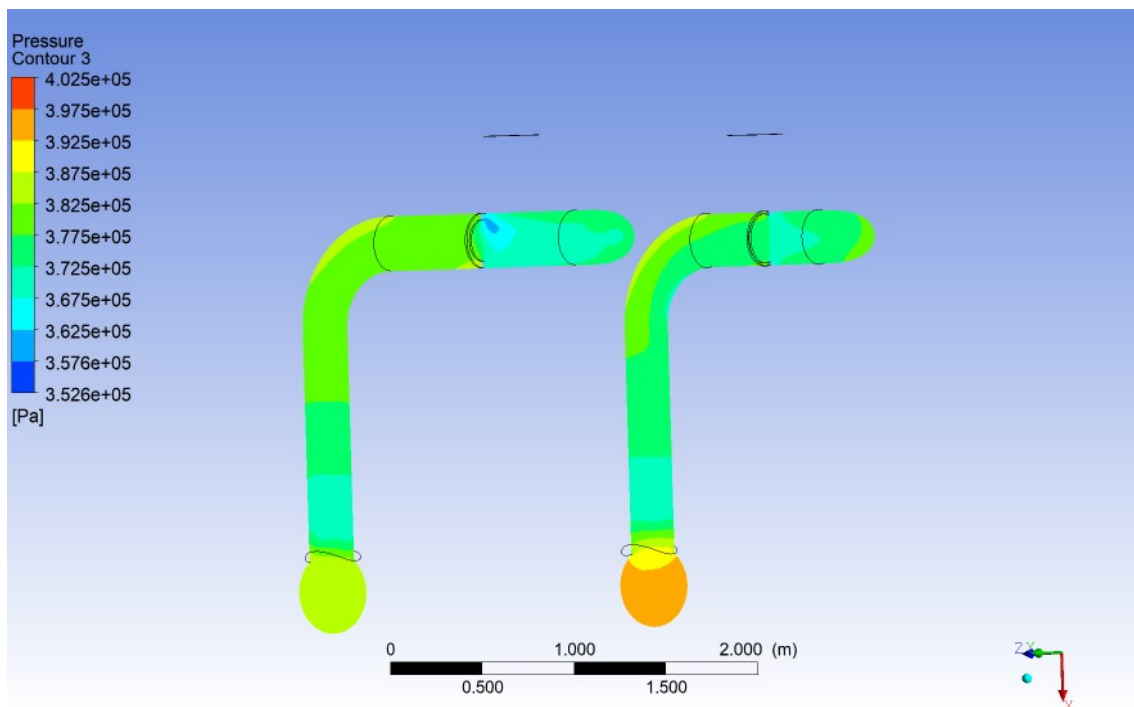


Figura 58 - Resultados da simulação para o caso 1 –Perfil de pressões em planos transversais às placas de orifício.
 Fonte: Próprio autor.

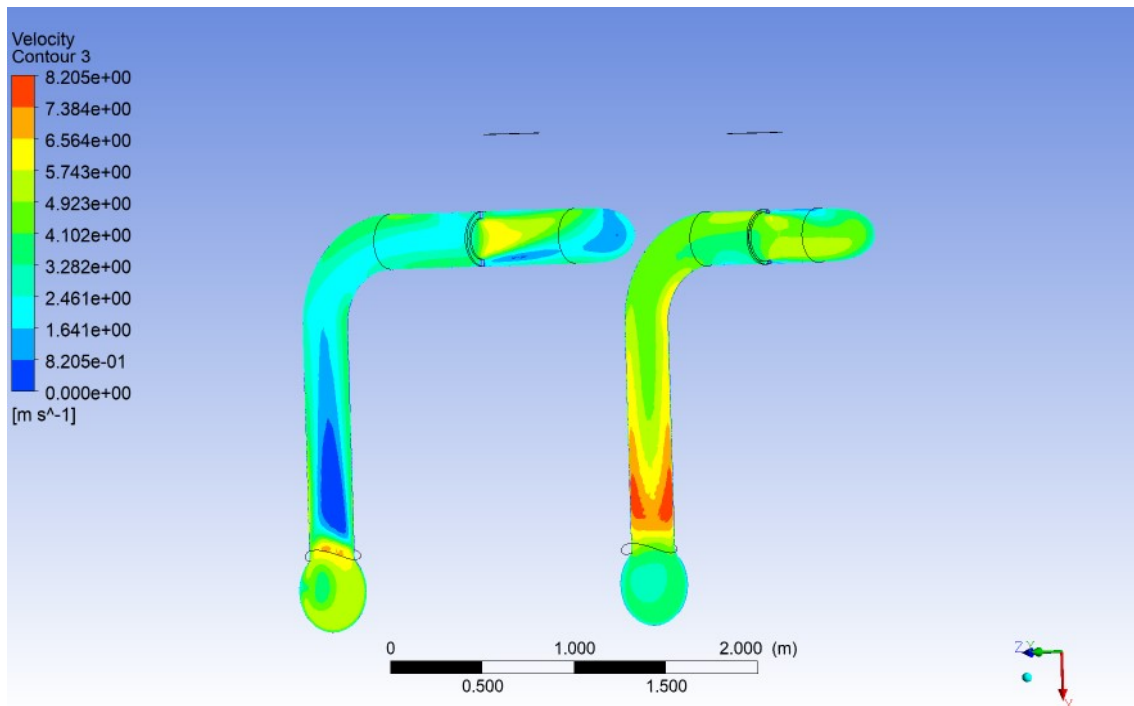


Figura 59 – Resultados da simulação para o caso 1 – Perfil de velocidades em planos transversais às placas de orifício.

Fonte: Próprio autor.

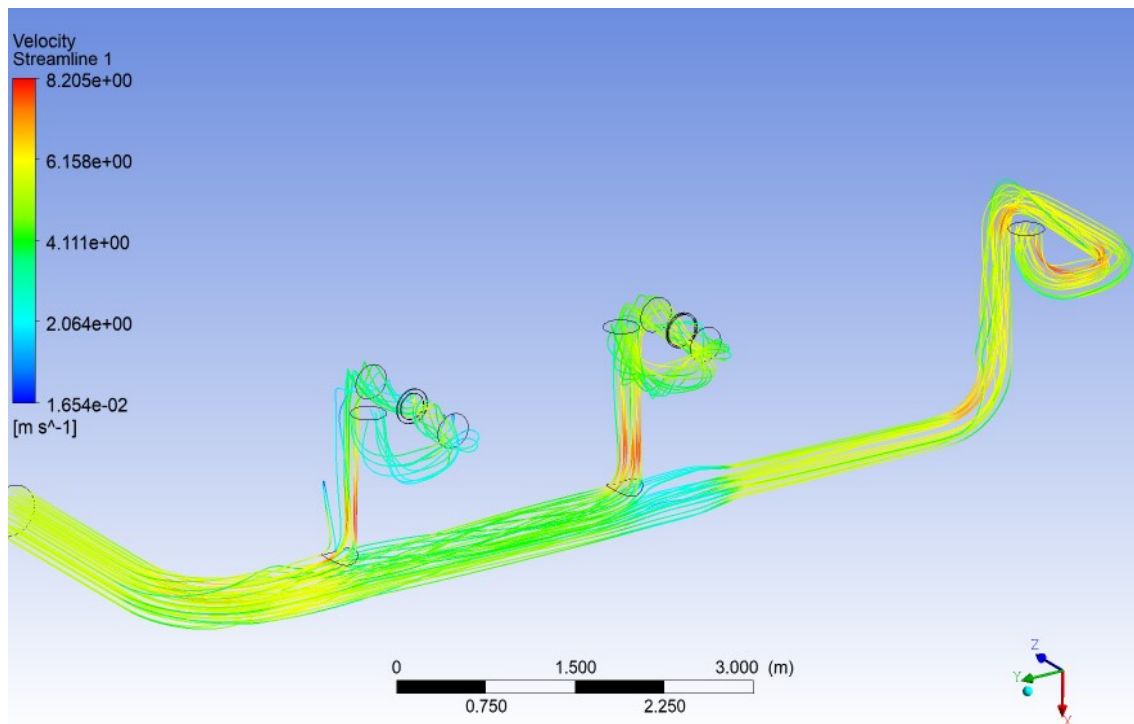


Figura 60 – Resultados da simulação para o caso 1 – Linhas de corrente (*streamlines*) no interior do *header*.

Fonte: Próprio autor.

De forma a verificar a efetividade das placas de orifício na simulação, ou seja, equalizar a queda de pressão entre os terminais de trocadores de calor,

calculou-se no CFX® a diferença entre a pressão média de cada uma das condições de contorno (*outlets*) e a pressão média da entrada. Além disso, fez uma comparação com os valores encontrados anteriormente. Os resultados são apresentados na Tabela 27.

Tabela 27 – Resultados da queda de pressão após a inserção das placas no Caso 1.
Comparação entre os estudos realizados – Caso 1

| | Queda de pressão ΔP_{AB} (Pa) | Queda de pressão ΔP_{CD} (Pa) | Queda de pressão ΔP_{EF} (Pa) |
|---------------------------------------|---|---|---|
| Modelo Analítico – sem placas | 15842,97 | 27589,90 | 29433,55 |
| Simulação Fluidodinâmica – sem placas | 10080,00 | 9967,00 | 10010,00 |
| Simulação Fluidodinâmica – com placas | 14770,00 | 14660,00 | 14640,00 |

Fonte: Próprio autor.

Observa-se que a inserção das placas de orifício promoveu a equalização da queda de pressão entre os três terminais de distribuição para os pares de trocadores de calor. Além disso, observou-se que a queda de pressão observada foi maior para os três trechos.

A Tabela 28 apresenta a comparação das vazões antes e após as placas, resultantes das simulações fluidodinâmicas, extraídas dos resultados do CFX®. Ao inserir uma placa de orifício na tubulação que leva fluido para os trocadores A/B, cria-se uma restrição e uma menor quantidade de fluido entra para os trocadores. Por outro lado, mais fluido é enviado para os trechos C/D e E/F. Como não há nenhuma restrição no trecho E/F, forma-se um escoamento preferencial para esse terminal, ocasionando em uma maior vazão para esse trecho.

Tabela 28 – Comparação das vazões antes e após a inserção das placas no Caso 1.
Comparação entre os estudos realizados – Caso 1

| | Vazão trecho AB (kg/s) | Vazão trecho CD (kg/s) | Vazão trecho EF (kg/s) |
|---------------------------------------|--|--|--|
| Simulação Fluidodinâmica – sem placas | 233,52 | 293,88 | 366,77 |

| Comparação entre os estudos realizados – Caso 1 | | | |
|--|---------------------------------------|---------------------------------------|---------------------------------------|
| | Vazão trecho AB (kg/s) | Vazão trecho CD (kg/s) | Vazão trecho EF (kg/s) |
| Simulação Fluidodinâmica – com placas | 188,31 | 302,25 | 403,62 |

Fonte: Próprio autor.

A partir dos dados expostos acima, constata-se que a placa de orifício conseguiu realizar o propósito de equalizar as quedas de pressão entre os três pares de trocadores de calor.

6.6.4.2 Casos 2 a 4

As Figuras 61 a 65 apresentam os resultados da simulação para os Casos 2 a 4. Conforme dito anteriormente, como a simulação não levou em consideração a equação da Energia, apenas uma única simulação representa todos os três casos avaliados.

