

Carolina Borges de Carvalho

**Influência do acúmulo de incrustações no  
comportamento dinâmico de trocadores de  
calor**

Maringá, PR

2017

Carolina Borges de Carvalho

## **Influência do acúmulo de incrustações no comportamento dinâmico de trocadores de calor**

Dissertação de Mestrado submetida à Universidade Estadual de Maringá como parte dos requisitos necessários à obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Química, área de Desenvolvimento de Processos.

Universidade Estadual de Maringá

Centro de Tecnologia

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química

Orientador: Prof. Dr. Mauro Antonio da Silva Sá Ravagnani

Maringá, PR

2017

Dados Internacionais de Catalogação-na-Publicação (CIP)  
(Biblioteca Central - UEM, Maringá – PR, Brasil)

C331i Carvalho, Carolina Borges de  
Influência do acúmulo de incrustações no  
comportamento dinâmico de trocadores de calor /  
Carolina Borges de Carvalho. -- Maringá, PR, 2017.  
52 f.: il., color., tabs.

Orientador: Prof. Dr. Mauro Antonio da Silva Sá  
Ravagnani.

Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de  
Maringá, Centro de Tecnologia, Departamento de  
Engenharia Química, Programa de Pós-Graduação em  
Engenharia Química, 2017.

1. Engenharia química. 2. Trocadores de calor -  
Modelo dinâmico. I. Ravagnani, Mauro Antonio da  
Silva Sá, orient. II. Universidade Estadual de  
Maringá. Centro de Tecnologia. Departamento de  
Engenharia Química. Programa de Pós-Graduação em  
Engenharia Química. III. Título.

CDD 23.ed. 660.28427

Márcia Regina Paiva de Brito – CRB-9/1267

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE MARINGÁ  
CENTRO DE TECNOLOGIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA QUÍMICA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA

Esta é a versão final da Dissertação de Mestrado apresentada por Carolina Borges de Carvalho perante a Comissão Julgadora do Curso de Mestrado em Engenharia Química em 19 de setembro de 2017.

COMISSÃO JULGADORA

  
Prof. Dr. Mauro Antonio da Silva Sá Ravagnani  
Orientador/Presidente

  
Prof. Dr. Rafael Krummenauer  
Membro

  
Prof. Dr. Gilberto Clóvis Antonelli  
Membro

*Ao Esdras, com todo meu amor e carinho.*

# AGRADECIMENTOS

Agradeço, primeiramente, a Deus, por ter me dado discernimento, coragem e saúde para alcançar mais este objetivo na minha vida.

Aos meus pais e minha irmã Fernanda, por sempre apoiarem minhas decisões e acreditarem em mim, incondicionalmente. Pela sólida educação e valores ensinados.

De modo especial ao meu orientador, Prof. Mauro Ravagnani, pela confiança e oportunidade, sempre contribuindo com sua experiência e sabedoria.

Ao Esdras, pela paciência, incentivo e motivação em todos os momentos necessários. Sua ternura e compreensão foram essenciais para que esta etapa fosse concluída.

# INFLUÊNCIA DO ACÚMULO DE INCRUSTAÇÕES NO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE TROCADORES DE CALOR

**Autor:** Carolina Borges de Carvalho

**Orientador:** Prof. Dr. Mauro Antonio da Silva Sá Ravagnani

Dissertação de Mestrado; Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química; Universidade Estadual de Maringá; Av. Colombo, 5790, BL E46 – 09; CEP: 87020-900 – Maringá – PR, Brasil, defendida em 19 de setembro de 2017.

## RESUMO

A predição de importantes propriedades de controle é uma tarefa desafiadora para o projeto de trocadores de calor do tipo casco e tubo. Os modelos dinâmicos, que incluem efeitos de incrustação, ainda são pouco investigados na literatura recente. Para estudar o comportamento de condições variáveis no tempo e sua influência no aspecto dinâmico do sistema, foi proposta uma abordagem de projeto de trocadores de calor baseado nos padrões da Associação de Fabricantes de Trocadores de Calor Tubulares (TEMA), visando analisar a dinâmica do processo em um equipamento o mais realista possível. Em seguida, o modelo considerado neste trabalho é baseado na ideia de células trocadoras de calor como elementos básicos de modelagem (modelo a parâmetros concentrados). Este tipo de abordagem possui algumas vantagens sobre o modelo a parâmetros distribuídos, como variáveis contínuas no tempo e discretas no espaço, levando a um sistema de equações diferenciais ordinárias (EDO) e também proporcionando a possibilidade de controlar a complexidade do modelo através do ajuste do número de células de modelagem. A combinação da razão entre os sinais de saída e entrada em cada célula gera oito funções de transferência que descrevem o sistema dinâmico. A influência da incrustação no comportamento dinâmico do processo é avaliada considerando a resistência térmica da incrustação ( $R_f$ ) como função de tempo. O modelo foi implementado em MATLAB/Simulink e simulações foram realizadas para diferentes valores de  $R_f$  com perturbações degrau em três variáveis de entrada. Os resultados mostraram que conforme  $R_f$  aumenta, a qualidade da resposta é prejudicada e o sistema sofre principalmente com a inércia e com a diminuição da eficiência de troca térmica.

**Palavras-chave:** Modelagem dinâmica, efeitos da incrustação, projeto de trocadores de calor

# FOULING EFFECTS ON HEAT EXCHANGERS DYNAMIC BEHAVIOR

**Author: Carolina Borges de Carvalho**

**Supervisor: Prof. Dr. Mauro Antonio da Silva Sá Ravagnani**

Master Thesis; Chemical Engineering Post-Graduate Program; State University of Maringá; Av. Colombo, 5790, BL E46 - 09; CEP:87020-900 - Maringá - PR - Brazil, presented on 19<sup>th</sup> September 2017.

## ABSTRACT

The prediction of important control properties is a challenging task for shell and tube heat exchangers design. Dynamic models, which include fouling effects, are still poorly investigated in the recent literature. In order to study the behavior of variable conditions over time and its influence on the dynamic aspect of the system, it was proposed a design approach based on TEMA standards, aiming to analyze the process in a more realistic equipment. To study the behavior of time-varying conditions and its influence in the dynamic conditions, the model considered in this work is based on the idea of heat exchanger cells as the basic modeling element. This kind of approach has some advantages over the distributed model, such as continuous variables in time and discrete in space, leading to ordinary differential equations (ODE) and also providing the possibility of controlling the model complexity by adjusting the number of modeling cells. The ratio between output and input signals in each cell generates eight operator transmittances that describe the dynamic system. The influence of fouling in the dynamic behavior is evaluated by considering the thermal resistance of fouling ( $R_f$ ) as a function of time. The model was implemented in MATLAB/Simulink and simulations have been carried out for different  $R_f$  values with a step change in three input variables. The open-loop results showed that as  $R_f$  increases, the quality of response is deteriorated and the system is affected mainly with the inertia and inefficiency of the thermal exchange.

**Keywords:** Dynamic modeling, fouling effects, heat exchanger design

# LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Correntes para o lado do casco . . . . .	5
Figura 2 – Distribuição de temperatura em superfície afetada pela incrustação	7
Figura 3 – Curvas típicas da variação de $R_f$ no tempo. (a) Comportamento linear, (b) Descendente, (c) Assintótico, (d) “Dente de serra” . . . . .	12
Figura 4 – Arranjo de tubos quadrado (à esquerda) e triangular (à direita) . . .	17
Figura 5 – Detalhes para uma representação de TC em células de modelagem	23
Figura 6 – Relação de dependência entre as células para um TC do tipo 1-2 .	28
Figura 7 – Variáveis de entrada e saída para a célula $(i,j)$ . . . . .	28
Figura 8 – Detalhe da célula (1,1) e as relações entre as funções de transferência	35
Figura 9 – Diagrama de blocos implementado no Simulink para cada trocador de calor . . . . .	36
Figura 10 – Procedimento computacional utilizado para análise dinâmica. . . . .	36
Figura 11 – Distribuição de temperaturas para o Caso 01 . . . . .	39
Figura 12 – Distribuição de temperaturas para o Caso 02. . . . .	39
Figura 13 – Distribuição de temperaturas para o Caso 03 . . . . .	40
Figura 14 – Resposta típica de um sistema em malha aberta . . . . .	41
Figura 15 – Resposta para o Caso 01 perturbação degrau na vazão de entrada do fluido quente (casco) . . . . .	42
Figura 16 – Resposta para o Caso 01 com perturbação degrau na temperatura de entrada do fluido quente (casco) . . . . .	42
Figura 17 – Resposta para o Caso 01 com perturbação degrau na vazão de entrada do fluido frio (tubos) . . . . .	43
Figura 18 – Resposta para o Caso 02 perturbação degrau na vazão de entrada do fluido quente (casco) . . . . .	44
Figura 19 – Resposta para o Caso 02 com perturbação degrau na temperatura de entrada do fluido quente (casco) . . . . .	44
Figura 20 – Resposta para o Caso 02 com perturbação degrau na vazão de entrada do fluido frio (tubos) . . . . .	45
Figura 21 – Resposta para o Caso 03 perturbação degrau na vazão de entrada do fluido quente (casco) . . . . .	46
Figura 22 – Resposta para o Caso 03 com perturbação degrau na temperatura de entrada do fluido quente (casco) . . . . .	46
Figura 23 – Resposta para o Caso 03 com perturbação degrau na vazão de entrada do fluido frio (tubos) . . . . .	47

# LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Valores para alguns coeficientes de incrustação . . . . .	9
Tabela 2 – Tabela de contagem de tubos . . . . .	18
Tabela 3 – Determinação de $D_1$ para os valores de $D_2$ considerados . . . . .	20
Tabela 4 – Comparação qualitativa dos modelos a parâmetros distribuídos e concentrados. . . . .	23
Tabela 5 – Dados de entrada e propriedades físicas para os estudos de casos	37
Tabela 6 – Configurações mecânicas obtidas para os três estudos de caso . .	38
Tabela 7 – Valores de $R_f$ para o casco e tubos utilizados em cada caso . . . .	41

# LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

BE	Balanço de Energia
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i> (Fluidodinâmica Computacional)
EDP	Equação Diferencial Parcial
EDO	Equação Diferencial Ordinária
GAMS	<i>General Algebraic Modeling System</i> (Sistema de Modelagem Algébrico Geral)
PDG	Programação Disjuntiva Generalizada
PID	Proporcional, Integral e Derivativo
PNL	Programação Não-Linear
PNLMI	Programação Não-Linear Mista Inteira
PSO	<i>Particle Swarm Optimization</i>
RTC	Rede de Trocadores de Calor
TC	Trocador de Calor
TEMA	<i>Tubular Exchangers Manufacturers Association</i> (Associação de Fabricantes de Trocadores de Calor Tubulares)
TL	Transformada de Laplace

# LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	Área de troca térmica
$a_1 - a_6$	Constantes geométricas
$a_{rr}$	Arranjo de tubos
$BWG$	Fator de Birmingham Wire Gage
$C_p$	Capacidade calorífica
$D_1$	Diâmetro interno do tubo
$D_2$	Diâmetro externo do tubo
$D_3$	Diâmetro do feixe de tubos
$D_s$	Diâmetro externo do casco
$E$	Energia total
$F_t$	Fator de correção para LMTD
$G_1 - G_6$	Funções de transferência
$h$	Coeficiente de película
$H$	Entalpia
$K$	Energia cinética
$l$	Comprimento da célula
$L$	Comprimento do tubo
$l_s$	Espaçamento entre chicanas
$M$	Vazão mássica
$n_b$	Número de tubos
$N_{bf}$	Número de chicanas
$N_c$	Número de células de modelagem
$N_{tp}$	Número de passes

$Nu$	Número de Nusselt
$P$	Energia potencial
$Pr$	Número de Prandtl
$pt$	Pitch - Distância entre tubos adjacentes
$Q$	Quantidade de calor
$Re$	Número de Reynolds
$R_f$	Fator de incrustação
$R_w$	Resistência à troca térmica devido à parede dos tubos
$U_c$	Coeficiente global de troca térmica para o equipamento limpo
$U_d$	Coeficiente global de troca térmica para o equipamento incrustado
$V$	Volume
$x$	Espessura da camada que oferece resistência
$W$	Trabalho
$y$	Variável binária

## SUBSCRITOS

$CELL$	Referente à célula de modelagem
$e$	Estado estacionário
$f$	Incrustado
$i$	Entrada
$o$	Saída
$s$	Referente ao lado do casco
$t$	Referente ao lado do tubo
$w$	Referente à parede

## LETRAS GREGAS

$\Delta P_s$	Varição de pressão para o lado do casco
$\Delta P_t$	Varição de pressão para o lado dos tubos
$\kappa$	Condutividade térmica do material
$\mu$	Viscosidade do material
$\rho$	Densidade do material
$\phi_D$	Taxa de deposição de incrustações
$\phi_R$	Taxa de remoção de incrustações

# SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>Introdução</b>	<b>1</b>
1.1	Objetivos do Trabalho	2
1.2	Estrutura do Trabalho	2
<b>2</b>	<b>Revisão da Literatura</b>	<b>4</b>
2.1	Projeto de Trocadores de Calor	4
2.2	Efeitos do Acúmulo de Incrustações	7
2.3	Modelos Dinâmicos para o Coeficiente de Incrustação	11
<b>3</b>	<b>Metodologia</b>	<b>15</b>
3.1	Dimensionamento de Trocadores de Calor	15
3.1.1	Aspectos Computacionais	21
3.2	Modelo Dinâmico	22
3.2.1	Balanço de Energia Geral	25
3.2.2	Balanço de Energia para o Tubo	26
3.2.3	Balanço de Energia para o Casco	26
3.2.4	Balanço de Energia na Parede	27
3.3	Funções de Transferência	27
3.4	Implementação do Modelo	31
<b>4</b>	<b>Resultados</b>	<b>37</b>
4.1	Resultados de Projeto	38
4.2	Simulação e Análise Dinâmica	40
4.2.1	Caso 01	41
4.2.2	Caso 02	43
4.2.3	Caso 03	45
<b>5</b>	<b>Conclusões</b>	<b>48</b>
5.1	Sugestões para Trabalhos Futuros	48
	<b>Referências</b>	<b>50</b>

# 1 INTRODUÇÃO

Os equipamentos de troca térmica são definidos de acordo com a função exercida em um processo. Os trocadores de calor (TC) são equipamentos responsáveis pela recuperação de calor entre duas ou mais correntes de processo. Dentre as diversas formas que podem apresentar, os TCs do tipo casco e tubo são os mais utilizados pela indústria de modo geral. Informações acerca de características de construção, desempenho, padrões técnicos e mecânicos são encontradas em publicações como as da *Tubular Exchangers Manufacturers Association* ou Associação de Fabricantes de Trocadores de Calor Tubulares (TEMA, 2007).

Devido ao seu vasto campo de aplicação e ao importante papel desempenhado no âmbito industrial, o projeto e otimização de trocadores de calor tem sido um assunto amplamente discutido pela literatura nas últimas décadas. Tal tarefa, no entanto, envolve a otimização de um grande número de variáveis geométricas e operacionais que sejam capazes de atender à demanda energética ( $Q$ ) do equipamento.

Além disso, com frequência as superfícies dos trocadores de calor estão sujeitas à deposição indesejável de impurezas, chamadas incrustações (do inglês, *fouling*), formando uma resistência à troca térmica adicional que afeta diretamente o desempenho do equipamento. Diversos mecanismos podem ser responsáveis pelo acúmulo de tais depósitos sobre a superfície do TC, como reações químicas entre o fluido e o material de revestimento da superfície, presença de sais ou resinas, ou mesmo reações biológicas.

A formação da camada de depósitos varia com as condições operacionais do equipamento (tipo de fluido, temperatura, velocidade) possuindo um comportamento dinâmico de difícil predição. Assim, o coeficiente global de troca térmica ( $U$ ) tem seu valor diminuído ao longo do período de operação do equipamento e a quantidade de calor necessária não é mais transmitida pela superfície projetada antes da consideração das incrustações.

Desse modo, o acúmulo de incrustações nos trocadores de calor tem sido um problema crônico para as indústrias químicas, sendo necessária a instalação de equipamentos superdimensionados, aumentando os custos de produção devido às diversas interrupções para limpeza e manutenção de revestimento, além do custo extra de combustível necessário para suprir a resistência adicional à troca térmica que a camada de depósitos oferece (MARKOWSKI et al., 2013). Assim, pode-se afirmar que o *fouling* é um dos maiores problemas enfrentados no campo de projeto e operação de trocadores de calor (GEORGIADIS; PAPAGEORGIU, 2000).

Esforços consideráveis vêm sendo realizados de modo a mitigar o acúmulo de incrustações, seja através de condições operacionais desfavoráveis à formação de incrustações ou projetos mecânico e termo-hidráulico adequados. É notório, porém, que mesmo devido ao comportamento dinâmico que o acúmulo de incrustações produz, o foco dos estudos é a avaliação da recuperação de energia no estado estacionário, resultando em uma lacuna no âmbito de estudos dinâmicos e a influência das incrustações em determinados períodos de operação.

Este estudo é proposto, portanto, em duas partes: projeto adequado e realista do trocador de calor, seguindo rigorosamente os padrões TEMA; e a avaliação do acúmulo de incrustações em determinadas fases operacionais. Assim, este trabalho é motivado pela possibilidade de projetar um trocador de calor ótimo, a partir de parâmetros previamente padronizados e aceitos para construção adequada de TCs; pela necessidade de desenvolvimento de um modelo dinâmico que descreva satisfatoriamente o trocador de calor, ao mesmo tempo que seja relativamente simples computacionalmente; e pela necessidade de analisar aspectos relativos ao acúmulo de incrustações em trocadores de calor.

## 1.1 Objetivos do Trabalho

O objetivo geral da presente dissertação é avaliar como o acúmulo de incrustações na superfície de troca térmica pode afetar o desempenho de trocadores de calor ao longo de diversos períodos de operação ininterruptos. Para tal, têm-se os seguintes objetivos específicos:

- Projetar o trocador de calor de modo realista, seguindo padrões internacionais e consolidados para projeto de equipamentos de troca térmica utilizados pela indústria;
- Desenvolver um modelo dinâmico que possa descrever adequadamente o trocador de calor, aliando simplicidade e representatividade para implementação.
- Simular e analisar as respostas à perturbação degrau após diversos períodos de operação do trocador de calor, desde o equipamento limpo até a condição de máximo acúmulo de depósitos para o qual foi projetado.

## 1.2 Estrutura do Trabalho

Além deste capítulo, que introduziu, motivou e justificou o tema a ser trabalhado, esta dissertação possui outros quatro capítulos.

No Capítulo 2, é apresentada uma revisão da literatura, considerando trabalhos que envolvem o projeto de trocadores de calor, a formação e efeitos do acúmulo de incrustações e os principais modelos dinâmicos sobre o assunto.

