Universidade do Estado do Rio de Janeiro
Centro de Tecnologia e Ciências
Instituto de Química

Aline Rayboltt da Cruz Souza

Simulação termo-hidráulica de sistemas de água de resfriamento sujeitos à deposição

Rio de Janeiro
2015

Aline Rayboltt da Cruz Souza

Simulação termo-hidráulica de sistemas de água de resfriamento sujeitos à deposição

Dissertação apresentada, como requisito parcial para a obtenção do grau de Mestre, ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química, da Universidade do Estado do Rio de Janeiro. Área de concentração: Processos Químicos, Petróleo e Meio Ambiente.

Orientador: Prof. Dr. André Luiz Hemerly Costa

Rio de Janeiro

2015

CATALOGAÇÃO NA FONTE
UERJ/REDE SIRIUS/CTC/Q

S729 Souza, Aline Rayboltt da Cruz.
Simulação termo-hidráulica de sistemas de água de resfriamento sujeitos à deposição. / Aline Rayboltt da Cruz Souza - 2015.
121 f.

Orientador: André Luiz Hemerly Costa.

Dissertação (mestrado) – Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Instituto de Química.

1. Água - Resfriamento - Teses. 2. Deposição – Teses. 3. Simulação e otimização - Teses I. Costa, André Luiz Hemerly Costa. Universidade do Estado do Rio de Janeiro. Instituto de Química. IV. Título.

CDU 628.162

Autorizo, apenas para fins acadêmicos e científicos, a reprodução total ou parcial desta tese.

_____ _____

Assinatura Data

Aline Rayboltt da Cruz Souza

Simulação termo-hidráulica de sistemas de água de resfriamento sujeitos à deposição

Dissertação apresentada, como requisito parcial para a obtenção do grau de Mestre, ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química, da Universidade do Estado do Rio de Janeiro. Área de concentração: Processos Químicos, Petróleo e Meio Ambiente.

Aprovada em 04 de dezembro de 2015.

Banca Examinadora:

_____

Prof. Dr. André Luiz Hemerly Costa (orientador)

Instituto de Química – UERJ

_____

Prof.ª Dra. Heloísa Lajas Sanches

Escola de Química – UFRJ

_____

Prof. Dr. Eduardo Rocha de Almeida Lima

Instituto de Química – UERJ

_____

Prof. Dr. André Luís Alberton

Instituto de Química – UERJ

Rio de Janeiro

2015

AGRADECIMENTOS

A Deus, pela vida e por ter me dado força para conseguir chegar ao fim desta caminhada.

Aos meus pais Aldery e Angela, pelo amor, carinho e compreensão, que sempre me dedicaram, apoiando e incentivando todas as minhas escolhas.

Ao meu namorado Ricardo Faustino, pelo carinho, apoio e companheirismo. Obrigada por estar sempre ao meu lado!

Ao orientador André Luiz Hemerly Costa, pela amizade, pelos ensinamentos, pela extrema paciência, pela dedicação, pelo seu exemplo como professor e pesquisador e pelo grande incentivo.

Às minhas amigas desde a graduação, Luana Ventura Baia e Rachel Luiza da Silva, que me acompanharam no mestrado. Obrigada por terem compartilhado esta caminhada comigo, foi muito melhor com vocês por perto!

À minha amiga, Michaela, pelo carinho, incentivo e compreensão.

Aos meus amigos e familiares, pela paciência e compreensão da grande importância que foi este mestrado para mim.

À aluna de graduação, Ana Carla Valente, pela colaboração no início deste trabalho.

À CAPES, pelo apoio financeiro.

E tantos outros, que de alguma forma contribuíram para o presente trabalho.

RESUMO

SOUZA, Aline Rayboltt da Cruz. *Simulação termo-hidráulica de sistemas de água de resfriamento sujeitos à deposição*, Brasil, 2015. 121 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - Instituto de Química, Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2015.

Sistemas de água de resfriamento são formados por um conjunto de resfriadores conectados através de uma rede de tubulações a uma torre de resfriamento acoplada a uma bomba. Estes sistemas são responsáveis por remover calor das correntes de processo, transferindo-o para o ambiente. Ao longo do tempo de operação, os resfriadores estão sujeitos ao acúmulo de depósitos na superfície de transferência de calor, causando perda na efetividade térmica e redução na área transversal disponível para o escoamento. No presente trabalho, foi desenvolvida uma simulação pseudo-estacionária do modelo termo-hidráulico de sistemas de água de resfriamento. Esta modelagem é composta por um sistema de equações algébrico-diferenciais, contemplando o modelo diferencial hidráulico e térmico dos trocadores de calor, as equações hidráulicas e térmicas da rede de tubulações, as equações da torre de resfriamento e o modelo diferencial da taxa de crescimento da resistência térmica de depósito para a água de resfriamento. A finalidade desta simulação é prever o comportamento das principais variáveis térmicas e hidráulicas do sistema afetado pela deposição ao longo do tempo de operação. A simulação foi aplicada em dois exemplos de sistemas de distribuição de água de resfriamento, um contendo apenas um resfriador e outro contemplando uma rede de resfriadores. Entre os principais resultados, verificou-se a não uniformidade na distribuição da resistência térmica de depósito ao longo da área de troca térmica nos resfriadores e a importância da análise simultânea da interação entre os diferentes elementos da rede. A ferramenta computacional desenvolvida pode ser um recurso útil para a análise da operação de sistemas de água de resfriamento.

Palavras-chave: Sistemas de água de resfriamento. Redes de trocadores de calor. Simulação. Deposição.

ABSTRACT

SOUZA, Aline Rayboltt da Cruz. *Thermohydraulic simulation of cooling water systems subjected to fouling*, Brasil, 2015. 121 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - Instituto de Química, Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2015.

Cooling water systems are composed of a set of coolers connected through a pipe network to a cooling tower coupled to a pump. These systems are responsible to remove heat from the process streams, transferring it to the environment. During the operation time, the coolers are subjected to the accumulation of deposits over the thermal surface, causing loss of thermal effectiveness and reduction of available transversal flow area. In the current work, a pseudo-stationary simulation was developed of the thermo-hydraulic model of cooling water systems. This modelling is composed of a system of differential algebraic equations, containing the differential thermal and hydraulic model of the heat exchangers, the hydraulic and thermal equations of the pipe network, the cooling tower equations and the differential model of the growth rate of the fouling resistance for the cooling water. The finality of this simulation is to predict the behavior of the main thermal and hydraulic variables of the system affected by fouling during the operational time. The simulation was applied to two examples of cooling water distribution systems, one composed of a single cooler and another system containing a network of coolers. Among the main results, it was verified the nonuniformity of the fouling resistance distribution along the heat transfer surface of the coolers and the importance of the simultaneous analysis of the interaction among the different elements of the network. The computational tool developed can be a useful resource for the analysis of the operation of cooling water systems.

Keywords: Cooling water system. Heat exchanger networks. Simulation. Fouling.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Curvas de resistência de depósito com o tempo 21
Figura 2 – Sistema de única passagem..... 23
Figura 3 – Sistema fechado com recirculação de água 24
Figura 4 – Sistema aberto com recirculação de água..... 25
Figura 5 – Torre de tiragem induzida com escoamento contracorrente..... 26
Figura 6 – Torre de tiragem induzida com escoamento cruzado..... 27
Figura 7 – Elementos da torre de resfriamento..... 28
Figura 8 – Carta psicométrica..... 31
Figura 9 – Interface ar/água..... 32
Figura 10 – Representação gráfica da integração da equação de Merkel 33
Figura 11 – Estrutura de rede de água de resfriamento..... 35
Figura 12 – Esquema da deposição no interior dos tubos dos trocadores..... 39
Figura 13 – Esquema de trocador de calor..... 41
Figura 14 – Esquema de um tubo do trocador de calor 41
Figura 15 – Esquema de um trocador de calor com configuração múltiplos passes 43
Figura 16 – Esquema de um misturador de corrente 45
Figura 17 – Esquema de um divisor de corrente 46
Figura 18 – Esquema de uma bomba..... 46
Figura 19 – Exemplo da estrutura da rede de trocadores de calor..... 49
Figura 20 – Matriz de incidência da rede exemplificada 50
Figura 21 – Matriz circuito-corrente da rede exemplificada..... 50
Figura 22 – Esquema de um trocador de calor com escoamento contracorrente 54
Figura 23 – Esquema de um trocador de calor com escoamento cocorrente 54
Figura 24 – Discretização ao longo dos tubos dos trocadores..... 63
Figura 25 – Algoritmo da simulação do modelo do sistema de água de resfriamento 74
Figura 26 – Fluxograma da rede de água de resfriamento com um trocador..... 79
Figura 27 – Perfil de temperatura da corrente quente ao longo do trocador..... 82
Figura 28 – Perfil de vazão de água de resfriamento ao longo do tempo 83
Figura 29 – Perfil de temperatura da água de resfriamento ao longo do trocador 84
Figura 30 – Perfil da temperatura de saída da água da torre de resfriamento ao longo do tempo 85

Figura 31 – Perfil de resistência térmica de depósito ao longo do trocador 86
Figura 32 – Perfil da velocidade nos tubos ao longo do trocador 87
Figura 33 – Perfil da taxa de formação ao longo do comprimento do trocador 88
Figura 34 – Perfil da taxa de remoção ao longo do comprimento do trocador 88
Figura 35 – Perfil da pressão relativa nos tubos ao longo do trocador 89
Figura 36 – Fluxograma da rede de água de resfriamento com três trocadores 91
Figura 37 – Perfil da vazão de água de resfriamento ao longo do tempo 95
Figura 38 – Perfil da temperatura de saída da corrente quente ao longo do tempo 96
Figura 39 – Perfil da resistência térmica de depósito ao longo do tempo..... 97
Figura 40 – Perfil da taxa da resistência térmica de depósito ao longo do tempo..... 97
Figura 41 – Perfil de velocidade na saída dos tubos do trocador ao longo do tempo..... 99
Figura 42 – Perfil de temperatura de saída da água de resfriamento ao longo do tempo 100
Figura 43 – Volume de controle no enchimento de uma torre de resfriamento 111
Figura 44 – Volume de controle do ar no enchimento..... 112
Figura 45 – Dados e curva característica da bomba para a rede com um trocador 117
Figura 46 – Dados e curva característica da bomba para a rede com três trocadores 118

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Condições térmicas e propriedades das correntes na validação 76
Tabela 2 – Parâmetros do trocador na validação 76
Tabela 3 – Resultados da validação 77
Tabela 4 – Parâmetros do modelo da taxa de deposição 78
Tabela 5 – Parâmetros da torre de resfriamento..... 78
Tabela 6 – Condições térmicas da corrente quente da rede com um trocador..... 79
Tabela 7 – Propriedades físicas das correntes quente e fria para a rede com um trocador..... 79
Tabela 8 – Condições térmicas do ar para a rede com um trocador..... 80
Tabela 9 – Parâmetros do trocador de calor da rede com um trocador 80
Tabela 10 – Comprimentos equivalentes e diâmetros das tubulações da rede com um trocador..... 81
Tabela 11 – Condições térmicas das correntes quentes na rede com três trocadores 91
Tabela 12 – Propriedades físicas das correntes quentes e fria para a rede com três trocadores..... 91
Tabela 13 – Condições térmicas do ar para a rede com três trocadores..... 92
Tabela 14 – Parâmetros dos trocadores de calor da rede com três trocadores..... 92
Tabela 15 – Comprimentos equivalentes e diâmetros das tubulações da rede com três trocadores..... 93
Tabela 16 – Resultados da simulação da rede com três trocadores 94

LISTA DE SÍMBOLOS[1]

Rf	Resistência de depósito ($m^2 \cdot K/W$)
t	Tempo (s)
φ	Taxa ($kg/(m^2 \cdot s)$)
k	Condutividade térmica ($W/(m \cdot K)$)
ρ	Massa específica (kg/m^3)
d	Formação
r	Remoção
f	Depósito
τ_d	Tempo de indução (s)
w	Umidade (kg água/kg ar seco)
M	Massa (kg)
v	Vapor de água
a	Ar
wm	Umidade molar (kmol água/kmol ar seco)
n	Quantidade de matéria (kmol)
p	Pressão (Pa)
MM	Massa molar (kg/kmol)
wr	Umidade relativa (%)
sat	Saturação
T	Temperatura (°C)
H	Entalpia (J/kg)
db	Bulbo seco
w	Água
K	Coeficiente de transferência de massa ($kg/(m^2 \cdot s)$)
V	Volume do recheio da torre (m^3)
a	Área específica do recheio da torre (m^2/m^3)
Cp	Capacidade calorífica da corrente ($J/kg \cdot K$)
m	Vazão mássica do fluido (kg/s)

[1] No Apêndice A encontra-se a lista de símbolos em ordem alfabética.

base	Base da torre de resfriamento
topo	Topo da torre de resfriamento
wb	Bulbo úmido
δ	Espessura (m)
U^c	Coeficiente global de transferência de calor limpo (W/m²·K)
U	Coeficiente global de transferência de calor (W/m²·K)
h	Coeficiente de convecção (W/m²·K)
d	Diâmetro (m)
t	Tubo
i	Interno
e	Externo
h	Corrente quente
c	Corrente fria
in	Entrada
out	Saída
dz	Elemento diferencial (m)
z	Coordenada espacial (m)
L	Comprimento (m)
F	Perda de carga nos elementos da rede/Carga da bomba (m)
v	Velocidade (m/s)
g	Aceleração da gravidade (m/s²)
f	Fator de atrito de Darcy (adimensional)
ε	Rugosidade da tubulação (m)
Re	Número de Reynolds (adimensional)
μ	Viscosidade dinâmica (Pa·s)
Npt	Número de passes nos tubos
n	Número do passe
HE	Trocador de calor
Kh	Coeficiente da queda de pressão nos cabeçotes do trocador (adimensional)
pump	Bomba
q	Vazão volumétrica (m³/s)

b	Coeficiente da curva característica da bomba
Δ	Variação entre pontos
Z	Altura da elevação (m)
pipe	Tubulação
N	Número de vértices
MX	Misturador
SP	Divisor de corrente
PU	Bomba
P	Unidade externa
PD	Unidade externa de demanda
PS	Unidade externa de suprimento
S	Número das arestas
$\underline{\underline{M}}$	Matriz de incidência
p	Índice dos vértices
k	Índice das arestas
$\underline{\underline{ML}}$	Matriz circuito-corrente
q	Índice do circuito
$\underline{m}$	Vetor de vazões mássicas (kg/s)
$\underline{n}$	Vetor de vazões mássicas das unidades externas (kg/s)
$\underline{\Delta p}$	Vetor das quedas de pressão nos elementos (Pa)
$+$	Matriz apenas com elementos positivos
Ntt	Número total de tubos do trocador
Nu	Número de Nusselt
Pr	Número de Prandtl
wall	Condições na superfície
s	Casco
eq	Equivalente
Ltp	Passo dos tubos (m)
Ac	Área de escoamento (m^2)
Lbc	Espaçamento das chicanas (m)
P	Efetividade (adimensional)
Cr	Razão entre as taxas de capacidade calorífica (adimensional)
NUT	Número de unidades de transferência (adimensional)

A	Área (m²)
Q	Carga térmica (W)
m	Índice dos pontos da integral numérica
Y	Altura do enchimento da torre (m)
C_{un}	Constante unitária característica do enchimento da torre (m^{-1})
c	Parâmetro empírico da torre de resfriamento (adimensional)
σ	Variável de folga do modelo da torre de resfriamento (adimensional)
ksp	Produto de solubilidade do $CaCO_3$ (mol^2/L^2)
$[Ca^{2+}]$	Concentração iônica do cálcio (mol/L)
$[CO_3^{2-}]$	Concentração iônica do carbonato (mol/L)
kr	Coeficiente da taxa de precipitação (adimensional)
kd	Coeficiente de transporte (adimensional)
Rg	Constante universal dos gases (cal/(K·mol))
Sc	Número de Schmidt (adimensional)
D	Difusividade molecular do $CaCO_3$ (m^2/s)
ψ	Parâmetro do modelo de deposição (adimensional)
y_{CO2}	Fração molar de CO_2 no ar (%)
C_H	Constante de Henry (atm·L/mol)
g	Gás
aq	Aquoso
$[CO_{2(aq)}]$	Concentração iônica do CO_2 na água de resfriamento (mol/L)
$[HCO_3^-]$	Concentração iônica do bicarbonato (mol/L)
$[H^+]$	Concentração iônica do próton (mol/L)
C	Constante de equilíbrio da reação (adimensional)
1	Primeira dissociação do ácido
2	Segunda dissociação do ácido
j	Posição no eixo z
J	Número de discretização
y	Variável
$*$	Variável adimensional
ref	Variável de referência
ω	Parâmetro (adimensional)
λ	Parâmetro (adimensional)

α	Parâmetro (adimensional)
β	Parâmetro (adimensional)
$\underline{\underline{A}}$	Matriz de coeficientes das equações discretizadas
$\underline{T}$	Vetor de temperaturas ao longo do trocador (°C)
$\underline{b}$	Vetor dos termos independentes das equações discretizadas
evap	Evaporação
conv	Convecção
Cp_m	Capacidade calorífica da mistura ar – vapor de água (J/kg·K)
Le	Número de Lewis

SUMÁRIO

	INTRODUÇÃO	16
1	**REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**	19
1.1	**Deposição**	19
1.2	**Sistemas de água de resfriamento**	22
1.2.1	Tipos de sistemas de água de resfriamento	22
1.2.1.1	Sistemas de única passagem	22
1.2.1.2	Sistemas fechados com recirculação de água	23
1.2.1.3	Sistemas abertos com recirculação de água	24
1.2.2	Torre de resfriamento	25
1.2.2.1	Tipos de torre de resfriamento	25
1.2.2.2	Elementos da torre de resfriamento	27
1.2.2.3	Psicrometria	28
1.2.2.4	Transferência de calor e massa	31
1.3	**Modelagem e simulação de rede de trocadores**	34
1.4	**O presente trabalho em relação à literatura**	36
2	**MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE REDES DE DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA DE RESFRIAMENTO**	38
2.1	**Interconexão entre os efeitos térmicos e hidráulicos**	38
2.2	**Modelagem hidráulica da rede**	40
2.2.1	Modelo dos elementos da rede	40
2.2.1.1	Trocadores de calor	40
2.2.1.2	Misturadores de corrente	45
2.2.1.3	Divisores de corrente	46
2.2.1.4	Bomba	46
2.2.1.5	Tubulação	47
2.2.2	Modelo da rede de água de resfriamento	48
2.2.2.1	Representação da rede de trocadores de calor	48
2.2.2.2	Variáveis	50
2.2.2.3	Modelo da rede	51
2.3	**Modelagem térmica da rede**	53
2.3.1	Modelo dos elementos da rede	53

2.3.2 Interconexão do modelo térmico na rede 58
2.4 **Modelagem da torre de resfriamento** 58
2.5 **Modelagem da taxa de deposição** 60
2.6 **Método numérico** 63
2.6.1 Discretização das equações diferenciais hidráulicas nos trocadores 64
2.6.2 Discretização das equações diferenciais térmicas nos trocadores 67
2.7 **Simulação do sistema** 72
3 **RESULTADOS E DISCUSSÕES** 75
3.1 **Validação** 75
3.2 **Aplicação** 77
3.2.1 Exemplo de rede com um trocador 78
3.2.1.1 Dados do exemplo 78
3.2.1.2 Resultados 81
3.2.2 Exemplo de rede com três trocadores 90
3.2.2.1 Dados do exemplo 90
3.2.2.2 Resultados 93
CONCLUSÕES E SUGESTÕES 101
REFERÊNCIAS 103
APÊNDICE A – Lista de símbolos em ordem alfabética 106
APÊNDICE B – Derivação da Equação de Merkel 111
APÊNDICE C – Bombas dos exemplos 116
APÊNDICE D – Produção científica 119

INTRODUÇÃO

Nas últimas décadas, com o aumento da competitividade a nível mundial, a busca por redução de custos passou a ser de grande importância em plantas industriais, promovendo assim um esforço crescente no desenvolvimento de ferramentas computacionais de suporte tanto ao projeto quanto à operação. Destacam-se neste sentido, os sistemas relativos aos processos de transferência de calor.