Observa-se que os perfis de pressão e velocidade apresentam a mesma estrutura apresentada para o Caso 1, diferenciando-se apenas na magnitude dos valores dessas variáveis.

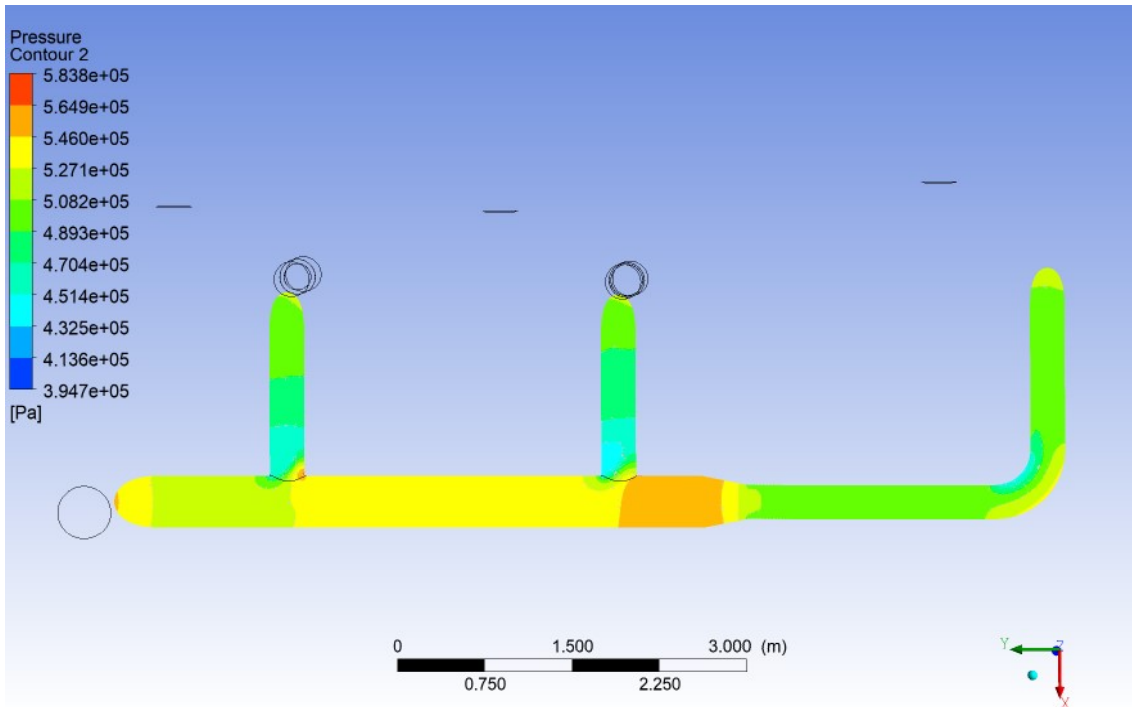


Figura 61 – Resultados da simulação para os casos 2 a 4 – Perfil de pressões em um plano localizado no centro do tubo principal, onde ocorre a bifurcação para os trocadores de calor. Fonte: Próprio autor.

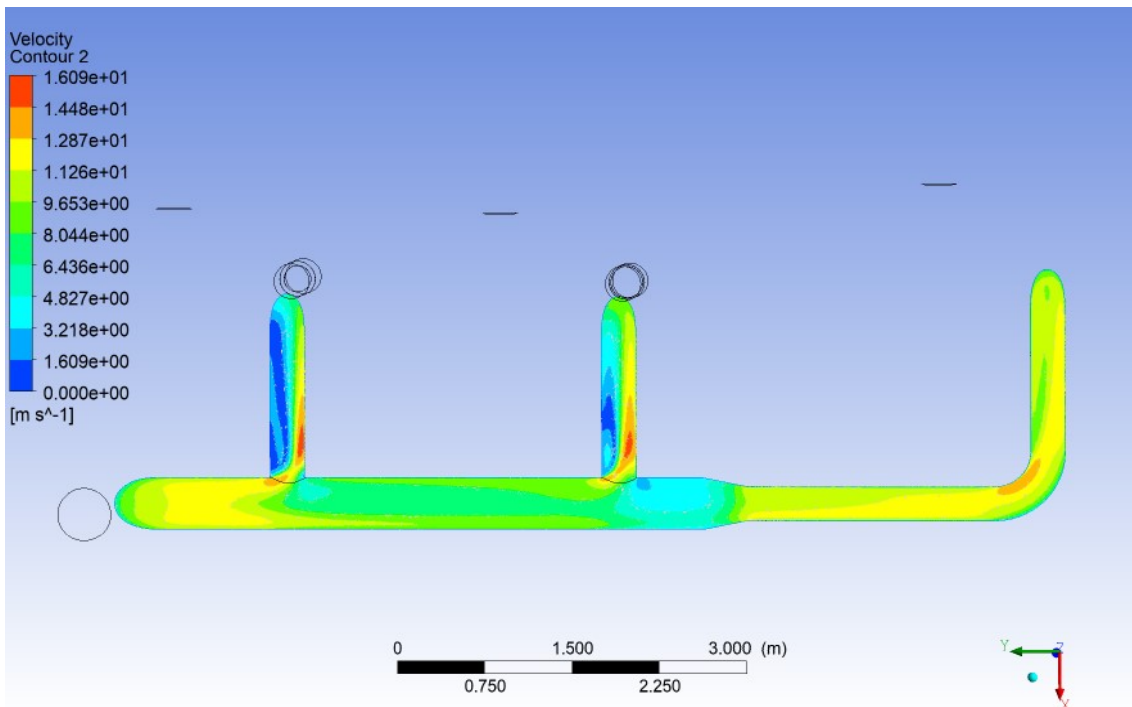


Figura 62 – Resultados da simulação para os casos 2 a 4 – Perfil de velocidades em um plano localizado no centro do tubo principal, onde ocorre a bifurcação para os trocadores de calor. Fonte: Próprio autor.

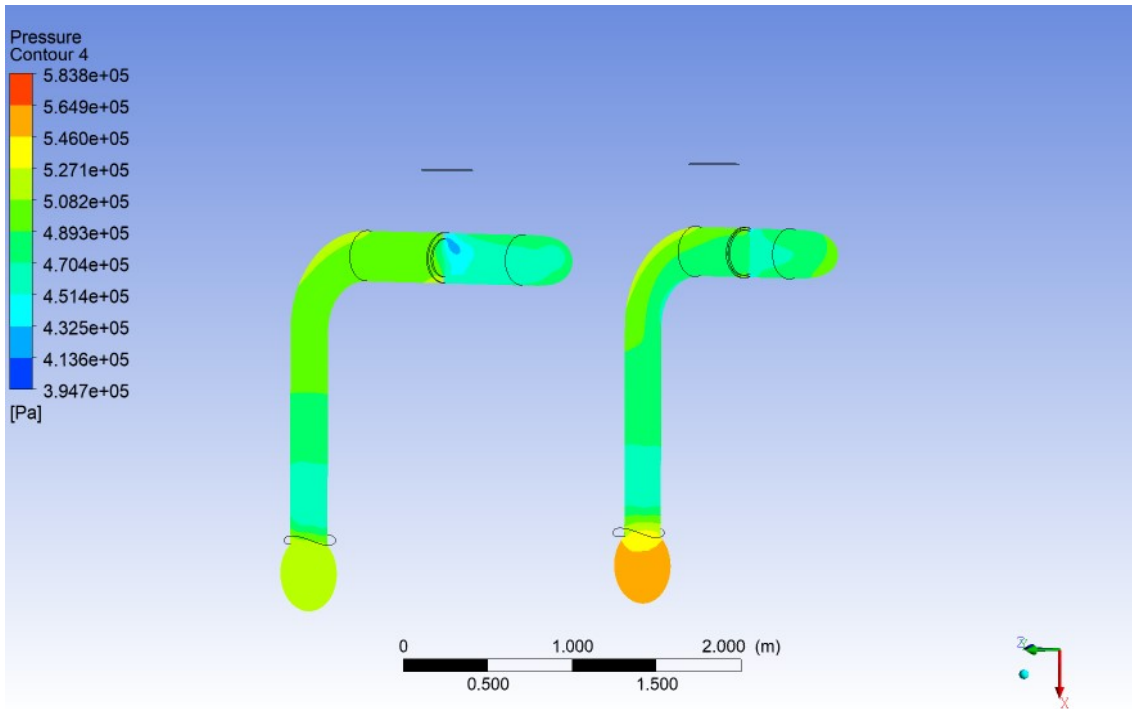


Figura 63 - Resultados da simulação para os casos 2 a 4 –Perfil de pressões em planos transversais às placas de orifício.

Fonte: Próprio autor.

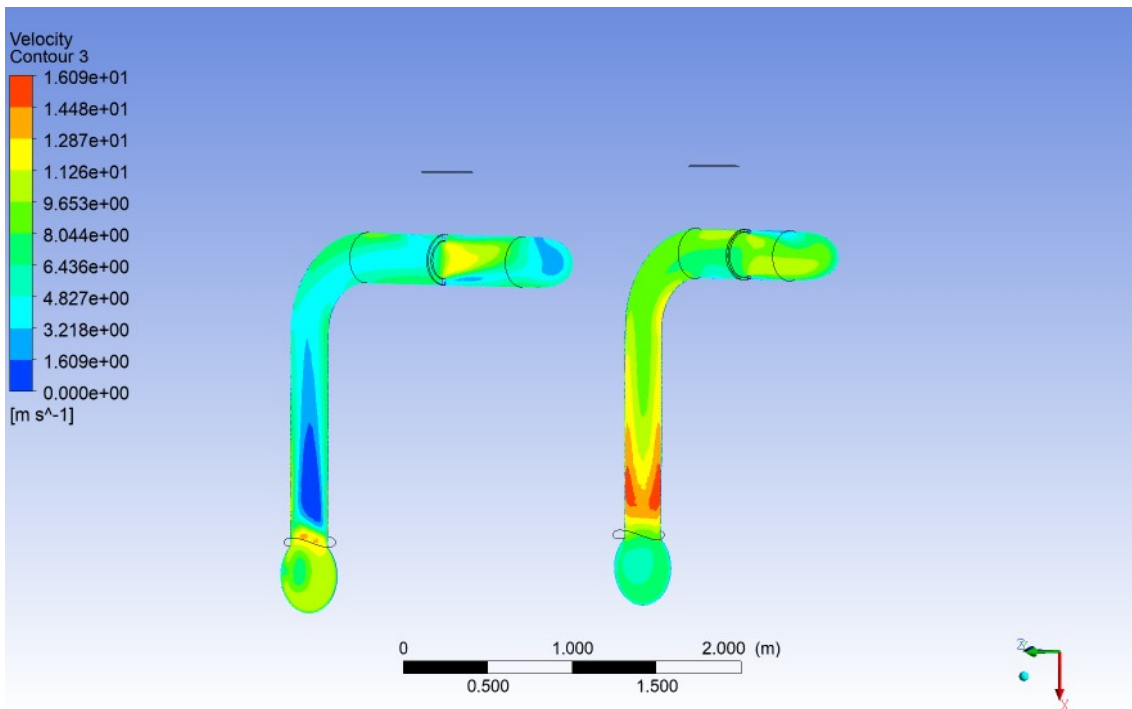


Figura 64 – Resultados da simulação para os casos 2 a 4 – Perfil de velocidades em planos transversais às placas de orifício.