No Capítulo 3, divide-se a metodologia utilizada em quatro partes: o dimensionamento do trocador de calor; a modelagem dinâmica realizada, com os balanços de energia detalhados; as funções de transferência que descrevem o sistema e a implementação computacional.

Em seguida, são mostrados os resultados obtidos para três estudos de caso no Capítulo 4, estando divididos em resultados de projeto e simulação e análise dinâmica.

Por fim, no Capítulo 5, são apresentadas as conclusões e algumas sugestões para trabalhos futuros.

## 2 REVISÃO DA LITERATURA

### 2.1 Projeto de Trocadores de Calor

Trocadores de calor (TC) do tipo casco e tubo são os equipamentos mais utilizados para transferência de calor em diversos setores industriais devido a sua versatilidade e flexibilidade para atender variados tipos de processo, além da grande adaptabilidade para diferentes condições operacionais. Desse modo, o dimensionamento de TCs se tornou um dos assuntos mais recorrentes na literatura.

Por envolver um grande número de variáveis geométricas e de operação, a obtenção da configuração ótima que atenda à quantidade de calor necessária e ao conjunto de restrições do processo faz com que o projeto de trocadores de calor seja um complexo campo de estudo (PATEL; RAO, 2010). O dimensionamento termo-hidráulico, principalmente no que diz respeito ao escoamento no lado do casco, é um grande desafio para os projetistas devido às características intrínsecas de transferência de calor e queda de pressão.

Grandes esforços têm sido empregados nas últimas décadas para a solução de problemas de otimização deste tipo de equipamento. As principais técnicas de otimização utilizadas para o projeto de trocadores de calor podem ser classificadas em três grandes grupos: regras heurísticas baseadas em relações termo-fluidodinâmicas, métodos meta-heurísticos e programação matemática (GONÇALVES et al., 2017).

Muralikrishna e Shenoy (2000) utilizaram regras heurísticas para analisar a região factível obtida pelo diagrama de queda de pressão para o casco e tubos. Através das restrições do problema, foram plotadas as curvas específicas para cada configuração obtida e realizadas buscas para obtenção do custo / área ótimos.

Vários algoritmos meta-heurísticos vêm sendo utilizados para resolução de problemas de otimização. Os mais populares são o enxame de partículas (*particle swarm optimization, PSO*) (PATEL; RAO, 2010), *simulated annealing* (CHAUDHURI et al., 1997) e algoritmos genéticos (PONCE-ORTEGA et al., 2009).

O projeto completo de trocadores de calor, no entanto, possui poucas metodologias disponíveis na literatura. A primeira sistemática de cálculo foi publicado por Kern (1950), baseado nas diferenças de temperaturas. O método de projeto é simples, porém possui alguns pontos questionáveis, como a necessidade de arbitrar um coeficiente global de troca térmica ( $U$ ), o que depende muito da experiência do projetista, levando a um procedimento de tentativa e erro (RAVAGNANI; CABALLERO, 2007).

Um método mais recente e bem aceito para projetos de engenharia foi proposto por Bell-Delaware. Segundo Taborek (1983), esse método apresenta resultados mais realistas sob o ponto de vista de engenharia, com resultados mais precisos para o coeficiente de transferência de calor e queda de pressão. O método propõe uma abordagem para o escoamento no lado do casco no qual são consideradas cinco correntes individuais.

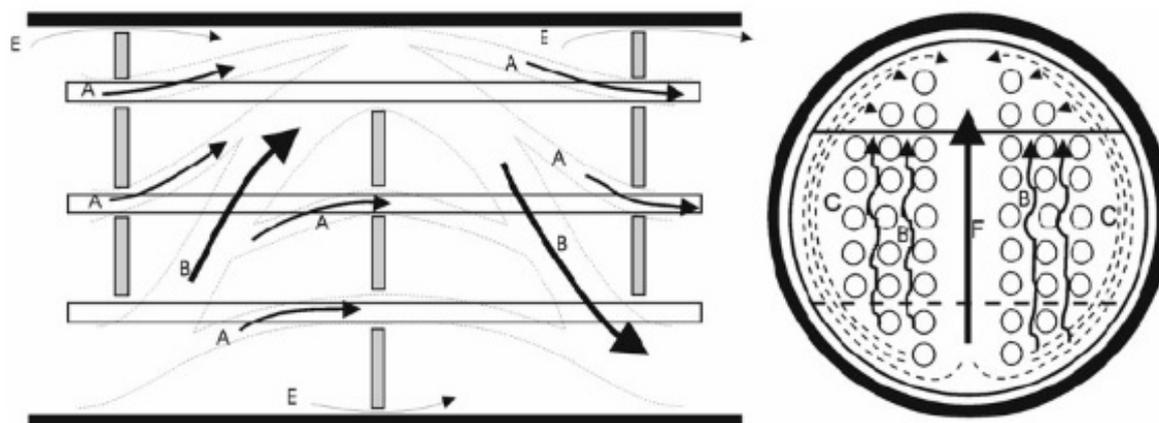


Figura 1: Correntes para o lado do casco

A Figura 1 ilustra as correntes de escoamento para o casco e são definidas como:

- Corrente A: vazamentos existentes entre os tubos e as chicanas;
- Corrente B: corrente principal. Representa o escoamento através do feixe de tubos;
- Corrente C: corrente que contorna o feixe de tubos;
- Corrente E: vazamentos existentes entre as chicanas e o casco;
- Corrente F: escoamentos através dos canais, ocorrendo em TCs com mais de uma passagem pelos tubos.

Essas correntes, no entanto, não ocorrem em regiões tão bem definidas e interagem entre si, exigindo um tratamento matemático mais complexo para representar o escoamento do lado do casco (RAVAGNANI; CABALLERO, 2007). Assim, essas correntes introduzem um fator de correção para o coeficiente de película ( $h$ ) e para a perda de carga ( $\Delta P$ ).

Para o lado dos tubos, o método utiliza-se de correlações clássicas para o números de Nusselt ( $Nu$ ), Prandtl ( $Pr$ ) e Reynolds ( $Re$ ):

$$Nu_t = \frac{h_t L}{k_t} \quad (2.1)$$

$$Pr_t = \frac{C_{pt} \mu_t}{k_t} \quad (2.2)$$

$$Re_t = \frac{\rho_t v D}{\mu_t} \quad (2.3)$$

Mizutani et al. (2003) propuseram um método detalhado de projeto de TCs considerando aspectos mecânicos e utilizando uma abordagem via programação matemática. O modelo leva em consideração importantes variáveis de construção, tais como número de tubos, quantidade de passes, diâmetros interno e externo dos tubos, arranjo de tubos, número de chicanas e definição de alocação do fluido quente no casco ou tubos. Os autores utilizaram programação disjuntiva generalizada (PDG) para formulação do problema e programação não-linear mista inteira (PNLMI) para sua otimização.

O modelo de otimização de Mizutani et al. (2003) considera as correlações do método de Bell-Delaware para calcular os coeficientes de transferência de calor e a queda de pressão para o lado da carcaça. Apesar de não estimar tais valores, como na maioria dos trabalhos da área, os autores não seguem rigorosamente as normas da TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*) e algumas características (como o número ou comprimento de tubos) podem resultar em valores diferentes daqueles padronizados pela TEMA (2007).

Em Ravagnani e Caballero (2007), os autores propuseram um modelo que segue rigorosamente os padrões TEMA e o método de Bell-Delaware foi utilizado para os cálculos no lado da carcaça. O modelo envolve variáveis contínuas e discretas (PNLMI) para otimização de aspectos termo-hidráulicos e mecânicos, levando a um problema altamente não-linear e não-convexo. De modo análogo a Mizutani et al. (2003), a formulação é feita em PDG e reformulado em PNLMI.

Com base nessas considerações e no objetivo deste trabalho em avaliar a influência do acúmulo de incrustações na dinâmica de trocadores de calor projetados de acordo com os padrões TEMA, uma abordagem baseada no modelo apresentado por Ravagnani e Caballero (2007) mostra-se a mais adequada, visto que o TC obtido será o mais próximo possível do projeto final.

## 2.2 Efeitos do Acúmulo de Incrustações

O acúmulo de depósitos indesejáveis nas superfícies dos trocadores de calor afeta quase todas as plantas químicas, introduzindo custos adicionais que estão principalmente relacionados a três fatores:

1. Conservação de energia: queima de combustível extra para compensar os efeitos da incrustação e atender às demandas energéticas;
2. Operação: perda de produção devido a intervenções frequentes para limpeza, sejam planejadas ou não;
3. Investimentos de capital: equipamentos projetados com excesso de área para atender às necessidades de troca térmica.

Tais efeitos são ocasionados pela resistência extra à troca de calor fornecida pela camada de incrustações, diminuindo a eficiência dos equipamentos. A Figura 2 ilustra o comportamento geral da distribuição de temperaturas em superfícies com acúmulo de incrustação.

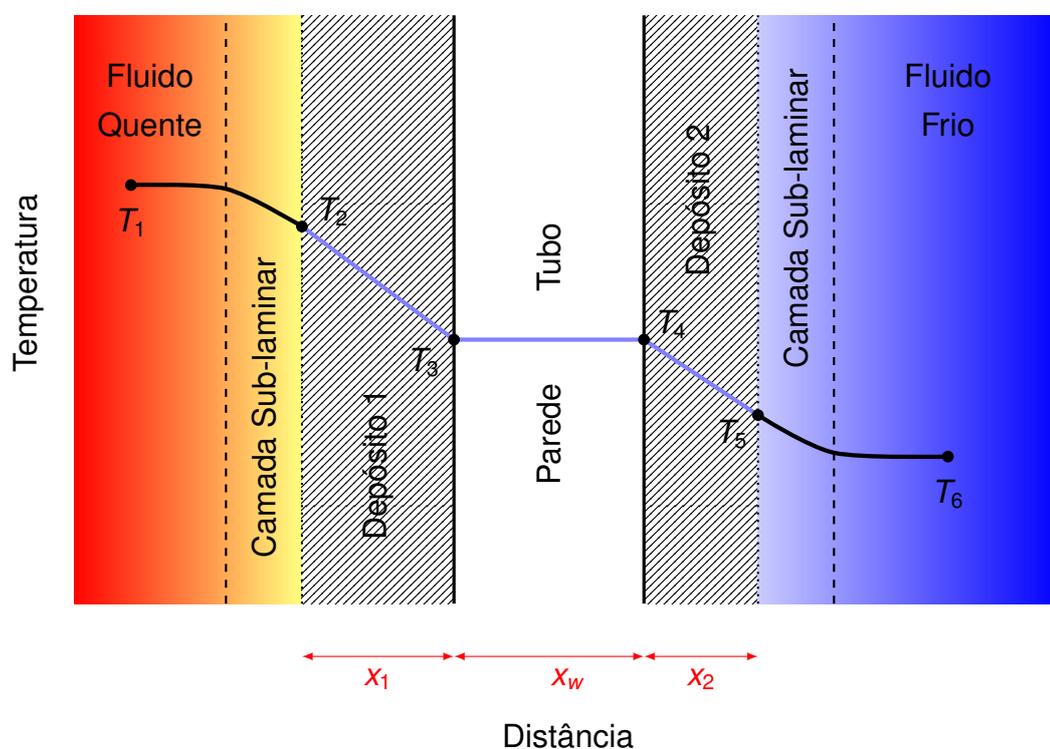


Figura 2: Distribuição de temperatura em superfície afetada pela incrustação

Na referida Figura, as temperaturas  $T_1$  e  $T_6$  representam a região de escoamento turbulento, na qual a temperatura é considerada uniforme devido à mistura que a turbulência oferece. Nas regiões entre a camada de incrustação e o fluido ( $T_2$  e  $T_5$ ),

existem as camadas de escoamento sub-laminares, as quais apresentam características próximas à estagnação, fornecendo uma resistência adicional à transferência de calor. Por fim, tem-se a resistência causada pela parede do tubo ( $R_w$ ) e as resistências das camadas de depósitos ( $R_f$ ), cujos valores dependem diretamente do tipo de fluido e das condições de escoamento (BOTT, 1995).

Os coeficientes de resistência ( $R_f$ ) podem ser calculados em função do material depositado e da espessura dessa camada acumulada. Levando em consideração a nomenclatura utilizada na Figura 2, os valores de  $R_f$  podem ser obtidos pelas seguintes relações:

$$R_{f1} = \frac{x_1}{k_1} \quad (2.4)$$

$$R_{f2} = \frac{x_2}{k_2} \quad (2.5)$$

$$R_{fw} = \frac{x_w}{k_w}, \quad (2.6)$$

nas quais  $x$  é a espessura da camada que oferece resistência e  $k$  é a condutividade térmica do material, correspondente às camadas 1 e 2, e para parede ( $w$ ).

Visto que a resistência total ( $R_T$ ) é a soma de todas as resistências, tem-se que:

$$R_T = \frac{1}{U_d} = \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{x_w}{k_w} + \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2}, \quad (2.7)$$

com  $h_1$  e  $h_2$  sendo os coeficientes de transferência de calor (película) para os fluidos quente e frio respectivamente, e  $U_d$  o coeficiente global de troca térmica relativo ao equipamento incrustado (sujo).

Para fins de projeto, usualmente têm-se as correntes disponíveis para troca térmica e suas especificações, além da quantidade de calor ( $Q$ ) ou carga térmica do equipamento, a fim de determinar a área requerida ( $A$ ). Assim,

$$A = \frac{Q}{U_d LMTD}. \quad (2.8)$$

O termo  $LMTD$  representa a média logarítmica das diferenças de temperatura entre os fluidos quente e frio.

As Equações 2.7 e 2.8 mostram que a escolha dos coeficientes  $R_f$  para o cálculo do  $U_d$  possui uma importância significativa em termos de projeto, impactando diretamente no tamanho do trocador de calor e, conseqüentemente, nos custos de capital.

Porém, a Equação 2.7 raramente é aplicada diretamente para o cálculo das resistências em cada um dos lados do trocador de calor, visto que os dados de

espessura da camada de incrustação e sua correspondente condutividade térmica geralmente não estão disponíveis (BOTT, 1995) e são de difícil obtenção para cada caso particular de operação.

Evidências operacionais dos valores dos fatores de incrustação são fornecidas desde 1950 por uma compilação publicada na TEMA (2007) e tais valores ainda são a base para o projeto da maioria dos trocadores de calor em todo o mundo (MÜLLER-STEINHAGEN, 2011). No entanto, o uso acrítico dos valores das resistências à incrustação fornecidos pela TEMA leva a vários problemas que estão principalmente relacionados à ausência de informações acerca da natureza dinâmica do processo de incrustação, além de não levar em consideração com rigor as condições operacionais e a composição dos fluidos. Para exemplificar, a Tabela 1 mostra alguns valores de  $R_f$  recomendados pela TEMA.

Tabela 1: Valores para alguns coeficientes de incrustação

Fluido Industrial	$R_f$ ( $m^2 K/W$ )
Sais fundidos	0,0005
Fluidos Refrigerantes	0,001
Fluidos Hidráulicos	0,001
Amônia (Líquida)	0,001
Soluções de Cloreto de Sódio	0,003
Soluções de Metanol	0,002
Óleos Vegetais	0,003

Como pode ser notado, os valores fornecidos são fixos, ou seja, não há informações sobre o tempo operacional necessário para atingir tais valores de resistência ou detalhamento sobre a natureza operacional (concentração, velocidade de escoamento, dentre outros).

Müller-Steinhagen (2011) cita alguns problemas para justificar que o uso das resistências à incrustação fornecidas pela TEMA devem servir somente como um guia para o projeto, tais como:

1. Não são conhecidas a origem e as condições de operação.
2. A maioria dos valores são para escoamento de água ou hidrocarbonetos.
3. São aplicáveis somente para trocadores de calor do tipo casco e tubo.
4. Não fornecem informações acerca do efeito da taxa de deposição em parâmetros operacionais.

5. Não é fornecido o tempo operacional necessário para atingir o valor tabelado.

Conforme demonstrado, além de aumentar a resistência à transferência de calor e, portanto, levar à redução da carga térmica de um trocador de calor existente, a deposição de incrustações também afeta a restrição ao fluxo, aumentando a velocidade do fluido e, conseqüentemente, incrementando a queda de pressão.

Atualmente, são considerados cinco tipos de mecanismos de formação de incrustações pela TEMA. Na maioria dos casos, tais mecanismos ocorrem simultaneamente, levando a uma complexidade maior do modelo (TEMA, 2007):

1. Precipitação: é a mais comum e ocorre principalmente devido à cristalização do fluido. Correntes supersaturadas e decomposição térmica são as principais causas da cristalização neste caso.
2. Particulados: neste caso, partículas de sal, areia ou outros produtos químicos estão inicialmente suspensas na corrente, sendo posteriormente sedimentadas na superfície de troca térmica. Em alguns casos, tais partículas agem como catalisadores para reações químicas indesejadas.
3. Deposição por reação química: em função da temperatura e de agentes facilitadores, como o catalisador mencionado anteriormente, determinadas reações químicas podem ser favorecidas, resultando em produtos que podem se acumular nas superfícies do trocador de calor.
4. Corrosão: o produto mais comum, neste caso, é o óxido de ferro, o qual altera a resistência térmica do material de construção do equipamento.
5. Deposição biológica: trata-se do crescimento de material orgânico que pode se dar devido ao uso de água proveniente de rios, lagos ou oceanos que não foram adequadamente tratadas para operação em trocadores de calor.

Dependendo do mecanismo predominante de deposição da incrustação, podem ser adotadas algumas estratégias para mitigar seus efeitos sobre a recuperação do calor, mantendo-os em níveis aceitáveis. Nos últimos anos, vários métodos para monitorar e mitigar os efeitos da incrustação foram relatados na literatura. A preferência geral é diminuir a incrustação através do projeto mecânico adequado do equipamento e, em seguida, utilizar-se de técnicas *on-line* (MÜLLER-STEINHAGEN et al., 2011) de modo a minimizar o aumento da camada de incrustações.

No que concerne aos aspectos mecânicos, Esawy et al. (2010) estudaram a formação de depósitos em soluções de  $CaSO_4$  em tubos aletados, mostrando que a resistência à incrustação foi significativamente diminuída com o aumento da densidade

de aletas. Em uma outra abordagem, a simulação por Fluidodinâmica Computacional (CFD) foi aplicada para desenvolver um modelo de incrustação para o fluxo de fluido em um tubo liso e em um tubo com inserções, permitindo prever condições limiares de incrustação para ambos os casos (YANG; CRITTENDEN, 2012).

No campo de intervenções para limpeza, o problema da otimização das escalas de limpeza de redes de trocadores de calor (RTC) complexas sujeitas à incrustação foi estudado para otimizar simultaneamente os requisitos de utilidades e as paradas programadas (GEORGIADIS; PAPAGEORGIOU, 2000). Além disso, aspectos relacionados ao desgaste da superfície de troca térmica (ISHIYAMA et al., 2010) e os modelos de intervenções para limpeza química e mecânica (DIAZ-BEJARANO et al., 2016) são assuntos frequentemente estudados.