Em plantas de processo, há uma série de serviços de troca térmica associados às correntes de processo diretamente envolvidas na transformação de matéria-prima em produto. Apesar da possibilidade de promover a transferência de calor entre correntes de processo, torna-se necessário o emprego de correntes de utilidades de forma a prover o fornecimento e a remoção de energia. Particularmente, em relação às utilidades frias, é muito comum a utilização de torres de resfriamento.

Em geral, o resfriamento da água na torre é feito através de um processo evaporativo, onde a corrente de água aquecida que retorna do processo é colocada em contato físico direto com o ar ambiente. A operação deste sistema pode implicar na ocorrência de deposição nos resfriadores, pois a água empregada não é totalmente pura.

A deposição nos trocadores de calor é o acúmulo de impurezas na superfície de troca térmica durante o tempo de operação da planta, ocasionando impactos térmicos e hidráulicos. O trocador perde sua efetividade térmica com a presença de depósitos, através da queda do coeficiente global de troca térmica pelo aumento da resistência à transferência de calor. Assim, o sistema de água de resfriamento passa a não conseguir executar o serviço, implicando em prejuízos diretos à operação do processo.

Os impactos hidráulicos que a deposição nos trocadores de calor acarreta, estão relacionados ao aumento da resistência ao escoamento no interior dos trocadores, sendo ocasionados pela redução na área transversal disponível para o escoamento. Havendo, por consequência, um aumento na perda de carga do equipamento. Este aumento na perda de carga pode dificultar a operação do sistema, não sendo possível suprir os resfriadores com a vazão de água de resfriamento necessária.

Sistemas de água de resfriamento estão sujeitos a diversos mecanismos de deposição, por exemplo, precipitação, processo corrosivo e crescimento biológico (BOTT, 1995). A precipitação é um mecanismo de deposição que se destaca neste sistema, devido á possibilidade do surgimento de maiores concentrações de sais minerais dissolvidos na água,

como por exemplo, o carbonato de cálcio. Alguns dos sais solubilizados na água de resfriamento tendem a precipitar com o aumento da temperatura, possuindo uma solubilidade inversa.

O presente trabalho

Neste contexto, buscando descrever de maneira mais precisa os impactos térmicos e hidráulicos da deposição num sistema de água de resfriamento, o presente trabalho propõe desenvolver um modelo termo-hidráulico da rede de água de resfriamento, utilizando uma abordagem discretizada nos trocadores de calor. Permitindo, desta forma, representar a variação da resistência térmica e da espessura de depósito ao longo do trocador durante o tempo de operação da planta. Além disso, este modelo pode representar os efeitos da deposição ao longo da rede de trocadores de calor.

O modelo do sistema de água de resfriamento é composto pelos modelos discretizados térmicos e hidráulicos dos trocadores de calor, junto com as equações térmicas e hidráulicas da rede, mais as equações da torre de resfriamento e o modelo diferencial da taxa de resistência térmica de depósito para água de resfriamento. A modelagem e a simulação foram desenvolvidas em rotinas computacionais no *software* Scilab 5.5.2.

Objetivos

Os principais objetivos deste trabalho são:

- Apresentar a modelagem térmica e hidráulica discretizada dos trocadores de calor, assim como a modelagem térmica e hidráulica dos elementos presentes em um sistema de água de resfriamento;
- Prever o comportamento das variáveis térmicas e hidráulicas ao longo dos trocadores de calor durante o tempo de operação da planta, considerando os efeitos da deposição, através da simulação pseudo-estacionária do modelo apresentado;
- Prever os efeitos térmicos e hidráulicos da deposição na rede de água de resfriamento ao longo do tempo de operação da planta, através da simulação pseudo-estacionária do modelo apresentado.

Estrutura da dissertação

O presente trabalho encontra-se estruturado da seguinte forma: o Capítulo 1 desenvolve a revisão bibliográfica relativa ao tema da dissertação; o Capítulo 2 apresenta a modelagem e simulação do sistema de distribuição de água de resfriamento, assim como o modelo da taxa de deposição neste sistema; o Capítulo 3 apresenta o exemplo de validação e a geração de resultados; e, por último, são apresentadas as conclusões do trabalho e sugestões para trabalhos futuros.

1 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A revisão bibliográfica da literatura será feita abordando os seguintes assuntos: deposição, sistemas de água de resfriamento e modelagem e simulação de redes de trocadores de calor.

1.1 Deposição

O fenômeno de deposição consiste no acúmulo indesejado de depósitos na superfície de troca térmica, o que ocasiona a perda da efetividade do trocador de calor através da queda do coeficiente global de troca térmica, sendo um grave problema em equipamentos térmicos. A deposição também tem impactos hidráulicos nos trocadores, ocasionando um aumento da resistência ao escoamento, através da redução na área transversal disponível, devido ao crescimento do depósito na tubulação ao longo do tempo, com consequente aumento na perda de carga do trocador.

Bott (1995) resumiu os principais mecanismos de deposição, sendo estes:

a) Sedimentação: partículas sólidas em suspensão no fluido, por ação gravitacional, depositam-se na superfície de troca térmica;
b) Precipitação ou cristalização: substâncias dissolvidas no fluido, que pelo aumento ou diminuição da temperatura, tendem a precipitar na superfície do trocador;
c) Congelamento: solidificação na superfície resfriada, de substâncias presentes no líquido, quando a temperatura da parede da tubulação encontra-se abaixo do ponto de fusão desta substância;
d) Corrosão: reações químicas envolvendo a superfície metálica de troca térmica que resultam na formação de produtos de corrosão nesta superfície;
e) Reação química: produto de reações químicas entre os componentes do fluido que se depositam na superfície de transferência de calor;
f) Crescimento biológico: fixação e crescimento de matéria viva na superfície de troca térmica, como bactérias, fungos, algas, crustáceos, etc.

Em sistemas de água de resfriamento, destaca-se a deposição por precipitação, devido à grande quantidade de minerais solubilizados na água, que através do processo de evaporação da torre de resfriamento têm sua concentração aumentada. Parte destes minerais,

como o carbonato de cálcio ($CaCO_3$), apresentam solubilidade inversa, ou seja, tendem a precipitar com o aumento da temperatura (BOTT, 1995).

Devido à complexidade da deposição, prever o comportamento da taxa de deposição através de um modelo único torna-se muito difícil. Entretanto, como uma proposta geral, Kern e Seaton (1959 apud SHEN et al., 2015) apresentaram o modelo clássico da taxa de deposição sendo uma combinação entre as taxas de formação e remoção:

$$\frac{dRf}{dt} = \frac{\varphi_d - \varphi_r}{\rho_f k_f} \tag{1}$$

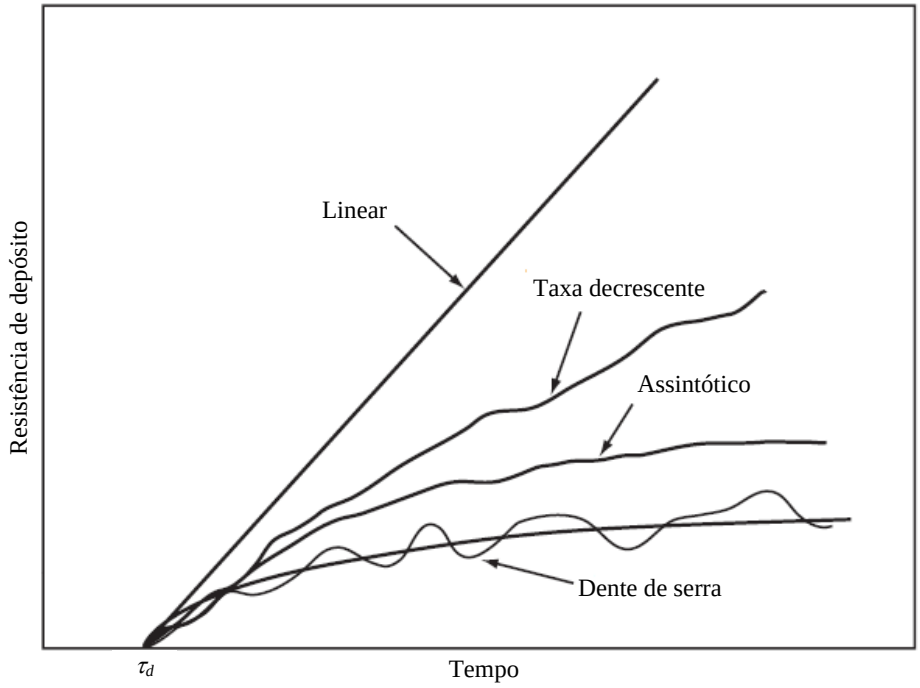
onde *Rf* é a resistência de depósito, *t* é o tempo, φ é a taxa, *k* é a condutividade térmica, ρ é a massa específica, o subscrito *d* representa a formação, *r* representa a remoção e *f* representa a deposição nos tubos do trocador.

Shah e Sekulic (2003) relatam a existência de quatro possíveis tendências de desenvolvimento do depósito com o tempo, sendo:

a) Linear: *Rf* é linearmente dependente do tempo, normalmente ocorre quando a taxa de formação é constante e não há taxa de remoção ou esta é insignificante;
b) Taxa decrescente: *Rf* aumenta ao longo do tempo, mas a uma taxa decrescente, normalmente ocorre quando a taxa de formação está diminuindo, porém sempre se mantém maior que a taxa de remoção;
c) Assintótico: *Rf* aumenta rapidamente no início da operação, mas ao longo do tempo *Rf* tende para um valor constante, normalmente ocorre quando a taxa de formação é constante e a taxa de remoção está diretamente relacionada à espessura do depósito. Este modelo é frequentemente observado em sistemas de água de resfriamento;
d) Dente de serra: *Rf* aumenta ao longo do tempo, porém de forma oscilatória, normalmente ocorre quando uma parte do depósito acumulado de repente é removida, de forma periódica.

A Figura 1 apresenta as quatro possíveis tendências de desenvolvimento do depósito com o tempo, onde τ_d é o tempo de indução para se iniciar o acúmulo de depósitos, podendo ser visto em alguns modelos.

Figura 1 – Curvas de resistência de depósito com o tempo



Fonte: Adaptado de SHAH; SEKULIC, 2003.

Dentre os modelos existentes para a deposição em sistemas de água de resfriamento, pode-se citar o trabalho de Hasson, Sherman e Biton (1978 apud QUAN; CHEN; MA, 2008). Nesse trabalho, a taxa de deposição envolve a precipitação do $CaCO_3$ e a difusão para a interface água de resfriamento e superfície de troca térmica.

O modelo de Quan, Chen e Ma (2008) baseia-se no modelo proposto por Kern e Seaton (1959 apud SHEN et al., 2015), apresentando expressões para as taxas de formação e remoção. Na taxa de formação, além de considerar a precipitação do $CaCO_3$ na superfície, conforme o modelo de Hasson (HASSON; SHERMAN; BITON, 1978 apud QUAN; CHEN; MA, 2008), também considera a sedimentação causada por cristalização do $CaCO_3$ em solução, ocorrendo este fenômeno em água supersaturada.

Wu e Cremaschi (2013) apresentaram uma adaptação do modelo de Hasson-Quan, modificando a taxa de remoção, que no modelo de Quan (QUAN; CHEN; MA, 2008) é expressa em função da espessura de depósito e nesse modelo passa a ser expressa em função da taxa de formação. Com isto, o modelo de Hasson-Quan adaptado pode ser empregado em sistemas onde se desconhece a espessura de depósito.

1.2 Sistemas de água de resfriamento

Nas plantas industriais, correntes do processo podem resfriar ou aquecer outras correntes, reaproveitando energia por integração energética. Porém, devido a limitações termodinâmicas, algumas trocas térmicas não podem ser realizadas sem consumo de utilidades, então é preciso recorrer a outros fluidos de resfriamento ou aquecimento. Sistemas de água de resfriamento são utilizados como opção para remover calor das correntes do processo, através de um conjunto de resfriadores que trocam calor com estas correntes.

1.2.1 Tipos de sistemas de água de resfriamento

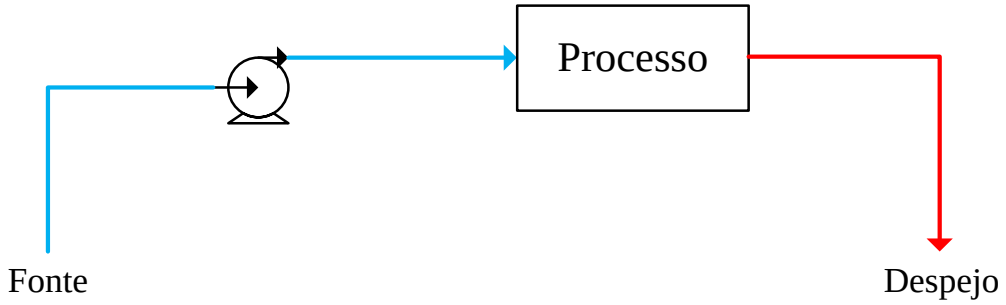
Sistemas de água de resfriamento classificam-se em três tipos (SENEVIRATNE, 2007): sistemas de única passagem, sistemas fechados com recirculação de água e sistemas abertos com recirculação de água.

1.2.1.1 Sistemas de única passagem

Nos sistemas de única passagem, também chamados sistemas abertos, a água circula uma única vez dentro do sistema, sendo descarregada após a rejeição do calor. Este sistema exige grande consumo de água, por isso indústrias químicas, refinarias e usinas termoelétricas localizadas em áreas costeiras utilizam a água do mar para a refrigeração. O sistema apresenta como vantagem seu baixo custo operacional e investimento inicial, porém possui algumas grandes desvantagens, tais como: o problema de deposição e a poluição térmica.

A poluição térmica ocasiona consequências ambientais prejudiciais nos sistemas aquáticos. O impacto da variação de temperatura provoca uma alteração no ecossistema aquático, tendo um efeito nocivo sobre os organismos. Devido ao potencial dano ambiental, os sistemas de única passagem estão sob crescentes regulamentações ambientais e, em alguns países, estão sendo eliminados. A Figura 2 apresenta um esquema de sistema de única passagem.

Figura 2 – Sistema de única passagem



Fonte: O autor, 2015.

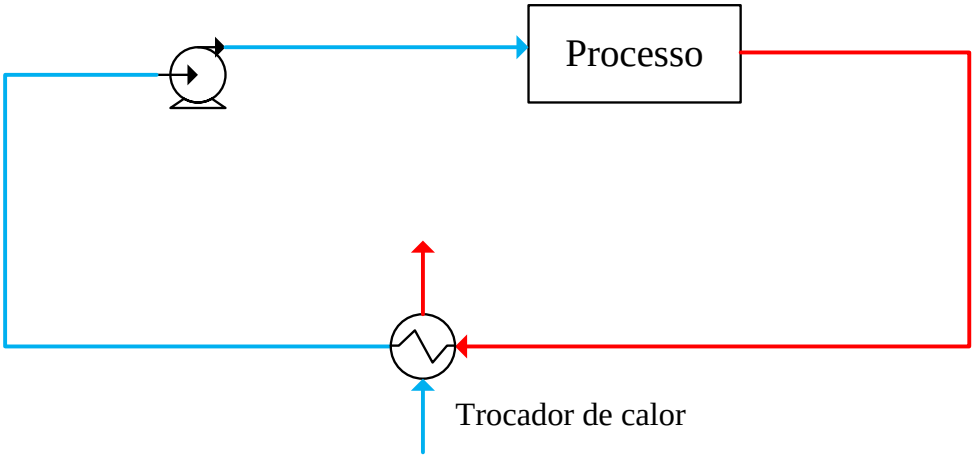
1.2.1.2 Sistemas fechados com recirculação de água

Nos sistemas fechados com recirculação de água, a água circula num ciclo fechado e é submetida ao resfriamento e aquecimento sem contato físico com o ar. O calor absorvido pela água é geralmente transferido através de um trocador de calor, para um sistema de água de resfriamento secundário, ou através de uma torre de resfriamento seca, para o ar. A aplicação de sistemas fechados em processos industriais envolve controle de temperatura em motores a gás e compressores. Também é aplicado em sistemas de refrigeração.

Em sistemas fechados, há apenas a possibilidade de perda de água por vazamento, tornando mínima assim a necessidade de reposição de água, sendo esta uma grande vantagem para o sistema. Outra grande vantagem é que como não há evaporação da água, não ocorre o aumento da concentração de sais, diminuindo a deposição por precipitação. Também não há a necessidade de purgas, que controlariam estas concentrações. Por não haver contato físico da água com o ar, outra vantagem do sistema é a inibição da deposição por crescimento biológico.

Este sistema tem como desvantagem o alto custo do investimento inicial e a necessidade de despesas com um sistema de água de resfriamento secundário ou com uma torre de resfriamento seca. A Figura 3 apresenta um esquema de sistema fechado com recirculação de água.

Figura 3 – Sistema fechado com recirculação de água



Fonte: O autor, 2015.

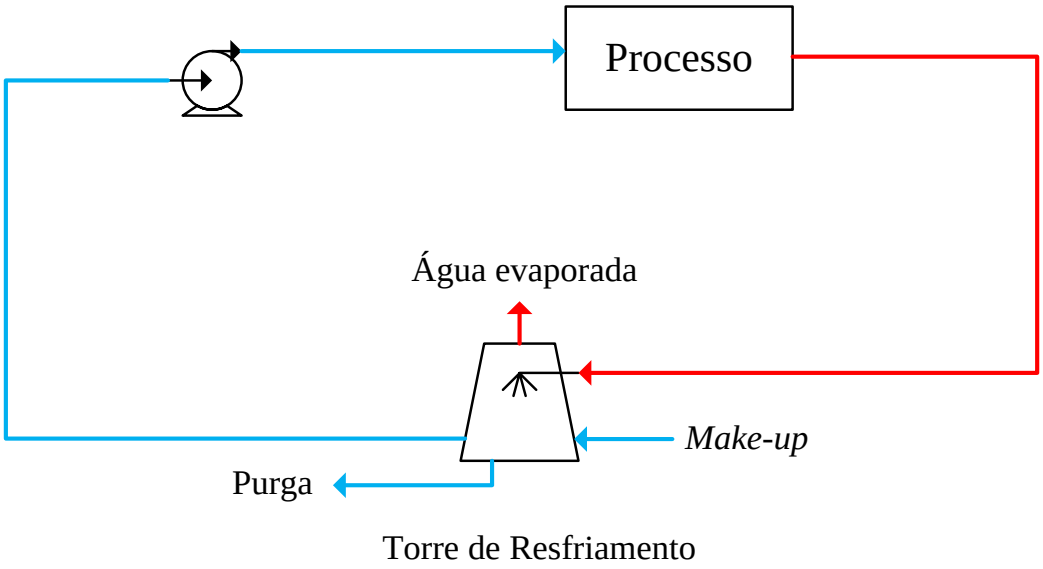
1.2.1.3 Sistemas abertos com recirculação de água

Nos sistemas abertos com recirculação de água, a água aquecida nos resfriadores pelas correntes do processo tem seu calor removido através de torres de resfriamento, que rejeitam o calor para o ambiente. Este sistema, por ser um processo evaporativo, ocasiona um aumento da concentração dos sais dissolvidos na água de resfriamento. Consequentemente, é necessário o descarte de parte da água (purga) visando manter a concentração de sais em um valor aceitável, sendo também necessário fazer o *make-up* da porção de água evaporada e descartada pela purga (BOTT, 1995).