Fonte: Próprio autor.

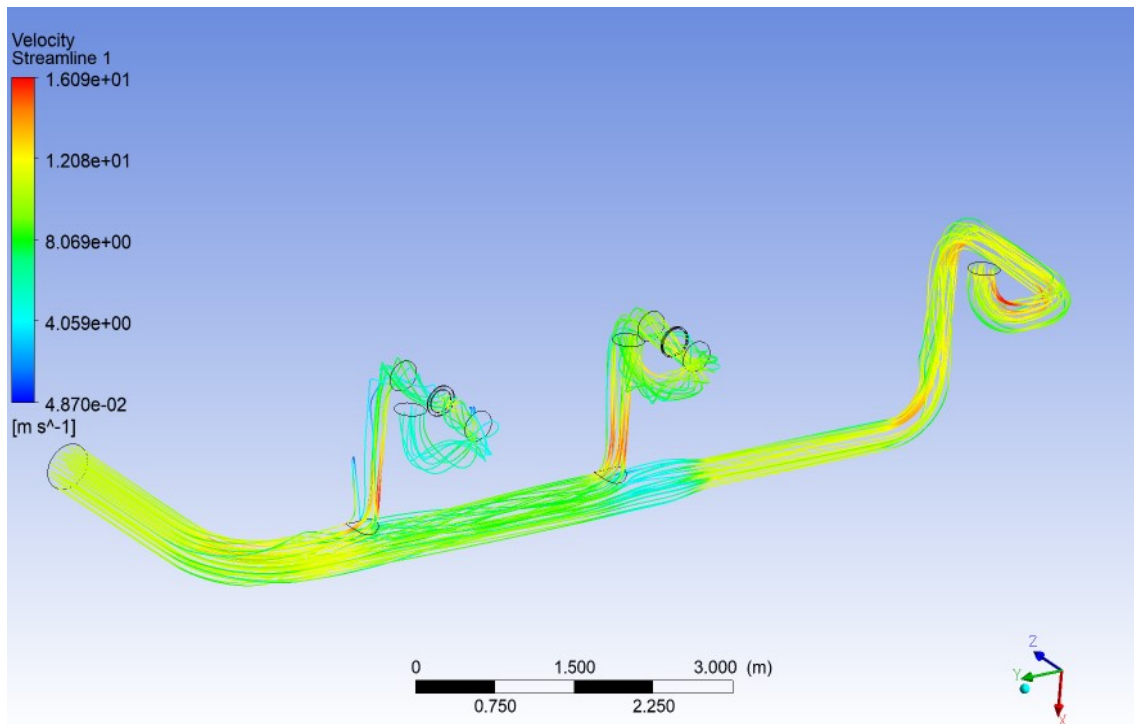


Figura 65 – Resultados da simulação para os casos 2 a 4 – Linhas de corrente (*streamlines*) no interior do *header*.

Fonte: Próprio autor.

Para verificar a efetividade das placas de orifício na simulação, calculou-se no CFX® a diferença entre a pressão média de cada uma das condições de contorno (*outlets*) e a pressão média da entrada. Além disso, fez uma comparação com os valores encontrados nos modelos anteriores (analítico e fluidodinâmico sem as placas), mostrada na Tabela 29. Como as placas de orifício são dimensionadas na condição de projeto (vazão utilizada no Caso 1), os valores de queda de pressão esperados após a inserção das placas não são aplicáveis nessa situação.

Tabela 29 – Resultados da queda de pressão após a inserção das placas nos Casos 2 a 4. **Comparação entre os estudos realizados – Casos 2 a 4**

| | Queda de pressão ΔP_{AB} (Pa) | Queda de pressão ΔP_{CD} (Pa) | Queda de pressão ΔP_{EF} (Pa) |
|---------------------------------------|---|---|---|
| Modelo Analítico – sem placas | 66448,27 | 115716,99 | 123499,60 |
| Simulação Fluidodinâmica – sem placas | 37820,00 | 37350,00 | 37580,00 |

| Comparação entre os estudos realizados – Casos 2 a 4 | | | |
|---|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
| | Queda de pressão | Queda de pressão | Queda de pressão |
| | ΔP_{AB} (Pa) | ΔP_{CD} (Pa) | ΔP_{EF} (Pa) |
| Simulação Fluidodinâmica – com placas | 55310,00 | 54820,00 | 54790,00 |

Fonte: Próprio autor.

Observa-se que o resultado para os casos 2 a 4 teve o mesmo comportamento que no caso 1, variando-se apenas na magnitude dos valores. Isso é esperado, uma vez que as vazões de entrada são maiores para esta última situação. Observou-se também um maior aumento na queda de pressão para os três trechos com a inserção das placas.

A Tabela 30 apresenta a comparação das vazões antes e após as placas, resultantes das simulações fluidodinâmicas, extraídas dos resultados do CFX®. O comportamento observado foi similar ao Caso 1, diferenciando-se apenas nos valores de vazão, maiores para esses casos em análise.

Tabela 30 – Comparação das vazões antes e após a inserção das placas nos Casos 2 a 4.

| Comparação entre os estudos realizados – Casos 2 a 4 | | | |
|---|------------------|------------------|------------------|
| | Vazão | Vazão | Vazão |
| | trecho AB | trecho CD | trecho EF |
| | (kg/s) | (kg/s) | (kg/s) |
| Simulação Fluidodinâmica – sem placas | 455,59 | 573,58 | 720,56 |
| Simulação Fluidodinâmica – com placas | 368,72 | 589,81 | 791,21 |

Fonte: Próprio autor.

Sendo assim, as placas de orifício conseguem realizar o propósito de equalizar a queda de pressão entre os três pares de trocadores de calor.

7. CONCLUSÕES

O presente estudo teve como objetivo analisar o desempenho do sistema de trocadores de calor localizados no topo de uma coluna fracionadora de uma unidade de Craqueamento Catalítico Fluido de uma refinaria de petróleo.

Por meio da documentação fornecida pela empresa e de levantamentos bibliográficos, foram realizados estudos para representar o sistema de trocadores de calor, identificar os problemas e as causas que levam ao mau funcionamento e sugerir melhorias para aumentar a eficiência energética da unidade industrial.

Os estudos foram divididos nas seguintes categorias: ajustes dos dados das propriedades do produto, balanços de energia, estudos da perda de carga nos cascos, nos tubos e nos *headers* de distribuição de água e de produto, análise de sensibilidade e simulações fluidodinâmicas para quatro situações (dados de operação da folha de dados, do relatório de simulação, dados médios de processo e na condição de trocadores limpos).

Com relação a algumas propriedades físicas e térmicas do produto, houve dificuldades para correlacionar os dados fornecidos pela empresa. Tal fato se deve ao produto sofrer mudança de fase, resultando em dependência não linear com a temperatura. Esses dados refletiram nos resultados dos balanços de energia.

Para os balanços de energia, em ausência de dados de vazão medidos em tempo real, houve dificuldades no cálculo do calor cedido pelo produto quente, principalmente no caso em que as temperaturas utilizadas correspondiam à média dos dados obtidos no processo, indicando calor absorvido pelo produto, o que não é consistente.

No que tange às perdas de carga, o lado do escoamento do produto apresentou valores baixos de perda de carga, dentro da faixa de projeto do equipamento. Entretanto, o lado da água apresentou valores muito altos, tanto nos tubos dos trocadores, quanto nos *headers* de distribuição. Percebe-se que o conjunto E/F apresenta uma perda de carga em suas tubulações maior em comparação com os conjuntos A/B e C/D, o que pode explicar o problema das temperaturas mais altas nesse conjunto.

A análise de sensibilidade do lado da água mostrou que à medida que a vazão aumenta (considerando a mesma vazão para os três pares de trocadores de calor), a variação de pressão do conjunto E/F é sempre superior em relação aos demais pares e à medida que a vazão de operação é maior, essa diferença torna-se maior. Na hipótese de considerar a mesma queda de pressão para os três trechos, a vazão individual para o trecho A/B é maior, seguido pelo par C/D e por último pelo E/F.

No lado do produto, a análise de sensibilidade não revelou diferenças na variação de pressão entre os três terminais. Analisando as variáveis que mais influenciam na variação de pressão, o aumento da temperatura promove uma maior queda de pressão. Entretanto, o aumento das variáveis densidade e viscosidade apresentam um efeito inverso na queda de pressão.

Para garantir uma igualdade da queda de pressão entre os três trocadores de calor, foi realizado um dimensionamento de placas de orifício apenas nas tubulações de água, mais especificamente na entrada dos trocadores A/B e C/D com diâmetros de orifício de 230,4 e 274,9 mm, respectivamente.

Devido a inexistência de dados experimentais (ou dados de medição em tempo real da pressão e vazão em cada um dos terminais), o modelo não pôde ser validado, como recomendado pela norma ASME V&V 20 (2009). Os testes iniciais para verificação da solução do problema indicaram que a melhor malha de simulação seria a 4, de comprimento característico h_g igual a 5,9437 mm, por apresentar o menor índice de convergência de malha (GCI) e a menor variação entre os valores de queda de pressão em relação à malha subjacente para os três terminais de trocadores de calor.

Avaliando os resultados da simulação fluidodinâmica, observa-se que, comparado ao modelo analítico, os resultados apresentaram uma discrepância de valores. Uma das possíveis causas pode ser atribuída ao escoamento não estar plenamente desenvolvido e as condições de contorno de saída (*outlets*) estarem próximas a joelhos de tubulação. Por outro lado, as correlações empíricas utilizadas nos cálculos do modelo analítico têm como premissa que o escoamento do sistema seja plenamente desenvolvido.

Analisando-se a inserção das placas de orifício no modelo fluidodinâmico, a queda de pressão é equalizada entre os três terminais, de acordo com o comportamento esperado para esse sistema em estudo.

Conclui-se que o problema nos trocadores de calor está ligado ao escoamento do lado da água, com uma queda de pressão um pouco maior nas tubulações de distribuição para os trocadores E/F comparado aos demais, o que leva a temperaturas mais altas na saída desse par de trocadores.

Para garantir a mesma variação de pressão entre os três conjuntos de trocadores de calor, sugere-se a instalação de placas de orifício nas tubulações do lado da água que levam o fluido para os trocadores A/B e C/D. Entretanto, é recomendada a instalação de medidores de pressão e vazão nas linhas que levam fluido para os três pares de trocadores para validar o diâmetro das placas de orifício, uma vez que foi utilizada a informação de vazão da folha de dados dos trocadores e que as vazões de operações podem ter mudado ao longo do tempo.

8. SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Como forma de aprimoramento do estudo atual, sugere-se primeiramente a utilização de correlações e coeficientes para os cálculos de perda de carga nos dos *headers* e trocadores de calor tanto do lado do produto quanto do lado da água que levem em consideração o escoamento em desenvolvimento, como visto em Idelchik (2008) para efeito de comparação do modelo analítico e modelo fluidodinâmico, apresentados nesse trabalho.

Após a instalação dos sensores de pressão e vazão nas entradas e saídas dos trocadores de calor e monitoramento em tempo real dessas variáveis de processo, sugere-se que futuramente se refaça a realização dos balanços de energia.