Outra abordagem consiste em considerar a mitigação da incrustação durante a operação do equipamento, otimizando a taxa de fluxo (ASSIS et al., 2015) ou combinando-a com escalas de limpeza ótimas (TIAN et al., 2016). Em Caputo et al. (2011), o modelo é proposto através da combinação do projeto dos equipamentos e da otimização das escalas de limpeza. Assim, os autores definem um nível máximo para o valor de resistência à incrustação tolerada ( $R_f$ ), o que implica em uma decisão de compensação entre a escolha de baixos valores de  $R_f$  e o número de intervenções para limpeza.

## 2.3 Modelos Dinâmicos para o Coeficiente de Incrustação

A incrustação é um fenômeno que varia com o tempo e alterações dinâmicas nos trocadores de calor podem levar a efeitos prejudiciais em toda a planta de modo geral (TRAF CZYNSKI et al., 2016). A literatura citada na seção anterior foi aplicada a sistemas nos quais não há variação com o tempo nas condições de operação, com foco na recuperação de calor no estado estacionário.

De modo geral, apenas poucos trabalhos se concentram em modelos dinâmicos para trocadores de calor que incorporam a resistência à incrustação como variável dependente do tempo (COLETTI; MACCHIETTO, 2011).

A Figura 3 ilustra as principais curvas típicas para o comportamento de  $R_f$  no tempo. Como pode ser observado, há um período inicial no qual as superfícies estão limpas e, portanto, a resistência total ao fluxo de calor é menor do que a utilizada no projeto. Este é o período no qual o trocador de calor está superdimensionado e as condições de operação devem ser alteradas para atender às necessidades do processo.

Caso a velocidade seja diminuída para compensar os efeitos do superdimensio-

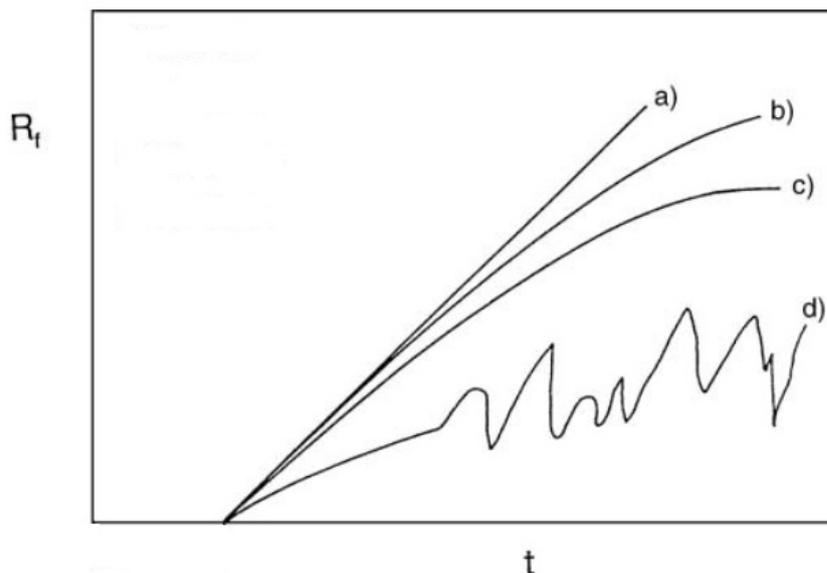


Figura 3: Curvas típicas da variação de  $R_f$  no tempo. (a) Comportamento linear, (b) Descendente, (c) Assintótico, (d) “Dente de serra”

Fonte: Adaptado de Müller-Steinhagen (2011)

namento, há uma tendência para acelerar a taxa de depósito de incrustações (TIAN et al., 2016), de modo que o valor de  $R_f$  utilizado no projeto pode ser insuficiente ou ser atingido em um curto período de tempo, capaz de inviabilizar a operação do equipamento.

Kern e Seaton (1959) propuseram o primeiro modelo dinâmico para descrever o comportamento dos valores de  $R_f$  com o tempo, relacionando a taxa de deposição ( $\phi_D$ ) com a taxa de remoção ( $\phi_R$ ) de incrustações:

$$\frac{dR_f}{dt} = \phi_D - \phi_R. \quad (2.9)$$

O modelo proporcionou um significado físico para determinação de  $R_f$ , sendo modificado e melhorado em pesquisas futuras, mesmo possuindo algumas limitações.

O comportamento linear de  $R_f$  é obtido quando a diferença entre  $\phi_D$  e  $\phi_R$  é constante, sugerindo a presença de depósitos com natureza aderente que continuarão se acumulando até que uma intervenção para limpeza seja realizada.

Quando o valor de  $R_f$  assume um comportamento assintótico, geralmente trata-se de depósitos pouco aderentes, pois conforme a taxa  $\phi_D$  se mantém constante, o valor de  $\phi_R$  é proporcional à espessura da camada de depósitos, facilitando a remoção.

O comportamento descendente geralmente ocorre quando a taxa de deposição é inversamente proporcional à espessura da camada de depósitos, apresentando aspecto intermediário entre o comportamento linear e assintótico. Já a curva “dente de serra” resulta das variações nas condições operacionais, sendo a mais complexa de

ser trabalhada.

Porém, os comportamentos de  $\phi_D$  e  $\phi_R$  dependem da natureza dos materiais incrustados, bem como das condições operacionais, fazendo com que o modelo ficassem limitado a abordagens teóricas e sujeito a uma grande quantidade de parâmetros, tendo sido pouco utilizado para o projeto real de trocadores de calor (MÜLLER-STEINHAGEN, 2011).

Como resultado, equipamentos de grandes dimensões podem ser projetados, causando enormes perdas econômicas devido a fatores já mencionados como, por exemplo, custos operacionais mais altos, medidas de mitigação da incrustação ineficientes, frequentes intervenções para limpeza e aumento da demanda de utilidades para atender aos requisitos do processo.

Além disso, os modelos dinâmicos são essenciais para avaliar a controlabilidade e estabilidade do sistema. Visto que a extensa maioria das plantas industriais são frequentemente afetadas por perturbações internas e externas, são necessários modelos dinâmicos para analisar e desenvolver estratégias de controle que minimizem os efeitos de tais distúrbios nas variáveis controladas.

Considerando estes aspectos, Varga et al. (1995) desenvolveram um método para avaliar a controlabilidade e observabilidade de redes de trocadores de calor a partir de informações estruturais dos equipamentos e da topologia da rede. A partir do método proposto, foram testados casos com parâmetros constantes e variáveis no tempo e, em ambos, a controlabilidade e observabilidade da RTC pôde ser determinada, servindo como base para métodos futuros.

Roetzel e Xuan (1992) e, posteriormente, Roetzel et al. (2002) apresentaram uma análise do comportamento transitório dos trocadores de calor, aplicando métodos analíticos para descrever o sistema. No primeiro trabalho, o comportamento dinâmico do TC do tipo casco e tubo foi analisado para duas configurações simples de fluxo utilizando um modelo a parâmetros distribuídos, o qual será abordado na Seção 3.2. No segundo, o método foi estendido para configurações de fluxo mais complexas e diferentes tipos de trocadores, porém sujeito apenas a pequenas perturbações nas vazões de entrada dos fluidos devido a dificuldade analítica do problema.

Recentemente, Nakao et al. (2017) propuseram um procedimento para o projeto de trocadores de calor onde a incrustação ocorre somente no lado do tubo, com base em uma abordagem semi-empírica. Os autores apresentaram um procedimento de projeto calculando a resistência à incrustação nas condições termo-fluidodinâmicas do próprio projeto, incorporando a modelagem da incrustação no projeto do trocador de calor, eliminando a dependência de valores tabelados e utilizando o conceito inicial proposto por Kern e Seaton (1959).

Neste contexto, Trafczynski et al. (2016) mostraram que a deposição de incrustação na superfície de trocadores de calor afeta suas características dinâmicas e, conseqüentemente, a qualidade de controle do sistema. Um modelo que leva em consideração a influência da resistência térmica da incrustação baseado em células foi validado usando valores reais de sua operação industrial (temperatura, fluxos de massa, configuração mecânica e valores de  $R_f$ ). Esses dados foram obtidos para quatro trocadores de calor diferentes, originários de uma unidade de destilação de óleo bruto operando durante três anos de forma ininterrupta. Os ganhos do controlador proporcional-integral-derivativo (PID) foram ajustados pelo clássico método de Ziegler e Nichols (1942) proposto há várias décadas. O trabalho, porém, não cita a metodologia utilizada para o projeto dos trocadores de calor, tão pouco os aspectos mecânicos dos mesmos, focando a análise no âmbito de controle de processos.

Com base na literatura apresentada até então, nota-se que há uma lacuna no campo de estudo relativo à dinâmica de processos, principalmente no que concerne aos efeitos do acúmulo de incrustações no projeto e operação de trocadores de calor de forma simultânea. Esse trabalho visa, portanto, contribuir com uma análise acerca da influência no comportamento dinâmico do acúmulo de incrustações em trocadores de calor projetados de acordo com padrões TEMA.

Assim, pode-se dividir este trabalho em três etapas principais: projeto completo do trocador de calor, através da formulação matemática proposta pelo método de Bell-Delaware e parâmetros mecânicos padronizados de acordo com a TEMA; seleção e implementação de um modelo dinâmico adequado para o trocador de calor obtido, de modo a descrever o acúmulo de incrustações durante diversos períodos de operação ininterrupta; e avaliação dos efeitos de tais acúmulos na dinâmica do processo.

## 3 METODOLOGIA

### 3.1 Dimensionamento de Trocadores de Calor

Nesta seção será apresentado o método de Bell-Delaware, além da formulação e otimização do modelo matemático para o dimensionamento completo de trocadores de calor.

Algumas adaptações foram realizadas no modelo original de Ravagnani e Caballero (2007) a fim de atender aos objetivos deste trabalho.

A primeira delas é referente à decisão sobre a alocação dos fluidos que escoam pelo casco ou tubos. Vários pontos devem ser levados em consideração, sendo esta uma decisão muito específica para cada tipo de projeto. Na maioria dos casos, essa decisão é tomada *a priori* pelo projetista. Para isso, algumas considerações devem ser aplicadas (KAKAÇ et al., 2012):

- O fluido mais propenso a formar incrustações deve escoar pelos tubos, visto que são mais fáceis de serem limpos, especialmente se for necessária limpeza mecânica.
- Devido ao diâmetro menor, fluidos com pressão mais elevada devem escoar pelos tubos.
- O fluido mais corrosivo deve escoar, preferencialmente, pelos tubos. Caso contrário, ambos casco e tubos sofrerão os efeitos da corrosão. Anti corrosivos ou revestimentos especiais podem ser usados em alguns casos e, geralmente, são mais baratos quando aplicados nos tubos.
- A corrente com menor coeficiente de troca térmica deve escoar pelo casco, visto que é mais fácil projetar tubos com aletas externas para melhorar a troca térmica.
- A corrente com vazão mais baixa deve escoar pela carcaça, visto que escoamentos turbulentos são obtidos com  $Re$  mais baixos no lado do casco.

Como pode ser notado, não raro as considerações anteriores se tornam conflitantes entre si. É necessário estabelecer um equilíbrio entre os custos envolvidos e a facilidade e possibilidade de operação.

Na formulação original, a seleção sobre qual fluido deve escoar através do casco ou tubos é feita de modo automático pelo problema, levando em consideração a opção

mais econômica. Para todos os casos abordados neste trabalho, porém, essa seleção é feita de acordo com referências obtidas previamente pela literatura.

A segunda alteração é referente à função objetivo. Como os custos de bombeio e dados operacionais relativos a todo o processo no qual compreende os trocadores de calor estudados nem sempre estão disponíveis, o problema de otimização consiste em minimizar a área de troca térmica ao invés do custo operacional total anualizado para todos os casos. Deste modo, o problema tornou-se consistente entre os casos analisados.

Para a formulação matemática, os dados de entrada para ambos os fluidos são:  $T_{si}$  e  $T_{so}$  (temperaturas de entrada e saída para o lado do casco),  $T_{ti}$  e  $T_{to}$  (temperaturas de entrada e saída para o lado do tubo),  $M_s$  e  $M_t$  (vazão mássica para o casco e tubos),  $\rho_s$  e  $\rho_t$  (densidade dos fluidos que escoam no casco e tubos),  $C_{ps}$  e  $C_{pt}$  (capacidade calorífica dos fluidos do lado do casco e dos tubos),  $\mu_s$  e  $\mu_t$  (viscosidade dos fluidos para lados do casco e dos tubos),  $k$  (condutividade térmica do material de construção),  $\Delta P_s$  e  $\Delta P_t$  (quedas de pressão admissíveis para os lados do casco e dos tubos) e  $R_{fs}$  e  $R_{ft}$  (fatores de incrustação para os lados do casco e dos tubos).

As variáveis mecânicas a serem determinadas em relação ao lado dos tubos são: o diâmetro interno e externo dos tubos ( $D_1$  e  $D_2$ ), o arranjo dos tubos ( $a_{rr}$ , triangular ou quadrado), a distância entre os tubos adjacentes (*pitch*) ( $pt$ ), comprimento do tubo ( $L$ ), o número de passes no casco ( $N_{tp}$ ) e o número de tubos ( $n_b$ ). Para o lado do casco, as variáveis desejadas são: o diâmetro externo ( $D_s$ ), o diâmetro do feixe de tubos ( $D_3$ ) e o número ( $N_{bf}$ ) e espaçamento ( $l_s$ ) de chicanas. Finalmente, as variáveis termo-hidráulicas a serem obtidas são: a carga térmica do equipamento ( $Q$ ), a área do trocador de calor ( $A$ ), os coeficientes de película para os tubos e o casco ( $h_t$  e  $h_s$ ), os coeficientes globais de transferência de calor para o equipamento sujo e limpo ( $U_d$  e  $U_s$ ), a queda de pressão para ambos os lados ( $\Delta P_t$  e  $\Delta P_s$ ), a média logarítmica das diferenças de temperatura ( $LMTD$ ) e o fator de correção da  $LMTD$  ( $F_t$ ) (RAVAGNANI; CABALLERO, 2007).

Se os dados do problema (todas as temperaturas, capacidades térmicas e vazões) não estiverem disponíveis, a capacidade térmica total do equipamento é uma variável a ser otimizada. Para os problemas abordados, esses dados estão definidos e é possível calcular  $Q$ ,  $LMTD$  e  $F_t$ .

Para a carga térmica ( $Q$ ), considerando que o fluido quente escoar no casco, tem-se:

$$Q = M_s C_{ps} (T_{si} - T_{so}) \quad (3.1)$$

ou

$$Q = M_t C_{pt} (T_{to} - T_{ti}). \quad (3.2)$$

Para a média logarítmica da diferença de temperaturas, foi utilizada a aproximação de Chen (1987) a fim de evitar problemas numéricos quando as temperaturas em ambas as extremidades do trocador de calor são iguais:

$$LMTD = \left( \frac{t_1 t_2 (t_1 + t_2)}{2} \right)^{\frac{1}{3}}, \quad (3.3)$$

em que

$$t_1 = T_{so} - T_{ti} \quad (3.4)$$

$$t_2 = T_{si} - T_{to}. \quad (3.5)$$

O fator de correção para a *LMTD* foi determinado através a correlação de Blackwell e Haydu (1981).

Para definição das variáveis mecânicas do trocador de calor, a Tabela 2 contendo os respectivos valores para contagem de tubos foi construída de acordo com os padrões TEMA. A Tabela contém dois tipos de diâmetro externo para os tubos (19,05 e 25,4 mm), dois tipos de arranjo geométrico (Figura 4), três opções para o *pitch* (23,79; 25,4 e 31,75 mm), cinco opções de número de passes, 1, 2, 4, 6 ou 8, e 21 tipos diferentes de diâmetro de casco e feixe de tubos, variando de 0,205 m e 0,173 m a 1,524 m e 1,473 m, respectivamente, totalizando 565 linhas.

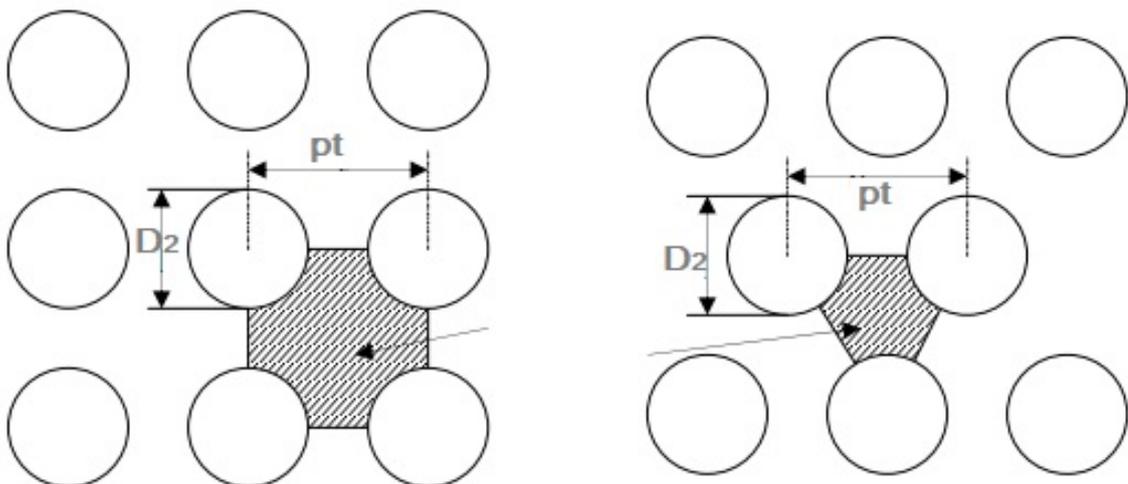


Figura 4: Arranjo de tubos quadrado (à esquerda) e triangular (à direita)

Assim, foi usada a formulação PDG proposta por Mizutani et al. (2003) para determinação dos parâmetros geométricos definidos na Tabela 2. A utilização da programação disjuntiva incorpora no modelo a representação por intermédio de variáveis

Tabela 2: Tabela de contagem de tubos

$D_s$ (m)	$D_3$ (m)	$D_2$ (m)	$a_{rr}$	$pt$ (m)	Número de passagens nos tubos				
					1	2	4	6	8
0,20500	0,17325	0,01905	△	0,02379	38	32	26	24	18
		0,01905	□	0,02540	32	26	20	20	
		0,01905	△	0,02540	37	30	24	16	
		0,02540	□	0,03175	21	16	16	14	
		0,02540	△	0,03175	22	18	16	14	
0,2543	0,22276	0,01905	△	0,02379	62	56	47	42	36
		0,01905	□	0,02540	52	52	40	36	
		0,01905	△	0,02540	61	52	48	48	
		0,02540	□	0,03175	32	32	26	24	
		0,02540	△	0,03175	37	32	28	28	
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	
1,42240	1,3716	0,01905	△	0,02379	2704	2660	2556	2526	2489
		0,01905	□	0,02540	2241	2214	2167	2142	2110
		0,01905	△	0,02540	2588	2545	2446	2409	2373
		0,02540	□	0,03175	1420	1400	1371	1333	1307
		0,02540	△	0,03175	1638	1605	1549	1501	1472
1,52400	1,47300	0,01905	△	0,02379	3399	3343	3232	3195	3162
		0,01905	□	0,02540	2587	2556	2510	2485	2460
		0,01905	△	0,02540	2987	2945	2827	2798	2770
		0,02540	□	0,03175	1639	1615	1587	1553	1522
		0,02540	△	0,03175	1889	1851	1797	1761	1726