Além da deposição por precipitação dos sais dissolvidos na água, tem-se como desvantagem para esse sistema a deposição por processo corrosivo e crescimento biológico, que aumentam com o contato com o ar atmosférico. Para diminuir o impacto destas fontes de deposição, necessita-se de um tratamento químico na água, o que aumenta o custo do sistema.

O custo do investimento para esse sistema é baixo comparado com o sistema fechado com recirculação de água, sendo esta uma vantagem. Também o menor consumo e descarte de água, comparados com o sistema de única passagem, podem ser considerados como vantagens deste sistema. Por estes motivos, o sistema aberto de recirculação de água é o sistema de resfriamento mais utilizado em plantas industriais. A Figura 4 apresenta um esquema de sistema aberto com recirculação de água.

Figura 4 – Sistema aberto com recirculação de água



Fonte: O autor, 2015.

1.2.2 Torre de resfriamento

Torres de resfriamento são usadas em sistemas abertos de água de resfriamento com recirculação, na remoção do calor absorvido pela água das correntes do processo, rejeitando-o para o ambiente. O resfriamento é feito através do contato da água quente com ar frio. Uma parte da água é evaporada durante o processo, ocorrendo transferência de calor latente. Ao mesmo tempo também ocorre transferência de calor sensível, pela diferença de temperaturas entre a água e o ar. Sendo a transferência de calor, aproximadamente, 80% devido ao calor latente e 20% ao calor sensível (GREEN; PERRY, 2008).

1.2.2.1 Tipos de torre de resfriamento

As torres de resfriamento podem ser classificadas em dois grandes tipos: tiragem natural e tiragem mecânica. Nas torres de tiragem natural, o fluxo de ar através da torre é produzido pela diferença de densidades entre o ar quente (menos denso) no interior da torre e o ar frio (mais denso) no exterior da torre, já nas torres de tiragem mecânica, o fluxo de ar é produzido por ventiladores, podendo ser de tiragem forçada ou induzida (HENSLEY, 2009).

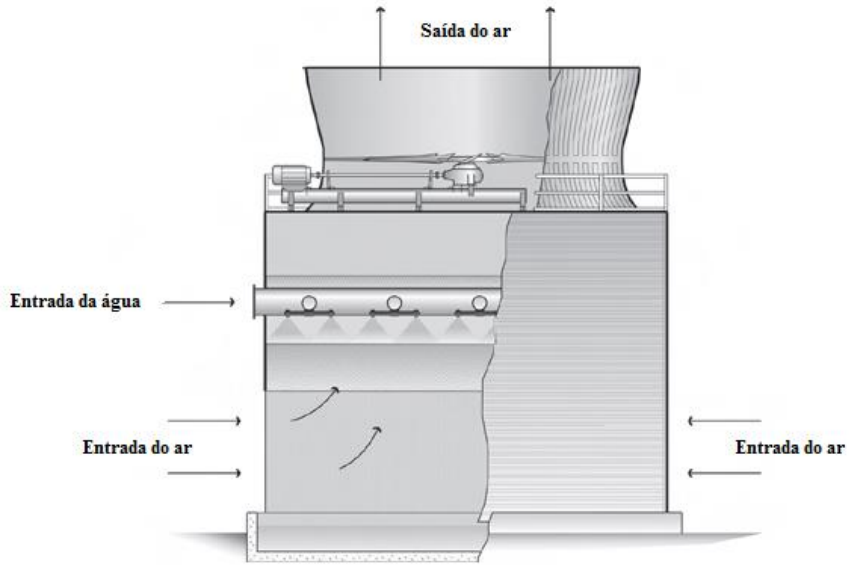
Na tiragem forçada, o ventilador está localizado na base da torre na entrada da corrente de ar e então, o ar frio escoa através do equipamento, sendo empurrado pelo ventilador. A vantagem deste arranjo está na localização do ventilador fora da torre, o que

facilita a manutenção e, já que o ventilador não está em contato com o calor e umidade presente no interior da torre, ele está protegido de condições corrosivas. Como desvantagem, este arranjo é mais propenso à recirculação do ar, devido à velocidade baixa na saída do ar e a alta velocidade no ventilador, o que diminui a eficiência da torre de resfriamento, pois o ar passa a entrar na torre numa temperatura mais alta que a do ambiente, afetando assim, o resfriamento da água (GREEN; PERRY, 2008). A tiragem forçada é empregada apenas em unidades de menor porte.

Na tiragem induzida, o ventilador está localizado na saída da corrente de ar, no sentido horizontal na parte superior da torre, o ar escoa através do equipamento, sendo então puxado pelo ventilador. A desvantagem deste arranjo está na possível corrosão do ventilador, que se encontra em contato com o ar úmido.

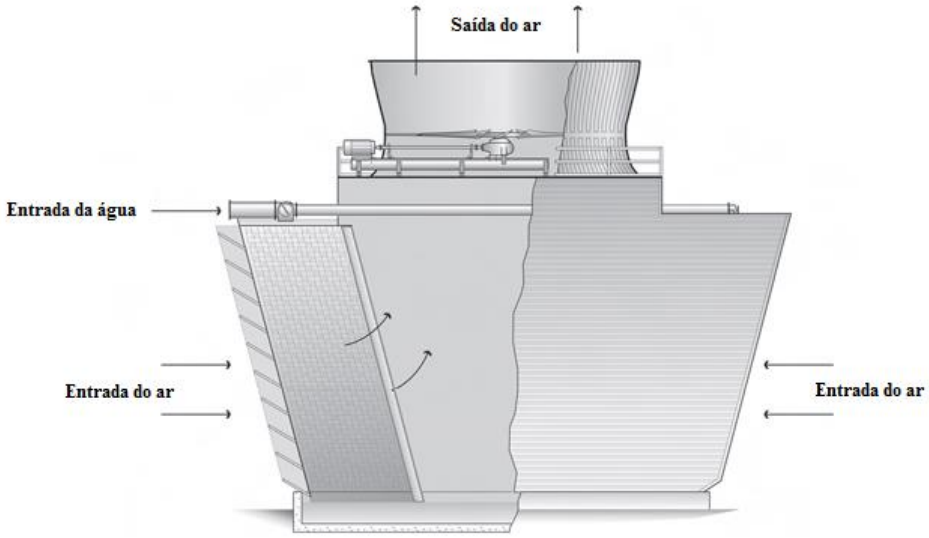
Torres de resfriamento também são classificadas em relação às direções dos fluxos de água e ar no interior da torre, podendo ter escoamento contracorrente, quando o ar flui em sentido contrário ao fluxo de água, ou cruzado, quando o ar flui no sentido perpendicular ao fluxo de água. A Figura 5 representa o escoamento contracorrente e a Figura 6 o escoamento cruzado.

Figura 5 – Torre de tiragem induzida com escoamento contracorrente



Fonte: Adaptado de HENSLEY, 2009.

Figura 6 – Torre de tiragem induzida com escoamento cruzado



Fonte: Adaptado de HENSLEY, 2009.

1.2.2.2 Elementos da torre de resfriamento

Os principais elementos de uma torre de resfriamento são (HENSLEY, 2009): o enchimento ou recheio, o eliminador de gotas, o sistema de distribuição de água e o ventilador.

O enchimento ou recheio promove o contato entre a água e o ar, o que determina a eficiência da torre, sendo então o componente de maior importância numa torre de resfriamento. Idealmente, o recheio deve impor a menor restrição possível ao fluxo de ar. Há dois tipos principais de enchimento, o tipo respingo e o tipo filme, embora os dois tipos possam ser aplicados no escoamento cruzado ou contracorrente, na configuração contracorrente há a tendência do uso do enchimento do tipo filme.

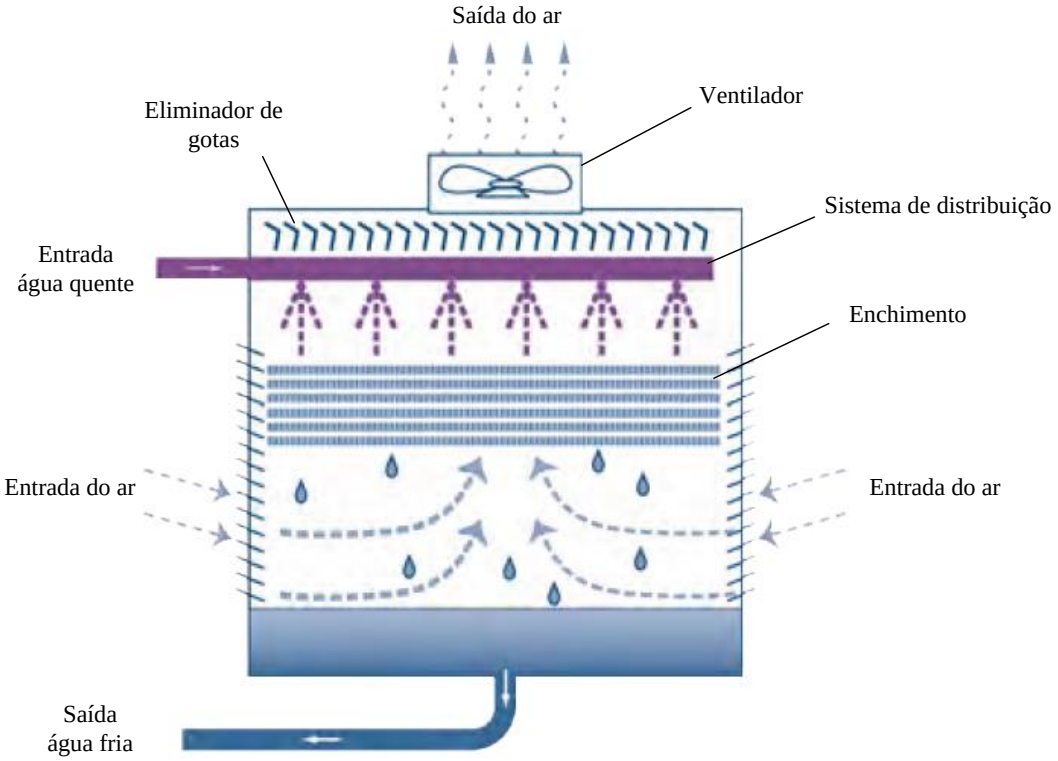
O eliminador de gotas retém as gotas de água arrastadas pela corrente de ar que saem da torre. Através da mudança de direção da corrente de ar, ocorre a separação das gotas de água que são depositadas na superfície do eliminador, a partir do qual voltam para a torre por gravidade.

O sistema de distribuição de água é o responsável pela distribuição da água quente no interior da torre sobre o enchimento promovendo o contato dela com o ar para então ser resfriada. Torres com configuração contracorrente utilizam um sistema de distribuição por pressão, que contribui significativamente para a transferência de calor. Torres com configuração cruzada utilizam um sistema de distribuição por gravidade.

O ventilador, conforme visto anteriormente, produz o fluxo de ar no interior da torre com tiragem mecânica.

A Figura 7 apresenta os principais elementos de uma torre de resfriamento. A torre representada é de tiragem induzida com escoamento contracorrente.

Figura 7 – Elementos da torre de resfriamento



Fonte: Adaptado de SAN DIEGO COUNTY WATER AUTHORITY, 2009.

1.2.2.3 Psicrometria

A psicrometria trata das propriedades termodinâmicas do ar úmido e as usa para analisar as condições e processos que envolvem o ar úmido (ASHRAE, 2001). O ar úmido é uma mistura pseudo-binária de ar seco e vapor de água. A quantidade de vapor de água no ar varia dependendo da temperatura e pressão.

As propriedades psicrométricas são definidas a seguir: umidade, umidade relativa, volume específico, temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo úmido, temperatura de ponto de orvalho e entalpia.

A umidade (w) é a razão entre as massas de vapor de água e o ar seco, sendo representada pela equação a seguir (ÍNDIO DO BRASIL, 2004):

$$w = \frac{M_v}{M_a} \tag{2}$$

onde *M* é massa e os subscritos *v* e *a* são respectivamente vapor de água e ar.

A umidade também pode ser definida em relação à umidade molar (*wm*), isto é, razão em quantidade de matéria entre o vapor de água e o ar. A Equação 3 define a umidade molar e a Equação 4 a relação entre as duas umidades (ÍNDIO DO BRASIL, 2004):

$$wm = \frac{n_v}{n_a} = \frac{p_v}{p_a} = \frac{p_v}{p - p_v} \tag{3}$$

$$w = wm\frac{MM_v}{MM_a} = wm\frac{18}{29} \tag{4}$$

sendo *n* a quantidade de matéria, *p* a pressão total do sistema, p_v a pressão parcial do vapor de água, p_a a pressão parcial do ar seco e *MM* a massa molar.

A umidade relativa (*wr*) é definida como sendo a razão entre a pressão parcial de vapor de água e a pressão parcial de vapor de água na saturação ($p_{v,sat}$) (ÍNDIO DO BRASIL, 2004):

$$wr = \frac{p_v}{p_{v,sat}}\,100 \tag{5}$$

Na saturação, a pressão parcial de vapor de água é igual à pressão de vapor da água representada pela equação de Antoine (ÍNDIO DO BRASIL, 2004):

$$\ln p_{v,sat} = 16{,}2886 - \frac{3816{,}44}{T_a + (-46{,}13)} \tag{6}$$

onde $p_{v,sat}$ está expressa em kPa e *T* é a temperatura em K.

O volume específico é o inverso da massa específica, sendo a razão entre o volume ocupado por uma dada amostra e a sua respectiva massa (ÍNDIO DO BRASIL, 2004).

A temperatura de bulbo seco é definida como a temperatura do ar medida diretamente do sistema. Já a temperatura de bulbo úmido, é definida como a temperatura de equilíbrio dinâmico que atinge uma superfície de água exposta ao fluxo de ar, quando a taxa de transferência de calor para a superfície por convecção é igual à taxa de calor associada ao resfriamento evaporativo devido à transferência de massa da superfície para o ambiente por

evaporação (GREEN; PERRY, 2008). A temperatura de bulbo úmido é menor que a do bulbo seco devido ao resfriamento por evaporação. Na saturação, as temperaturas de bulbo seco e úmido são iguais, pois não ocorre evaporação.

A temperatura de ponto de orvalho é definida como a temperatura em que ocorre a formação da primeira gota de água (orvalho) num resfriamento a pressão constante. Neste ponto, a mistura encontra-se num estado de ar saturado com vapor de água (SMITH; VAN NESS; ABBOTT, 2007).

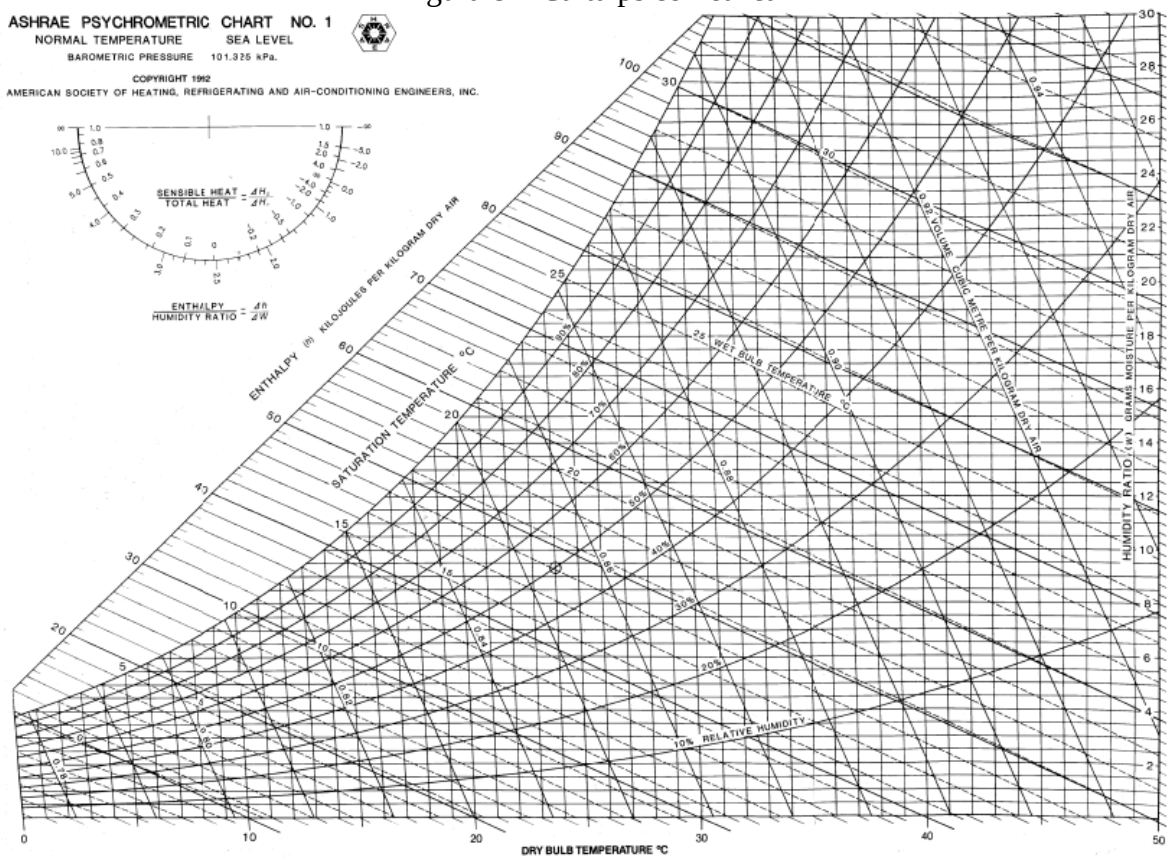
A entalpia da mistura de ar e vapor de água é a média das entalpias parciais dos componentes, ponderadas pelas frações mássicas. Em geral, como estado de referência desta entalpia admite-se entalpia nula à temperatura de 0 ºC no estado líquido. A entalpia específica do ar úmido (H_a) pode ser calculada pela seguinte equação (ASHRAE, 2001):

$$H_a = 1{,}006T_{db} + w(2501 + 1{,}805T_{db}) \tag{7}$$

onde o subscrito *db* representa o bulbo seco. As unidades de H_a, T_{db} e w na Equação 7 devem ser kJ/kg ar seco, °C e kg água/kg ar seco, respectivamente.

As propriedades do ar úmido apresentadas encontram-se representadas graficamente nas cartas psicométricas. A Figura 8 apresenta uma carta psicométrica na pressão atmosférica.