Além disso, na parte do modelo fluidodinâmico, sugere-se a simulação dos *headers* (água e produto) e trocadores de calor levando-se em consideração a equação da energia, para verificar a influência da temperatura no escoamento e a conseqüente alteração nas variações de pressão.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABADIE, E. **Curso de formação de operadores de refinaria, processos de refino**. Apostila adaptada do material original de Elie Abadie, Equipe Petrobras (Petrobras/Abastecimento) - Centro Universitário Positivo (UNICENP), Curitiba, 2002

ABBASI, H. R.; SADEH, E. S.; POURRAHMANI, H.; MOHAMMADI, M. H. Shape optimization of segmental porous baffles for enhanced thermo-hydraulic performance of shell-and-tube heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, v. 180 (2020) 115835, 2020.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS (ANP). **Produção de derivados de petróleo e processamento de gás natural - Refino**. Disponível em: <http://www.anp.gov.br/producao-de-derivados-de-petroleo-e-processamento-de-gas-natural/petroleo/refino>. Acesso em: 01/08/2021.

ANAND, K.; PRAVIN, V. K.; VEENA, P. H. Experimental Investigation of Shell and Tube Heat Exchanger Using Bell Delaware Method. *International Journal for Research in applied Science and Engineering Technology (IJRASET)*, v. 2, n. 1, p. 73–85, 2014.

ANSYS® Inc, **ANSYS® CFX Theory Solver Guide**, Release 14.0, User Manual, 2011.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR ISO 5167-2: Medição de vazão de fluidos por dispositivos de pressão diferencial inseridos em condutos forçados de seção transversal circular. Parte 2: Placas de orifício**. Rio de Janeiro, 2011.

BAZZO, W. A.; PEREIRA, L. T. V. **Introdução à Engenharia**. 1. ed. Florianópolis: Editora da UFSC, 2006.

BERGLES, A. E. The implications and challenges of enhanced heat transfer for the Chemical Process Industries. *Transactions of the Institution of Chemical Engineers*, v. 79, n. May, p. 437–444, 2001.

BICCA, G. B., **Modelagem hierárquica de trocadores de calor casco e tubo**. 2006. 189 f. Dissertação (Mestrado) – Departamento de Engenharia Química, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2006.

BRASIL, N. I.; ARAÚJO, M. A. S.; SOUSA, E. C. M. **Processamento de Petróleo e Gás**. 1. ed. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S. A., 2012.

CARVALHO, D. F. **Instalações elevatórias: bombas**. 6. ed. Belo Horizonte: Editora FUMARC, 2010.

ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. **Mecânica dos Fluidos: Fundamentos e Aplicações**. 1. ed. São Paulo: Ed. McGraw-Hill, 2007.

COSTA, M. C. V., **Simulação e análise do efeito da variação de parâmetros sobre a perda de carga e transferência de calor em trocadores de calor casco e tubo**. 2016. 94 f. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2016.

COULSON, J. M., RICHARDSON, J. F., BACKHURST, J. R., MARKER, J. H. **Coulson & Richardson's Chemical Engineering: Volume 1 – Fluid Flow, Heat Transfer and Mass Transfer**, 6. ed., Ed Butterworth Heinemann, 1999.

CRANE PUMPS & SYSTEMS INC. **DEMING® Engineering Data: Bulletin 90**. Disponível em: https://www.cranepumps.com/downloadables/CATALOGS_OIPMs/DEMING/90_ENGDATA/TOC-90.PDF. Acesso em: 01/08/2021

DELMÉE, G. J. **Manual de Medição de Vazão**. 3. ed. São Paulo: Edgard Blücher Ltda, 2003.

DIGIMAT. **Placas de Orifício – Digimat**. Disponível em: <https://www.digimat.com.br/produto/placas-de-orificio/>. Acesso em: 01/08/2021.

FIATES, J. **Desenvolvimento de uma Metodologia para simulação de dispersão de Gás Inflamável por Meio de CFD utilizando Openfoam**. 2017. 148 f. Monografia de Final de Curso (Graduação em Engenharia Química) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2015.

FLEXIM. **Craqueamento Catalítico Fluidizado – FCC**. Disponível em: <https://www.flexim.com/pt-br/industrias/oleo-gas/solucoes-de-refinaria/craqueamento-catalitico-fluidizado-fcc>. Acesso em: 10/03/2021.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 6. ed. Rio de Janeiro: Editora LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S. A., 2006.

GOMES, A. C. L., **Notas de aula da disciplina EQO 088 - Tecnologias de Refino de Petróleo e de Processamento de Gás Natural**, Escola de Química, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2004.

GONÇALVES, C. O.; COSTA, A. L. H.; BAGAJEWICZ, M. J. Linear method for the design of shell and tube heat exchangers using the Bell–Delaware method. *AIChE Journal*, v. 65 (8), p. e16602, 2019.

GU, X.; DONG, Q.; WANG, K. **Numerical Simulation Research on Shell-and-tube Heat Exchanger Based on 3-D Solid Model**. In: Proceedings of the International Conference on Power Engineering, 2007, Hangzhou. Anais...Hangzhou: Challenges of Power Engineering and Environment, 2007, p. 441-445.

HALL, S. **Branan's Rules of Thumb for Chemical Engineers**, 5. ed. Waltham: Ed. Elsevier, 2012.

HOLLAND, F. A.; BRAGG, R. **Fluid flow for chemical engineers**, 2. ed. London: Edward Arnold, 1995.

IDELCHIK, I. E; **Handbook of Hydraulic Resistance – 4th Revised and Augmented Edition**. 4. ed. New York: Begell House, Inc., 2008.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**, 5. ed. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S. A., 2003.

JATALE, A.; SRINIVASA, M. **CFD Modeling of Fouling in Crude Oil Refinery Heat Exchangers**. In: 2015 AIChE Spring Meeting - 11th Global Congress on Process Safety, 2015, Austin. Anais...Austin, 2015, p. 1-9.

KERN, D. Q. **Procesos de Transferencia de Calor**, 31. ed. México: Ed. McGraw-Hill, 1999.

KIM, C., KIM, H., MUN, K. Use of the international association for the properties of water and steam (IAPWS) formulations, IAPWS-95 & IAPWS-IF97: Making of Mollier diagram and T-S diagram of water and steam. Therm. Sci. Eng. Prog. 20, 100691, 2020.

KIM, M. I.; LEE, Y; KIM, B. W.; LEE, D. H.; SONG, W. S. CFD modeling of shell-and-tube heat exchanger header for uniform distribution among tubes. Korean j. Chem. Eng, v. 26 (2), p. 359-363, 2009.

KREITH, F.; MANGLIK; R.J., BOHN, M. S. **Principios de Transferencia de Calor**, 7. ed. Santa Fé: Editora CENGAGE Learning, 2011.

LEONI, G. B.; KLEIN, T. S; MEDRONHO, R. A. **Estudo de Folgas Diamétrais em Trocadores de Calor Casco e Tubo com Fluidodinâmica Computacional**. In: COBEQ 2014 - XX Congresso Brasileiro de Engenharia Química, 2014, Florianópolis. Anais...Florianópolis, 2014, p. 1-8.

LOPES, C. C. F., **Estudo da degradação energética em tubulações industriais**. 2012. 200 f. Dissertação (Mestrado) – Departamento de Engenharia Química, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2012.

LÓPEZ, D. P. P. **Simulação Computacional CFD de um pequeno trocador de calor de casco e tubo**. 2017. 84 f. Monografia de Final de Curso (Graduação em Engenharia de Energias) - Universidade Federal da Integração Latino-americana, Foz do Iguaçu, 2017.

MALISKA, C. R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S. A., 2004.

MARINHO, B. F. W.; CHIQUITO, S. H; LOPES, C. C. F.; RIBEIRO, P; G.; SANT'ANNA, A. A. **Otimização do Dimensionamento de Sistema de Águas de Emergência por gravidade para processos minerais e metalúrgicos**. In: 68º Congresso Anual da ABM, 2013, Belo Horizonte. Anais...Belo Horizonte, 2013, p. 781-791.

MILCHEVA, I.; HEBERLE, F.; BRÜGGEMANN, D. Modeling and simulation of a shell-and-tube heat exchanger for Organic Rankine Cycle systems with double-segmental baffles by adapting the Bell-Delaware method. *Applied Thermal Engineering*, v. 126, p. 507–517, 2017.

MOHAMMADI, K.; HEIDEMANN, W.; MÜLLER-STEINHAGEN, H. **Numerical investigation of the effect of baffle orientation and baffle cut on heat transfer and pressure drop of a shell and tube heat exchanger**. In: Proceedings of the International Heat Transfer Conference IHTC-13, 2006, Sydney. Anais...Sydney, 2006, p.1-12.

MOHAMMADI, K.; HEIDEMANN, W.; MÜLLER-STEINHAGEN, H. Numerical investigation on combined multiple shell-pass shell-and-tube heat exchanger with continuous helical baffles. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 52, p.1214–1222, 2009.

MÜLLER-STEINHAGEN, H. Mitigation of process heat exchanger fouling: An integral approach. *Chemical Engineering Research and Design*, v. 76 (2), p. 97–107, 1998.

MURALIKRISHNA, K.; SHENOY, U. V. Heat exchanger design targets for minimum area and cost. *Chemical Engineering Research and Design*, v. 78 (2), p. 161–167, 2000.

MUSSEL, P. O., **Análise de configurações de sistemas de refino voltados para a produção de diesel com base em simulação por eventos discretos**. 2012. 143 f. Dissertação (Mestrado em Tecnologia de Processos Químicos e Bioquímicos) - Escola de Química, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2012.

NÓBREGA, R. C., **Catalisadores para o processo de Craqueamento Catalítico Fluido de petróleo**. 2014. 30 f. Monografia de Final de Curso

(Graduação em Engenharia Química) - Universidade Federal de Alfenas, Poços de Caldas, 2014.

OSDEN, E.; TARI, I. Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger. *Energy Conversion and Management*, v. 51, p.1004–1014, 2010.

OTHMAN, K. H., **CFD Simulation of Heat Transfer in Shell and Tube Heat Exchanger**. 2009. 70 f. Monografia de Final de Curso (Graduação em Engenharia Química) – Faculty of Chemical and Natural Resources Engineering – University Malaysia Pahang, Pahang, 2009.

PERLINGEIRO, C. A. G. **Engenharia de Processos – Análise, Simulação, Otimização e Síntese de Processos Químicos**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher Ltda, 2018.

PERRY, R. H.; GREEN, D. W. **Perry's Chemical Engineers' Handbook**, 7. ed.: Ed. McGraw-Hill, 1997.

PINTO, J. C.; LAGE, P. L. C. **Métodos Numéricos em Problemas de Engenharia Química**. 1. ed. Rio de Janeiro: E-papers Serviços Editoriais LTDA., 2001.

PRITHIVIRAJ, M.; ANDREWS, M. J. Three Dimensional Numerical Simulation of Shell-and-Tube Heat Exchangers - Part I: Foundation and Fluid Mechanics. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, an International Journal of Computation and Methodology*, v. 33 (8), p.799-816, 1998.

PRIYA, G. S. K.; BANDYOPADHYAY, S. Multiple objectives Pinch Analysis. *Resources, Conservation and Recycling*, v. 119, p. 128–141, 2017.