Fonte: TEMA (2007)

binárias, assumindo o valor de verdadeiro ou falso (1 ou 0), determinando qual dos conjuntos de restrições deve ser utilizado.

$$\begin{bmatrix} D_s = D_s^1 \\ D_3 = D_3^1 \\ D_2 = D_2^1 \\ a_{rr} = a_{rr}^1 \\ pt = pt^1 \\ N_{tp} = N_{tp}^1 \\ n_b = n_b^1 \end{bmatrix} \vee \begin{bmatrix} D_s = D_s^2 \\ D_3 = D_3^2 \\ D_2 = D_2^2 \\ a_{rr} = a_{rr}^2 \\ pt = pt^2 \\ N_{tp} = N_{tp}^2 \\ n_b = n_b^2 \end{bmatrix} \vee \dots \vee \begin{bmatrix} D_s = D_s^{565} \\ D_3 = D_3^{565} \\ D_2 = D_2^{565} \\ a_{rr} = a_{rr}^{565} \\ pt = pt^{565} \\ N_{tp} = N_{tp}^{565} \\ n_b = n_b^{565} \end{bmatrix}$$

E a reformulação PNLMI é dada a seguir:

$$D_s = \sum_{i=1}^{565} D_{si} ynt(i) \quad (3.6)$$

$$D_3 = \sum_{i=1}^{565} D_{3i} ynt(i) \quad (3.7)$$

$$D_2 = \sum_{i=1}^{565} D_{2i} ynt(i) \quad (3.8)$$

$$a_{rr} = \sum_{i=1}^{565} a_{ri} ynt(i) \quad (3.9)$$

$$pt = \sum_{i=1}^{565} pt_i ynt(i) \quad (3.10)$$

$$N_{tp} = \sum_{i=1}^{565} N_{tpi} ynt(i) \quad (3.11)$$

$$n_b = \sum_{i=1}^{565} n_{bi} ynt(i) \quad (3.12)$$

$$\sum_{i=1}^{565} ynt(i) = 1 \quad (3.13)$$

Então, um conjunto contendo cinco tipos de comprimento de tubo ( $L$ ) é considerado:

$$N_L = \left[ 2,438 \quad 3,658 \quad 4,877 \quad 6,096 \quad 6,706 \right].$$

De modo que:

$$L = 2,438y_1^L + 3,658y_2^L + 4,877y_3^L + 6,096y_4^L + 6,706y_5^L \quad (3.14)$$

$$\sum_{i=1}^5 y_i^L = 1. \quad (3.15)$$

O espaçamento entre as chicanas ( $l_s$ ) é definido pela faixa de valores compreendido entre  $D_s$  e  $D_s/5$  (TEMA, 2007), ou seja,

$$\frac{D_s}{5} \leq l_s \leq D_s, \quad (3.16)$$

e, conseqüentemente, o número de chicanas ( $N_{bf}$ ) é dado por:

$$N_{bf} = \frac{L}{l_s} - 1. \quad (3.17)$$

O diâmetro interno dos tubos ( $D_1$ ) é obtido para diferentes valores de diâmetro externo dos tubos ( $D_2$ ) e BWG (*Birmingham Wire Gage*), fator utilizado pela TEMA para definir a espessura da parede dos tubos. Para os valores de  $D_2$  considerados têm-se dois conjuntos possíveis para  $D_1$  (Tabela 3).

Tabela 3: Determinação de  $D_1$  para os valores de  $D_2$  considerados

$D_2 = 0,01905m$		$D_2 = 0,02504m$	
BWG	$D_1$ (m)	BWG	$D_1$ (m)
10	0,0122	8	0,0170
11	0,0129	9	0,0179
12	0,0135	10	0,0186
13	0,0142	11	0,0193
14	0,0148	12	0,0199
15	0,0154	13	0,0206
16	0,0157	14	0,0212
17	0,0161	15	0,0217
18	0,0166	16	0,0221
		17	0,0225
		18	0,0229

$$BWG_1 = \sum_{j=1}^9 y_{1j}^{bwg} BWG_j^1 \quad (3.18)$$

$$\sum_{j=1}^9 y_{1j}^{bwg} \leq 1 \quad (3.19)$$

$$BWG_2 = \sum_{j=1}^{11} y_{2j}^{bwg} BWG_j^2 \quad (3.20)$$

$$\sum_{j=1}^{11} y_{2j}^{bwg} \leq 1 \quad (3.21)$$

$$BWG = BWG_1 + BWG_2 \quad (3.22)$$

O coeficiente global de troca térmica é definido por

$$U_d = \frac{Q}{A.LMTD.F_t} \quad (3.23)$$

para o trocador de calor na condição máxima de sujeira.

Finalmente, a minimização da área de troca térmica é considerada como função objetivo:

$$A = n_b \pi D_2 L. \quad (3.24)$$

### 3.1.1 Aspectos Computacionais

O problema definido na seção anterior é não-linear, não-convexo e possui características combinatórias, exigindo uma estratégia adequada para solução.

Vários algoritmos diferentes estão disponíveis para resolução deste tipo de problema, e a escolha deve ser baseada nas características de cada um, a fim de se obter uma solução confiável de modo computacionalmente eficiente. Os métodos mais importantes que merecem atenção são os algoritmos de decomposição e o método *branch and bound* (B&B) (RAVAGNANI; CABALLERO, 2007).

Utilizando a plataforma GAMS, os dois principais algoritmos disponíveis são o DICOPT, que utiliza o método da aproximação exterior (conhecido como *Outer Approximation* - OA - *Method*) e suas variações; e o SBB, que é baseado em uma combinação do método *branch and bound* padrão e alguns *solvers* para problemas de PNL suportados pelo GAMS (como CONOPT3).

O problema PNLMI apresentado possui uma grande quantidade de combinações infactíveis de soluções inteiras, o que tende a favorecer os algoritmos B&B facilitando o processo de “poda” da árvore hierárquica de soluções do problema.

Dessa forma, foi escolhido o ambiente GAMS para implementação do modelo, utilizando o *solver* SBB para os problemas de PNLMI e o CONOPT3 para os problemas de PNL.

## 3.2 Modelo Dinâmico

Processos com condições variáveis no tempo, como a resistência à incrustação em trocadores de calor, exigem modelos dinâmicos adequados para avaliar sua influência no sistema no como um todo. De forma geral, existem duas abordagens principais para a modelagem: modelos a parâmetros distribuídos e modelos a parâmetros concentrados. A aplicação de cada um dos modelos é diferente e depende da complexidade e objetivos do problema.

No modelo a parâmetros distribuídos, considera-se que as variações ocorrem em elementos diferenciais, de modo que as variáveis dependentes são funções do tempo e espaço. Assim, estes modelos levam a equações diferenciais parciais (EDP). Para um trocador de calor de passe único, o modelo resulta num conjunto de três EDPs: uma relativa ao lado da carcaça e duas para os tubos. É possível estender a modelagem para um trocador multi passes e com diferentes configurações de fluxo (puramente contra corrente, concorrente, mais de uma passagem pela carcaça, dentre outros) (ROETZEL et al., 2002), o que pode levar a um conjunto de equações muito complexo e matematicamente difícil de ser resolvido.

Em modelos a parâmetros concentrados, a variável dependente é função apenas de uma variável independente, levando a um modelo descrito por equações diferenciais ordinárias (EDO). O modelo se propõe a diminuir os custos computacionais dos métodos numéricos através da diminuição do número de variáveis independentes. Nesta abordagem, o sistema é separado em células ao longo da dimensão espacial e, em cada uma delas, são consideradas as diferenciais das variáveis dependentes em relação ao tempo, obtendo-se tantas EDOs quanto o número de variáveis por célula.

Tais células de modelagem foram primeiro definidas por Mathisen et al. (1994) e posteriormente utilizadas por Varbanov et al. (2011) como tanques perfeitamente agitados, trocando calor apenas entre si através de uma parede divisória, conforme ilustrado na Figura 5. Assim, define-se  $(i,j)$  para a célula presente na  $i$ -ésima passagem nos tubos no  $j$ -ésimo ponto de discretização no espaço.

Conforme apresentado, cada modelo possui particularidades que o torna adequado para diferentes aplicações. A Tabela 4 mostra uma comparação das principais características para ambas as abordagens.

Dessa forma, o modelo a parâmetros distribuídos é mais utilizado para a mo-

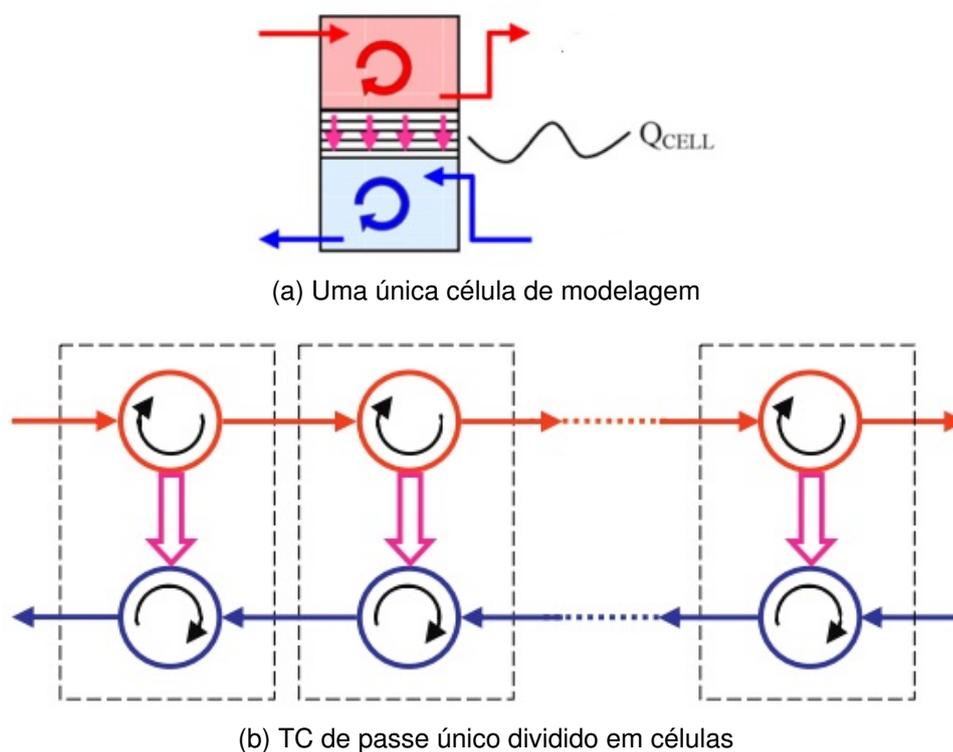


Figura 5: Detalhes para uma representação de TC em células de modelagem  
 Fonte: Adaptado de Varbanov et al. (2011)

Tabela 4: Comparação qualitativa dos modelos a parâmetros distribuídos e concentrados.

Propriedade	Parâmetros Distribuídos	Parâmetros Concentrados
Elemento de modelagem	Elemento diferencial	Célula de modelagem
Continuidade	Contínuo no tempo e espaço	Contínuo no tempo e discreto no espaço
Diferenciação	Derivadas em relação ao espaço e tempo	Derivadas somente no tempo
Considerações simplificadoras	Apenas TC com duas correntes são considerados	Assume-se a hipótese de mistura perfeita em cada célula de modelagem
Métodos de solução	Desde integração numérica direta por diferenças finitas até métodos híbridos utilizando a solução analítica pela TL e métodos numéricos para obter a solução no domínio do tempo	Integração numérica direta por diferenças finitas, aproximando as derivadas no tempo. A variável espacial está explícita através da divisão por células.

Fonte: Adaptado de Varbanov et al. (2011)

delagem de trocadores de calor simples com passe único, enquanto que o modelo a parâmetros concentrados é utilizado para equipamentos mais complexos ou grandes sistemas (como RTCs).

Alguns autores, como Mathisen et al. (1994), utilizaram tal modelo para avaliar a controlabilidade de trocadores de calor a passos múltiplos e, posteriormente, Varga et al. (1995) abordaram a controlabilidade de RTCs através deste modelo a parâmetros concentrados. Apesar de tal abordagem gerar um número considerável de equações, elas são simples e oferecem uma boa aproximação do comportamento real do sistema para qualquer tipo de trocador de calor em qualquer configuração de fluxo (VARBANOV et al., 2011).

Em Dobos e Abonyi (2011), os autores avaliaram a dinâmica de redes de distribuição de calor municipais utilizando, para os trocadores de calor, um modelo a parâmetros concentrados. A análise do modelo aplicado no trabalho mostrou que a abordagem escolhida foi adequada e, então, um modelo de otimização para sintonia de um controlador preditivo foi desenvolvida.

Para os estudos de casos analisados neste trabalho, o modelo a parâmetros concentrados mostra-se, portanto, mais adequado para descrever a dinâmica do sistema. Baseando-se em modelos semelhantes, as seguintes simplificações de modelagem são usadas para fluxos turbulentos totalmente desenvolvidos quando a transferência de calor convectiva é maior que a condução de calor entre células (TRAF CZYNSKI et al., 2016):

- Suposição de mistura perfeita em todos os tanques (células). Portanto, os parâmetros termofísicos dos fluidos e da parede dos tubos são constantes em relação ao espaço dentro da célula.
- A temperatura da parede é considerada uniforme dentro do volume da célula, ou seja, a resistência da parede à transferência de calor é insignificante em comparação com a resistência convectiva.
- A capacidade de calor da parede é levada em consideração devido à sua influência na distribuição de temperatura.
- As perdas de calor para o ambiente ou a condução de calor entre células são insignificamente pequenas.

De acordo com Mathisen et al. (1994), o número mínimo de células ( $N_c$ ) que descrevem com precisão o sistema deve ser um acima do número de chicanas ( $N_{bf}$ ) multiplicado pelo número de passes de tubo ( $N_{tp}$ ). Desse modo, o número de equações do modelo depende diretamente da quantidade de células.

$$N_c = (1 + N_{bf})N_{tp}. \quad (3.25)$$

É evidente que, conforme o número de células aumenta, o modelo tende a se comportar como um modelo a parâmetros distribuídos, sendo que a quantidade de células deve ser adequada para descrever adequadamente o comportamento do sistema. A força motriz no modelo baseado em células é a diferença de temperaturas. Caso a quantidade de células esteja abaixo de um determinado valor mínimo (Equação 3.25), o modelo estará termodinamicamente incorreto, pois a diferença de temperatura entre as células será negativa.

A partir das considerações anteriores, é possível escrever três equações derivadas dos balanços de energia para um volume de controle nos fluidos frio e quente, e parede.

### 3.2.1 Balanço de Energia Geral

A forma geral para o balanço de energia em um sistema não-estacionário é dada por:

$$\frac{dE}{dt} = -\Delta(H + K + P) + \dot{Q} - \dot{W}, \quad (3.26)$$

em que  $E$  é a energia total,  $H$  é a entalpia,  $K$  e  $P$  são as energia cinética e potencial, respectivamente e  $\dot{W}$  representa a taxa de trabalho.

Como  $E = U + K + P$ , sendo  $U$  a energia interna, então a Equação 3.26 pode ser reescrita:

$$\frac{d(U + K + P)}{dt} = -\Delta(H + K + P) + \dot{Q} - \dot{W} \quad (3.27)$$

Da Termodinâmica, tem-se que  $U = H - pV$  e, considerando a pressão ( $p$ ) e volume ( $V$ ) constantes,  $\frac{d(pV)}{dt} = 0$ . Para os sistemas considerados neste trabalho, não há variações significativas de energias cinética ( $K$ ) e potencial ( $P$ ) (sistema fechado), bem como não há geração de trabalho ( $W$ ). Desse modo, a equação geral para o balanço de energia (Equação 3.27) pode ser escrita como:

$$\frac{dH}{dt} = -\Delta H \pm \dot{Q} \quad (3.28)$$

Na Equação 3.28, o fluxo de calor  $\dot{Q}$  representa a taxa de energia em forma de calor sendo transferida entre o fluido e as paredes do tubo. O termo é considerado positivo para energia que entra na célula e negativo para a energia que sai da célula.

### 3.2.2 Balanço de Energia para o Tubo

Da definição de entalpia, considerando-se a capacidade calorífica constante, tem-se:

$$dH = M_t C_{pt} dT \quad (3.29)$$

Então, considerando os parâmetros do fluido do tubo, pode-se reescrever a Equação 3.28:

$$\frac{d(M_t C_{pt} T_{to})}{dt} = M_t C_{pt} (T_{ti} - T_{to}) + \dot{Q}_{TUBO} \quad (3.30)$$

Segundo Varbanov et al. (2011), cada célula assume a propriedade de mistura perfeita, ou seja, a temperatura é constante ao longo da mesma. Assim, as propriedades físicas como densidade e capacidade calorífica também o são. Como  $M_t = \rho_t V_t$ , a Equação 3.30 torna-se:

$$\rho_t V_t C_{pt} \frac{dT_{to}}{dt} = M_t C_{pt} (T_{ti} - T_{to}) + \dot{Q}_{TUBO} \quad (3.31)$$

Neste caso,  $\dot{Q}_{TUBO}$  representa calor sendo transferido da parede para o fluido no tubo e o termo assume valor positivo.

A partir da Lei de Resfriamento de Newton:

$$\dot{Q}_{TUBO} = h_{ft} A_t (T_{tw} - T_{to}) \quad (3.32)$$

Sendo  $n_b$  o número de tubos por passe no casco, e  $l$  o comprimento de cada célula, tem-se que  $A_t = n_b \pi D_1 l$  e a Equação 3.31 fica:

$$\rho_t V_t C_{pt} \frac{dT_{to}}{dt} = M_t C_{pt} (T_{ti} - T_{to}) + h_{ft} n_b \pi D_1 l (T_{tw} - T_{to}) \quad (3.33)$$

### 3.2.3 Balanço de Energia para o Casco

De modo análogo ao balanço de energia realizado para o fluido que escoar nos tubos, tem-se a seguinte relação para o fluido escoando no casco:

$$\rho_s V_s C_{ps} \frac{dT_{so}}{dt} = M_s C_{ps} (T_{si} - T_{so}) + h_{fs} n_b \pi D_2 l (T_{sw} - T_{so}) \quad (3.34)$$

### 3.2.4 Balanço de Energia na Parede

Em alguns modelos, a capacidade calorífica da parede é negligenciada para trocadores de calor operando com fluidos na fase líquida visando simplificar o conjunto de equações que descrevem o sistema (DOBOS; ABONYI, 2011). Porém, relativo à dinâmica do processo, algumas simulações mostram que existe um considerável atraso na resposta do sistema quando a capacidade calorífica da parede é considerada na modelagem (MATHISEN et al., 1994) e, desse modo, é essencial considerar tal balanço em modelos dinâmicos.