Figura 8 – Carta psicométrica

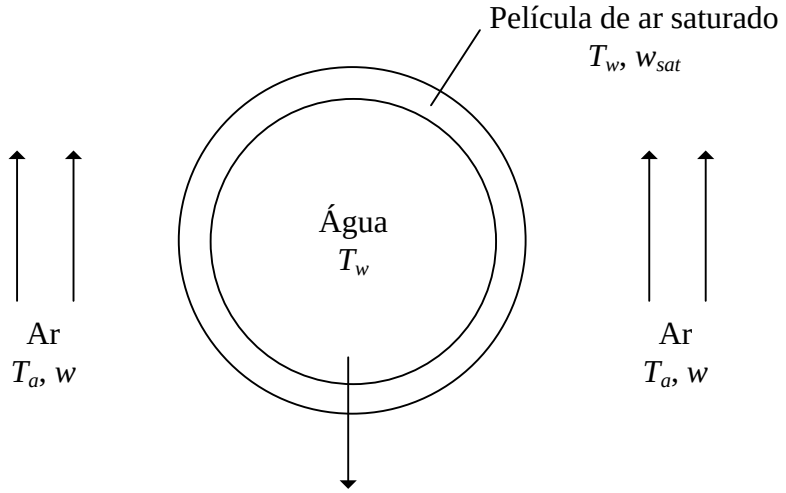


Fonte: ASHRAE, 2001.

1.2.2.4 Transferência de calor e massa

Em torres de resfriamento, um equacionamento muito empregado para descrever os processos combinados de transferência de calor e de massa corresponde à abordagem desenvolvida por Merkel em 1925. Merkel (1925 apud GREEN; PERRY, 2008) considera que numa torre de resfriamento, as gotas de água estão envoltas por películas de ar saturado que possui a mesma temperatura da água (T_w), conforme apresentado na Figura 9. A diferença de temperatura e concentração de vapor de água entre o ar saturado, que envolve as gotas de água, e o ar ambiente provoca uma diferença potencial de entalpia, sendo esta força motriz para o processo de resfriamento.

Figura 9 – Interface ar/água



Fonte: Adaptado de MTL ENGENHARIA LTDA, 2004.

No modelo de Merkel, somente é considerado torres de resfriamento com escoamento contracorrente, conforme visto na Figura 7, no qual a água quente entra pelo topo da torre de resfriamento e o ar frio entra pela base da torre. A derivação da equação de Merkel é encontrada no Apêndice B. Na forma integrada, a Equação de Merkel é representada por:

$$\frac{KaV}{m_w} = \int_{T_{w,base}}^{T_{w,topo}} Cp_w \frac{dT_w}{\left(H_{a,sat} - H_a\right)} \tag{8}$$

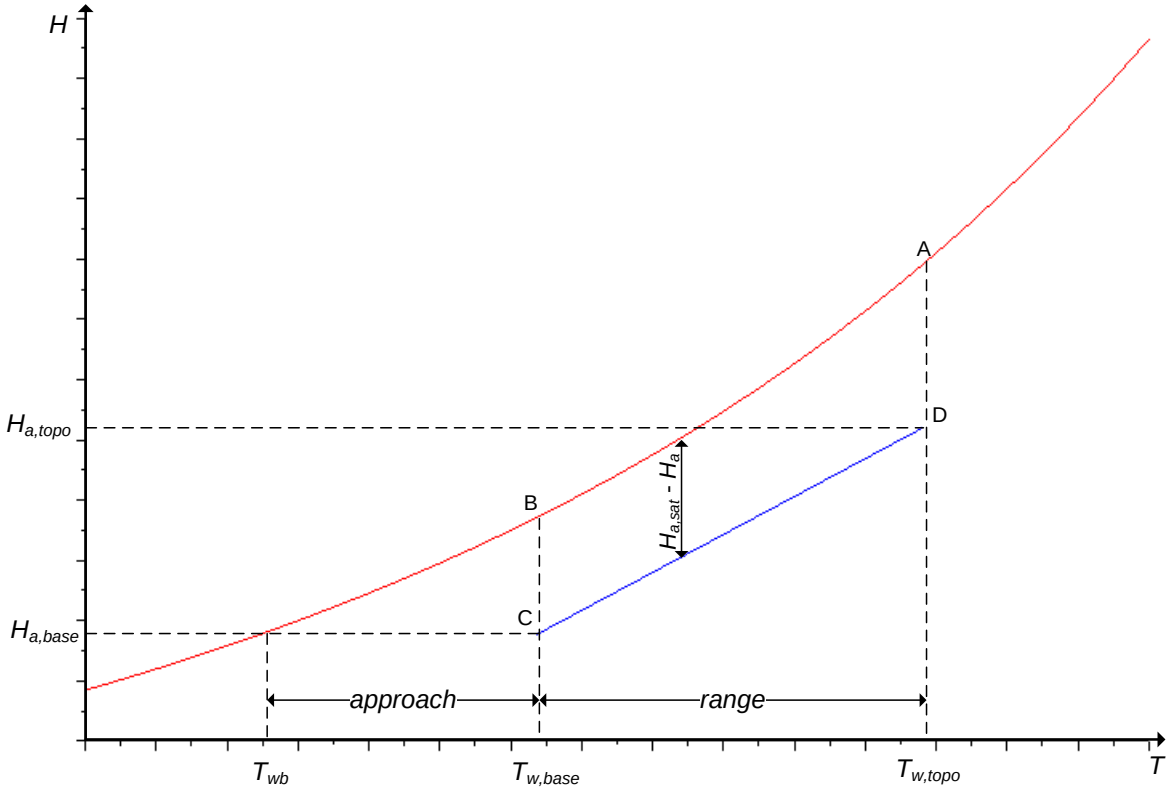
onde K é o coeficiente de transferência de massa, V é o volume do recheio, a é a área específica do recheio, Cp é a capacidade calorífica, m_w é a vazão mássica da água e os subscritos *base* e *topo* referem-se a base e o topo da torre de resfriamento.

A linha de operação da torre pode ser representada a seguir:

$$H_a = H_{a,base} + \frac{m_w}{m_a} Cp_w\left(T_w - T_{w,base}\right) \tag{9}$$

Com a curva de saturação, representada pela entalpia do ar saturado (Equação 7) e a linha de operação da torre (Equação 9), pode-se representar graficamente a integração da equação de Merkel, conforme ilustrado na Figura 10.

Figura 10 – Representação gráfica da integração da equação de Merkel



Fonte: Adaptado de GREEN; PERRY, 2008.

De acordo com Green e Perry (2008), podem-se fazer as seguintes observações sobre a Figura 10:

a) A curva AB, em vermelho na figura, representa as entalpias do ar saturado em função da temperatura, ou seja, curva de saturação;
b) A reta CD, em azul na figura, representa as entalpias do ar no interior da torre, ou seja, a linha de operação;
c) A faixa de resfriamento (*range*) da torre é a variação entre as temperaturas da água de entrada ($T_{w,topo}$) e saída ($T_{w,base}$) da torre;
d) O *approach* da torre é a diferença entre a temperatura da água que sai da torre ($T_{w,base}$) e a temperatura de bulbo úmido (T_{wb});
e) A razão m_w/m_a é a inclinação da linha de operação;
f) A força motriz para o processo de transferência de calor e massa é a diferença entre as entalpias $H_{a,sat} - H_a$.

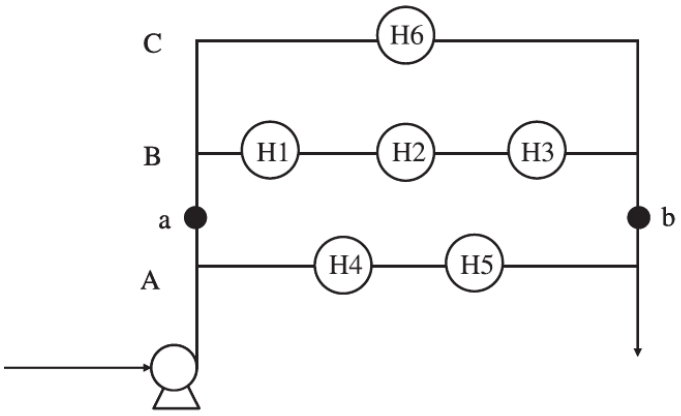
1.3 Modelagem e simulação de rede de trocadores

A simulação de modelos matemáticos representativos de rede de trocadores de calor é de grande importância, pois torna possível a análise do comportamento das correntes da rede. Ocorrendo algum distúrbio no processo, por exemplo, incrustação nos trocadores da rede, a simulação permite prever o comportamento resultante das variáveis de processo. Alguns trabalhos da literatura que abordam a modelagem e simulação de rede de trocadores de calor são apresentados a seguir.

Em redes de trocadores de calor, a literatura apresenta simulações em regime estacionário de modelos matemáticos compostos por balanços de massa e energia combinados a equações de trocadores de calor. Essa formulação é empregada por Oliveira Filho, Queiroz e Costa (2007), que apresentaram um modelo algébrico utilizando uma abordagem matricial, sendo esse o diferencial desse trabalho para os anteriores, como o trabalho de Picón-Núñez, Castro-Páez e Vizcaíno-García (2002). Nesse modelo, a distribuição das vazões pela rede é obtida através de especificações das vazões nos pontos de suprimento e de frações das vazões nos divisores de corrente. Além disso, os autores apresentaram também, como uma extensão do modelo, a simulação pseudo-estacionária para a análise do impacto da deposição nas temperaturas de saída das correntes dos trocadores ao longo do tempo de operação da planta.

A avaliação hidráulica da rede é de grande importância, pois ela determina de maneira mais precisa a distribuição das vazões na rede, o que não é possível considerando somente as equações de balanço de massa. A perda de carga das tubulações e seus elementos definem a distribuição das vazões pelos ramos da rede. Isto pode ser melhor visualizado na Figura 11, que representa uma estrutura de rede de água de resfriamento, onde se observa que a carga necessária para se levar o fluido do ponto a para o ponto b é independente do ramo B ou C (PICÓN-NÚÑEZ et al., 2011). Assim, a diferença de energia mecânica nos pontos é a mesma quando o fluido escoa pelo ramo C, passando por somente um trocador de calor (H6), ou quando o fluido escoa pelo ramo B, passando por três trocadores de calor (H1, H2, H3), tendo vazões diferentes em cada ramo.

Figura 11 – Estrutura de rede de água de resfriamento



Fonte: PICÓN-NÚÑEZ et al., 2011.

Ishiyama, Paterson e Wilson (2008) já haviam enfatizado a importância da avaliação térmica juntamente com a hidráulica, porém pensando no aumento da resistência ao escoamento ocasionado pela deposição e como isso afetaria a determinação da vazão e da temperatura. Os autores fizeram uma análise termo-hidráulica da rede associada à deposição baseada em um exemplo com dois trocadores em paralelo, um estando livre de depósitos e o outro levemente sujo. Verificou-se, neste exemplo, um desequilíbrio nas vazões dos ramais da rede. O trocador inicialmente com deposição possui uma vazão menor que o outro, uma vez que a deposição restringe a área de escoamento. Essa diferença na vazão resulta num decréscimo da velocidade, que promove um aumento da taxa de incrustação. Consequentemente, há um aumento na temperatura de filme, conforme sugerido no modelo de deposição utilizado (modelo de Ebert-Panchal modificado) nesse trabalho. Assim, observa-se um efeito *feedback*, o decréscimo da vazão ao longo do tempo agrava a deposição, o que reforça o desequilíbrio nas vazões entre os trocadores. Esse fenômeno é chamado pelos autores de *thermo-hydraulic channelling*. Uma ação proposta no artigo para coibir os efeitos deletérios deste fenômeno é a inserção de válvulas de controle a fim de evitar o desequilíbrio das vazões.

Visando à importância da avaliação hidráulica da rede, Tavares, Queiroz e Costa (2010) continuaram o trabalho de Oliveira Filho, Queiroz e Costa (2007) e apresentaram a simulação termo-hidráulica de redes de trocadores de calor, empregando uma abordagem matricial. O modelo considera as perdas de carga dos equipamentos da rede, juntamente com o balanço de massa e energia, sendo possível determinar as pressões e vazões ao longo do

sistema, como também as temperaturas. Esse modelo possibilita a análise das interações entre os comportamentos térmicos e hidráulicos do sistema em regime permanente.

Na análise termo-hidráulica de sistemas de água de resfriamento, há também os trabalhos de Picón-Núñez et al. (2011, 2012). No primeiro trabalho, é apresentada uma simulação da rede de água de resfriamento, considerando o desempenho da bomba e da torre de resfriamento, utilizando na modelagem hidráulica uma abordagem diferente das tradicionais. Em vez da perda de carga estar em função da velocidade, esta se encontra em função da vazão volumétrica, obtendo uma formulação mais simples do modelo. Picón-Núñez et al. (2012) utilizam essa modelagem passando a considerar a deposição por cristalização dos sais dissolvidos na água de resfriamento. Esse trabalho tem como finalidade analisar a instalação de novos trocadores na rede, porém através de uma modelagem termo-hidráulica simples, sem a preocupação de relacionar os efeitos térmicos e hidráulicos com a deposição ao longo do tempo.

Na literatura, há uma carência em trabalhos mais complexos sobre a avaliação termo-hidráulica em redes de água de resfriamento considerando os efeitos da deposição ao longo do tempo e sua interligação com os impactos térmicos e hidráulicos, o que é relevante devido ao consequente aumento da perda de carga, podendo gerar uma redistribuição das vazões na rede.

1.4 O presente trabalho em relação à literatura

Com base no que foi apresentado no item anterior, o presente trabalho realiza a simulação termo-hidráulica de redes de distribuição de água de resfriamento, considerando a rede completa com o desempenho da torre de resfriamento. Esta simulação é em regime pseudo-estacionário para analisar os efeitos da deposição no processo ao longo do tempo. Podendo, então, analisar o comportamento da distribuição das vazões ao longo do tempo.

A modelagem é composta pelo modelo térmico e hidráulico da rede de trocadores de calor junto com o modelo da torre de resfriamento. Associado a estes modelos, emprega-se o modelo da taxa de crescimento da resistência térmica de depósito em água de resfriamento apresentado por Wu e Cremaschi (2013). A relação entre os modelos térmico e hidráulico com a deposição é feita através da determinação da espessura de depósito.

O modelo da taxa de deposição aplicado apresenta uma relação com a temperatura no interior dos trocadores, ocorrendo assim uma variação da deposição ao longo dos tubos dos trocadores de calor.

Neste contexto, buscando o desenvolvimento de uma modelagem mais abrangente, o modelo térmico e hidráulico dos trocadores tem uma abordagem diferencial, permitindo determinar a temperatura e a pressão ao longo do equipamento. A resolução da simulação da rede determina as vazões, temperaturas e quedas de pressão no sistema ao longo do tempo de operação da planta. Além disso, a interação entre a torre de resfriamento e a rede de distribuição de água de resfriamento fornece uma análise mais completa do comportamento do sistema.

O modelo algébrico-diferencial aqui apresentado se propõe a representar o comportamento da deposição ao longo dos trocadores de calor e seus efeitos térmicos e hidráulicos ao longo da área de troca térmica e ao longo da rede, durante o tempo de operação do sistema. Este tipo de análise em redes de água de resfriamento não é representado na literatura, até onde a pesquisa deste trabalho avançou. Sendo então a simulação do modelo algébrico-diferencial uma ferramenta inovadora, buscando contribuir para o desenvolvimento de simulações mais abrangentes sobre o sistema.

2 MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE REDES DE DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA DE RESFRIAMENTO

Este capítulo destina-se a apresentar o desenvolvimento da modelagem e simulação de redes de distribuição de água de resfriamento, abordando a inter-relação entre os efeitos térmicos e hidráulicos, o modelo hidráulico e térmico da rede, o modelo da torre de resfriamento, o modelo da taxa de deposição, o método numérico aplicado nas equações diferenciais dos trocadores de calor e a simulação da rede.

Na análise dos comportamentos hidráulicos e térmicos dos trocadores de calor, será empregado um modelo diferencial, que permite obter as distribuições de temperatura e pressão ao longo do trocador. Este modelo será importante para a representação do comportamento dos trocadores, visto que a taxa de deposição varia ao longo do equipamento.

A simulação da rede de distribuição de água de resfriamento visa à obtenção de resultados representativos das vazões, temperaturas e quedas de pressão ao longo do tempo de operação da rede.

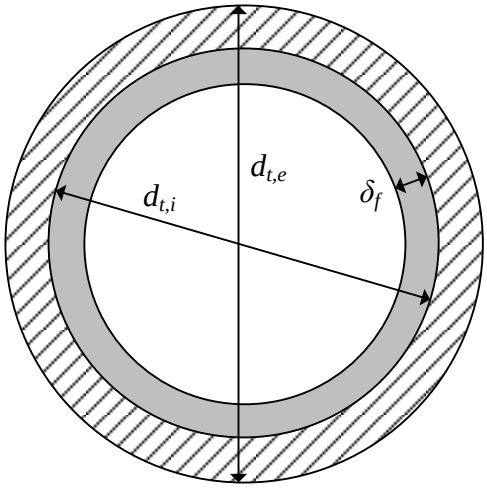
No presente trabalho, a taxa de deposição associada às correntes quentes não será contemplada, entretanto, a estrutura do modelo proposto permite o acoplamento deste fenômeno de forma imediata nas equações desenvolvidas, caso seja necessário.

2.1 Interconexão entre os efeitos térmicos e hidráulicos

Antes da apresentação da modelagem da rede de água de resfriamento, é importante mostrar a relação entre os efeitos térmicos e hidráulicos, sendo esta descrita através do cálculo da espessura do depósito associada à resistência de depósito.

De acordo com Yeap et al. (2004), esta relação termo-hidráulica é obtida considerando-se uma camada de espessura do depósito (δ_f), condutividade térmica (k_f) uniforme e resistência de depósito do lado do casco (Rf_e) desprezível. A Figura 12 apresenta o esquema da deposição no interior dos tubos dos trocadores de calor.

Figura 12 – Esquema da deposição no interior dos tubos dos trocadores



Fonte: Adapdado de YEAP et al., 2004.

Neste caso, a resistência de depósito pode ser expressa pela seguinte diferença:

$$Rf = \frac{1}{U} - \frac{1}{U^c} \tag{10}$$

Os coeficientes globais de transferência de calor limpo (U^c) e sujo (U) são:

$$\frac{1}{U^c} = \frac{1}{h_e} + \frac{d_{t,e}}{2\,k_t}\ln\left(\frac{d_{t,e}}{d_{t,i}}\right) + \frac{d_{t,e}}{d_{t,i}}\frac{1}{h_i} \tag{11}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_e} + \frac{d_{t,e}}{2\,k_t}\ln\left(\frac{d_{t,e}}{d_{t,i}}\right) + \frac{d_{t,e}}{2\,k_f}\ln\left(\frac{d_{t,i}}{d_{t,i} - 2\,\delta_f}\right) + \frac{d_{t,e}}{\left(d_{t,i} - 2\,\delta_f\right)}\frac{1}{h_f} \tag{12}$$

onde h é o coeficiente de convecção, d é o diâmetro, o subscrito t representa os tubos do trocador e os subscritos i e e representam o lado interno e externo dos tubos, respectivamente.

No coeficiente global sujo, além das resistências convectivas do lado do casco e no interior dos tubos e da resistência condutiva nos tubos, é acrescentada a resistência condutiva do depósito. A resistência convectiva no interior dos tubos também é diferente no coeficiente global sujo, pois o coeficiente de convecção h_f está relacionado ao diâmetro dos tubos considerando a deposição (d_f) e o coeficiente h_i está relacionado ao diâmetro dos tubos na condição limpa ($d_{t,i}$).