RAMÍREZ-MINGUELA, J. J.; ALFARO-AYALA, J. A.; RANGEL-HERNÁNDEZ, V. H.; URIBE-RAMÍREZ, A. R.; MENDOZA-MIRANDA, J. M.; PÉREZ-GARCÍA, V.; BELMAN-FLORES, J.M. Comparison of the thermo-hydraulic performance and the entropy generation rate for two types of low temperature solar collectors using CFD. *Solar Energy*, v. 166, p. 123-137, 2018.

RAVAGNANI, M. A. S. S.; CABALLERO, J. A. A MINLP Model for the Shell and Tube Heat Exchangers Using the TEMA Standards. *Chemical Engineering Research and Design*, v. 85 (2012), p. 2012, 2007.

RODRIGUEZ, C.; SMITH, R. Optimization of operating conditions for mitigating fouling in heat exchanger networks. *Chemical Engineering Research and Design*, v. 85 (6A), p. 839–851, 2007.

ROPELATO, K. **Transferência de Calor e Massa em Colunas de Destilação a Vácuo: uma abordagem Euleriana-Lagrangiana**. 2008. 110 f. Tese (Doutorado em Engenharia Química) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2008.

ROQUE, M. C.; LONA, L. M. F. The economics of the detailed design of heat exchanger networks using the Bell Delaware method. *Computers and Chemical Engineering*, v. 24 (2-7), p. 1349–1353, 2000.

RUBIN, F., What's the Difference Between TEMA Exchanger Classes. *Hydrocarbon Processing*, v. 59 (5), p. 92-96, 1980.

SANDLER, S. I. **Chemical, Biochemical and Engineering Thermodynamics**, 4. ed. New York: John Wiley & Sons, Inc., 2006.

SANTOS, A. A. C. **Investigação numérica experimental do escoamento de água em feixe de varetas representativo de elementos combustíveis nucleares de reatores do tipo PWR**. 2012. 201 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2012.

SERNA, M.; JIMÉNEZ, A. A compact formulation of the Bell-Delaware method for heat exchanger design and optimization. *Chemical Engineering Research and Design*, v. 83 (5A), p. 539–550, 2005.

SERTH, R. W.; LESTINA, T. G. **Process Heat Transfer: Principles, Applications and Rules of Thumb**, 2. ed. Waltham: Ed. Elsevier, 2014.

SETIAWAN, R. et al. Thermal Design Optimization of Shell-and-Tube Heat Exchanger Liquid to Liquid to Minimize Cost using Combination Bell-Delaware Method and Genetic Algorithm. *Journal of Mechanical Engineering Science and Technology*, v. 4 (1), p. 14–27, 2020.

SHAH, M. T.; UTIKAR, R. P.; PAREEK, V. K.; EVANS, G. M.; JOSHI, J.B. Computational fluid dynamic modelling of FCC riser: A review. *Chemical Engineering Research and Design*, v. 111, p. 403–448, 2016.

SHAH, R. K.; SEKULIĆ, D. S. **Fundamentals of Heat Exchanger Design**, 1. ed. John Wiley & Sons, Inc, 2003.

SIQUEIRA, D. A. **Aplicação da fluidodinâmica computacional na avaliação dos efeitos associados à ruptura de tubo de trocador de calor**. 2014. 128 f. Dissertação (Mestrado) – Coordenação dos Programas de Pós-Graduação em Engenharia (COPPE), Programa de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2014.

TAKEMOTO, T.; CRITTENDEN, B. D.; KOLACZKOWSKI, S. T. **Interpretation of fouling data in industrial shell and tube heat exchangers**. In: *Transactions of the Institution of Chemical Engineers*, [s.l.]. Anais...[s.l.], 1999, v. 77, p. 769–778.

TEMA. **Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association**. 9th edition, 2007.

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME V&V20 (2009): Standard for Verification and Validation in Computational Fluid Dynamics and Heat Transfer**. New York, 2009.

TINKER, T. Shell side characteristics of shell and tube heat exchangers: a simplified rating system for commercial heat exchangers. Transactions of the ASME, v. 80, p. 36–52, 1958.

TOLEDO-VELÁZQUEZ, M. et al. Delaware Method Improvement for the Shell and Tubes Heat Exchanger Design. Engineering, v. 06 (4), p. 193–201, 2014.

TU, J.; YEOH, G.; LIU, C. **Computational Fluid Dynamics – a practical approach**. 2. ed. Waltham: Ed. Elsevier, 2013.

VALENTINE, J.; VIDELA, R. A new approach in pinch technology considering piping costs in total cost targeting for heat exchanger network. Chemical Engineering Research and Design, v. 87 (3), p. 357–365, 2009.

VALLE, R. O. **Determinação da taxa de incrustação em trocadores de calor com o auxílio de métodos de otimização**. 2012. 116 f. Dissertação (Mestrado) – Coordenação dos Programas de Pós-Graduação em Engenharia (COPPE), Programa de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2012.

VAQUERIZO. L.; COCERO, M. J. CFD-Aspen Plus interconnection method. Improving thermodynamic modelling in computational fluid dynamic simulations, Computers and Chemical Engineering, v. 113 (8), p. 152-161, 2018.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics - THE FINITE VOLUME METHOD**. 2. ed. Glasgow: Pearson Education Limited, 2007.

WANG, Q.; CHEN, Q.; CHEN, G.; ZENG, M. Numerical investigation on combined multiple shell-pass shell-and-tube heat exchanger with continuous helical baffles. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 52, p. 1214-1222, 2009.

WANG, Y.; DONG, Q.; LIU, M. **Characteristics of Fluid flow and heat transfer in Shellside of Heat Exchangers with Longitudinal Flow of Shellside Fluid with Different Supporting structures**. In: International Conference on Power Engineering, 2007, Hangzhou. Anais... Hangzhou, 2007, p. 474-479.

APÊNDICE A – MÉTODO DE BELL-DELAWARE

A.1 Dados de entrada

Os principais parâmetros de entrada para a utilização do método Bell-Delaware são:

- Diâmetro interno do casco (D_s);
- Diâmetro externo dos tubos (d_0);
- Espessura da parede de tubos (L_{tp});
- Diâmetro interno dos tubos (D);
- Número total de tubos (N_t): calculado pela equação (2);
- Ângulo característico formado pelo arranjo dos tubos no casco (ϕ): apresentado na Figura 11 no capítulo de revisão bibliográfica; possui os valores de 30° para o arranjo triangular, 90° para o quadrado e 45° para o quadrado rotacionado;
- Comprimento nominal (L_{tn}) e efetivo do tubo (L_t): a Figura A. 1 apresenta os dois comprimentos em um trocador de calor para diferenciação.

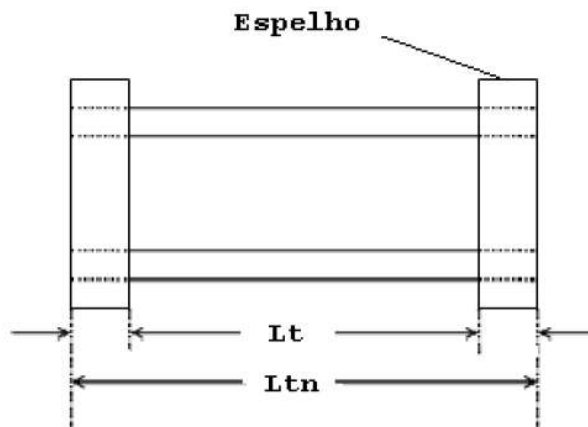


Figura A. 1 – Diferentes comprimentos de tubos: L_{tn} (comprimento nominal) e L_t (comprimento efetivo).

Fonte Bicca (2006).

- Distância de centro a centro de tubos adjacentes ou *pitch* (Y);

- Percentual de corte do defletor (B_c): relação que existe entre a altura da janela (altura livre de passagem de fluido) e o diâmetro do casco, ilustrado na Figura A. 2 e representado na equação (A.1).

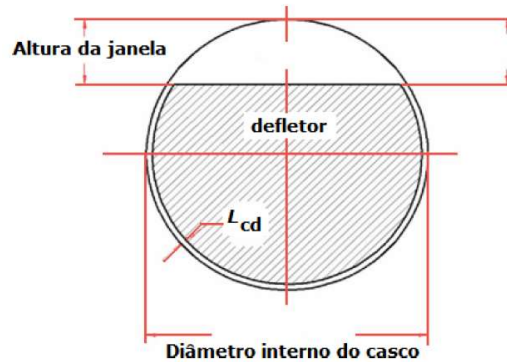


Figura A. 2 – Visualização do corte do defletor.

Fonte: Bicca (2006).

$$B_c = \frac{\text{altura da janela}}{D_s} \cdot 100 \quad (\text{A.1})$$

- Espaçamento entre os defletores (L_s);
- Espaçamento dos terminais dos defletores próximo aos bocais de entrada (L_{si}) e de saída (L_{so}): a Figura A. 3 apresenta a diferença o espaçamento entre os defletores e terminais.

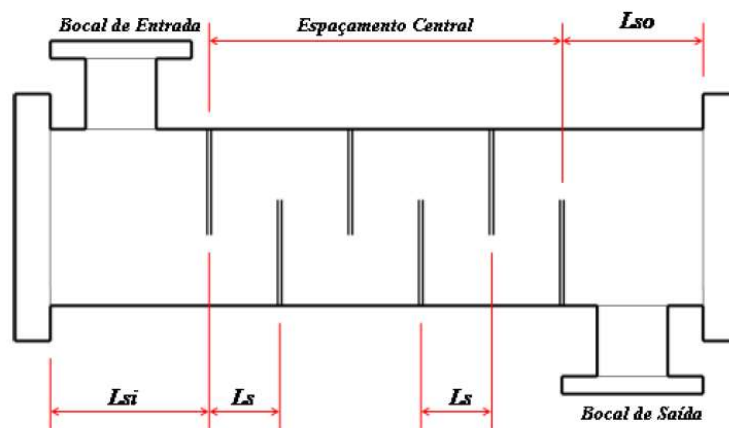


Figura A. 3 – Espaços dos defletores.

Fonte: Bicca (2006).

- Número de passes nos tubos (N_{pt});
- Número de pares de tiras de selagem (N_{ss}): aplicável quando a diferença entre o diâmetro interno do casco e o diâmetro do feixe de tubos for maior de 30 mm; serve para evitar a corrente de

bypass (tipo C) e perder em eficiência energética. A Figura A. 4 apresenta um par de tiras de selagem, instaladas no interior de trocadores de calor.

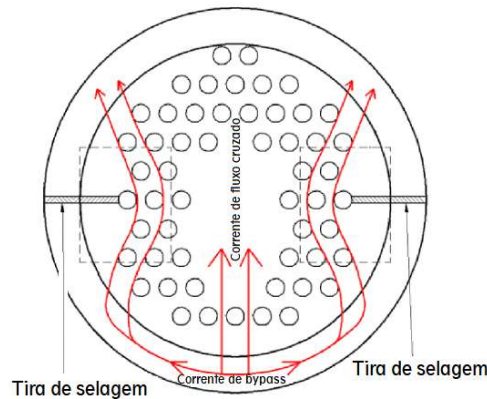


Figura A. 4 – Representação de um par de tiras de selagem.