De acordo com os objetivos do presente trabalho, a capacidade calorífica da parede dos tubos deve ser levada em consideração visto sua relevância na dinâmica do processo. Assim, o balanço de energia para a parede pode ser escrito como:

$$\rho_w V_w C_{pw} \frac{dT_w}{dt} = h_{ft} n_b \pi D_1 l (T_{to} - T_{tw}) + h_{fs} n_b \pi D_2 l (T_{so} - T_{sw}) \quad (3.35)$$

## 3.3 Funções de Transferência

Conforme elucidado anteriormente, cada célula de modelagem  $(i, j)$  será representada matematicamente por um sistema de EDOs descrito pelas Equações 3.33, 3.34 e 3.35.

Uma das vantagens do modelo a parâmetros concentrados é a possibilidade de se obter as funções de transferência do sistema a partir do conjunto de EDOs e, desse modo, simular diferentes configurações de fluxo ou condições operacionais através da interdependência assumida entre elas. A Figura 6 mostra um TC do tipo casco e tubo, com um passe pelo casco e dois passes pelos tubos (trocador tipo 1 – 2), sendo representado por um  $n$  células de modelagem.

Um modelo descrito por funções de transferência fornece a relação dinâmica entre duas variáveis do processo, a variável dependente (variável de saída ou *output*) e a variável independente (variável de entrada ou *input*), estabelecendo uma relação do tipo “causa e efeito”. A Figura 7 mostra em detalhes quais são as variáveis de entrada e saída para uma célula genérica  $(i, j)$  para um trocador de calor com dois passes pelos tubos e o fluido quente escoando pelo casco. Neste trabalho, assumem-se as seguintes definições:

- Variáveis manipuladas (*inputs*): vazões e temperaturas de entrada dos fluidos do casco e tubos ( $M_s, M_t, T_{si}(i, j), T_{ti}(i, j)$ )
- Variáveis de saídas (*outputs*): temperaturas de saída tanto para o casco quanto para os tubos ( $T_{so}(i, j), T_{to}(i, j)$ )

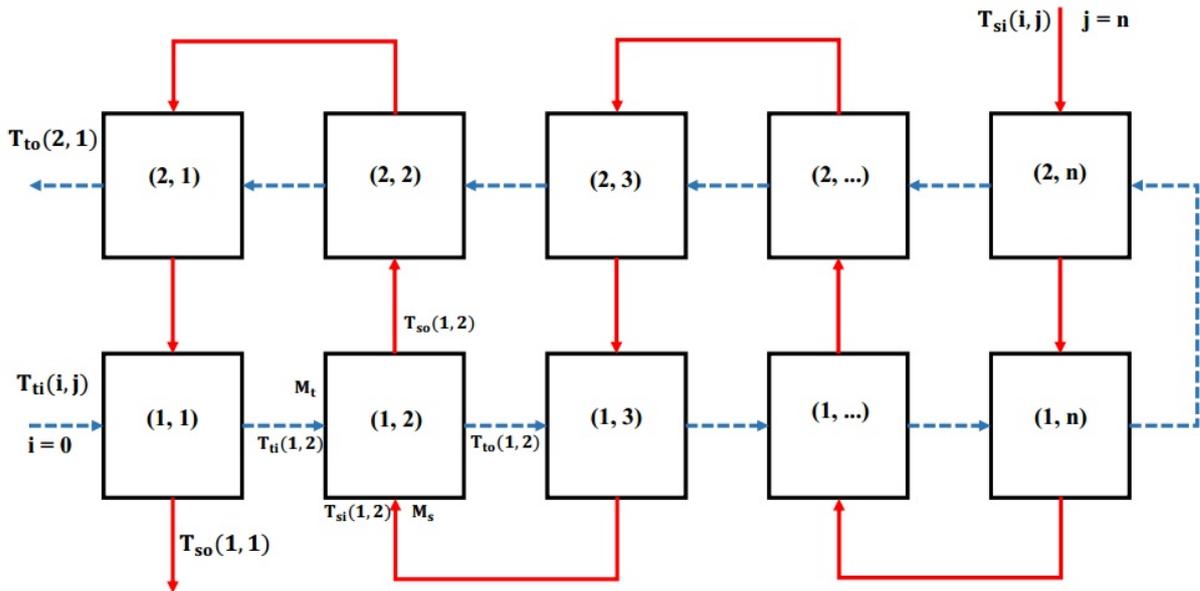


Figura 6: Relação de dependência entre as células para um TC do tipo 1-2

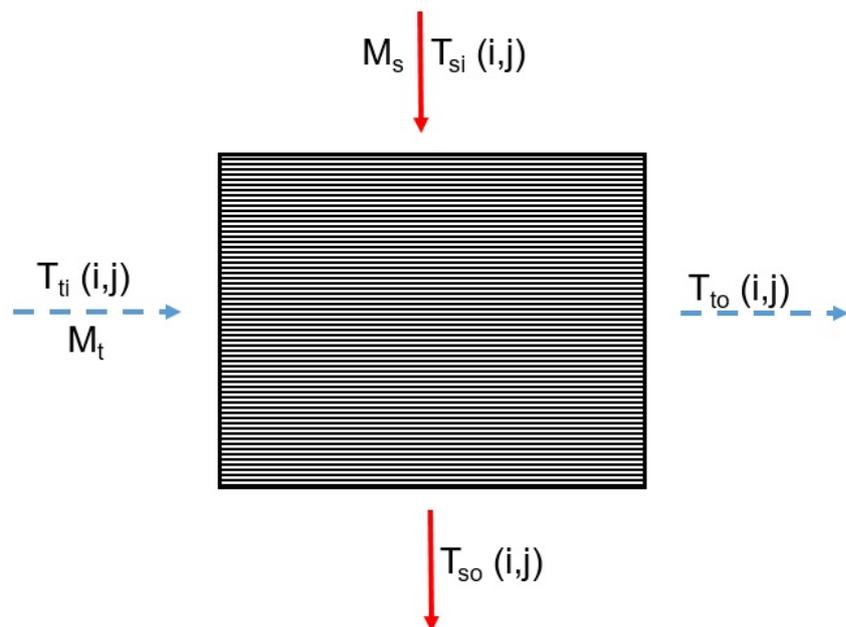


Figura 7: Variáveis de entrada e saída para a célula (i,j)

Para facilitar a visualização, pode-se rearranjar as Equações 3.33, 3.34 e 3.35 de tal modo que:

$$\frac{dT_{to}}{dt} = a_1 M_t (T_{ti} - T_{to}) + a_2 (T_{tw} - T_{to}) \quad (3.36)$$

$$\frac{dT_w}{dt} = a_3 (T_{to} - T_w) + a_4 (T_{so} - T_w) \quad (3.37)$$

$$\frac{dT_{so}}{dt} = a_5 M_s (T_{si} - T_{so}) + a_6 (T_{sw} - T_{so}), \quad (3.38)$$

nas quais as constantes  $a_1 - a_6$  são definidas por:

$$a_1 = \frac{1}{\rho_t \cdot V_t} \quad (3.39)$$

$$a_2 = \frac{n_b \cdot \pi \cdot D_1 \cdot l \cdot h_{ft}}{\rho_t \cdot C_{pt} \cdot V_t} \quad (3.40)$$

$$a_3 = \frac{n_b \cdot \pi \cdot D_1 \cdot l \cdot h_{ft}}{\rho_w \cdot C_{pw} \cdot V_w} \quad (3.41)$$

$$a_4 = \frac{n_b \cdot \pi \cdot D_2 \cdot l \cdot h_{fs}}{\rho_w \cdot C_{pw} \cdot V_w} \quad (3.42)$$

$$a_5 = \frac{1}{\rho_s \cdot V_s} \quad (3.43)$$

$$a_6 = \frac{n_b \cdot \pi \cdot D_2 \cdot l \cdot h_{fs}}{\rho_s \cdot C_{ps} \cdot V_s} \quad (3.44)$$

Como cada célula assume o formato de um semicilindro, os volumes referentes ao casco, tubos e parede dos tubos são calculados da seguinte forma, respectivamente:

$$V_s = \left( \frac{\pi \cdot D_3^2}{8} - \frac{\pi \cdot D_2^2 \cdot n_b}{4} \right) \cdot l \quad (3.45)$$

$$V_t = \frac{\pi \cdot D_1^2 \cdot l \cdot n_b}{4} \quad (3.46)$$

$$V_w = \frac{\pi \cdot (D_2^2 - D_1^2) \cdot l \cdot n_b}{4} \quad (3.47)$$

Nota-se que as Equações 3.36 e 3.38 apresentam o produto das variáveis de entrada ( $M_t$  e  $M_s$ ) com as variáveis de saída ( $T_{to}$  e  $T_{so}$ ) conferindo, portanto, um sistema dinâmico não-linear.

Para obter as funções de transferência será necessário, em primeiro lugar, linearizar as Equações 3.36 e 3.38 para, então, aplicar a Transformada de Laplace.

Uma aproximação linear pode ser obtida utilizando a expansão em série de Taylor truncada após o termo de primeira ordem. O ponto de referência para linearização é o ponto de operação no estado estacionário (definido pelo subscrito  $e$ ).

Para a Equação 3.36, sendo  $\frac{dT_{to}}{dt} = f_1(T_{ti}, T_{to}, T_w, M_t)$ , tem-se:

$$\frac{dT_{to}}{dt} = \frac{\partial f_1}{\partial T_{to}} \Big|_e (T_{to} - T_{toe}) + \frac{\partial f_1}{\partial T_{ti}} \Big|_e (T_{ti} - T_{tie}) + \frac{\partial f_1}{\partial M_t} \Big|_e (M_t - M_{te}) + \frac{\partial f_1}{\partial T_w} \Big|_e (T_w - T_{we}) \quad (3.48)$$

Nota-se que as variáveis de desvio surgem naturalmente após a expansão em série de Taylor. Para diferenciá-la será utilizada a barra acima da variável (por exemplo,  $\bar{T}_{to} = T_{to} - T_{toe}$ ).

Aplicando a TL com condições iniciais nulas, tem-se:

$$(s + a_1 M_{te} + a_2) \bar{T}_{to}(s) = a_1 M_{te} \bar{T}_{ti}(s) + a_1 (T_{tie} - T_{toe}) \bar{M}_t(s) + a_2 \bar{T}_w(s) \quad (3.49)$$

Realizando o mesmo procedimento com a Equação 3.37, referente ao balanço de energia na parede, com  $\frac{dT_w}{dt} = f_2(T_{to}, T_w, T_{so})$ , tem-se:

$$\frac{dT_w}{dt} = \left. \frac{\partial f_2}{\partial T_{to}} \right|_e (T_{to} - T_{toe}) + \left. \frac{\partial f_2}{\partial T_w} \right|_e (T_w - T_{we}) + \left. \frac{\partial f_2}{\partial T_{so}} \right|_e (T_{so} - T_{soe}) \quad (3.50)$$

Aplicando a TL com condições iniciais nulas, tem-se:

$$(s + a_3 + a_4) \bar{T}_w(s) = a_3 \bar{T}_{to}(s) + a_4 \bar{T}_{so}(s) \quad (3.51)$$

Por fim, para a equação de balanço de energia no casco, com  $\frac{dT_{so}}{dt} = f_3(T_{si}, T_{so}, T_w, M_s)$ :

$$\frac{dT_{so}}{dt} = \left. \frac{\partial f_3}{\partial T_{so}} \right|_e (T_{so} - T_{soe}) + \left. \frac{\partial f_3}{\partial T_{si}} \right|_e (T_{si} - T_{sie}) + \left. \frac{\partial f_3}{\partial M_s} \right|_e (M_s - M_{se}) + \left. \frac{\partial f_3}{\partial T_w} \right|_e (T_w - T_{we}) \quad (3.52)$$

E então, aplicando a TL com condições iniciais nulas:

$$(s + a_5 M_{se} + a_6) \bar{T}_{so}(s) = a_5 M_{se} \bar{T}_{si}(s) + a_5 (T_{sie} - T_{soe}) \bar{M}_s(s) + a_6 \bar{T}_w(s) \quad (3.53)$$

Com isso, as equações diferenciais do modelo dinâmico foram transformadas em equações algébricas no domínio de Laplace, formando um sistema de equações lineares.

Tem-se, portanto, três funções de transferência com relações de entrada e saída (Equações 3.49, 3.51 e 3.53). Eliminando algebricamente todas as saídas, exceto a saída desejada, repetindo o processo para as duas variáveis de saída e realizando o mesmo procedimento para as quatro variáveis de entrada, são geradas oito funções de transferência. Tais funções descrevem o efeito que cada variável de entrada exerce em cada variável de saída.

Assim, para cada célula  $(i, j)$ , tem-se as seguintes relações:

$$G_1(s) = \frac{\bar{T}_{so}}{\bar{M}_t} = \frac{a_1 a_3 a_6 (T_{tie} - T_{toe})}{(s + a_1 M_{te} + a_2) [(s + a_3 + a_4)(s + a_5 M_{se} + a_6) - a_4 a_6] - a_2 a_3 (s + a_5 M_{se} + a_6)} \quad (3.54)$$

$$G_2(s) = \frac{\bar{T}_{so}}{\bar{M}_s} = \frac{a_5(T_{soe} - T_{sie})}{s + a_5M_{se} + a_6 - a_4a_6(s + a_1M_{te} + a_2)[(s + a_3 + a_4)(s + a_1M_{te} + a_2) - a_2a_3]}^{-1} \quad (3.55)$$

$$G_3(s) = \frac{\bar{T}_{so}}{\bar{T}_{si}} = \frac{a_5M_{se}}{(s + a_5M_{se} + a_6) - a_4a_6(s + a_1M_{te} + a_2)[(s + a_3 + a_4)(s + a_1M_{te} + a_2) - a_2a_3]}^{-1} \quad (3.56)$$

$$G_4(s) = \frac{\bar{T}_{so}}{\bar{T}_{ti}} = \frac{a_1a_3a_6M_{te}}{(s + a_1M_{te} + a_2)[(s + a_3 + a_4)(s + a_5M_{se} + a_6) - a_4a_6] - a_2a_3(s + a_5M_{se} + a_6)} \quad (3.57)$$

$$G_5(s) = \frac{\bar{T}_{to}}{\bar{M}_t} = \frac{a_1(T_{tie} - T_{toe})}{s + a_1M_{te} + a_2 - a_2a_3(s + a_5M_{se} + a_6)[(s + a_3 + a_4)(s + a_5M_{se} + a_6) - a_4a_6]}^{-1} \quad (3.58)$$

$$G_6(s) = \frac{\bar{T}_{to}}{\bar{M}_s} = \frac{a_2a_4a_5(T_{sie} - T_{soe})}{(s + a_1M_{te} + a_2)[(s + a_3 + a_4)(s + a_5M_{se} + a_6) - a_4a_6] - a_2a_3(s + a_5M_{se} + a_6)} \quad (3.59)$$

$$G_7(s) = \frac{\bar{T}_{to}}{\bar{T}_{si}} = \frac{a_2a_4a_5M_{se}}{(s + a_1M_{te} + a_2)[(s + a_3 + a_4)(s + a_5M_{se} + a_6) - a_4a_6] - a_2a_3(s + a_5M_{se} + a_6)} \quad (3.60)$$

$$G_8(s) = \frac{\bar{T}_{to}}{\bar{T}_{ti}} = \frac{a_1M_{te}}{s + a_1M_{te} + a_2 - a_2a_3(s + a_5M_{se} + a_6)[(s + a_3 + a_4)(s + a_5M_{se} + a_6) - a_4a_6]}^{-1} \quad (3.61)$$

### 3.4 Implementação do Modelo

À medida que as temperaturas dos fluidos mudam ao longo do comprimento trocador de calor, todos os parâmetros termofísicos, como densidade, capacidade calorífica, viscosidade e condutividade térmica, assumem valores diferentes em cada

célula. Para prever a distribuição da temperatura ao longo do equipamento e, conseqüentemente, a variação de tais parâmetros, o TC foi simulado no *software* Aspen Exchanger Design & Rating V8.0 (EDR) do Aspen HYSYS. Embora o Aspen EDR não forneça o procedimento de cálculo detalhado, ele possui uma base de dados confiável que calcula com precisão a distribuição de temperatura local.

Portanto, cada trocador de calor projetado de acordo com o método descrito na Seção 3.1 foi simulado no Aspen EDR para prever a distribuição de temperaturas ao longo do comprimento do equipamento no estado estacionário, formando um conjunto de variáveis para cada célula  $(i, j)$ . Nesta etapa, o fator de resistência térmica à incrustação  $(R_f)$  utilizado pelo simulador foi o mesmo valor utilizado para o projeto mecânico do trocador de calor. Em suma, para cada equipamento simulado, o banco de dados de cada célula inclui:

- Temperatura dos fluidos  $(T_t(i, j)$  e  $T_s(i, j))$ ;
- Capacidade térmica de ambos os fluidos  $(C_{ps}(i, j)$  e  $C_{pt}(i, j))$ ;
- Densidade de ambos os fluidos  $(\rho_t(i, j)$  e  $\rho_s(i, j))$ ;
- Vazões mássicas  $(M_t$  e  $M_s)$ ;
- Coeficientes de película  $(h_t(i, j)$  e  $h_s(i, j))$

Visando simular a variação do coeficiente de película em diferentes períodos de operação, as seguintes relações foram utilizadas para os lados do casco e tubos, sendo o subscrito  $f$  referente ao coeficiente sob condições de incrustação:

$$h_{fs} = \frac{h_s}{h_s \cdot R_{fs} + 1} \quad (3.62)$$

$$h_{ft} = \frac{h_t}{h_t \cdot R_{ft} + 1} \quad (3.63)$$

Conforme mencionado anteriormente, para os propósitos deste trabalho são considerados cinco períodos de operação, variando  $R_f$  desde a condição totalmente limpa até a condição de máxima incrustação para cada fluido, simulando o comportamento dinâmico em diferentes estágios de operação ininterrupta.

De posse de todos os dados, um diagrama de blocos detalhado foi desenvolvido de modo a descrever as interdependências entre cada célula. A Figura 8 mostra em detalhe a célula  $(1, 1)$  implementada.

Através do ambiente Simulink do *software* MATLAB, o diagrama de blocos completo foi implementado como um subsistema, definindo o trocador de calor, alimentados pelas funções de transferência calculadas anteriormente pelas Equações 3.54 - 3.61.

A Figura 9 ilustra o diagrama final implementado no Simulink, com o trocador de calor sendo descrito através de um subsistema, a perturbação aplicada em uma variável de entrada e sendo monitorada a variável de saída desejada.