Efetuando a diferença entre as Equações 11 e 12, é possível determinar uma expressão para a resistência de depósito:

$$Rf = \frac{d_{t,e}}{2\,k_f}\ln\left(\frac{d_{t,i}}{d_{t,i} - 2\,\delta_f}\right) + \frac{d_{t,e}}{\left(d_{t,i} - 2\,\delta_f\right)}\frac{1}{h_f} - \frac{d_{t,e}}{d_{t,i}}\frac{1}{h_i} \tag{13}$$

Aplicando a espessura do depósito no diâmetro do tubo no lado interno, obtém-se o diâmetro do tubo com deposição (d_f):

$$d_f = d_{t,i} - 2\,\delta_f \tag{14}$$

Desta maneira, de forma equivalente:

$$Rf = \frac{d_{t,e}}{2\,k_f}\ln\left(\frac{d_{t,i}}{d_f}\right) + \frac{d_{t,e}}{d_f}\,\frac{1}{h_f} - \frac{d_{t,e}}{d_{t,i}}\,\frac{1}{h_i} \tag{15}$$

2.2 Modelagem hidráulica da rede

2.2.1 Modelo dos elementos da rede

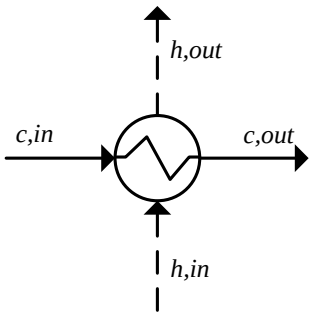
Redes de distribuição de água de resfriamento são compostas pelos seguintes elementos básicos: trocadores de calor, misturadores e divisores de correntes, bomba e tubulações.

2.2.1.1 Trocadores de calor

Neste trabalho serão discutidos trocadores de calor do tipo casco e tubo com um passe no casco e um passe nos tubos, com orientação cocorrente e contracorrente; e trocadores de calor com um passe no casco e um número par de passes nos tubos.

A Figura 13 apresenta o esquema de representação de um trocador de calor. As linhas contínuas representam as correntes frias e as linhas tracejadas representam as correntes quentes. Por hipótese, a corrente fria escoa no interior dos tubos, tal como recomendado nos procedimentos usuais de redes de água de resfriamento.

Figura 13 – Esquema de trocador de calor



Fonte: O autor, 2015.

Conforme a hipótese de regime permanente ou pseudo-estácionario, a vazão mássica em cada corrente mantém-se constante. O balanço de massa nos trocadores pode ser representado pelas equações a seguir:

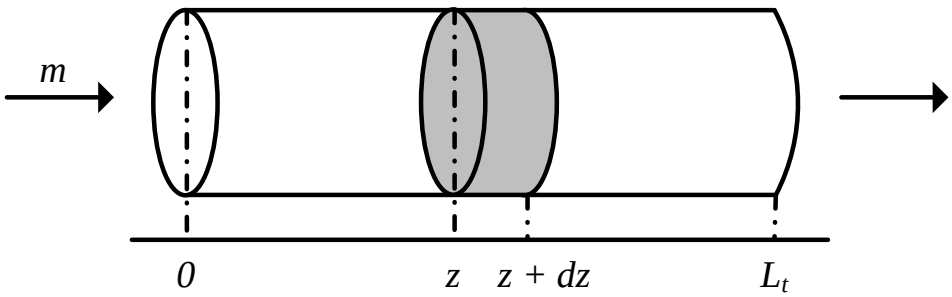
$$m_{h,in} - m_{h,out} = 0 \tag{16}$$

$$m_{c,in} - m_{c,out} = 0 \tag{17}$$

onde *m* é a vazão mássica do fluido, os subscritos *h* e *c* representam as correntes quente e fria, respectivamente, e os subscritos *in* e *out* representam entrada e saída da corrente, respectivamente.

As equações hidráulicas descrevem o comportamento do escoamento da água de resfriamento no interior dos tubos do trocador. A Figura 14 representa um esquema de um tubo do trocador sendo *dz* o elemento diferencial ao qual a modelagem foi aplicada ao longo do eixo *z* no comprimento dos tubos do trocador.

Figura 14 – Esquema de um tubo do trocador de calor



Fonte: O autor, 2015.

O balanço de energia mecânica aplicado no elemento diferencial de espessura *dz* ao longo do comprimento do trocador baseia-se nas seguintes hipóteses: regime permanente; escoamento incompressível e trocador na posição horizontal:

$$dp_t + \rho v_f \, dv_f = -\rho g \, dF_t \tag{18}$$

onde F é a perda de carga em m, p é a pressão, v é a velocidade e g é a aceleração da gravidade.

A perda de carga nos tubos do trocador é calculada pela Equação de Darcy-Weisbach (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2006):

$$dF_t = f_t \frac{{v_f}^2}{2g \, d_f(z)} dz \tag{19}$$

onde f é o fator de atrito de Darcy.

O fator de atrito de Darcy é calculado pela equação de Churchill (1977) (Equações 20, 21 e 22) sendo válida para qualquer regime de escoamento:

$$f_t = 8\left[\left(\frac{8}{Re_t}\right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{\frac{3}{2}}}\right]^{\frac{1}{12}} \tag{20}$$

$$A = \left[2{,}457 \ \ln\left(\frac{1}{\left(\frac{7}{Re_t}\right)^{0{,}9} + 0{,}27\left(\frac{\varepsilon_t}{d_f}\right)}\right)\right]^{16} \tag{21}$$

$$B = \left(\frac{37530}{Re_t}\right)^{16} \tag{22}$$

onde ε é a rugosidade da tubulação e Re é o número de Reynolds.

Neste trabalho, a variação da rugosidade da tubulação pela deposição não foi considerada. O número de Reynolds pode ser descrito pela Equação 23 de forma genérica:

$$Re = \frac{dv\rho}{\mu} \tag{23}$$

onde μ é a viscosidade dinâmica do fluido.

Substituindo a Equação 19 na Equação 18 e reorganizando a equação, obtém-se o balanço de energia mecânica aplicado para os trocadores com escoamento contracorrente e cocorrente:

$$\frac{dp_t}{dz} = -\rho v_f \frac{dv_f}{dz} - \rho f_t \frac{{v_f}^2}{2\, d_f(z)} \tag{24}$$

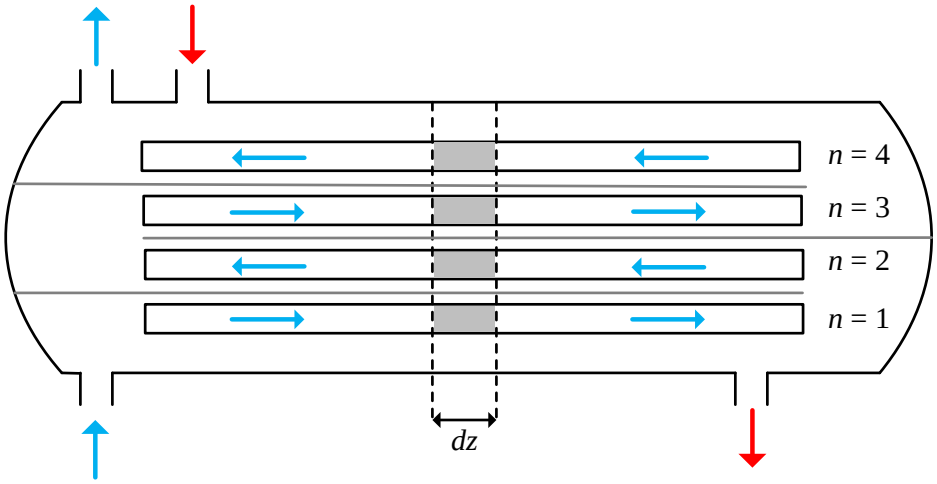
Na configuração contracorrente e cocorrente, as condições de contorno são:

$$p_t|_{z=0} = p_{\,t,in} \tag{25}$$

$$v_f|_{z=0} = v_{\,f,in} \tag{26}$$

Estas equações podem ser estendidas para o balanço de energia mecânica na configuração com múltiplos passes considerando a presença de *Npt* passes nos tubos (*Npt* par). Por exemplo, um esquema de trocador de calor com um passe no casco e quatro passes nos tubos é apresentado na Figura 15, sendo *n* o número do passe.

Figura 15 – Esquema de um trocador de calor com configuração múltiplos passes



Fonte: O autor, 2015.

Aplicando o balanço de energia mecânica no esquema da Figura 15, obtém-se o sistema de equações diferenciais ordinárias, tendo uma equação para cada passe devido à diferença no sentido do escoamento nos passes:

$$\frac{dp_{t,n}}{dz} = -\rho v_{f,n}\,\frac{dv_{f,n}}{dz} - \rho f_{t,n}\frac{{v_{f,n}}^2}{2\,d_{f,n}(z)}, \quad n = 1 \tag{27}$$

$$\frac{dp_{t,n}}{dz} = \rho v_{f,n}\,\frac{dv_{f,n}}{dz} + \rho f_{t,n}\frac{{v_{f,n}}^2}{2\,d_{f,n}(z)}, \quad n = 2 \tag{28}$$

$$\frac{dp_{t,n}}{dz} = -\rho v_{f,n}\,\frac{dv_{f,n}}{dz} - \rho f_{t,n}\frac{{v_{f,n}}^2}{2\,d_{f,n}(z)}, \quad n = 3 \tag{29}$$

$$\frac{dp_{t,n}}{dz} = \rho v_{f,n}\,\frac{dv_{f,n}}{dz} + \rho f_{t,n}\frac{{v_{f,n}}^2}{2\,d_{f,n}(z)}, \quad n = 4 \tag{30}$$

Pela similaridade das Equações 27 e 29, nos passes ímpares, e pela similaridade das Equações 28 e 30, nos passes pares, é possível generalizar o sistema de equações diferenciais ordinárias para a configuração com múltiplos passes em uma única equação:

$$\frac{dp_{t,n}}{dz} = (-1)^n \rho v_{f,n}\,\frac{dv_{f,n}}{dz} + (-1)^n \rho f_{t,n}\frac{{v_{f,n}}^2}{2\,d_{f,n}(z)}, \quad n = \{1, \cdots, Npt\} \tag{31}$$

As condições de contorno para esta configuração são:

$$p_{t,n}|_{z=0} = p_{t,in}, \qquad v_{f,n}|_{z=0} = v_{f,in}, \qquad em\ n = 1 \tag{32}$$

$$p_{t,n}|_{z=L_t} = p_{t,n-1}|_{z=L_t}, \quad v_{f,n}|_{z=L_t} = v_{f,n-1}|_{z=L_t}, \quad em\ n\ par \tag{33}$$

$$p_{t,n}|_{z=0} = p_{t,n-1}|_{z=0}, \quad v_{f,n}|_{z=0} = v_{f,n-1}|_{z=0}, \quad em\ n\ ímpar \tag{34}$$

O cálculo da queda de pressão no trocador de calor é a soma da queda de pressão nos tubos mais a queda de pressão nos cabeçotes (SAUNDERS, 1989). Na queda de pressão nos cabeçotes considera-se a velocidade com os tubos limpos (v_t) e despreza-se a queda de pressão nos bocais. A queda de pressão no trocador de calor pode ser representada por:

$$\Delta p_{HE} = p_{t,1}|_{z=0} - p_{t,Npt}|_{z=0} + Kh\,Npt\rho\frac{{v_t}^2}{2} \tag{35}$$

onde o subscrito *HE* refere-se ao trocador de calor e *Kh* é o coeficiente igual a 0,9 quando *Npt* = 1 e igual a 1,6 quando *Npt* > 1 (SAUNDERS, 1989).

Para a geração automática das condições iniciais na simulação da rede em uma condição totalmente limpa, conforme será visto na seção 2.7, aplica-se o balanço de energia mecânica no trocador de calor na forma integrada (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2006):

$$\Delta p_{HE} - \rho g F_{HE} = 0 \tag{36}$$

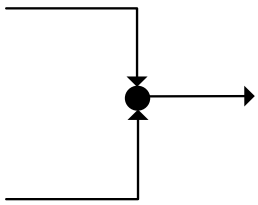
Para trocadores de calor casco e tubos, o termo *F* é calculado através da perda de carga nos tubos, sendo calculada pela equação de Darcy-Weisbach, somada à perda de carga nos cabeçotes (SAUNDERS, 1989), sendo a perda de carga nos bocais desprezada.

$$F_{HE} = \left[f_t \left(\frac{L_t}{d_{t,i}} \right) + Kh \right] Npt \frac{{v_t}^2}{2g} \tag{37}$$

2.2.1.2 Misturadores de corrente

O misturador de corrente é responsável pela junção de duas ou mais correntes a montante do equipamento gerando uma única corrente de saída. A Figura 16 apresenta o esquema de um misturador.

Figura 16 – Esquema de um misturador de corrente



Fonte: O autor, 2015.

De acordo com a hipótese de regime permanente, o balanço de massa no misturador pode ser representado por:

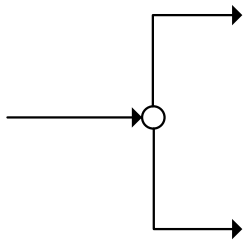
$$m_{in,1} + m_{in,2} + m_{in,3} + \cdots - m_{out} = 0 \tag{38}$$

Os efeitos hidráulicos de perda de carga associados aos misturadores podem ser inseridos nas tubulações de conexão correspondentes (comprimento equivalente).

2.2.1.3 Divisores de corrente

Os divisores de corrente desempenham a função de dividir uma corrente de entrada em duas ou mais correntes de saída. Neste trabalho, os divisores atuaram na forma de uma corrente de entrada e duas de saída, conforme apresentado na Figura 17.

Figura 17 – Esquema de um divisor de corrente



Fonte: O autor, 2015.

Neste equipamento, a equação do balanço de massa é demostrada por:

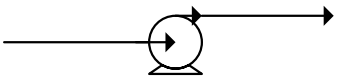
$$m_{in} - m_{out,1} - m_{out,2} = 0 \tag{39}$$

A perda de carga no divisor de corrente pode ser inserida nas tubulações de entrada e saída (comprimento equivalente).

2.2.1.4 Bomba

A representação de uma bomba é apresentada na Figura 18.

Figura 18 – Esquema de uma bomba



Fonte: O autor, 2015.

Aplicando a equação de Bernoulli modificada (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2006) neste equipamento, considerando que os diâmetros na entrada e saída são iguais, tem-se:

$$\Delta p_{pump} - \rho g F_{pump} = 0 \tag{40}$$

sendo o subscrito *pump* relacionado à bomba e o F_{pump} à carga da bomba em m.

A relação entre a carga da bomba e a vazão volumétrica do fluido (q) é a curva característica da bomba, representada por um polinômio (MAH; SHACHAM, 1978), conforme apresentada na equação a seguir:

$$F_{pump} = \sum b_j q^j = \sum b_j \left(\frac{m}{\rho}\right)^j \tag{41}$$

onde b são os coeficientes da curva característica da bomba.

2.2.1.5 Tubulação

A tubulação representa as linhas que ligam os equipamentos da rede, podendo possuir diversos acessórios, como: válvulas, joelhos, tês, redutores, entre outros.

Empregando o balanço de energia mecânica e considerando que o diâmetro ao longo de cada seção de tubulação permanece igual, obtém-se:

$$\Delta p_{pipe} + \rho g \Delta Z - \rho g F_{pipe} = 0 \tag{42}$$

onde ΔZ é a variação de elevação entre as tubulações e o subscrito *pipe* refere-se à tubulação.

Para o cálculo da perda de carga (F_{pipe}) utilizou-se a equação de Darcy-Weisbach:

$$F_{pipe} = f_{pipe} \left(\frac{L_{pipe}}{d_{pipe\,,i}}\right) \frac{{v_{pipe}}^2}{2g} \tag{43}$$

onde as perdas de carga para os assessórios podem ser incluídas na equação utilizando o comprimento equivalente e o fator de atrito de Darcy (f_{pipe}) é calculado pela correlação de Churchill (1977) (Equações 20, 21 e 22).

2.2.2 Modelo da rede de água de resfriamento

Neste item serão apresentados: a representação da rede de trocadores de calor; as variáveis e os modelos associados aos balanços de massa e energia mecânica do escoamento na rede como um todo.

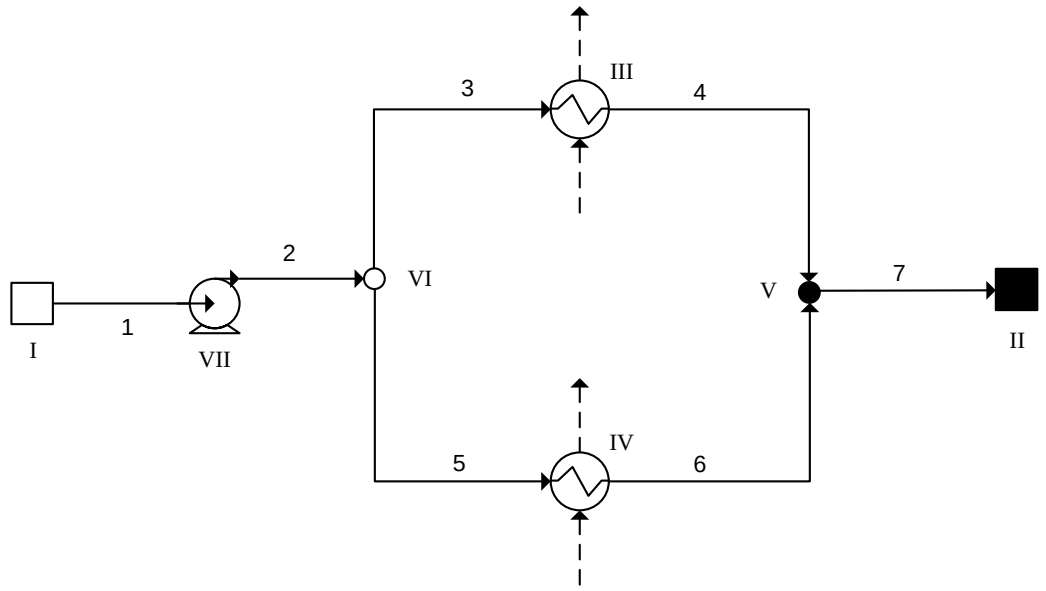
2.2.2.1 Representação da rede de trocadores de calor

A estrutura da rede de trocadores de calor é representada por um dígrafo, onde os vértices são os elementos da rede e as arestas são as tubulações. Na literatura, há diversos exemplos do uso de dígrafos para representação de rede de trocadores de calor como, por exemplo, Oliveira Filho, Queiroz e Costa (2007) e Tavares, Queiroz e Costa (2010).

Na estrutura de rede proposta, N é o número total de vértices, representando todos os elementos da rede: N^{HE} trocadores de calor; N^{MX} misturadores; N^{SP} divisores de corrente; N^{PU} bombas e N^{P} unidades externas. As unidades externas são subdivididas em N^{PS} unidades de suprimento e N^{PD} unidades de demanda, representando, em sistemas de água de resfriamento, a saída da torre de resfriamento e a entrada na rede (N^{PS}) e a entrada na torre e a saída da rede (N^{PD}).

Os vértices na estrutura da rede são ligados por arestas, onde S é o número total de arestas. As arestas representam o escoamento da água de resfriamento na rede. A Figura 19 apresenta a estrutura da rede de trocadores de calor, sendo as arestas numeradas com números arábicos e os vértices numerados com números romanos. Os quadrados branco e preto representam as unidades de suprimento e demanda, respectivamente.

Figura 19 – Exemplo da estrutura da rede de trocadores de calor



Fonte: O autor, 2015.