Fonte: Adaptado Bicca (2006).

- Folgas: existentes entre o diâmetro externo do tubo e o orifício do defletor (L_{td}), diâmetro interno do casco e a extremidade do defletor (L_{cd}) e o diâmetro interno do casco e o diâmetro externo do feixe de tubos (L_{cf}). A folga L_{cf} é calculada a partir do diâmetro do casco e o diâmetro do círculo circunscrito aos tubos mais externos do feixe de tubos (D_{otl}), representado pela equação (A.2).

$$L_{cf} = D_s - D_{otl} \quad (A.2)$$

De acordo com as recomendações da TEMA, para a folga L_{td} , a recomendação é que para diâmetros de tubulação maiores que 1,25 in, o valor estabelecido para a folga seja de 0,4 mm. Para tubos com diâmetros menores, a métrica estabelecida é uma função do comprimento do tubo mais longo sem suporte. Se o comprimento é menor de 3 ft (0,91 m), o valor adotado para a folga é de 0,4 mm. Caso o comprimento seja maior, utiliza-se o valor de L_{td} de 0,2 mm.

Para a folga entre o diâmetro interno do casco e o diâmetro externo do feixe de tubos, é adotada a seguinte recomendação da TEMA, na ausência de informações do fabricante dos trocadores de calor, apresentada na equação (A.3) (SERTH; LESTINA, 2014):

$$L_{cd} = 0,8 + 0,002 D_s \quad (A.3)$$

O diâmetro do círculo característico formado a partir dos centros dos tubos mais externos (D_{ctl}) é definido pela equação (A.4). A Figura A. 5 apresenta o esquema da folga entre o casco e o feixe e dos diâmetros característicos formados pelo feixe de tubos.

$$D_{ctl} = D_{otl} - d_0 \quad (A.4)$$

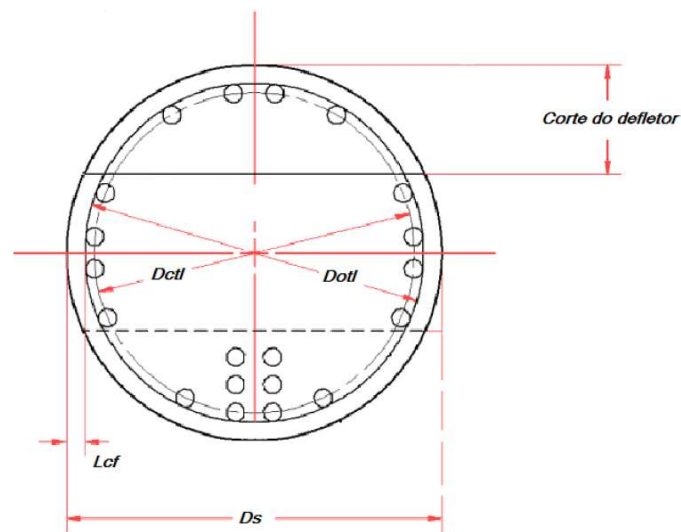


Figura A. 5 – Representação esquemática da folga casco feixe e dos diâmetros característicos.

Fonte: Bicca (2006).

A.2 Cálculos preliminares para estimativa dos coeficientes de transferência de calor

Ao iniciar os cálculos do coeficiente de transferência de calor e queda de pressão, faz-se necessário realizar cálculos prévios, majoritariamente relacionados à geometria do trocador de calor casco e tubos. A Tabela A. 1 apresenta um compilado com as fórmulas necessárias para todos os cálculos preliminares, representadas pelas equações (A.5) a (A.22).

Tabela A. 1 - Fórmulas dos parâmetros preliminares aos cálculos de transferência de calor e queda de pressão do casco.

| Parâmetros preliminares necessários aos cálculos do coeficiente de transferência de calor e queda de pressão do lado do casco | | |
|--|---|--|
| Parâmetro | Definição | Equação |
| Número de fileiras de tubos entre dois cortes do defletor (N_c) | Parâmetro útil para o cálculo do coeficiente de transferência de calor, dependente do arranjo dos tubos e do <i>pitch</i> . | $N_c = \frac{D_s}{l_h} \left(1 - 2 \frac{B_c}{100} \right)$ (A.5) |
| Número de fileiras reais de fluxo cruzado em cada janela do defletor (N_{cw}) | - | $N_{cw} = \frac{0,8}{l_h} \left(D_s \frac{B_c}{100} - \frac{D_s - D_{ctl}}{2} \right)$ (A.6) |
| Área de fluxo na janela do defletor (S_w) | Diferença entre a área total da janela (S_{wg}) e a área ocupada pelos tubos (S_{wt}) | $S_w = S_{wg} - S_{wt}$ (A.7) |
| Área total da janela (S_{wg}) | - | $S_{wg} = \frac{1}{8} D_s^2 (\theta_{ds} - \text{sen}(\theta_{ds}))$ (A.8) |
| Ângulo θ_{ds} | Ângulo central formado pela interseção do corte do defletor com a parede interna do casco (vide Figura A. 6) | $\theta_{ds} = 2 \cos^{-1} \left(1 - 2 \frac{B_c}{100} \right)$ (A.9) |

Parâmetros preliminares necessários aos cálculos do coeficiente de transferência de calor e queda de pressão do lado do casco

| Parâmetro | Definição | Equação |
|--|--|--|
| Área ocupada pelos tubos (S_{wt}) | - | $S_{wt} = N_t F_w \frac{\pi}{4} d_0^2$ (A.10) |
| Fração de tubos na janela do defletor (F_w) | - | $F_w = \frac{1}{2\pi} (\theta_{octl} - \text{sen}(\theta_{octl}))$ (A.11) |
| Ângulo θ_{ctl} | Ângulo formado pela interseção do corte do defletor com o diâmetro característico D_{ctl} (vide Figura A. 6) | $\theta_{ctl} = 2 \cos^{-1} \left[\frac{D_s}{D_{ctl}} \left(1 - 2 \frac{B_c}{100} \right) \right]$ (A.12) |
| Número de tubos na janela do defletor (N_{tw}) | - | $N_{tw} = N_t F_w$ (A.13) |
| Fração total de tubos numa seção de fluxo cruzado puro (F_c) | - | $F_c = 1 - 2 F_w$ (A.14) |
| Área de fluxo cruzado na linha central numa seção reta do fluxo (SM) | Mínima área na direção do fluxo no lado do casco. | <p align="center">Para arranjos onde ϕ é igual a 30 ou 90°</p> $SM = L_s \left(L_{cf} + \frac{D_{ctl}}{Y} (Y - d_0) \right)$ (A.15) <p align="center">Para arranjo onde ϕ é igual a 45°</p> $SM = L_s \left(L_{cf} + \frac{D_{ctl}}{l_v} (Y - d_0) \right)$ (A.16) |
| Diâmetro equivalente da janela (D_w) | Utilizado no cálculo da queda de pressão em regime laminar | $D_w = \frac{4S_w}{\pi d_0 + N_{tw} + \pi D_s \frac{\theta_{ds}}{360}}$ (A.17) |
| Número de defletores (NB) | - | <p align="center">Para espaçamentos centrais e terminais iguais</p> $NB = \frac{L_t}{L_s} - 1$ |

Parâmetros preliminares necessários aos cálculos do coeficiente de transferência de calor e queda de pressão do lado do casco

| Parâmetro | Definição | Equação |
|---|---|--|
| | | (A.18) |
| | Para espaçamentos centrais e terminais diferentes | |
| | | $NB = \frac{L_t - L_{si} - L_{so}}{L_s} + 1$ |
| | | (A.19) |
| Fração da área de seção do fluxo transversal ao fluxo de <i>bypass</i> (F_{bp}) | Considerado apenas para a corrente C | $F_{bp} = \frac{(D_s - D_{otl})L_s}{SM}$ |
| | | (A.20) |
| Área de vazamento entre o casco e o defletor (S_{cd}) | - | $S_{cd} = \pi D_s L_{cd} \left(\frac{2\pi - \theta_{ds}}{2\pi} \right)$ |
| | | (A.21) |
| Área de vazamento entre o tubo e o defletor (S_{td}) | - | $S_{td} = \frac{\pi}{2} d_0 L_{td} N_t (1 + F_c)$ |
| | | (A.22) |

Fonte: Bicca (2006); Serth e Lestina (2014).

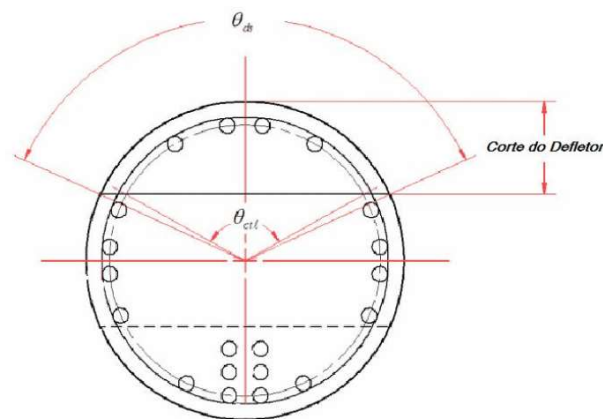


Figura A. 6 – Representação do ângulo formado pela interseção do corte do defletor com o diâmetro característico (θ_{ctl}) e do ângulo central formado pela interseção do corte do defletor com a parede interna do casco (θ_{ds}).

Fonte: Bicca (2006).

A.3 Número de Reynolds modificado para o lado do casco

Para o escoamento do lado do casco, é utilizado um número de Reynolds modificado, diferentemente do apresentado na equação (35), ilustrado na equação (A.23).

$$Re = \frac{d_0 m}{\mu} \quad (\text{A.23})$$

Onde:

m é o fluxo cruzado mássico máximo no lado do casco, em $\text{kg/m}^2\text{s}$, definido pela equação (A.24).

$$m = \frac{\dot{m}}{SM} \quad (\text{A.24})$$

As definições de regime de escoamento em função do número de Reynolds estão representadas na Tabela A. 2.

**Tabela A. 2 – Regimes de escoamento no interior do casco.
Regime de escoamento em função do número de
Reynolds modificado**

| Intervalo | Regime de escoamento |
|---------------|------------------------|
| $Re \leq 20$ | Profundamente laminar |
| $Re \leq 100$ | Laminar |
| $Re > 100$ | Turbulento e transição |

Fonte: Bicca (2006).

A.4 Fatores de correção para a transferência de calor quanto a *bypass* e vazamento

Como mencionado anteriormente, o método de Bell-Delaware realiza uma série de correções para o coeficiente de transferência de calor e para a queda de pressão devido a efeitos de vazamentos e *bypass* que ocasionam uma perda na eficiência do trocador. Os fatores de correção possíveis são:

- J_l e R_l – fatores de correção para os efeitos de vazamento do defletor na transferência de calor e queda de pressão, respectivamente: ocorrem devido a parte do fluxo escoar pelas folgas existentes entre a parede do casco e a extremidade do defletor, pelo diâmetro do tubo e pelo orifício do defletor através da diferença de pressão entre dois defletores adjacentes.
- J_b e R_b – fatores de correção para os efeitos de *bypass* no feixe de tubos na transferência de calor e queda de pressão, respectivamente.
- J_c – fator de correção para a transferência de calor devido aos efeitos de configuração do defletor: usado para expressar os efeitos de fluxo da janela do defletor.
- J_r – fator de correção para o gradiente de temperatura adverso no fluxo laminar: em regime profundamente laminar há a formação de uma camada limite que ocasiona um gradiente negativo de temperatura, resultando numa diminuição dos coeficientes de transferência de calor local e médios. À medida que o número de Reynolds aumenta, esse efeito vai diminuindo até que se anula quando atinge o regime de escoamento turbulento.
- J_s e R_s – fatores de correção para o espaçamento entre defletores diferentes na entrada e saída para a transferência de calor e queda de pressão, respectivamente: quando o trocador é montado com espaçamentos diferentes nos bocais de entrada e saída, ocorre uma diminuição no fluxo de massa e uma mudança nos valores do coeficiente de transferência de calor médio do lado do casco.