Em aplicações industriais, o tipo de perturbação mais utilizado em testes para avaliação de modelos é a perturbação degrau (*step*). Ela é caracterizada por uma mudança súbita de magnitude  $N$  em uma variável de processo ocorrida a partir do tempo  $t = 0$ :

$$u_s(t) = \begin{cases} 0, & t < 0 \\ N, & t \geq 0. \end{cases} \quad (3.64)$$

Na Equação 3.64,  $u_s(t)$  é uma variável de desvio, ou seja, representa a mudança da variável em relação ao seu valor no estado estacionário. A transformada de Laplace de uma perturbação degrau é:

$$u_s(s) = \frac{N}{s}. \quad (3.65)$$

Para análise da resposta dinâmica, foram aplicadas perturbações do tipo degrau nas variáveis de entrada do modelo. Então, foi avaliada a resposta nas variáveis de saída para diferentes períodos de operação.

As condições operacionais iniciais ocorrem quando as superfícies de troca de calor estão limpas, ou seja,  $R_f = 0$ . Em seguida,  $R_f$  aumenta gradualmente até o valor máximo para o qual o equipamento foi projetado.

Sumarizando a metodologia utilizada, o procedimento computacional é descrito em passos e a Figura 10 ilustra a sequência de eventos empregada para cada caso.

- Passo 1: Declarar os dados de entrada e os requisitos do processo (calor, temperatura do fluido e fluxos);
- Passo 2: Aplicar o procedimento de otimização para projetar o trocador de calor de acordo com os padrões TEMA para o custo mínimo de área;
- Passo 3: Executar uma simulação de estado estacionário no Aspen EDR para obter a distribuição da temperatura ao longo do comprimento trocador;

- Passo 4: Criar um diagrama de blocos para representar as células de modelagem e sua interdependência de acordo com o arranjo de fluxo e as propriedades geométricas obtidas no Passo 2;
- Passo 5: Criar um banco de dados com propriedades termofísicas para todas as células de modelagem;
- Passo 6: Calcular as funções de transferência, Equações 3.54 - 3.61, para cada célula;
- Passo 7: Simular a resposta para diferentes perturbações degrau nas condições iniciais da operação;
- Passo 8: Variar  $R_f$  com o tempo para simular diferentes períodos de operação;
- Passo 9: Avaliar o comportamento do sistema.

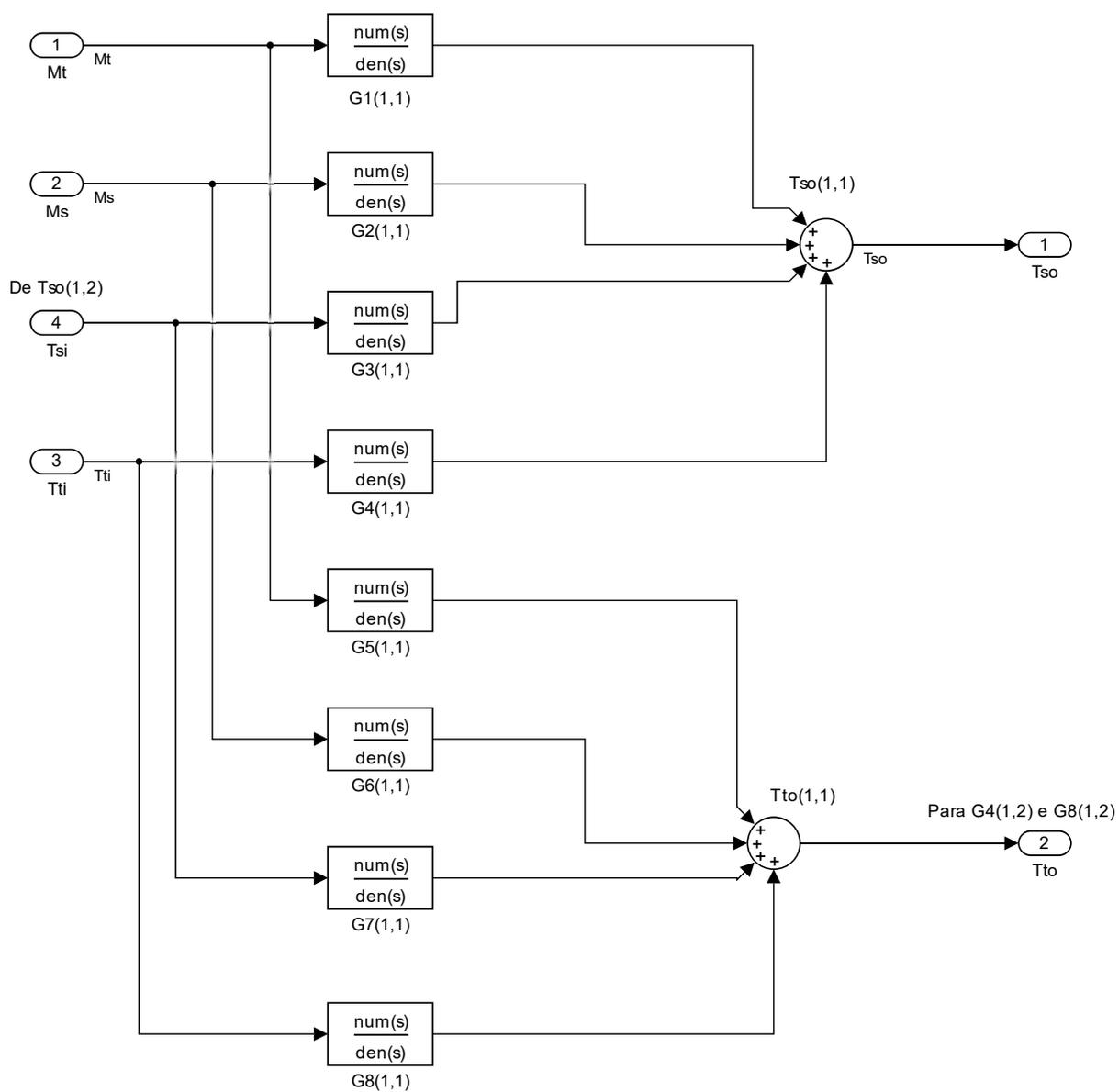


Figura 8: Detalhe da célula (1,1) e as relações entre as funções de transferência

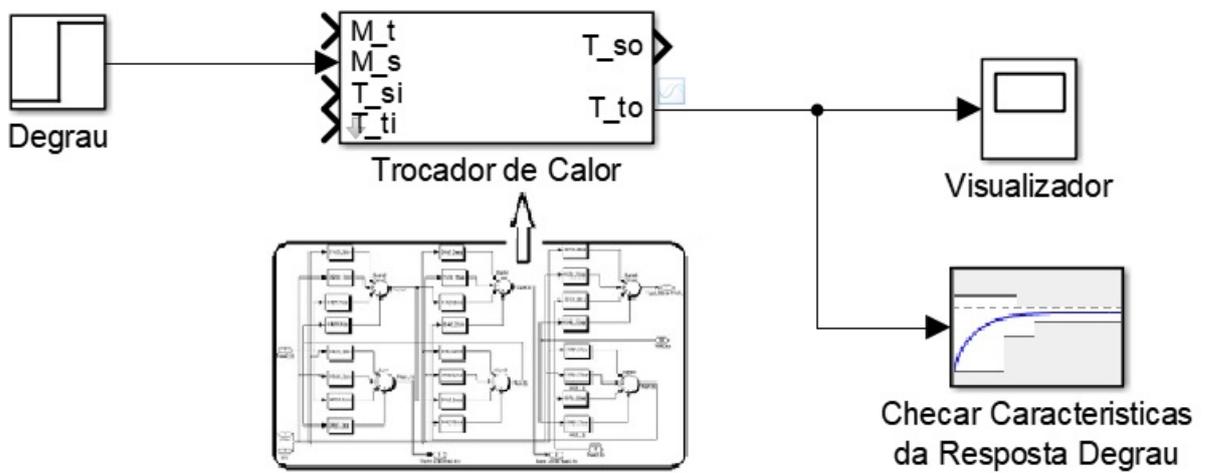


Figura 9: Diagrama de blocos implementado no Simulink para cada trocador de calor

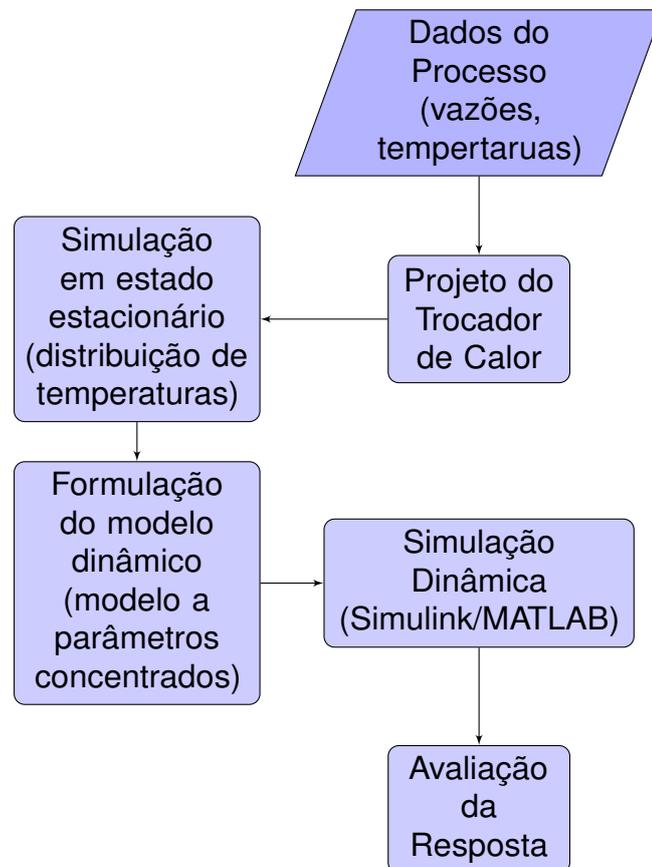


Figura 10: Procedimento computacional utilizado para análise dinâmica.

## 4 RESULTADOS

Três casos foram selecionados da literatura para projeto e avaliação dinâmica.

Em primeiro lugar, serão apresentados os resultados das variáveis mecânicas através do modelo descrito na Seção 3.1. As propriedades dos fluidos ao longo do trocador de calor serão obtidas posteriormente através do Aspen EDR.

Os casos selecionados foram:

- Caso 01: TC de 4,34MW para metanol - água salgada
- Caso 02: TC de 1,44MW para querosene - óleo cru
- Caso 03: TC de 0,46MW para água destilada - água industrial

Todos os casos foram estudados como problemas de otimização para projeto de trocadores de calor (CAPUTO et al., 2008; PATEL; RAO, 2010) e a Tabela 5 mostra os dados originais de cada problema.

Tabela 5: Dados de entrada e propriedades físicas para os estudos de casos

	$M$ (kg/s)	$T_i$ (°C)	$T_o$ (°C)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (kJ/kgK)	$\mu$ (Pa.s)	$k$ (W/m.K)	$R_f$ (m <sup>2</sup> K/W)
<b>Caso 01</b>								
Metanol	27,80	95,0	40,0	750,0	2,84	0,00034	0,19	0,00033
Água Salgada	68,90	25,0	40,0	995,0	4,20	0,00080	0,59	0,00020
<b>Caso 02</b>								
Querosene	5,52	199,0	93,3	850,0	2,47	0,00040	0,13	0,00061
Óleo Cru	18,80	37,8	76,7	995,0	2,05	0,00358	0,13	0,00061
<b>Caso 03</b>								
Água Destilada	22,07	33,9	29,4	995,0	4,18	0,00080	0,62	0,00017
Água Industrial	35,31	23,9	26,7	999,0	4,18	0,00092	0,62	0,00017

Fonte: Adaptado de Caputo et al. (2008).

A alocação de fluidos é definida pelo projetista antes de inicializar a rotina de otimização. Na Tabela 5, a primeira linha de cada caso corresponde ao lado do casco, enquanto que a segunda refere-se ao lado dos tubos.

Conforme mencionado na Seção 3.1, o objetivo é projetar o TC de acordo com os padrões TEMA com custo mínimo de área. Portanto, foram efetuadas as modificações no modelo proposto por Ravagnani e Caballero (2007) para minimizar a área da superfície troca térmica ao invés do custo operacional, definindo-se previamente a alocação do fluido quente no casco.

## 4.1 Resultados de Projeto

Os problemas de otimização foram implementados no *software* GAMS e resolvido usando o algoritmo *Branch and Bound* (SBB) para o conjunto de equações PNLMI e o CONOPT3 para os problemas de PNL. Em todos os casos, os modelos foram resolvidos em menos de 40 segundos de tempo de CPU. A Tabela 6 mostra os resultados obtidos.

Está além do escopo deste trabalho otimizar os custos de operação e, por consistência, os três estudos de caso foram tratados como problemas de minimização da área.

Embora os Casos 01, 02 e 03 tenham resultado em maiores áreas de troca térmica do que as obtidas pela literatura (CAPUTO et al., 2008) (3,5, 13 e 5,8% maiores, respectivamente), os aspectos mecânicos atendem aos padrões TEMA, levando a equipamentos mais realistas. Nos Casos 01 e 03, por exemplo, ao adequar os trocadores de calor obtidos com as normas TEMA, selecionando a configuração mais próxima possível da obtida pelos autores, as áreas de troca térmica resultantes serão maiores do que as propostas por este trabalho.

Para os fins do estudo dinâmico, as especificações preliminares para os equipamentos obtido por Caputo et al. (2008) não são recomendadas para avaliar seu comportamento em situações da vida real. Os aspectos mecânicos aqui propostos são coerentes e obedecem às normas-padrão que serão consideradas no projeto final de um equipamento real.

Tabela 6: Configurações mecânicas obtidas para os três estudos de caso

	Caso 01		Caso 02		Caso 03	
	Literatura	Este Trabalho	Literatura	Este Trabalho	Literatura	Este Trabalho
$A$ ( $m^2$ )	262,80	272,36	52,90	61,00	62,50	66,35
$L$ ( $m$ )	3,379	2,438	2,153	6,706	1,548	6,706
$N_{ip}$	2	2	2	2	2	2
$N_{bf}$	6	5	15	8	4	8
$n_b$	1658	1400	391	152	803	124
$D_1$ ( $mm$ )	11	23	19	19,05	15	23
$D_3$ ( $m$ )		1,372		0,356		0,406
$D_2$ ( $m$ )	0,83	1,4422	0,63	0,387	0,62	0,438
$pt$ ( $mm$ )	20	31,75	25	25,40	20	31,75

Em seguida, para a simulação em estado estacionário foi utilizado o pacote computacional *Aspen Exchanger Design & Rating* (Aspen EDR) do *software* ASPEN PLUS. Através do simulador, foi possível obter a distribuição de temperaturas dos fluidos ao longo do casco e dos tubos (Figuras 11, 12 e 13) bem como a variação das propriedades físicas (densidade, capacidade calorífica, viscosidade e condutividade

térmica) em vários pontos do trocador de calor. Os valores obtidos pela simulação irão compor um banco de dados para cada célula de modelagem, conforme elucidado anteriormente.

Foram especificados 20 pontos ao longo de cada trocador pra obtenção das propriedades físicas dos fluidos. Tal escolha foi feita para atender o número mínimo de células de modelagem (Equação 3.25): 12 células para o Caso 01 e 18 células para os Casos 02 e 03.

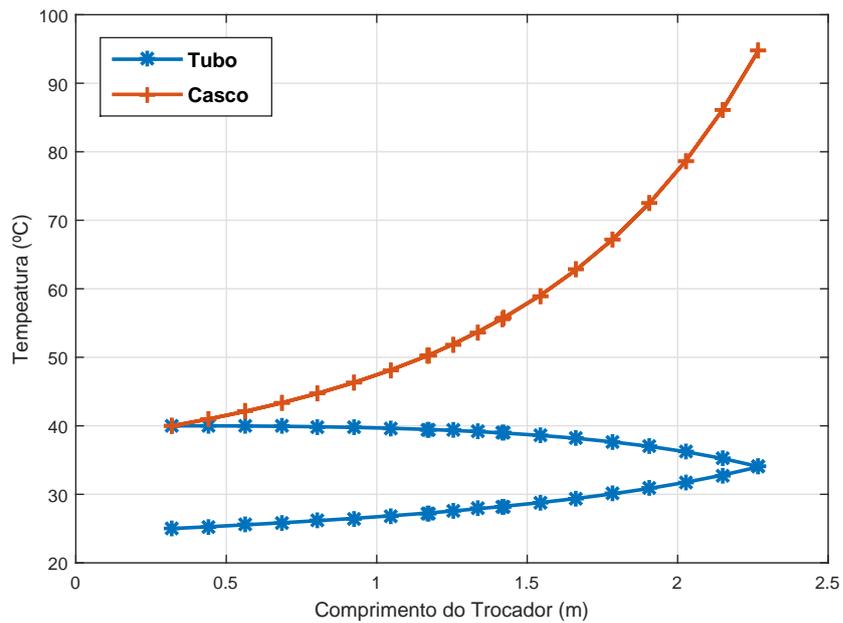


Figura 11: Distribuição de temperaturas para o Caso 01

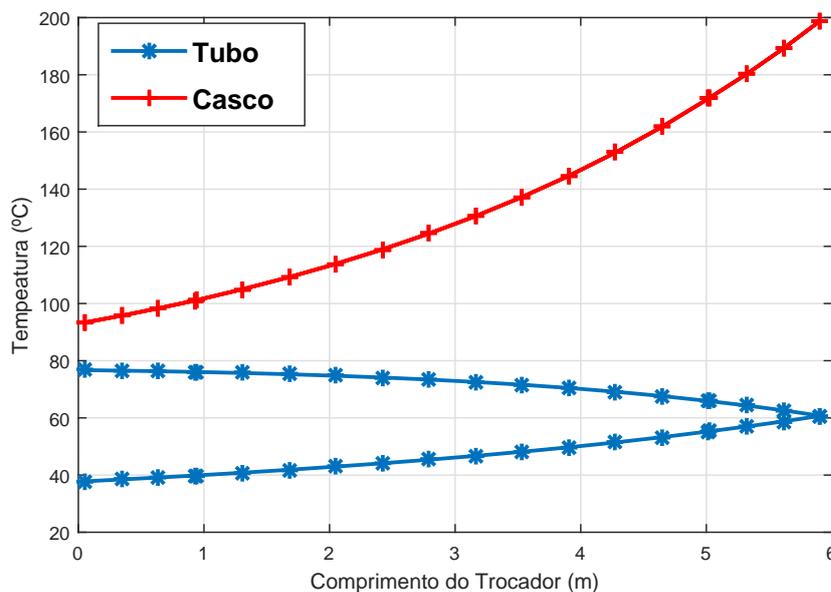


Figura 12: Distribuição de temperaturas para o Caso 02.