O dígrafo pode ser representado por uma abordagem matricial através da matriz de incidência, que demostra a conectividade da rede. A matriz de incidência ($\underline{\underline{M}}$) possui dimensão N x S, onde cada vértice p está relacionado a uma linha da matriz e cada aresta k está relacionada a uma coluna da matriz. Por possuir esta dimensão, a matriz de incidência pode ser particionada da seguinte forma:

$$\underline{\underline{M}} = \begin{bmatrix} \underline{\underline{M}}^{PS} \\ \underline{\underline{M}}^{PD} \\ \underline{\underline{M}}^{HE} \\ \underline{\underline{M}}^{MX} \\ \underline{\underline{M}}^{SP} \\ \underline{\underline{M}}^{PU} \end{bmatrix} \tag{44}$$

A matriz de incidência é preenchida da seguinte forma: $\underline{\underline{M}}_{p,k}$ é igual a 1 se a aresta k está entrando no vértice p, $\underline{\underline{M}}_{p,k}$ é igual a -1 se a aresta k está saindo do vértice p ou $\underline{\underline{M}}_{p,k}$ é igual a 0 se a aresta k não se relaciona ao vértice p. Para o exemplo da Figura 19, a sua matriz de incidência é apresentada na Figura 20, onde apenas os elementos diferentes de zero são mostrados.

Figura 20 – Matriz de incidência da rede exemplificada

		Arestas						
Vértices		**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**
PS	**I**	-1						
PD	**II**							1
HE	**III**			1	-1			
	IV					1	-1	
MX	**V**				1		1	-1
SP	**VI**		1	-1		-1		
PU	**VII**	1	-1					

Fonte: O autor, 2015.

Considerando a estrutura típica de redes de distribuição de água de resfriamento, composta por um conjunto de trocadores em paralelo, para a modelagem hidráulica da rede é também necessária à representação do dígrafo em outra matriz. Esta matriz demostra o caminho que a água de resfriamento faz pelas tubulações para os trocadores de calor da rede, sendo chamada de matriz circuito-corrente ($\underline{\underline{ML}}$). Esta matriz possui dimensão N^{HE} x S.

A matriz circuito-corrente é preenchida da seguinte forma: $\underline{\underline{ML}}_{q,k}$ é igual a 1 quando a aresta k pertence ao circuito q ou $\underline{\underline{ML}}_{q,k}$ é igual a 0 quando a aresta k não pertence ao circuito q. A Figura 21 apresenta a matriz circuito-corrente para o exemplo da Figura 19, onde somente os elementos diferentes de zero são mostrados.

Figura 21 – Matriz circuito-corrente da rede exemplificada

		Arestas						
Circuito		**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**
HE	**I**	1	1	1	1			1
	II	1	1			1	1	1

Fonte: O autor, 2015.

2.2.2.2 Variáveis

As variáveis do modelo hidráulico da rede são as vazões nas arestas e as quedas de pressão nos elementos da rede. As vazões mássicas são representadas pelo vetor $\underline{m}$ com dimensão S x 1. As vazões mássicas das unidades externas são representadas pelo vetor $\underline{n}$ com dimensão N^P x 1. O vetor $\underline{n}$ possui uma partição, sendo:

$$\underline{n} = \begin{bmatrix} n^{PS} \\ n^{PD} \end{bmatrix} \tag{45}$$

onde n^{PS} refere-se à vazão de saída da torre de resfriamento e entrada na rede, possuindo valores positivos, e n^{PD} refere-se à vazão de entrada na torre de resfriamento e saída da rede, possuindo valores negativos.

As quedas de pressão nos elementos da rede são representadas pelo vetor $\underline{\Delta p}$ tendo como dimensão (1+S+N^{HE}) x 1. O vetor $\underline{\Delta p}$ é particionado da seguinte forma:

$$\underline{\Delta p} = \begin{bmatrix} \Delta p_{pump} \\ \underline{\Delta p}_{pipe} \\ \underline{\Delta p}_{HE} \end{bmatrix} \tag{46}$$

2.2.2.3 Modelo da rede

O balanço material nos elementos da rede pode ser reformulado com uma abordagem matricial, utilizando a matriz de incidência da rede. As equações a seguir apresentam os balanços de massa nos vértices da rede (S equações) seguindo à hipótese de regime permanente:

$$\underline{\underline{M}}^{P}\underline{m} + \underline{n} = \underline{0} \tag{47}$$

$$\underline{\underline{M}}^{HE}\underline{m} = \underline{0} \tag{48}$$

$$\underline{\underline{M}}^{MX}\underline{m} = \underline{0} \tag{49}$$

$$\underline{\underline{M}}^{SP}\underline{m} = \underline{0} \tag{50}$$

$$\underline{\underline{M}}^{PU}\underline{m} = \underline{0} \tag{51}$$

O balanço de energia mecânica na rede (N^{HE} equações) é determinado pela Equação 52, utilizando a matriz circuito-corrente:

$$\Delta p_{pump} - \underline{\underline{ML}}\ \underline{\Delta p}_{pipe} - \underline{\Delta p}_{HE} = \underline{0} \tag{52}$$

O balanço de energia mecânica na bomba é baseado na Equação 40, descrita em relação à vazão da unidade de suprimento:

$$\Delta p_{pump} - \rho g F_{pump}(n^{PS}) = 0 \tag{53}$$

A queda de pressão na tubulação é baseada na Equação 42, reorganizada para uma abordagem matricial (*S* equações):

$$\underline{\Delta p}_{pipe} + \rho g \underline{\Delta Z} - \rho g \underline{F}_{pipe}(\underline{m}) = \underline{0} \tag{54}$$

A queda de pressão nos trocadores de calor é baseada na Equação 35, reorganizada para uma abordagem matricial (N^{HE} equações):

$$\underline{\Delta p}_{HE} = \underline{p}_{t,1}|_{z=0} - \underline{p}_{t,Npt}|_{z=0} + Kh\, Npt \frac{\underline{v}_t{}^2}{2g} \tag{55}$$

Neste caso, o quadrado da velocidade presente na Equação 55 corresponde a uma operação elemento a elemento.

A Equação 55 utiliza como vazões mássicas associadas ao cálculo da velocidade o vetor $\underline{m}_{HE}$ representado por:

$$\underline{m}_{HE} = \left[\underline{\underline{M}}^{HE}{}_{+}\right]\underline{m} \tag{56}$$

onde o subscrito + representa a matriz apenas com elementos positivos.

Para a geração automática das condições iniciais na simulação da rede em uma condição totalmente limpa, conforme será visto na seção 2.7, utiliza-se a perda de carga nos trocadores de calor no modelo integral representada pela Equação 36, reorganizada para a abordagem matricial (N^{HE} equações):

$$\underline{\Delta p}_{HE} - \rho g \underline{F}_{HE}(\underline{m}_{HE}) = \underline{0} \tag{57}$$

2.3 Modelagem térmica da rede

2.3.1 Modelo dos elementos da rede

Do ponto de vista térmico, as variações de temperatura na bomba, no misturador e no divisor são desprezíveis, visto que são muito pequenas. A transferência de calor entre a água de resfriamento e o exterior da tubulação é desprezada. Assim, considerou-se que não há variação de temperatura nesses elementos da rede, mas somente nos trocadores de calor.

No modelo térmico dos trocadores de calor foram consideradas as seguintes hipóteses: regime permanente; escoamento unidimensional; termo difusivo ao longo da direção axial desprezível e propriedades físicas constantes. O modelo foi aplicado no elemento diferencial *dz* ao longo do comprimento do trocador, conforme visto na Figura 14.

Os balanços de energia para as correntes quente e fria são representados por:

$$m_h Cp_h [T_h]_z^{z+dz} \pm \frac{Ntt\, d_{t,e}\, \pi}{Npt}\, U\, (T_h - T_c)\, dz = 0 \tag{58}$$

$$m_c Cp_c [T_c]_z^{z+dz} + \frac{Ntt\, d_{t,e}\, \pi}{Npt}\, U\, (T_h - T_c)\; dz = 0 \tag{59}$$

sendo *Ntt* o número total de tubos. O segundo termo da Equação 58 tem sinal positivo na configuração contracorrente e sinal negativo na configuração cocorrente.

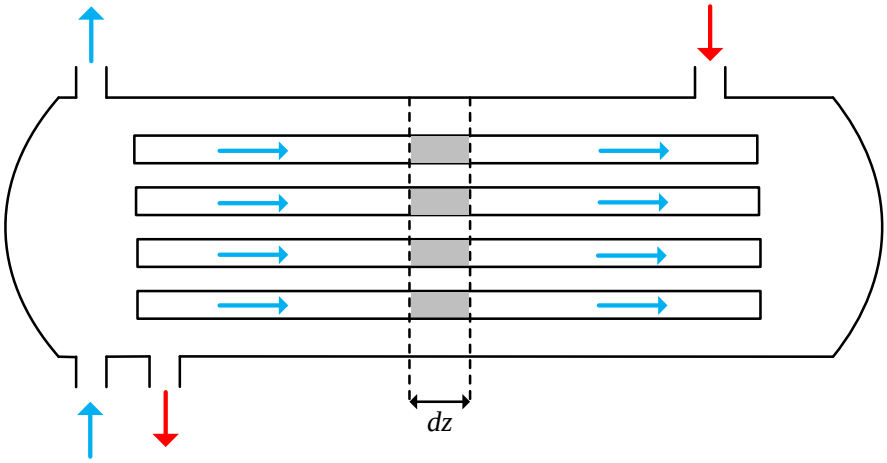
Reorganizando as Equações 58 e 59, obtém-se o sistema de equações diferenciais ordinárias para as configurações contracorrente e cocorrente:

$$\frac{dT_h}{dz} = \pm \frac{Ntt\, d_{t,e}\, \pi}{m_h Cp_h\, Npt}\, U\, (T_h - T_c) \tag{60}$$

$$\frac{dT_c}{dz} = \frac{Ntt\, d_{t,e}\, \pi}{m_c Cp_c\, Npt}\, U\, (T_h - T_c) \tag{61}$$

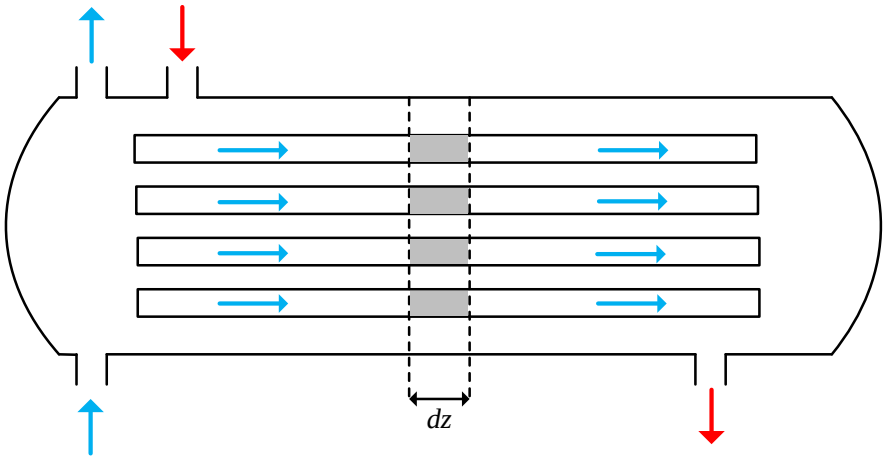
As Figuras 22 e 23 apresentam esquemas com trocadores de calor do tipo casco e tubos com escoamento contracorrente e cocorrente, respectivamente.

Figura 22 – Esquema de um trocador de calor com escoamento contracorrente



Fonte: O autor, 2015.

Figura 23 – Esquema de um trocador de calor com escoamento cocorrente



Fonte: O autor, 2015.

Para o trocador da Figura 22, as condições de contorno são:

$$T_h|_{z=L_t} = T_{h,in} \tag{62}$$

$$T_c|_{z=0} = T_{c,in} \tag{63}$$

Para o trocador da Figura 23, as condições de contorno são:

$$T_h|_{z=0} = T_{h,in} \tag{64}$$

$$T_c|_{z=0} = T_{c,in} \tag{65}$$

No caso de uma configuração com um passe no casco e *Npt* passes nos tubos (*Npt* par), as equações de balanço resultam em:

$$\frac{dT_h}{dz} = -\frac{Ntt\, d_{t,e}\, \pi}{m_h Cp_h\, Npt} \sum_{n=1}^{Npt} U_n \left(T_h - T_{c,n}\right) \tag{66}$$

$$\frac{dT_{c,n}}{dz} = -(-1)^n \frac{Ntt\, d_{t,e}\, \pi}{m_c Cp_c\, Npt} U_n \left(T_h - T_{c,n}\right), \quad n = \{1, \cdots, Npt\} \tag{67}$$

As condições de contorno para esta configuração (Figura 15) são:

$$T_h|_{z=0} = T_{h,in} \tag{68}$$

$$T_{c,n}|_{z=0} = T_{c,in}, \qquad em\ n = 1 \tag{69}$$

$$T_{c,n}|_{z=L_t} = T_{c,n-1}|_{z=L_t}, \qquad em\ \ n\ par \tag{70}$$

$$T_{c,n}|_{z=0} = T_{c,n-1}|_{z=0}, \qquad em\ n\ ímpar \tag{71}$$

O coeficiente global de transferência de calor, no modelo térmico, é calculado por (INCROPERA et al., 2008):

$$\frac{1}{U} = \frac{d_{t,e}}{d_{t,i}} \frac{1}{h_i} + Rf_i \frac{d_{t,e}}{d_{t,i}} + \frac{d_{t,e} \ln\left(\frac{d_{t,e}}{d_{t,i}}\right)}{2\, k_t} + Rf_e + \frac{1}{h_e} \tag{72}$$

Para determinar o coeficiente de convecção no lado do tubo, utilizou-se a correlação de Gnielinski (Equação 73) para o escoamento turbulento (INCROPERA et al., 2008), sendo válida para $0{,}5 < Pr_t < 2000$ e $3000 < Re_t < 5 \cdot 10^6$.

$$Nu_t = \frac{(f_t/8)(Re_t - 1000)Pr_t}{1 + 12{,}7(f_t/8)^{1/2}\left({Pr_t}^{2/3} - 1\right)} \tag{73}$$

onde *Nu* é o número de Nusselt e *Pr* é o número de Prandtl, expressos por:

$$Nu = \frac{h\, d}{k} \tag{74}$$

$$Pr = \frac{Cp\, \mu}{k} \tag{75}$$

Para o escoamento laminar utiliza-se a correlação de Hausen (Equação 76) quando $Pr_t > 5$ e a correlação Sieder e Tate (Equação 77) quando $Pr_t < 5$, se $Nu_t \leq 3{,}66$ é razoável usar $Nu_t = 3{,}66$ (INCROPERA et al., 2008).

$$Nu_t = 3{,}66 + \frac{0{,}0668\left(d_{t,i}/L_t\right)Re_t Pr_t}{1 + 0{,}04\left[\left(d_{t,i}/L_t\right)Re_t Pr_t\right]^{2/3}} \tag{76}$$

$$Nu_t = 1{,}86\left(\frac{Re_t Pr_t}{L_t/d_{t,i}}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_{wall}}\right)^{0{,}14} \tag{77}$$

onde o subscrito *wall* representa as condições na superfície, considerando-se desprezível a diferença entre as viscosidades, na correlação Sieder e Tate adota-se $\mu/\mu_{wall} = 1$. A correlação de Hausen é válida para $Pr_t > 5$ e a correlação Sieder e Tate é válida para $0{,}60 < Pr_t < 5$ e $0{,}0044 < \mu/\mu_{wall} < 9{,}75$.

Na determinação do coeficiente no lado do casco utilizou-se a seguinte equação, válida para $2 \cdot 10^3 < Re_s < 1 \cdot 10^6$ (KERN, 1980):

$$Nu_s = 0{,}36 {Re_s}^{0{,}55}\, {Pr_s}^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_{wall}}\right)^{0{,}14} \tag{78}$$

sendo o subscrito *s* referente ao lado do casco no trocador de calor, considerando-se desprezível a diferença entre as viscosidades, adotando-se $\mu/\mu_{wall} = 1$.

O número de Reynolds no lado do casco é definido em relação ao diâmetro equivalente (d_{eq}), obtido pelas seguintes equações, referentes aos arranjos quadrado e triangular dos tubos, respectivamente (KERN, 1980):

$$d_{eq} = \frac{4\, Ltp^2}{\pi\, d_{t,e}} - d_{t,e} \tag{79}$$

$$d_{eq} = \frac{3{,}46\, Ltp^2}{\pi\, d_{t,e}} - d_{t,e} \tag{80}$$

onde *Ltp* é o passo nos tubos.

Para a determinação da velocidade no casco, a área de escoamento (*Ac*) é calculada por (KERN, 1980):

$$Ac = \frac{d_s(Ltp - d_{t,e})Lbc}{Ltp} \tag{81}$$

onde *Lbc* é o espaçamento das chicanas.

Para a geração automática das condições iniciais na simulação da rede em uma condição totalmente limpa, conforme será visto na seção 2.7, utiliza-se o modelo integral do balanço de energia. Neste modelo, o método escolhido para os cálculos de transferência de calor nos trocadores foi o método P-NUT (SHAH; SEKULIC, 2003), parecido com ε-NUT, mas contendo a vantagem de não ser necessário saber quem são os fluidos máximos e mínimos.

O modelo P-NUT possui três parâmetros adimensionais: efetividade (*P*), razão entre as taxas de capacidade calorífica (*Cr*) e número de unidades de transferência (*NUT*). Estes parâmetros podem ser definidos pelas seguintes equações.

$$P = \frac{T_{h,in} - T_{h,out}}{T_{h,in} - T_{c,in}} \tag{82}$$

$$Cr = \frac{m_h Cp_h}{m_c Cp_c} \tag{83}$$

$$NUT = \frac{UA}{m_h Cp_h} \tag{84}$$

A efetividade também pode ser apresentada em função do *NUT* e *Cr* para uma determinada configuração do escoamento no trocador de calor. As Equações 85 e 86 apresentam esta relação para trocadores casco e tubos com escoamento cocorrente e contracorrente, respectivamente, já a Equação 87 para trocadores com um passe no casco e um número par de passes nos tubos (SHAH; SEKULIC, 2003).

$$P = \frac{1 - exp[-NUT(1 + Cr)]}{1 + Cr} \tag{85}$$

$$P = \frac{1 - exp[-NUT(1 - Cr)]}{1 - Cr\ exp[-NUT(1 - Cr)]} \tag{86}$$

$$P = 2\left\{1 + Cr + (1 + Cr^2)^{1/2}\frac{1 + exp\left[-NUT(1 + Cr^2)^{1/2}\right]}{1 - exp[-NUT(1 + Cr^2)^{1/2}]}\right\}^{-1} \tag{87}$$

A carga térmica do trocador (Q) pode ser relacionada pelas seguintes equações:

$$Q = P\, m_h Cp_h \left(T_{h,in} - T_{c,in}\right) \tag{88}$$

$$Q = m_c Cp_c \left(T_{c,out} - T_{c,in}\right) \tag{89}$$

$$Q = m_h Cp_h \left(T_{h,in} - T_{h,out}\right) \tag{90}$$

2.3.2 Interconexão do modelo térmico na rede

O modelo térmico da rede relaciona-se com o modelo hidráulico através das vazões. Assim, os balanços de energia nos trocadores de calor (Equações 60, 61, 66 e 67) são aplicados em cada trocador da rede, sendo o valor das vazões mássicas dado pelo vetor $\underline{m}_{HE}$ do modelo hidráulico da rede.