A Tabela A. 3 apresenta os cálculos necessárias para as correções nos coeficientes de transferência de calor e queda de pressão devido a efeitos de *bypass* e vazamento do defletor, representadas pelas equações (A.25) a (A.55).

Tabela A. 3 – Fórmulas dos fatores de correção devido a vazamentos e *bypass* do defletor.
Equações para os fatores de correção para os efeitos de *bypass* e vazamento do defletor na transferência de calor e queda de pressão

| Parâmetro | Definição | Equação |
|-----------|--|--|
| R_{lm} | Razão entre as áreas de vazamento e fluxo cruzado puro | $R_{lm} = \frac{S_{cd} + S_{td}}{SM}$ (A.25) |
| R_s | Razão da área de vazamento casco-defletor e soma das áreas de vazamento | $R_s = \frac{S_{cd}}{S_{cd} + S_{td}}$ (A.26) |
| J_l | Fator de correção para os efeitos de vazamento do defletor na transferência de calor | $J_l = 0,44 (1 - R_s) + (1 - 0,44 (1 - R_s)) \exp(-2,2 R_{lm})$ (A.27) |
| R_l | Fator de correção para os efeitos de vazamento do defletor na queda de pressão | $R_l = \exp(-1,33 (1 + R_s) R_{lm}^p)$ (A.28) |
| p | Parâmetro utilizado no fator de correção na queda de pressão | $p = -0,15 (1 + R_s) + 0,8$ (A.29) |
| J_b | Fator de correção para os efeitos de <i>bypass</i> no feixe de tubos na transferência de calor | Para $R_{ss} < 0,5$ $J_b = \exp\left(-C_{bh1} F_{bp} (1 - \sqrt[3]{2 R_{ss}})\right)$ (A.30) |
| | | Para $R_{ss} \geq 0,5$ $J_b = 1$ (A.31) |
| R_{ss} | Parâmetro utilizado no fator de correção da transferência de calor | $R_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_c}$ (A.32) |
| C_{bh1} | Parâmetro utilizado no fator de correção da transferência de calor | $C_{bh} = 1,35$ regime laminar (A.33) |
| | | $C_{bh1} = 1,25$ regime turbulento (A.34) |

Equações para os fatores de correção para os efeitos de *bypass* e vazamento do defletor na transferência de calor e queda de pressão

| Parâmetro | Definição | Equação |
|------------------|---|--|
| | | Para $R_{ss} < 0,5$ |
| R_b | Fator de correção para os efeitos de <i>bypass</i> no feixe de tubos na queda de pressão | $R_b = \exp\left(-C_{bh2} F_{bp} (1 - \sqrt[3]{2 R_{ss}})\right)$ (A.35) |
| | | Para $R_{ss} \geq 0,5$ |
| | | $R_b = 1$ (A.36) |
| C_{bh2} | Parâmetro utilizado no fator de correção na queda de pressão | $C_{bh2} = 4,5 \text{ regime laminar (A.37)}$ $C_{bh2} = 3,7 \text{ regime turbulento (A.38)}$ |
| J_c | Fator de correção para a transferência de calor devido aos efeitos de configuração do defletor | $J_c = 0,55 + 0,72 F_c$ (A.39) |
| J_r | Fator de correção para o gradiente de temperatura adverso no fluxo laminar | $J_r = \left(\frac{10}{N_{tc}}\right)^{0,18} \text{ para } Re \leq 20$ (A.40) |
| | | $J_r = J_{r1} + \left(\frac{20 - Re}{80}\right) (J_{r1} - 1) \text{ para } 20 \leq Re \leq 100$ (A.41) |
| | | $J_r = 1 \text{ para } Re > 100$ (A.42) |
| N_{tc} | Número total de fileiras de tubos cruzados no trocador | $N_{tc} = (N_c + N_{cw})(NB + 1)$ (A.43) |
| J_{r1} | Parâmetro utilizado no fator de correção para o gradiente de temperatura adverso no fluxo laminar | $J_{r1} = \left(\frac{10}{N_{tc}}\right)^{0,18}$ (A.44) |
| J_s | Fator de correção para o espaçamento entre defletores diferentes na entrada | $J_s = \frac{NB - 1 + (\widehat{L}_i)^{1-n} + (\widehat{L}_o)^{1-n}}{NB - 1 + \widehat{L}_i + \widehat{L}_o}$ (A.45) |

Equações para os fatores de correção para os efeitos de *bypass* e vazamento do defletor na transferência de calor e queda de pressão

| Parâmetro | Definição | Equação |
|------------------|--|---|
| | e na saída para a transferência de calor | |
| n | Parâmetro utilizado para o cálculo do fator de correção para | $n = 1/3$ regime laminar (A.46) $n = 0,6$ regime turbulento (A.47) |
| \widehat{L}_i | o espaçamento entre defletores diferentes | $\widehat{L}_i = \frac{L_{si}}{L_s}$ (A.48) |
| \widehat{L}_o | na entrada e na saída para a transferência de calor | $\widehat{L}_o = \frac{L_{so}}{L_s}$ (A.49) |
| J_s | Fator de correção para o espaçamento entre defletores iguais na entrada e na saída para a transferência de calor | Na condição de espaçamentos iguais: $L_s = L_{si} = L_{so} = \widehat{L}_i = \widehat{L}_o$ (A.50) $J_s = 1$ (A.51) |
| R_s | Fator de correção para o espaçamento entre defletores diferentes na entrada e na saída para a queda de pressão | $R_s = 0,5 \left(\left(\frac{L_s}{L_{so}} \right)^{2-n} + \left(\frac{L_s}{L_{si}} \right)^{2-n} \right)$ (A.52) |
| n | Parâmetro utilizado para o cálculo do fator de correção para o espaçamento entre defletores diferentes na entrada e na saída para a queda de pressão | $n = 1,0$ regime laminar (A.53) $n = 0,2$ regime turbulento (A.54) |
| J_{total} | Correção total na transferência de calor | $J_{total} = J_c J_l J_b J_r J_s$ (A.55) |

Fonte: Bicca (2006); Serth e Lestina (2014).

A.5 Coeficientes de transferência de calor e queda de pressão ideais

Os fatores j-Colburn (j_i) e o de atrito de Fanning (f_{Fi}) são parâmetros importantes para o cálculo do coeficiente de transferência de calor e de queda de pressão ideais sobre os feixes de tubos. As equações (A.56) a (A.59) mostram quatro correlações importantes para fazer o cálculo dos coeficientes ideais.

$$j_i = a_1 \left(1,33 \frac{d_0}{Y}\right)^a Re^{a_2} \quad (\text{A.56})$$

$$a = \frac{a_3}{1 + 0,14 Re^{a_4}} \quad (\text{A.57})$$

$$f_{Fi} = b_1 \left(1,33 \frac{d_0}{Y}\right)^b Re^{b_2} \quad (\text{A.58})$$

$$b = \frac{b_3}{1 + 0,14 Re^{b_4}} \quad (\text{A.59})$$

Os valores dos coeficientes a , a_1 , a_2 , a_3 , a_4 , b , b_1 , b_2 , b_3 e b_4 são tabelados e encontrados na literatura e dependem do arranjo entre os tubos e a faixa do número de Reynolds em que o fluido se encontra (SERTH; LESTINA, 2014). Uma vez calculado os termos das equações (A.56) e (A.59), é possível calcular o coeficiente de transferência de calor e a queda de pressão ideais, expressas pelas equações (A.60) e (A.61), respectivamente.

$$h_{ideal} = j_i C_p m Pr^{-\frac{2}{3}} \phi \quad (\text{A.60})$$

$$\Delta P_{ideal} = \frac{2 f_{Fi} N_c m^2}{\rho \phi} \quad (\text{A.61})$$

A.6 Coeficientes de transferência de calor real

Calculado a partir das equações (A.55) e (A.60) através da expressão representada na equação (A.62).

$$h_{real} = h_{ideal} J_{total} \quad (A.62)$$

3.6.2.7 Queda de pressão real

A queda de pressão real é expressa pela relação da equação (A.63).

$$\Delta P_{real} = \Delta P_c + \Delta P_w + \Delta P_e + \Delta P_{bocais} \quad (A.63)$$

Onde:

ΔP_c é a queda de pressão no fluxo cruzado puro, em Pa, que ocorre entre as extremidades do trocador (Figura A. 7-a).

ΔP_w é a queda de pressão nas janelas dos defletores, em Pa, afetadas pelos vazamentos (Figura A. 7-b).

ΔP_e é a queda de pressão nas seções de entrada e saída do trocador, em Pa (Figura A. 7-c).

ΔP_{bocais} é a queda de pressão nos bocais de entrada e saída do trocador, em Pa (Figura A. 8).

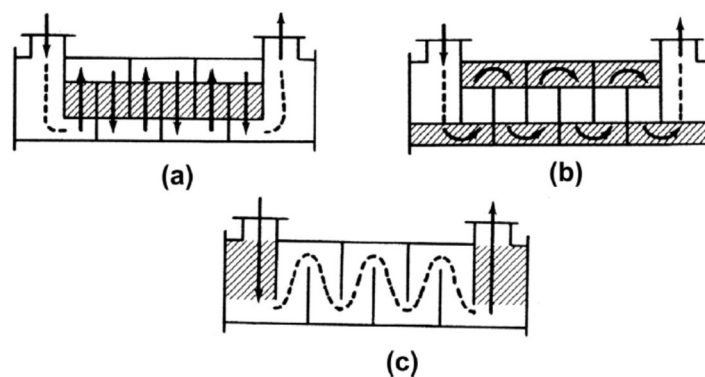


Figura A. 7 – Três regiões de escoamento consideradas para a queda de pressão: (a) região de fluxo cruzado puro, (b) região das janelas dos defletores e (c) região das seções de entrada e saída dos trocadores.

Fonte: Serth e Lestina (2014).

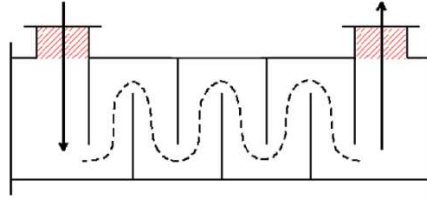


Figura A. 8 – Quarta região de escoamento considerada para a queda de pressão: bocais de entrada e saída dos trocadores.

Fonte: Bicca (2006).

A Tabela A. 4 apresenta as equações que devem ser utilizadas nos cálculos da queda de pressão total no casco, ilustradas nas equações (A.64) a (A.75). A Figura A. 9 mostra um esquemático para a altura dos bocais de entrada e saída utilizados nos cálculos das equações (A.74) e (A.75).