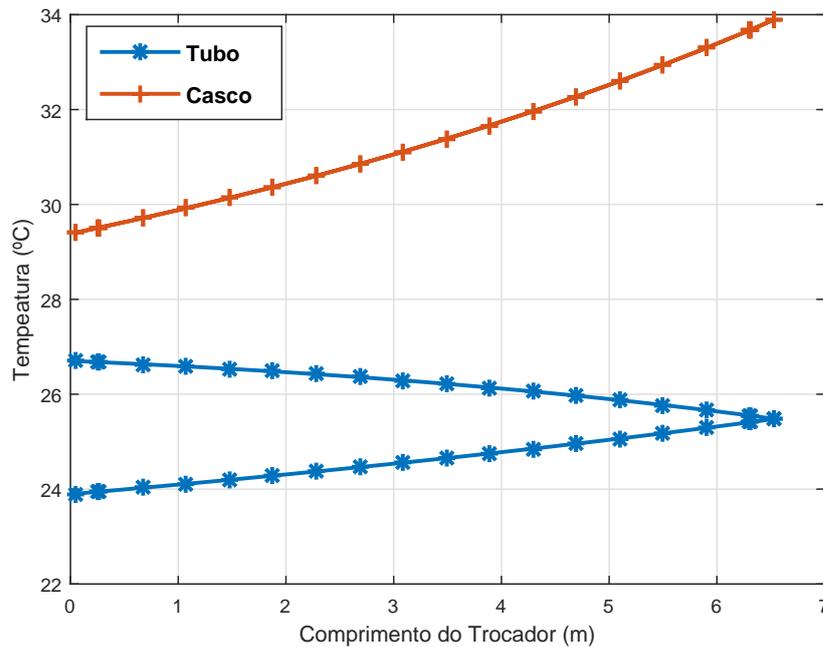


Figura 13: Distribuição de temperaturas para o Caso 03

## 4.2 Simulação e Análise Dinâmica

De posse de todos os dados necessários, foi implementado o modelo dinâmico para cada trocador de calor no MATLAB/Simulink. Para avaliação da influência do acúmulo de incrustações em diferentes situações operacionais, foram simuladas três abordagens:

1. Perturbação degrau de +5% na vazão de entrada do fluido quente ( $M_s$ ) e a influência na temperatura de saída do fluido frio ( $T_{to}$ );
2. Perturbação degrau de +5% na temperatura de entrada do fluido quente ( $T_{so}$ ) e a influência na temperatura de saída do fluido frio ( $T_{to}$ );
3. Perturbação degrau de +5% na vazão de entrada do fluido frio ( $M_f$ ) e a influência na temperatura de saída do fluido quente ( $T_{so}$ ).

As simulações foram efetuadas utilizando valores intermediários da faixa de  $R_f$ , visando avaliar o comportamento dinâmico em diferentes períodos de operação contínua do equipamento. A Tabela 7 mostra os valores de  $R_f$  que foram simulados em cada período.

A Figura 14 ilustra a resposta típica de um sistema linear de segunda ordem a uma perturbação degrau. Na Figura,  $L$  é o tempo morto,  $T$  é a constante de tempo e  $N$  é a amplitude do degrau.

Tabela 7: Valores de  $R_f$  para o casco e tubos utilizados em cada caso

Período	Caso 01		Caso 02		Caso 03	
	$R_{fs} \times 10^{-4}$ ( $m^2K/W$ )	$R_{ft} \times 10^{-4}$ ( $m^2K/W$ )	$R_{fs} \times 10^{-4}$ ( $m^2K/W$ )	$R_{ft} \times 10^{-4}$ ( $m^2K/W$ )	$R_{fs} \times 10^{-4}$ ( $m^2K/W$ )	$R_{ft} \times 10^{-4}$ ( $m^2K/W$ )
Limpo	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Em 35%	1,16	0,70	2,14	2,14	0,60	0,60
Em 50%	1,65	1,00	3,05	3,05	0,85	0,85
Em 85%	2,81	1,70	5,19	5,19	1,45	1,45
Em100%	3,30	2,00	6,10	6,10	1,70	1,70

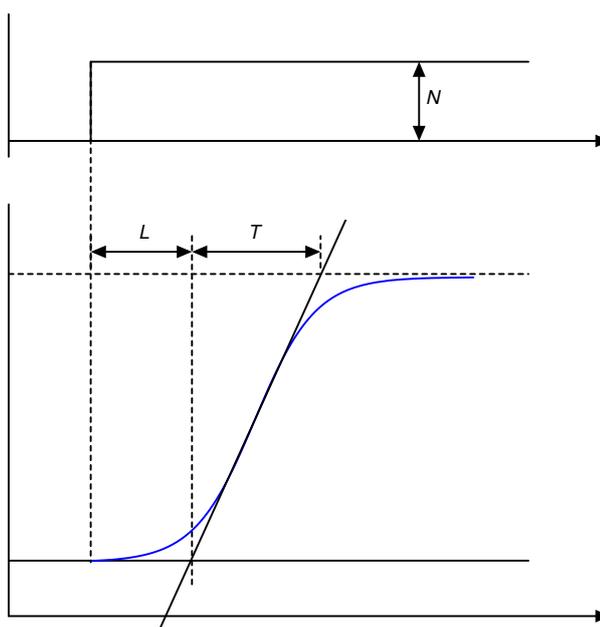


Figura 14: Resposta típica de um sistema em malha aberta

#### 4.2.1 Caso 01

O Caso 01 representa o trocador de calor com maior carga térmica dentre os três estudados. Foi aplicada uma perturbação de +5% na vazão de entrada do fluido quente e analisada a resposta em malha aberta.

A Figura 15 mostra que, conforme  $R_f$  aumenta, a temperatura de saída do fluido frio sofre a inércia imposta pela camada de incrustações e apresenta valores mais baixos. Nota-se, ainda, que a constante  $T$  aumenta de modo expressivo, mesmo que o tempo morto não tenha sofrido alterações significativas.

Quando a perturbação é simulada na temperatura de entrada do fluido quente, a influência na saída do fluido frio é menor do que no caso anterior, quando a perturbação é aplicada na vazão da mesma corrente. Porém, ao passar da condição de equipamento limpo para o início do acúmulo de incrustações, o impacto na temperatura do fluido escoando nos tubos é maior (Figura 16).

Então, foi alterada a variável de saída para  $T_{so}$  e a perturbação degrau foi

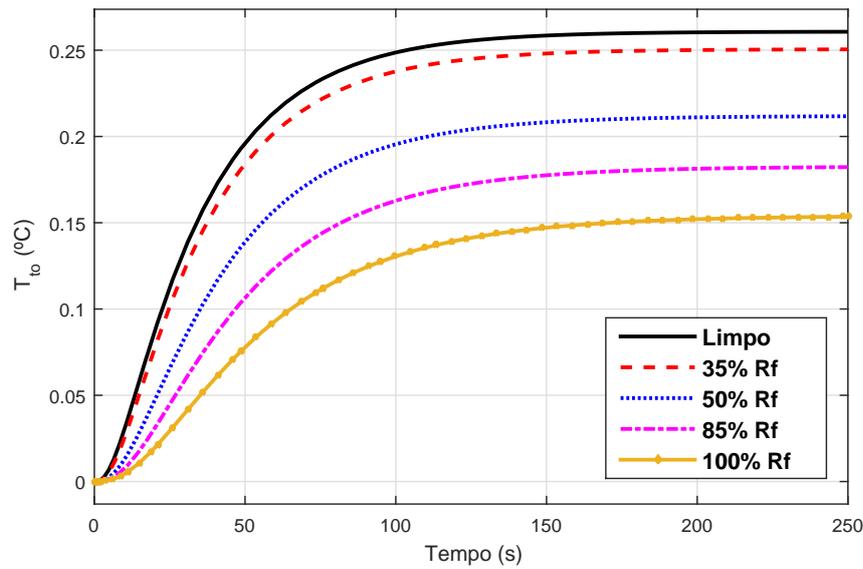


Figura 15: Resposta para o Caso 01 perturbação degrau na vazão de entrada do fluido quente (casco)

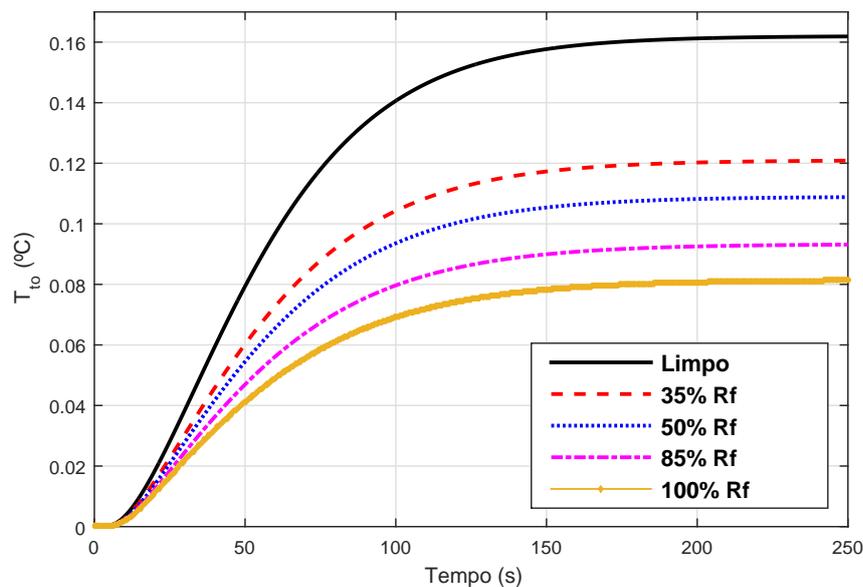


Figura 16: Resposta para o Caso 01 com perturbação degrau na temperatura de entrada do fluido quente (casco)

aplicada na vazão do fluido frio. Nota-se que o processo sofre mais com o efeito da inércia, aumentando o tempo necessário para estabilização do sistema. Na Figura 17 é possível perceber que, assim como na primeira simulação, a constante de tempo  $T$  apresentou mudanças significativas, principalmente após o período de 35% do valor do coeficiente de incrustação.

Vale ressaltar, também, que apesar de o tempo morto não apresentar comportamento muito diferente entre os dois primeiros casos, quando a perturbação ocorre

na vazão mássica do fluido frio, a qual é 2,5 vezes maior que a do fluido quente e apresenta capacidade calorífica mais alta, o sistema percebe o degrau de maneira mais rápida (quase instantânea) quando comparado com as perturbações ocorridas no lado do casco.

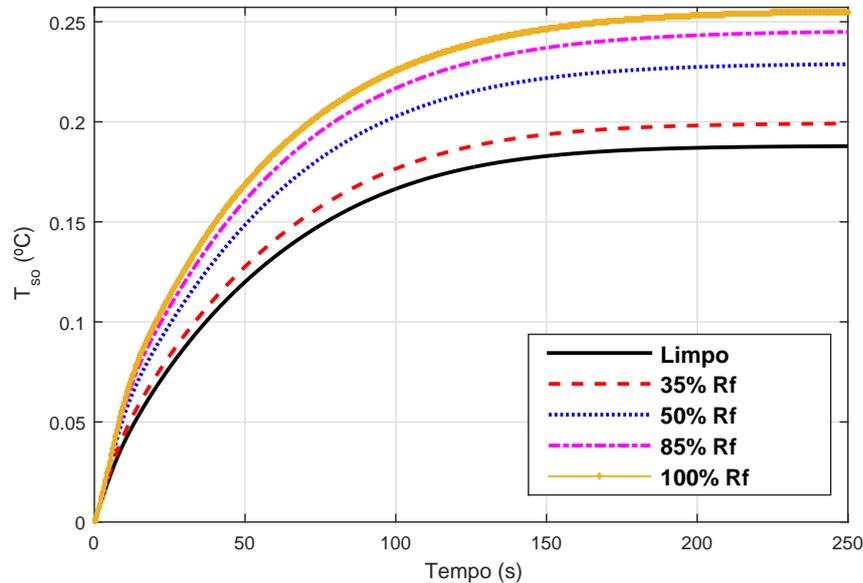


Figura 17: Resposta para o Caso 01 com perturbação degrau na vazão de entrada do fluido frio (tubos)

#### 4.2.2 Caso 02

Na Figura 18, a resposta mostra o comportamento da temperatura do fluido frio após uma perturbação degrau aplicada na vazão do fluido quente de +5%. Da condição limpa até o valor de 35% de  $R_f$ , o impacto da camada de incrustação na temperatura de saída do sistema é pequeno, tornando-se mais significativo principalmente a partir de 85% do valor de  $R_f$ . Novamente, a constante de tempo  $T$  apresenta mudanças consideráveis entre as condições inicial e final de operação, indicando um deterioramento da qualidade do sinal de saída.

Na simulação posterior, Figura 19, foi observado novamente o comportamento da temperatura de saída do fluido frio, porém aplicando uma perturbação na temperatura de entrada do fluido quente. O tempo morto é um pouco maior do que no caso anterior, no entanto, a diferença entre a curva relativa ao equipamento limpo e a primeira após iniciar a formação de incrustações é expressiva, indicando mudanças consideráveis na constante de tempo.

Na última simulação deste caso, Figura 20, nota-se que o tempo de subida e estabilização do sinal foi reduzido em relação às simulações anteriores. Tal fato pode ser explicado devido à baixa vazão da corrente quente, fazendo com que o

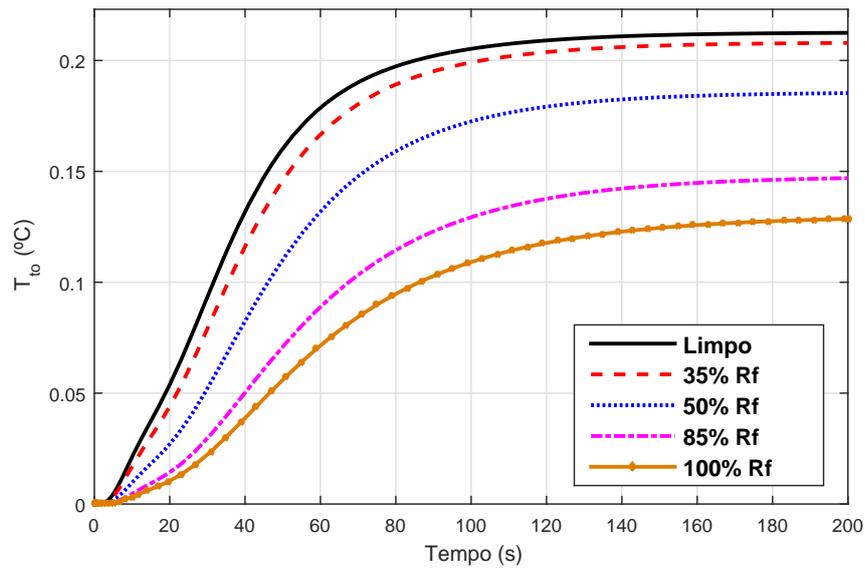


Figura 18: Resposta para o Caso 02 perturbação degrau na vazão de entrada do fluido quente (casco)

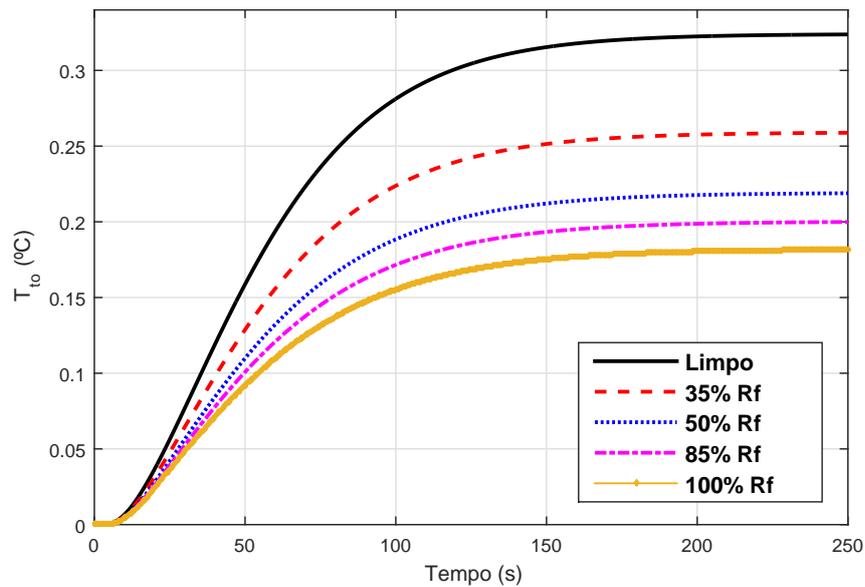


Figura 19: Resposta para o Caso 02 com perturbação degrau na temperatura de entrada do fluido quente (casco)

tempo necessário até o sistema perceber a mudança (tempo morto) e estabilizar a temperatura fosse maior. A constante de tempo não apresenta grandes variações como nas simulações anteriores, indicando que a formação de incrustações tem um efeito menor neste caso. Especificamente, na Figura 20 o efeito de  $R_f$  é pequeno quando considerada a faixa de 35 – 100% da condição de incrustação, sendo mais notável na faixa compreendida entre o equipamento limpo até o início do acúmulo de depósitos.

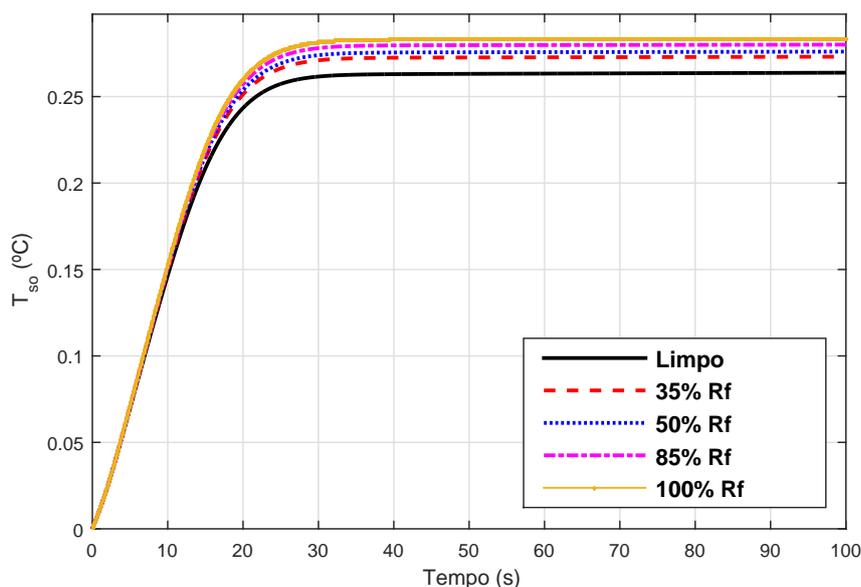


Figura 20: Resposta para o Caso 02 com perturbação degrau na vazão de entrada do fluido frio (tubos)

### 4.2.3 Caso 03

O Caso 03 trata do trocador de calor entre água industrial e destilada. Dentre os casos estudados, é o que apresenta menor carga térmica porém os fluidos possuem capacidades caloríficas relativamente altas se comparadas aos demais casos.