Aplicando um balanço de energia na rede obtém-se a temperatura de saída da rede, que é a temperatura de retorno da água para torre ($T_{w,topo}$):

$$n^{PD} Cp_c\, T_{w,topo} = \sum_{q=1}^{N^{HE}} \left(m_{HE}\, Cp_c\, T_{c,out}\right)_q \tag{91}$$

2.4 Modelagem da torre de resfriamento

Conforme visto na seção 1.2.2.4, a Equação de Merkel relaciona os processos de transferência de calor e de massa em torres com escoamento contracorrente:

$$\frac{KaV}{m_w} = \int_{T_{w,base}}^{T_{w,topo}} Cp_w \frac{dT_w}{\left(H_{a,sat} - H_a\right)} \tag{8}$$

Para a integração da Equação de Merkel, geralmente utiliza-se o método de Chebyshev. Neste método, a variável *f(x)* possui valores pré-determinados dentro do intervalo de integração, a soma destes valores multiplicados pelo intervalo dão a aproximação da integral (KRÖGER, 2004). Para a integração em quatro pontos, a fórmula genérica aproximada é:

$$\int_a^b f(x)\,dx \cong \frac{b-a}{4}\sum_{m=1}^{4} f(x_m) \tag{92}$$

Os valores de $f(x_m)$ devem ser calculados nos valores de x correspondentes a 0,102673, 0,406204, 0,593796 e 0,897327 do intervalo (b-a), podendo ser arredondados para a primeira casa decimal (KRÖGER, 2004). Então os valores de x são:

$$x_m = a + (b-a)\alpha_m\,, \qquad \alpha_m \in \{0{,}1;\ 0{,}4;\ 0{,}6;\ 0{,}9\} \tag{93}$$

Assim aplicando o método de Chebyshev na Equação de Merkel:

$$\begin{aligned}\frac{KaV}{m_w} &= \int_{T_{w,base}}^{T_{w,topo}} Cp_w \frac{dT_w}{\left(H_{a,sat}-H_a\right)} \\ &\cong Cp_w \frac{T_{w,topo}-T_{w,base}}{4}\sum_{m=1}^{4}\frac{1}{\left(H_{a,sat}-H_a\right)_m}\end{aligned} \tag{94}$$

sendo o subscrito m os pontos da integração numérica e $H_{a,sat}$ e H_a calculados nas seguintes temperaturas:

$$T_{w,m} = T_{w,base} + \left(T_{w,topo}-T_{w,base}\right)\alpha_m\,, \qquad \alpha_m \in \{0{,}1;\ 0{,}4;\ 0{,}6;\ 0{,}9\} \tag{95}$$

Para a determinação da entalpia do ar úmido (H_a), utiliza-se a linha de operação da torre representada pela Equação 9. Reorganizando a equação para os pontos da integração numérica, obtém-se:

$$H_{a,m} = H_{a,base} + \frac{m_w}{m_a} Cp_w\left(T_{w,m}-T_{w,base}\right) \tag{96}$$

Para a determinação da entalpia do ar úmido na entrada da torre ($H_{a,base}$) e a entalpia do ar saturado ($H_{a,sat}$), utilizam-se as equações descritas na seção 1.2.2.3.

Em torres com escoamento contracorrente, a equação que representa a curva característica da torre (SINGHAM, 1983) pode ser descrita por:

$$\frac{KaV}{m_w} = YC_{un}\left(\frac{m_w}{m_a}\right)^{-c} \tag{97}$$

onde Y é a altura do enchimento, C_{un} é uma constante unitária característica do enchimento e c é um parâmetro empírico.

Na realidade, também ocorre transferência de massa e calor no sistema de distribuição de água na torre e no espaço abaixo do enchimento (MTL ENGENHARIA LTDA, 2004). Assim, a equação da curva característica da torre (Equação 97) deve ser corrigida:

$$\left(\frac{KaV}{m_w}\right)_{Total} = \left(\frac{KaV}{m_w}\right)_{Enchimento} + \left(\frac{KaV}{m_w}\right)_{Extremidades} \tag{98}$$

A contribuição dada pelas extremidades é pequena, podendo ser considerada em torno de 0,07 (KELLY; SWENSON, 1956 apud MTL ENGENHARIA LTDA, 2004).

A fim de garantir a convergência da simulação para valores satisfatórios, é necessário adicionar ao modelo da torre de resfriamento uma restrição que impeça soluções matemáticas espúrias associadas à torre resfriar a água a uma temperatura menor que a temperatura de bulbo úmido do ar (T_{wb}), o que seria inviável. Esta restrição é descrita por:

$$T_{w,base} - T_{wb} = \sigma^2 \tag{99}$$

sendo σ uma variável de folga acrescentada ao modelo, admitindo na diferença ($T_{w,base}$-T_{wb}) apenas valores positivos.

2.5 Modelagem da taxa de deposição

O modelo da taxa de deposição em redes de água de resfriamento foi retirado do trabalho de Wu e Cremaschi (2013), originalmente baseado no modelo de Hasson-Quan (QUAN; CHEN; MA, 2008). Neste modelo, a taxa de deposição é baseada no modelo de Kern e Seaton, sendo um balanço entre as taxas de formação e remoção:

$$\frac{dRf}{dt} = \frac{\varphi_d - \varphi_r}{\rho_f k_f} \tag{1}$$

Wu e Cremaschi (2012) apontam que mais de 85% do depósito é carbonato de cálcio em redes de água de resfriamento. Assim, no modelo de Hasson-Quan, assume-se que o carbonato de cálcio é a única espécie química presente no depósito, sendo φ_d determinado por:

$$\varphi_d = kd[CO_3^{2-}] \frac{1 - \frac{ksp}{[Ca^{2+}][CO_3^{2-}]}}{1 + \frac{kd}{kr[CO_3^{2-}]} + \frac{[CO_3^{2-}]}{[Ca^{2+}]}} \tag{100}$$

onde *ksp* é o produto de solubilidade do $CaCO_3$, $[Ca^{2+}]$ e $[CO_3^{2-}]$ são as concentrações iônicas, *kr* é o coeficiente da taxa de precipitação e *kd* é um coeficiente de transporte.

Os coeficientes *kr* e *kd* podem ser calculados por:

$$\ln kr = 38{,}74 - \frac{20700}{Rg\ T_w} \tag{101}$$

$$kd = 0{,}023\ \ v\ \ Re^{-0{,}17}\ \ Sc^{-0{,}67} \tag{102}$$

onde *Rg* é a constante universal dos gases em cal/(K·mol), T_w é a temperatura da água em K, *Sc* é o número de Schmidt. A unidade de *v* na Equação 102 deve ser m/s.

O número de Schmidt (*Sc*) e a difusividade molecular do $CaCO_3$ (*D*) para diferentes temperaturas (QUAN; CHEN; MA, 2008) são obtidos através:

$$Sc = \frac{\mu_w}{\rho_w\ D} \tag{103}$$

$$D = 3{,}07 \cdot 10^{-15} \frac{T_w}{\mu_w} \tag{104}$$

as unidades de T_w e μ_w na Equação 104 devem ser K e Pa·s, respectivamente.

A taxa de incrustação removida (φ_r) pode ser determinada por:

$$\varphi_r = \left(\frac{0{,}00212\ v^2}{{k_f}^{0{,}5}\ \psi} \right) \varphi_d \tag{105}$$

onde ψ é um parâmetro relacionado à resistência mecânica do depósito. As unidades de *v*, k_f e φ_d na Equação 105 devem ser m/s, W/(m·K) e kg/(m²·s), respectivamente.

A concentração iônica [CO_3^{2-}] é obtida através das constantes de equilíbrio das seguintes reações químicas, considerou-se, neste trabalho, os equilíbrios ocorrendo somente na torre de resfriamento:

$$CO_{2_{(g)}} \leftrightarrow CO_{2_{(aq)}} \tag{106}$$

$$CO_{2_{(aq)}} + H_2O \leftrightarrow H_2CO_3 \leftrightarrow HCO_3{}^- + H^+ \tag{107}$$

$$HCO_3{}^- \leftrightarrow CO_3{}^{2-} + H^+ \tag{108}$$

Na primeira reação química (Equação 106), considerando-se a solução diluída, a constante de equilíbrio é definida pela lei de Henry (GREEN; PERRY, 2008):

$$py_{CO_2} = C_H \left[CO_{2_{(aq)}}\right] \tag{109}$$

onde p é a pressão total do sistema em atm, y_{CO_2} é a fração molar de dióxido de carbono no ar, C_H é a constante de Henry e [$CO_{2_{(aq)}}$] é a concentração iônica do dióxido de carbono na água de resfriamento.

Para as outras reações (Equações 107 e 108), as constantes de equilíbrio são dadas pelas seguintes equações:

$$C_1 = \frac{[HCO_3{}^-][H^+]}{\left[CO_{2_{(aq)}}\right]} \tag{110}$$

$$C_2 = \frac{\left[CO_3{}^{2-}\right][H^+]}{[HCO_3{}^-]} \tag{111}$$

sendo [HCO_3^-] e [H^+] concentrações iônicas, C a constante de equilíbrio da reação e os subscritos *1* e *2* referentes à primeira e segunda dissociação do ácido, respectivamente.

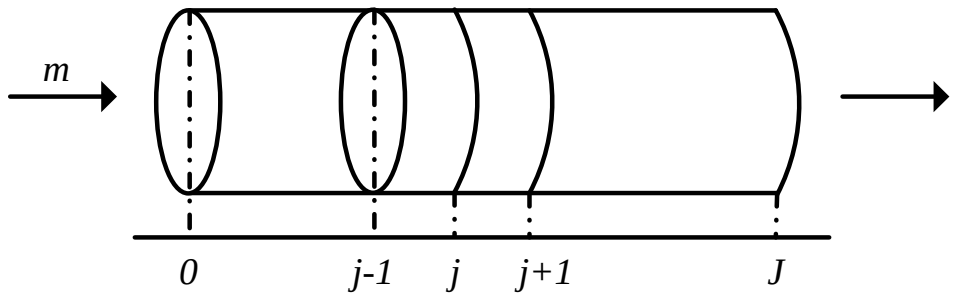
O modelo da taxa de deposição apresentado é aplicado em todos os equipamentos térmicos da rede, ou seja, trocadores de calor. Sendo assim, a temperatura T_w é a temperatura pontual ao longo do trocador, obtida através do balanço de energia apresentado, no modelo diferencial.

2.6 Método numérico

As equações diferenciais hidráulicas e térmicas dos trocadores foram discretizadas, assim permitindo calcular as variáveis ponto a ponto ao longo do trocador. O método utilizado na discretização é o de diferenças finitas, que transforma as equações diferenciais em equações algébricas, através da aproximação de derivadas, utilizando expansão em série de Taylor (PINTO; LAGE, 2001).

A discretização é aplicada em pontos ao longo do trocador, conforme apresentado na Figura 24.

Figura 24 – Discretização ao longo dos tubos dos trocadores



Fonte: O autor, 2015.

Na discretização por diferenças finitas existem as seguintes aproximações para as derivadas: diferença central (Equação 112), diferença para trás (Equação 113) e diferença para frente (Equação 114) (PINTO; LAGE, 2001):

$$\frac{dy}{dz} = \frac{y_{j+1} - y_{j-1}}{2\Delta z} \tag{112}$$

$$\frac{dy}{dz} = \frac{y_j - y_{j-1}}{\Delta z} \tag{113}$$

$$\frac{dy}{dz} = \frac{y_{j+1} - y_j}{\Delta z} \tag{114}$$

sendo *y* uma variável.

Entretanto as ordens de aproximação das Equações 112, 113 e 114 não são as mesmas. Sendo de segunda ordem na diferença central e primeira ordem nas diferenças para trás e para frente. Assim, aumentando a precisão do método numérico, foi utilizada uma aproximação

por um polinômio de segundo grau, no lugar da aproximação por diferenças para trás e para frente (FRANCO, 2011):

$$\frac{dy}{dz} = \frac{3y_j - 4y_{j-1} + y_{j-2}}{2\Delta z} \tag{115}$$

$$\frac{dy}{dz} = \frac{-3y_j + 4y_{j+1} - y_{j+2}}{2\Delta z} \tag{116}$$

2.6.1 Discretização das equações diferenciais hidráulicas nos trocadores

Primeiramente, redefinem-se as variáveis das equações diferenciais hidráulicas, a fim de torná-las adimensionais, através das seguintes equações:

$$z^* = \frac{z}{L_t} \tag{117}$$

$$p_t{}^* = \frac{p_t}{p_{t,ref}} \tag{118}$$

$$v_f{}^* = \frac{v_f}{v_{t,ref}} \tag{119}$$

$$d_f{}^* = \frac{d_f}{d_{t,i}} \tag{120}$$

$$f_t{}^* = \frac{f_t}{f_{t,ref}} \tag{121}$$

onde o sobrescrito * é a variável adimensional e o subscrito *ref* é a variável de referência.

Substituindo as variáveis adimensionais na equação diferencial para a configuração com múltiplos passes (Equação 31) e simplificando a equação, obtém-se:

$$\frac{dp_{t,n}{}^*}{dz^*} = (-1)^n \frac{v_{t,ref}{}^2 \rho}{p_{t,ref}} \, v_{f,n}{}^* \, \frac{dv_{f,n}{}^*}{dz^*} + (-1)^n \, \frac{\rho L_t v_{t,ref}{}^2 f_{t,ref}}{p_{t,ref} d_{t,i}} \, f_{t,n}{}^* \, \frac{v_{f,n}{}^{*2}}{2\, d_{f,n}{}^*}, n = \{1, \cdots, Npt\} \tag{122}$$

Reescrevendo a equação anterior em agrupamentos adimensionais:

$$\frac{dp_{t,n}{}^{*}}{dz^{*}} = (-1)^{n}\,\omega\, v_{f,n}{}^{*}\,\frac{dv_{f,n}{}^{*}}{dz^{*}} + (-1)^{n}\,\lambda\, f_{t,n}{}^{*}\,\frac{v_{f,n}{}^{*2}}{2\,d_{f,n}{}^{*}}, \qquad n = \{1,\cdots,Npt\} \tag{123}$$

$$\omega = \frac{v_{t,ref}{}^{2}\rho}{p_{t,ref}} \tag{124}$$

$$\lambda = \frac{\rho L_t v_{t,ref}{}^{2} f_{t,ref}}{p_{t,ref} d_{t,i}} \tag{125}$$

Substituindo as variáveis adimensionais nas condições de contorno, tem-se:

$$p_{t,n}{}^{*}|_{z^{*}=0} = \frac{p_{t,in}}{p_{t,ref}}, \qquad v_{f,n}{}^{*}|_{z^{*}=0} = \frac{v_{f,in}}{v_{t,ref}}, \qquad em\ n = 1 \tag{126}$$

$$p_{t,n}{}^{*}|_{z^{*}=1} = p_{t,n-1}{}^{*}|_{z^{*}=1}, \quad v_{f,n}{}^{*}|_{z^{*}=1} = v_{f,n-1}{}^{*}|_{z^{*}=1}, \qquad em\ \ n\ par \tag{127}$$

$$p_{t,n}{}^{*}|_{z^{*}=0} = p_{t,n-1}{}^{*}|_{z^{*}=0}, \quad v_{f,n}{}^{*}|_{z^{*}=0} = v_{f,n-1}{}^{*}|_{z^{*}=0}, \qquad em\ n\ ímpar \tag{128}$$

A discretização é aplicada de forma diferente dependendo se os passes são ímpares ou pares. Para os passes ímpares (*n* ímpar) aplica-se: no primeiro ponto da malha discretizada, a condição de contorno quando $n = 1$ e a restrição de igualdade para $n \neq 1$; nos pontos centrais, a aproximação por diferença central e, no último ponto, a aproximação por polinômio de segundo grau.

Em $j = 0$:

$$p_{t,n}{}^{*}{}_{j} = \frac{p_{t,in}}{p_{t,ref}}, \qquad v_{f,n}{}^{*}{}_{j} = \frac{v_{f,in}}{v_{t,ref}}, \qquad n = 1 \tag{129}$$

$$p_{t,n}{}^{*}{}_{j} = p_{t,n-1}{}^{*}{}_{j}, \quad v_{f,n}{}^{*}{}_{j} = v_{f,n-1}{}^{*}{}_{j}, \qquad n = \{3,5,\cdots\} \tag{130}$$

Em $j = \{1, \ldots, J\text{-}1\}$:

$$p_{t,n}{}^{*}{}_{j+1} - p_{t,n}{}^{*}{}_{j-1} + \omega\, v_{f,n}{}^{*}{}_{j}\left(v_{f,n}{}^{*}{}_{j+1} - v_{f,n}{}^{*}{}_{j-1}\right) + \Delta z\,\lambda\, f_{t,n}{}^{*}{}_{j}\,\frac{\left(v_{f,n}{}^{*}{}_{j}\right)^{2}}{d_{f,n}{}^{*}{}_{j}} = 0 \tag{131}$$

Em j = J:

$$3p_{t,n^*{}_j} - 4p_{t,n^*{}_{j-1}} + p_{t,n^*{}_{j-2}} + \omega\, v_{f,n^*{}_j}\left(3v_{f,n^*{}_j} - 4v_{f,n^*{}_{j-1}} + v_{f,n^*{}_{j-2}}\right) + \Delta z\, \lambda\, f_{t,n^*{}_j} \frac{\left(v_{f,n^*{}_j}\right)^2}{d_{f,n^*{}_j}} = 0 \tag{132}$$

Nos passes pares (n par), aplica-se: no primeiro ponto da malha discretizada, a aproximação por polinômio de segundo grau; nos pontos centrais, a aproximação por diferença central e, no último ponto, a restrição de igualdade.

Em j = 0:

$$-3p_{t,n^*{}_j} + 4p_{t,n^*{}_{j+1}} - p_{t,n^*{}_{j+2}} - \omega\, v_{f,n^*{}_j}\left(-3v_{f,n^*{}_j} + 4v_{f,n^*{}_{j+1}} - v_{f,n^*{}_{j+2}}\right) - \Delta z\, \lambda\, f_{t,n^*{}_j} \frac{\left(v_{f,n^*{}_j}\right)^2}{d_{f,n^*{}_j}} = 0 \tag{133}$$

Em j = {1, ... , J-1}:

$$p_{t,n^*{}_{j+1}} - p_{t,n^*{}_{j-1}} - \omega\, v_{f,n^*{}_j}\left(v_{f,n^*{}_{j+1}} - v_{f,n^*{}_{j-1}}\right) - \Delta z\, \lambda\, f_{t,n^*{}_j} \frac{\left(v_{f,n^*{}_j}\right)^2}{d_{f,n^*{}_j}} = 0 \tag{134}$$

Em j = J:

$$p_{t,n^*{}_j} = p_{t,n-1^*{}_j}, \quad v_{f,n^*{}_j} = v_{f,n-1^*{}_j} \tag{135}$$

A discretização para as configurações cocorrente e contracorrente são similares às equações discretizadas da configuração múltiplos passes para n = 1.