Tabela A. 4 – Equações utilizadas para os cálculos da queda de pressão real no casco.

| Equações para o cálculo da queda de pressão real | | |
|---|--|---|
| Parâmetro | Definição | Equação |
| ΔP_c | Queda de pressão no fluxo cruzado puro | $\Delta P_c = \Delta P_{ideal}(NB - 1) R_b R_l$ (A.64) |
| ΔP_w | Queda de pressão nas janelas dos defletores | Para escoamento laminar |
| | | $\Delta P_w = NB \left(26 \frac{m_w}{\rho} \mu \left[\frac{N_{cw}}{Y - D_{te}} + \frac{L_s}{D_w^2} \right] + 2 \frac{m_w^2}{2\rho} \right) R_l$ (A.65) |
| | | Para escoamento turbulento |
| | | $\Delta P_w = NB \left((2 + 0,6N_{cw}) \frac{m_w^2}{2\rho} \right) R_l$ (A.66) |
| m_w | Parâmetro utilizado na queda de pressão nas janelas dos defletores | $m_w = \frac{\dot{m}}{\sqrt{SM S_w}}$ (A.67) |
| ΔP_e | Queda de pressão nas seções de entrada e saída do trocador | $\Delta P_e = 2\Delta P_{ideal} \left(1 + \frac{N_{cw}}{N_c} \right) R_b R_s$ (A.68) |
| ΔP_{bocais} | Queda de pressão nos bocais de entrada e saída do trocador | $\Delta P_{bocais} = K \frac{\rho V_{bocal}^2}{2}$ (A.69) |

| Equações para o cálculo da queda de pressão real | | |
|--|--|---|
| Parâmetro | Definição | Equação |
| | | Com o uso do quebra-jato |
| K | | $K = 1 + \left(\frac{A_{bocal}}{A_{escape}} \right)^2$ (A.70) |
| | | Sem o uso do quebra-jato |
| | | $K = 1 + \frac{1}{\left(\left(\frac{A_{escape}}{A_{bocal}} \right) + 0,6 \left(Y - \frac{d_0}{Y} \right) \right)^2}$ (A.71) |
| A_{bocal} | Parâmetros utilizados nos cálculos da queda de pressão nos bocais de entrada e saída do trocador | Para o bocal de entrada |
| | | $A_{bocal} = \frac{\pi D_{i_{bocal}}^2}{4}$ (A.72) |
| | Para o bocal de saída | |
| | $A_{bocal} = \frac{\pi D_{i_{bocal}}^2}{4}$ (A.73) | |
| A_{escape} | | Para o bocal de entrada |
| | $A_{escape} = \pi D_{i_{bocal}} H_{i_{bocal}}$ (A.74) | |
| | | Para o bocal de saída |
| $A_{escape} = \pi D_{o_{bocal}} H_{o_{bocal}}$ (A.75) | | |

Fonte: Bicca (2006); Serth e Lestina (2014).

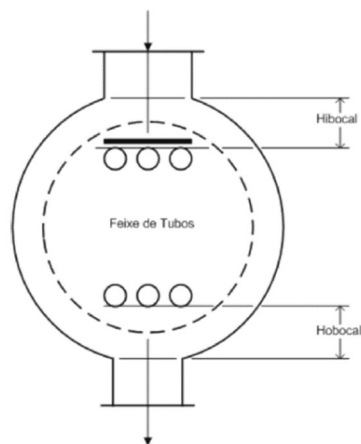


Figura A. 9 – Representação esquemática da altura dos bocais de entrada ($H_{i_{bocal}}$) e saída ($H_{o_{bocal}}$).

Fonte: Bicca (2006).

APÊNDICE B – VERIFICAÇÃO DA SOLUÇÃO DO PROBLEMA

Uma vez a verificação do código completo, faz-se a verificação da solução numérica. O fator principal dessa solução se baseia no refinamento da malha de simulação. Enquanto que na verificação do código, tem-se uma avaliação do erro, na verificação na malha de simulação tem-se uma *estimativa do erro* u_{num} , representada por um intervalo de confiança onde a solução exata do sistema de equações se encontra, descrita na equação (B.1).

$$u_{num} = u_h + u_i \quad (B.1)$$

Onde:

u_h é a estimativa do erro devido à discretização da malha

u_i é a estimativa do erro devido às iterações

Uma outra variável deve ser inserida aqui que é a estimativa da incerteza $U_{x\%}$ em que a solução se encontra dentro desse intervalo $f \pm U_{x\%}$ em que x% é a probabilidade que a resposta esteja dentro desse intervalo.

Para avaliar a solução do problema, estabelece-se o método do índice de convergência da malha (GCI – *Grid Convergence Index*), adotado pela norma ASME V&V 20 (2009). O GCI estabelece uma sistemática de cálculo em que se determina um intervalo de confiança de 95%, no qual a solução exata se encontra ($U_{95\%}$).

Para obter esse intervalo, a ordem aparente de convergência da simulação p^{conv} é obtida através da extrapolação de Richardson (RE) para um grupo de simulações que tiveram suas malhas refinadas progressivamente, multiplicada por um fator de segurança F_s . Deve-se assumir a premissa que à medida que a malha computacional é refinada, os resultados convergem para o resultado exato do sistema de equações.

A extrapolação de Richardson se baseia na representação da solução discreta através de séries de potências no espaçamento de um tamanho representativo da malha h_g , representado pela equação B.2.

$$f = f_{exata} + g_1 h_g + g_2 h_g^2 + g_3 h_g^3 + \dots \quad (\text{B.2})$$

Onde:

g_i são funções independentes da discretização

Se a ordem de precisão do algoritmo é conhecida, o método fornece uma estimativa do erro quando se usa soluções de duas malhas diferentes. Se essa ordem não é conhecida, três soluções de malhas diferentes são necessárias.

O passo a passo para realizar a verificação da solução é o seguinte (ASME, 2009):

B.1 Definir h_g

Definir uma célula, malha ou rede representativa de tamanho h_g . Para malhas estruturadas, esse tamanho é representado por:

$$h_g = [(\Delta x_{max})(\Delta y_{max})(\Delta z_{max})]^{1/3} \quad (\text{B.3})$$

Para malhas não estruturadas, pode ser definido a partir da equação (B.4).

$$h = \left[\sum_{i=1}^N \Delta V_i / N \right]^{1/3} \quad (\text{B.4})$$

Onde:

N é o número total de células usadas para a simulação

ΔV_i é o volume da i -ésima célula

B.2 Rodar simulações com diferentes refinamentos de malha

Selecionar pelo menos três diferentes configurações de malha e observar os resultados da variável de interesse (φ). A recomendação que a razão r definida pela equação (B.5) possa ser maior que 1,3.

$$r = \frac{h_{malha\ grossa}}{h_{malha\ fina}} \quad (B.5)$$

O refinamento das malhas deve ser realizado de forma sistemática para evitar erros nos valores observados de p . É altamente recomendado também realizar refinamentos homogêneos nos três eixos de coordenadas.

B.3 Calcular a ordem aparente de convergência da simulação p

Ordenar os tamanhos de malha em ordem crescente de tamanho (ou seja, da malha mais refinada para a menos refinada - $h_{g1} < h_{g2} < h_{g3}$) e calcular as razões entre os refinamentos de malha conforme (B.6) e (B.7).

$$r_{21} = \frac{h_{g2}}{h_{g1}} \quad (B.6)$$

$$r_{32} = \frac{h_{g3}}{h_{g2}} \quad (B.7)$$

A ordem aparente p é definida pelas equações (B.8) a (B.12):

$$p^{conv} = [1/\ln(r_{21})][\ln|\varepsilon_{32}/\varepsilon_{21}| + q(p^{conv})] \quad (B.8)$$

$$q(p^{conv}) = \ln\left(\frac{r_{21}p^{conv} - s}{r_{32}p^{conv} - s}\right) \quad (B.9)$$

$$s = 1. \text{ sign}(\varepsilon_{32}/\varepsilon_{21}) \quad (B.10)$$

$$\varepsilon_{32} = \varphi_3 - \varphi_2 \quad (\text{B.11})$$

$$\varepsilon_{21} = \varphi_2 - \varphi_1 \quad (\text{B.12})$$

Onde:

$sign$ é a função sinal, sendo $sign(x) = -1$ para $x < 0$, $sign(x) = 0$ para $x = 0$ e $sign(x) = 1$ para $x > 0$.

Pode-se observar que os passos B.2 e B.3 indicam três refinamentos, mas dependendo do problema são requeridos quatro a seis refinamentos de malha, principalmente quando o problema é de difícil convergência.

É recomendado que o valor de p^{conv} seja limitado ao valor mínimo de 1 e ao valor máximo igual a 2 (para os esquemas de discretização de alta resolução).

B.4 Calcular os valores extrapolados que seriam obtidos a partir de uma malha média formada entre duas situações distintas

Para exemplificar, considere as malhas 1 e 2, sendo 1 a mais refinada e 2 a menos refinada. Os valores das variáveis de interesse obtidos se tivéssemos uma malha intermediária entre as situações 1 e 2 é calculado através da equação (B.13).

$$\varphi_{ext}^{21} = \frac{r_{21}^{p^{conv}} \varphi_1 - \varphi_2}{r_{21}^{p^{conv}} - 1} \quad (\text{B.13})$$

B.5 Calcular a estimativa do erro de acordo com a ordem observada

A estimativa do erro pode ser calculada de forma relativa (adimensional) através da equação (B.14) ou numa forma dimensionalizada através da equação (B.15).

$$e_a^{21} = \left| \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{\varphi_1} \right| \quad (\text{B.14})$$

$$e_a^{21} = |\varphi_1 - \varphi_2| \quad (\text{B.15})$$

B.6 Calcular erro relativo estimado extrapolado

$$e_{ext}^{21} = \left| \frac{\varphi_{ext}^{21} - \varphi_1}{\varphi_{ext}^{21}} \right| \quad (\text{B.16})$$

B.7 Calcular o índice de convergência da malha

O índice de convergência da malha fina é calculado pela equação (B.17).

$$GCI_{fina}^{21} = \frac{F_s \cdot e_a^{21}}{r_{21}^{p_{conv}} - 1} \quad (\text{B.17})$$

O valor de F_s adotado para duas malhas é igual a 3. Para três ou mais malhas, adota-se um valor mais conservador, de 1,25.

Conforme falado anteriormente, o GCI representa que o intervalo de confiança de 95%, no qual a solução se encontra, como na equação (B.18).

$$GCI = U_{95\%} \quad (\text{B.18})$$

Agora deve-se calcular a estimativa do erro da solução numérica u_{num} . A equação (B.19) apresenta uma correlação entre a estimativa do erro e a incerteza do erro e considerando para o intervalo de confiança de 95%, também para o índice de convergência.

$$u_{num} = \frac{U_{num}}{k_{num}} = \frac{GCI}{k_{num}} \quad (\text{B.18})$$

Assumindo a hipótese que o erro tivesse uma distribuição do tipo gaussiana, o valor de k_{num} seria igual a 2. Entretanto, para as malhas mais refinadas não se pode afirmar sobre isso devido à oscilação da convergência. Adota-se então valores mais conservadores, entre 1,1 a 1,15.