A Figura 21 ilustra o comportamento da temperatura de saída da corrente fria após uma perturbação na vazão de entrada do fluido quente no casco. Assim como nos demais casos simulados para essa perturbação, a resposta do sistema é progressivamente afetada, com diferenças substanciais entre a condição limpa e totalmente incrustada.

Quando a perturbação ocorre na temperatura de entrada do fluido quente, a Figura 22 mostra que o tempo de subida é menor e o sistema percebe mais rapidamente o sinal enviado. Após atingir 50% do valor de  $R_f$  máximo, no entanto, a diferença na variável  $T_{to}$  é muito pequena, com mudanças mais expressivas entre o equipamento limpo e 35% de  $R_f$ . Esse pode ser considerado o período mais crítico para operação, onde o sistema pode sofrer mais com variações na temperatura de entrada do fluido quente.

Quando a vazão de entrada do fluido frio é perturbada, a Figura 23 mostra que o período mais crítico ocorre entre 50 e 85% de  $R_f$ , mesmo que todas as curvas apresentem alterações na constante de tempo  $T$ . O tempo de subida é próximo do caso anterior, indicando que o atraso por transporte é mais evidente quando a perturbação ocorre na vazão do fluido quente, exigindo mais tempo para estabilização da variável

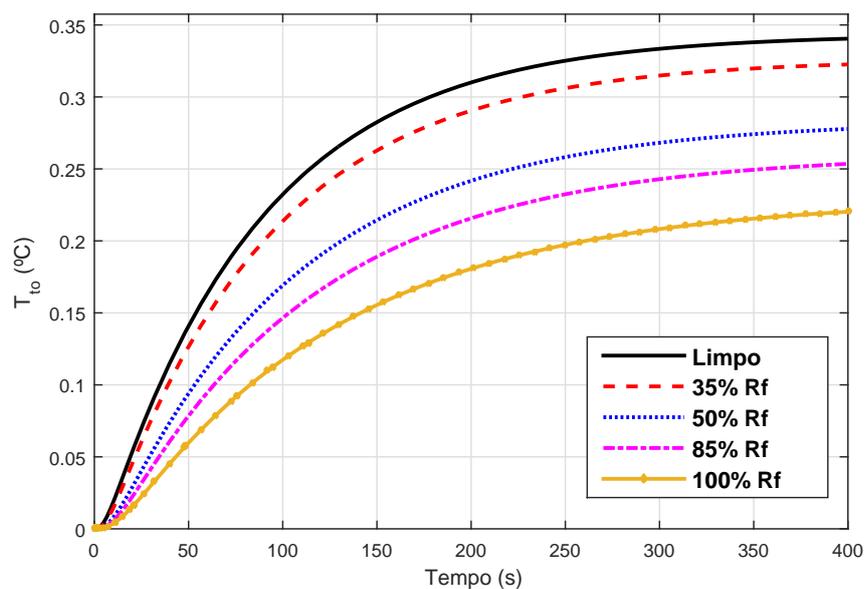


Figura 21: Resposta para o Caso 03 perturbação degrau na vazão de entrada do fluido quente (casco)

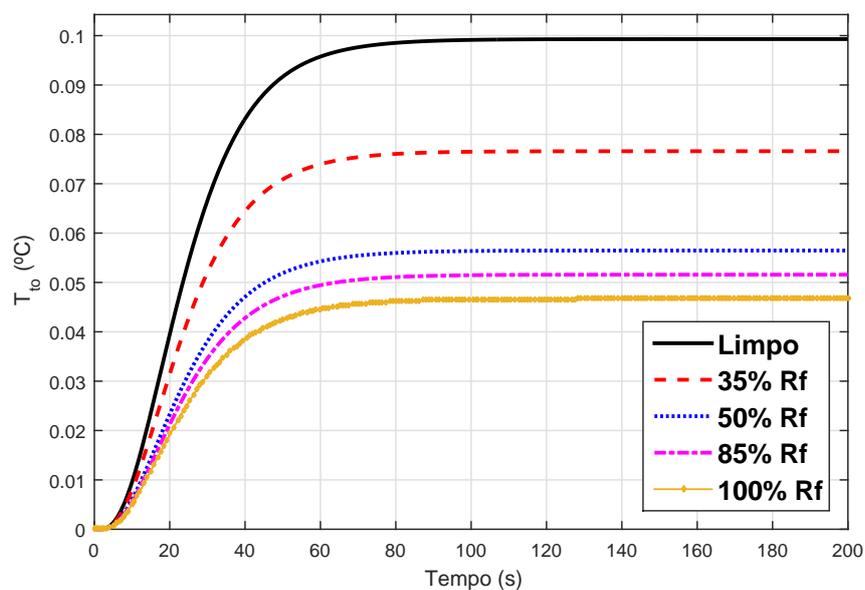


Figura 22: Resposta para o Caso 03 com perturbação degrau na temperatura de entrada do fluido quente (casco)

de saída.

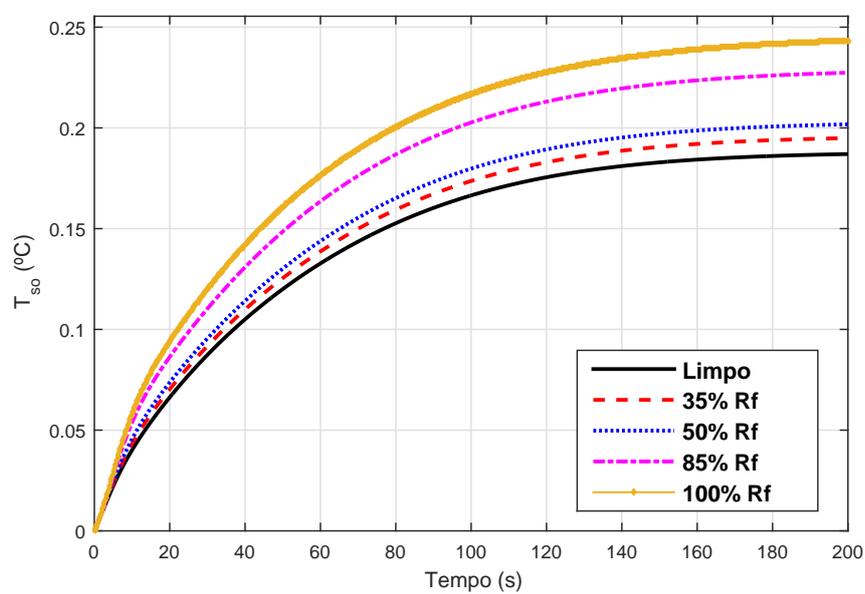


Figura 23: Resposta para o Caso 03 com perturbação degrau na vazão de entrada do fluido frio (tubos)

# 5 CONCLUSÕES

A partir da revisão bibliográfica realizada, foi possível notar que o acúmulo de incrustações em trocadores de calor tem sido um assunto amplamente discutido, em especial no que concerne à mitigação da formação de incrustações, modelos que descrevam seu comportamento e problemas de otimização de escalas para limpeza.

Porém, existe uma lacuna considerável no que se refere à identificação e avaliação da influência do acúmulo de incrustações no comportamento dinâmico de trocadores de calor. O modelo a parâmetros concentrados utilizado, considerando o conceito de células de modelagem, mostrou-se satisfatório para estudos dinâmicos, sendo o mais popular na literatura neste campo devido à simplicidade das ODEs que o descrevem e da flexibilidade de modelagem para qualquer tipo de geometria ou disposição de fluxo.

Iniciando com um projeto realista do equipamento, com todas as variáveis otimizadas de acordo com as normas TEMA (diâmetro de casco, comprimento de tubos, *pitch*, diâmetros interno e externo dos tubos, número de passes, número de chicanas e quantidade de tubos) de modo a evitar o ajuste posterior de tais parâmetros, e seguindo para simulação dinâmica no MATLAB/Simulink, foi possível analisar o comportamento de três trocadores diferentes com três perturbações comuns da indústria.

As simulações realizadas mostraram que, para compensar os efeitos do aumento da camada de incrustações, o processo irá requerer uma demanda maior de utilidades e, não obstante, gerará custos adicionais relativos a investimentos de capital e operação.

Além disso, as respostas em malha aberta sugerem que tanto as perturbações realizadas na vazão ou temperatura das correntes podem levar a perdas consideráveis na qualidade do sinal de saída sem estabelecer, porém, um padrão, visto que os valores de  $R_f$  considerados afetam de modo diferente cada um dos casos.

O trabalho contribuiu diretamente para o desenvolvimento e implementação de um modelo dinâmico adequado e confiável, possuindo ainda simplicidade de processamento computacional, mostrando-se promissor para análises dinâmicas de processos mais complexos e sendo capaz de promover uma análise qualitativa direta dos casos estudados.

## 5.1 Sugestões para Trabalhos Futuros

No desenvolver deste estudo, foram levantados alguns pontos para expansão da análise e oportunidades para continuação da pesquisa:

1. Aplicação da simulação em sistemas com dados reais da variação de  $R_f$  com o tempo;
2. Desenvolver um método capaz de quantificar a perda de eficiência energética devido à incrustação;
3. Expandir a análise para uma rede completa de trocadores de calor, avaliando o impacto no processo como um todo;
4. Testar o sistema em malha fechada, analisando o desempenho do controlador em diferentes períodos de operação;
5. Desenvolver um modelo capaz de prever o melhor momento de intervenções para limpeza de modo a minimizar as perdas energéticas e os custos operacionais.

# REFERÊNCIAS

- ASSIS, B. C. G. et al. Dynamic Optimization of the Flow Rate Distribution in Heat Exchanger Networks for Fouling Mitigation. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, v. 54, n. 25, p. 6497–6507, 2015. ISSN 0888-5885. Citado na página 11.
- BLACKWELL, W. W.; HAYDU, L. Calculating the correct  $\text{Lmtd}$  in shell-and-tube heat exchangers. *Chem. Eng.*, v. 88, p. 101–106, 1981. Citado na página 17.
- BOTT, T. R. *Fouling of Heat Exchangers*. New York, USA: Elsevier Science & Technology Books, 1995. Citado 2 vezes nas páginas 8 e 9.
- CAPUTO, A. C.; PELAGAGGE, P. M.; SALINI, P. Heat exchanger design based on economic optimisation. *Applied Thermal Engineering*, v. 28, n. 10, p. 1151–1159, 2008. ISSN 13594311. Citado 2 vezes nas páginas 37 e 38.
- CAPUTO, A. C.; PELAGAGGE, P. M.; SALINI, P. Joint economic optimization of heat exchanger design and maintenance policy. *Applied Thermal Engineering*, v. 31, n. 8-9, p. 1381–1392, 2011. ISSN 13594311. Citado na página 11.
- CHAUDHURI, P. D.; DIWEKAR, U. M.; LOGSDON, J. S. An automated approach for the optimal design of heat exchangers. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, v. 36, n. 9, p. 3685–3693, 1997. Citado na página 4.
- CHEN, J. J. Letter to the editor: comments on improvement on a replacement for the logarithmic mean. *Chemical Engineering Science*, v. 42, n. 7, p. 2488, 1987. Citado na página 17.
- COLETTI, F.; MACCHIETTO, S. A dynamic, distributed model of shell-and-tube heat exchangers undergoing crude oil fouling. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, v. 50, n. 8, p. 4515–4533, 2011. Citado na página 11.
- DIAZ-BEJARANO, E.; COLETTI, F.; MACCHIETTO, S. A new dynamic model of crude oil fouling deposits and its application to the simulation of fouling-cleaning cycles. *AIChE Journal*, v. 62, n. 1, p. 90–107, jan 2016. ISSN 00011541. Citado na página 11.
- DOBOS, L.; ABONYI, J. Controller tuning of district heating networks using experiment design techniques. *Energy*, Elsevier Ltd, v. 36, n. 8, p. 4633–4639, 2011. Citado 2 vezes nas páginas 24 e 27.
- ESAWY, M.; MALAYERI, M. R.; MÜLLER-STEINHAGEN, H. Crystallization fouling of finned tubes during pool boiling: effect of fin density. *Heat and Mass Transfer*, v. 46, n. 10, p. 1167–1176, 2010. ISSN 0947-7411. Citado na página 10.
- GEORGIADIS, M.; PAPAGEORGIOU, L. Optimal Energy and Cleaning Management in Heat Exchanger Networks Under Fouling. *Chemical Engineering Research and Design*, v. 78, n. 2, p. 168–179, 2000. ISSN 02638762. Citado 2 vezes nas páginas 1 e 11.
- GONÇALVES, C. d. O.; COSTA, A. L. H.; BAGAJEWICZ, M. J. Shell and tube heat exchanger design using mixed-integer linear programming. *AIChE Journal*, v. 63, n. 6, p. 1907–1922, 2017. ISSN 1547-5905. Citado na página 4.

- ISHIYAMA, E. M.; PATERSON, W. R.; WILSON, D. I. Optimum cleaning cycles for heat transfer equipment undergoing fouling and ageing. *Chemical Engineering Science*, v. 66, n. 4, p. 604–612, 2010. Citado na página 11.
- KAKAÇ, S.; LIU, H.; PRAMUANJAROENKIJ, A. *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design*. 3rd edition. ed. [S.l.]: CRC Press, 2012. Citado na página 15.
- KERN, D.; SEATON, R. A theoretical analysis of thermal surface fouling. *British Chemical Engineering*, v. 4, n. 5, p. 258–262, 1959. Citado 2 vezes nas páginas 12 e 13.
- KERN, D. Q. *Process Heat Transfer*. New York, USA: McGraw Hill, 1950. Citado na página 4.
- MARKOWSKI, M.; TRAFICYNSKI, M.; URBANIEC, K. Identification of the influence of fouling on the heat recovery in a network of shell and tube heat exchangers. *Applied Energy*, Elsevier Ltd, v. 102, p. 755–764, 2013. Citado na página 1.
- MATHISEN, K. W.; MORARI, M.; SKOGESTAD, S. Dynamic models for heat exchangers and heat exchanger networks. *Computers and Chemical Engineering*, v. 18, p. S459–S463, 1994. Citado 3 vezes nas páginas 22, 24 e 27.
- MIZUTANI, F. T. et al. Mathematical Programming Model for Heat-Exchanger Network Synthesis Including Detailed Heat-Exchanger Designs . 1 . Shell-and-Tube Heat-Exchanger Design. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, v. 42, n. 17, p. 4009–4018, 2003. Citado 2 vezes nas páginas 6 e 17.
- MÜLLER-STEINHAGEN, H. Heat Transfer Fouling: 50 Years After the Kern and Seaton Model. *Heat Transfer Engineering*, v. 32, n. 1, p. 1–13, 2011. ISSN 01457632. Citado 3 vezes nas páginas 9, 12 e 13.
- MÜLLER-STEINHAGEN, H.; MALAYERI, M. R.; WATKINSON, A. P. Heat Exchanger Fouling: Mitigation and Cleaning Strategies. *Heat Transfer Engineering*, v. 32, n. 3-4, p. 189–196, 2011. ISSN 0145-7632. Citado na página 10.
- MURALIKRISHNA, K.; SHENOY, U. Heat Exchanger Design Targets for Minimum Area and Cost. *Chemical Engineering Research and Design*, v. 78, n. 2, p. 161–167, 2000. Citado na página 4.
- NAKAO, A. et al. Incorporating Fouling Modeling into Shell-and-Tube Heat Exchanger Design. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, v. 56, p. 4377–4385, 2017. Citado na página 13.
- PATEL, V. K.; RAO, R. V. Design optimization of shell-and-tube heat exchanger using particle swarm optimization technique. *Applied Thermal Engineering*, Elsevier Ltd, v. 30, n. 11-12, p. 1417–1425, 2010. ISSN 13594311. Citado 2 vezes nas páginas 4 e 37.
- PONCE-ORTEGA, J. M.; SERNA-GONZÁLEZ, M.; JIMÉNEZ-GUTIÉRREZ, A. Use of genetic algorithms for the optimal design of shell-and-tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, Elsevier Ltd, v. 29, n. 2-3, p. 203–209, 2009. Citado na página 4.

- RAVAGNANI, M. A. S. S.; CABALLERO, J. A. A MINLP Model for the Shell and Tube Heat Exchangers Design Using TEMA Standards. *Chemical Engineering Research and Design*, v. 85(A10), p. 1423–1435, 2007. Citado 7 vezes nas páginas 4, 5, 6, 15, 16, 21 e 37.
- ROETZEL, W.; LI, M.; LUO, C. X. Dynamic behaviour of heat exchangers. *Advanced Computational Methods in Heat Transfer*, 2002. Citado 2 vezes nas páginas 13 e 22.
- ROETZEL, W.; XUAN, Y. Transient behavior of multipass shell-and-tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 35, p. 703–710, 1992. Citado na página 13.
- TABOREK, J. *Shell-and-Tube Heat Exchangers*. [S.l.]: Newport: Hemisphere publishing, 1983. Citado na página 5.
- TEMA. *Standards of the Tubular Exchangers Manufacturers Association*. 9th. ed. New York, 2007. Citado 6 vezes nas páginas 1, 6, 9, 10, 18 e 20.
- TIAN, J.; WANG, Y.; FENG, X. Simultaneous optimization of flow velocity and cleaning schedule for mitigating fouling in refinery heat exchanger networks. *Energy*, Elsevier Ltd, v. 109, p. 1118–1129, 2016. ISSN 03605442. Citado 2 vezes nas páginas 11 e 12.
- TRAFICZYNSKI, M. et al. The influence of fouling on the dynamic behavior of PID-controlled heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, v. 109, p. 727–738, 2016. ISSN 13594311. Citado 3 vezes nas páginas 11, 14 e 24.
- VARBANOV, P. S.; KLEMEŠ, J. J.; FRIEDLER, F. Cell-based dynamic heat exchanger models-direct determination of the cell number and size. *Computers and Chemical Engineering*, v. 35, n. 5, p. 943–948, 2011. Citado 4 vezes nas páginas 22, 23, 24 e 26.
- VARGA, E. I.; HANGOS, K. M.; SZIGETI, F. Controllability and observability of heat exchanger networks in the time-varying parameter case. *Control Engineering Practice*, v. 3, n. 10, p. 1409–1419, 1995. Citado 2 vezes nas páginas 13 e 24.
- YANG, M.; CRITTENDEN, B. Fouling thresholds in bare tubes and tubes fitted with inserts. *Applied Energy*, Elsevier Ltd, v. 89, n. 1, p. 67–73, 2012. ISSN 03062619. Citado na página 11.
- ZIEGLER, J. G.; NICHOLS, N. B. Optimum settings for automatic controllers. *Trans. ASME*, v. 64, n. 11, p. 759–765, 1942. Citado na página 14.