2.6.2 Discretização das equações diferenciais térmicas nos trocadores

Primeiramente, redefinem-se as variáveis das equações diferenciais térmicas, a fim de torná-las adimensionais, através das seguintes equações:

$$z^* = \frac{z}{L_t} \tag{117}$$

$$T_h{}^* = \frac{T_h}{T_{ref}} \tag{136}$$

$$T_c{}^* = \frac{T_c}{T_{ref}} \tag{137}$$

$$U^* = \frac{U}{U_{ref}} \tag{138}$$

Substituindo as variáveis adimensionais nas equações diferenciais para as configurações contracorrente e cocorrente (Equações 60 e 61), obtém-se:

$$\frac{dT_h{}^*}{dz^*} = \pm \frac{Ntt\ d_{t,e}\ \pi\ L_t\ U_{ref}}{m_h Cp_h\ Npt}\ U^*\ (T_h{}^* - T_c{}^*) \tag{139}$$

$$\frac{dT_c{}^*}{dz^*} = \frac{Ntt\ d_{t,e}\ \pi\ L_t\ U_{ref}}{m_c Cp_c\ Npt}\ U^*\ (T_h{}^* - T_c{}^*) \tag{140}$$

Reescrevendo as equações anteriores em agrupamentos adimensionais:

$$\frac{dT_h{}^*}{dz^*} = \pm\ \beta\ U^*\ (T_h{}^* - T_c{}^*) \tag{141}$$

$$\frac{dT_c{}^*}{dz^*} = \ \alpha\ U^*\ (T_h{}^* - T_c{}^*) \tag{142}$$

$$\beta = \frac{Ntt\ d_{t,e}\ \pi\ L_t\ U_{ref}}{m_h Cp_h\ Npt} \tag{143}$$

$$\alpha = \frac{Ntt\ d_{t,e}\ \pi\ L_t\ U_{ref}}{m_c Cp_c\ Npt} \tag{144}$$

Substituindo-se as variáveis adimensionais nas condições de contorno referentes à corrente quente nas configurações contracorrente (Equação 145) e cocorrente (Equação 146) e na condição de contorno referente à corrente fria (Equação 147), obtém-se:

$$T_h{}^*|_{z^*=1} = \frac{T_{h,in}}{T_{ref}} \tag{145}$$

$$T_h{}^*|_{z^*=0} = \frac{T_{h,in}}{T_{ref}} \tag{146}$$

$$T_c{}^*|_{z^*=0} = \frac{T_{c,in}}{T_{ref}} \tag{147}$$

Na corrente fria das duas configurações citadas, aplica-se: no primeiro ponto da malha discretizada, a condição de contorno; nos pontos centrais, a aproximação por diferença central e, no último ponto, a aproximação por polinômio de segundo grau.

Em j = 0:

$$T_c{}^*{}_j = \frac{T_{c,in}}{T_{ref}} \tag{148}$$

Em j = {1, ... , J-1}:

$$-T_c{}^*{}_{j-1} + \left(2\Delta z^* \alpha\, U^*{}_j\right) T_c{}^*{}_j + T_c{}^*{}_{j+1} - \left(2\Delta z^* \alpha\, U^*{}_j\right) T_h{}^*{}_j = 0 \tag{149}$$

Em j = J:

$$T_c{}^*{}_{j-2} - 4T_c{}^*{}_{j-1} + \left(3 + 2\Delta z^* \alpha\, U^*{}_j\right) T_c{}^*{}_j - \left(2\Delta z^* \alpha\, U^*{}_j\right) T_h{}^*{}_j = 0 \tag{150}$$

Na corrente quente da configuração cocorrente, aplica-se: no primeiro ponto da malha discretizada, a condição de contorno; nos pontos centrais, a aproximação por diferença central e, no último ponto, a aproximação por polinômio de segundo grau.

Em j = 0:

$$T_h{}^*{}_j = \frac{T_{h,in}}{T_{ref}} \tag{151}$$

Em j = {1, ... , J-1}:

$$-T_h{}^*{}_{j-1} + \left(2\Delta z^*\beta\, U^*{}_j\right)T_h{}^*{}_j + T_h{}^*{}_{j+1} - \left(2\Delta z^*\beta\, U^*{}_j\right)T_c{}^*{}_j = 0 \tag{152}$$

Em j = J:

$$T_h{}^*{}_{j-2} - 4T_h{}^*{}_{j-1} + \left(3 + 2\Delta z^*\beta\, U^*{}_j\right)T_h{}^*{}_j - \left(2\Delta z^*\beta\, U^*{}_j\right)T_c{}^*{}_j = 0 \tag{153}$$

Na corrente quente da configuração contracorrente, aplica-se: no primeiro ponto da malha discretizada, a aproximação por polinômio de segundo grau; nos pontos centrais, a aproximação por diferença central e, no último ponto, a condição de contorno.

Em j = 0:

$$-\left(3 + 2\Delta z^*\beta\, U^*{}_j\right)T_h{}^*{}_j + 4T_h{}^*{}_{j+1} - T_h{}^*{}_{j+2} + \left(2\Delta z^*\beta\, U^*{}_j\right)T_c{}^*{}_j = 0 \tag{154}$$

Em j = {1, ... , J-1}:

$$-T_h{}^*{}_{j-1} - \left(2\Delta z^*\beta\, U^*{}_j\right)T_h{}^*{}_j + T_h{}^*{}_{j+1} + \left(2\Delta z^*\beta\, U^*{}_j\right)T_c{}^*{}_j = 0 \tag{155}$$

Em j = J:

$$T_h{}^*{}_j = \frac{T_{h,in}}{T_{ref}} \tag{156}$$

No caso de uma configuração com múltiplos passes, substituindo as variáveis adimensionais nas equações diferenciais (Equações 66 e 67), obtém-se:

$$\frac{dT_h{}^*}{dz^*} = -\frac{Ntt\, d_{t,e}\, \pi\, L_t\, U_{ref}}{m_h Cp_h\, Npt} \sum_{n=1}^{Npt} U_n{}^*\left(T_h{}^* - T_{c,n}{}^*\right) \tag{157}$$

$$\frac{dT_{c,n}{}^*}{dz^*} = -(-1)^n\, \frac{Ntt\, d_{t,e}\, \pi\, L_t\, U_{ref}}{m_c Cp_c\, Npt}\, U_n{}^*\left(T_h{}^* - T_{c,n}{}^*\right), \quad n = \{1, \cdots, Npt\} \tag{158}$$

Reescrevendo as equações diferenciais em agrupamentos adimensionais:

$$\frac{dT_h{}^*}{dz^*} = -\beta \sum_{n=1}^{Npt} U_n{}^*\left(T_h{}^* - T_{c,n}{}^*\right) \tag{159}$$

$$\frac{dT_{c,n}{}^*}{dz^*} = -(-1)^n \ \alpha \, U_n{}^* \left(T_h{}^* - T_{c,n}{}^*\right), \quad n = \{1, \cdots, Npt\} \tag{160}$$

Substituindo as variáveis adimensionais nas condições de contorno para a configuração de múltiplos passes:

$$T_h{}^*|_{z^*=0} = \frac{T_{h,in}}{T_{ref}} \tag{161}$$

$$T_{c,n}{}^*|_{z^*=0} = \frac{T_{c,in}}{T_{ref}}, \qquad em\ n = 1 \tag{162}$$

$$T_{c,n}{}^*|_{z^*=1} = T_{c,n-1}{}^*|_{z^*=1}, \qquad em\ \ n\ par \tag{163}$$

$$T_{c,n}{}^*|_{z^*=0} = T_{c,n-1}{}^*|_{z^*=0}, \qquad em\ n\ ímpar \tag{164}$$

Da mesma forma que nas equações hidráulicas, a discretização é feita de maneira diferente quando os passes são ímpares ou pares. Para os passes ímpares (*n* ímpar) aplica-se: no primeiro ponto da malha discretizada, a condição de contorno quando $n = 1$ e a restrição de igualdade para $n \neq 1$; nos pontos centrais, a aproximação por diferença central e, no último ponto, a aproximação por polinômio de segundo grau.

Em $j = 0$:

$$T_{c,n}{}^*{}_j = \frac{T_{c,in}}{T_{ref}}, \qquad n = 1 \tag{165}$$

$$T_{c,n}{}^*{}_j = T_{c,n-1}{}^*{}_j, \qquad n = \{3, 5, \cdots\} \tag{166}$$

Em $j = \{1, \ldots, J\text{-}1\}$:

$$-T_{c,n}{}^*{}_{j-1} + \left(2\Delta z^* \alpha \, U_n{}^*{}_j\right) T_{c,n}{}^*{}_j + T_{c,n}{}^*{}_{j+1} - \left(2\Delta z^* \alpha \, U_n{}^*{}_j\right) T_h{}^*{}_j = 0 \tag{167}$$

Em j = J:

$$T_{c,n}{}^{*}{}_{j-2} - 4T_{c,n}{}^{*}{}_{j-1} + \left(3 + 2\Delta z^{*}\alpha\, U_{n}{}^{*}{}_{j}\right) T_{c,n}{}^{*}{}_{j} - \left(2\Delta z^{*}\alpha\, U_{n}{}^{*}{}_{j}\right) T_{h}{}^{*}{}_{j} = 0 \qquad (168)$$

De maneira oposta, nos passes pares (n par), aplica-se: no primeiro ponto da malha discretizada, a aproximação por polinômio de segundo grau; nos pontos centrais, a aproximação por diferença central e, no último ponto, a restrição de igualdade.

Em j = 0:

$$-\left(3 + 2\Delta z^{*}\alpha\, U_{n}{}^{*}{}_{j}\right) T_{c,n}{}^{*}{}_{j} + 4T_{c,n}{}^{*}{}_{j+1} - T_{c,n}{}^{*}{}_{j+2} + \left(2\Delta z^{*}\alpha\, U_{n}{}^{*}{}_{j}\right) T_{h}{}^{*}{}_{j} = 0 \qquad (169)$$

Em j = {1, ... , J-1}:

$$-T_{c,n}{}^{*}{}_{j-1} - \left(2\Delta z^{*}\alpha\, U_{n}{}^{*}{}_{j}\right) T_{c,n}{}^{*}{}_{j} + T_{c,n}{}^{*}{}_{j+1} + \left(2\Delta z^{*}\alpha\, U_{n}{}^{*}{}_{j}\right) T_{h}{}^{*}{}_{j} = 0 \qquad (170)$$

Em j = J:

$$T_{c,n}{}^{*}{}_{j} = T_{c,n-1}{}^{*}{}_{j} \qquad (171)$$

Na corrente quente da configuração de múltiplos passes, aplica-se: no primeiro ponto da malha discretizada, a condição de contorno; nos pontos centrais, a aproximação por diferença central e, no último ponto, a aproximação por polinômio de segundo grau.

Em j = 0:

$$T_{h}{}^{*}{}_{j} = \frac{T_{h,in}}{T_{ref}} \qquad (172)$$

Em j = {1, ... , J-1}:

$$\begin{aligned} -T_{h}{}^{*}{}_{j-1} + \left[2\Delta z^{*}\beta \sum_{n=1}^{Npt}\left(U_{n}{}^{*}{}_{j}\right)\right] T_{h}{}^{*}{}_{j} + T_{h}{}^{*}{}_{j+1} \\ - 2\Delta z^{*}\beta \sum_{n=1}^{Npt}\left(U_{n}{}^{*}{}_{j} T_{c,n}{}^{*}{}_{j}\right) = 0 \end{aligned} \qquad (173)$$

Em $j = J$:

$$T_h{}^*{}_{j-2} - 4T_h{}^*{}_{j-1} + \left[3 + 2\Delta z^*\beta \sum_{n=1}^{Npt} \left(U_n{}^*{}_j\right)\right] T_h{}^*{}_j - 2\Delta z^*\beta \sum_{n=1}^{Npt} \left(U_n{}^*{}_j T_{c,n}{}^*{}_j\right) = 0 \tag{174}$$

As equações discretizadas do balanço térmico formam sistemas lineares de equações algébricas, podendo ser escritas na forma matricial:

$$\underline{\underline{A}}\,\underline{T} = \underline{b} \tag{175}$$

onde $\underline{\underline{A}}$ é matriz de coeficientes das equações, $\underline{T}$ é o vetor de temperaturas ao longo do trocador e $\underline{b}$ é o vetor dos termos independentes das equações. Para cada configuração do trocador de calor, origina-se uma matriz $\underline{\underline{A}}$ diferente.

2.7 Simulação do sistema

O modelo da rede de distribuição de água de resfriamento é composto por:

a) Modelos hidráulicos dos trocadores de calor (Equações 20, 21, 22, 129, 130, 131, 132, 133, 134 e 135);
b) Modelos térmicos dos trocadores de calor (Equações 72, 73, 76, 77, 78, 79, 80, 81, 148, 149, 150, 151, 152, 153, 154, 155, 156, 165, 166, 167, 168, 169, 170, 171, 172, 173 e 174);
c) Equações hidráulicas e térmicas da rede (Equações 15, 20, 21, 22, 41, 43, 44, 45, 46, 47, 48, 49, 50, 51, 52, 53, 54, 55, 56 e 91);
d) Equações da torre de resfriamento (Equações 94, 95, 96, 97, 98 e 99);
e) Equação diferencial da taxa de deposição (Equações 1, 100, 101, 102, 103, 104 e 105).

A simulação do modelo de água de resfriamento inicia-se com a inserção dos parâmetros dos problemas, assim como, a matriz de incidência e a matriz circuito-corrente. Em seguida, é necessária a obtenção de uma condição inicial adequada para a resolução do modelo da rede de água de resfriamento. Esta condição corresponde à solução do modelo da

rede de acordo com as condições iniciais de deposição (nas investigações realizadas tem-se considerado a rede na condição limpa no início da simulação).

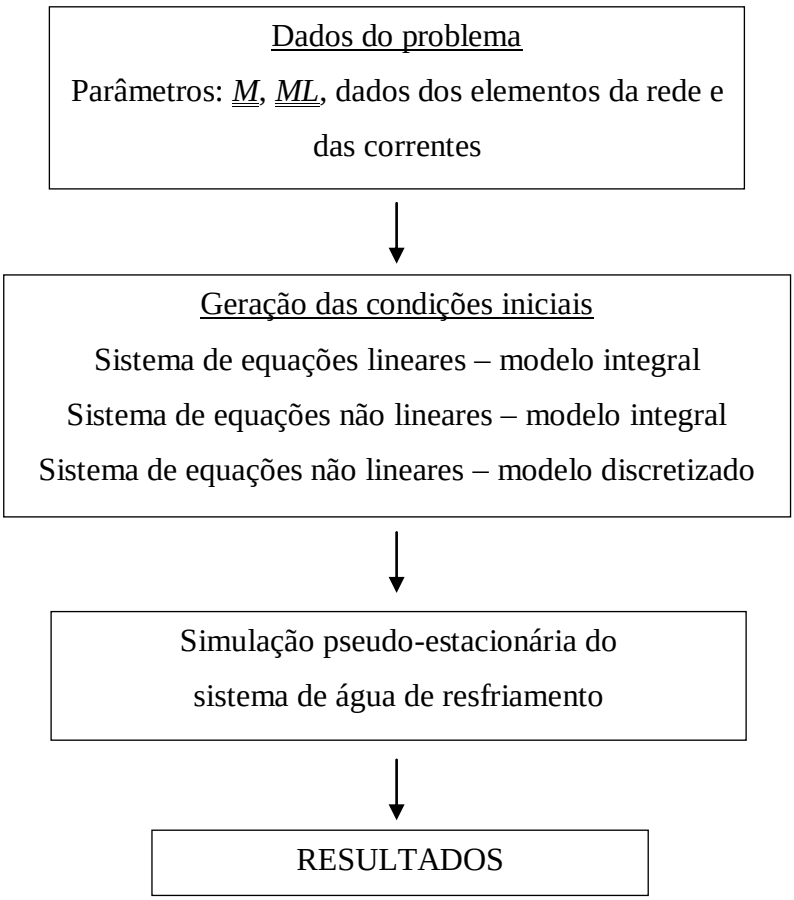
As condições iniciais da simulação da rede são geradas automaticamente. Primeiramente, resolve-se o sistema de equações lineares, composto pelo modelo estacionário hidráulico e térmico integral da rede, assim como, o modelo da torre de resfriamento, porém linearizando o sistema de equações hidráulicas, através da linearização da curva característica da bomba e da utilização da equação em regime laminar para a determinação do fator de atrito.

Utilizando os resultados do sistema de equações lineares, resolvem-se os mesmos modelos na sua forma original, resultando então num sistema de equações não lineares. Por último, com a solução do sistema de equações não lineares, resolve-se outro sistema contendo os mesmos modelos do sistema anterior, porém na forma discretizada. O método de Newton-Raphson é utilizado na resolução dos sistemas de equações não lineares.

Após a determinação das condições iniciais, resolve-se o modelo hidráulico e térmico da rede, junto com o modelo da torre de resfriamento e o modelo da taxa de deposição. Devido ao tempo de resposta da deposição ser muito mais lento que a dinâmica operacional do sistema de água de resfriamento, uma abordagem pseudo-estacionária pode ser aplicada no modelo.

Assim, na resolução da simulação do modelo do sistema de água de resfriamento, utilizou-se a rotina computacional DASSL, disponível no *software* Scilab 5.5.2. Na rotina do DASSL foram inseridas todas as equações do modelo de água de resfriamento apresentadas, sendo a única equação diferencial a equação da taxa de deposição. O algoritmo da simulação é representado pela Figura 25.

Figura 25 – Algoritmo da simulação do modelo do sistema de água de resfriamento



Fonte: O autor, 2015.

3 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Este capítulo destina-se a apresentar a aplicação da simulação de sistemas de água de resfriamento, vista no capítulo anterior. Inicialmente, é apresentada a validação do modelo do trocador implementado, comparando os resultados com a solução analítica correspondente. A aplicação da ferramenta de simulação é ilustrada através de dois exemplos.

No primeiro exemplo, é apresentado o comportamento de um trocador isolado, sendo visualizado como as variáveis associadas à deposição variam ao longo da área de transferência de calor. O segundo exemplo é composto por uma rede de três trocadores de calor interligados, onde a interação fluidodinâmica entre os diferentes equipamentos pode ser avaliada.

3.1 Validação

A validação do modelo discretizado térmico e hidráulico dos trocadores será feita utilizando um exercício de Kakaç e Liu (2002). Na validação térmica, obteve-se a solução analítica pelo método P-NUT e na validação hidráulica, obteve-se a solução analítica através do balanço de energia mecânica (Equação 36) e da equação de Darcy-Weisbach (Equação 37). No modelo discretizado utilizou-se quarenta pontos de discretização ao longo da área de troca térmica.

As condições térmicas e propriedades das correntes quente e fria estão representadas na Tabela 1 e os parâmetros dos trocadores estão representados na Tabela 2. O trocador é considerado limpo, ou seja, sem deposição.

Tabela 1 – Condições térmicas e propriedades das correntes na validação

Propriedades	Corrente quente	Corrente fria
Vazão mássica (kg/s)	63,8	45,0
Temperatura de entrada (°C)	102	21
Massa específica (kg/m³)	786,4	998,0
Capacidade calorífica (J/kg·K)	2177	4181
Viscosidade dinâmica (Pa·s)	$1{,}9 \cdot 10^{-3}$	$0{,}9 \cdot 10^{-3}$
Condutividade térmica (W/m·K)	0,122	0,600

Fonte: KAKAÇ; LIU, 2002.

Tabela 2 – Parâmetros do trocador na validação

Parâmetros	Valor
Comprimento dos tubos (m)	3,048
Diâmetro interno dos tubos (m)	0,01656
Diâmetro externo dos tubos (m)	0,01905
Número total de tubos	780
Número de passes nos tubos	4
Condutividade térmica dos tubos (W/m·K)	52,09
Diâmetro do casco (m)	0,889
Passo dos tubos (m)	0,02540
Espaçamento das chicanas (m)	0,275
Rugosidade (m)	$4{,}6 \cdot 10^{-5}$
Arranjo da matriz	Quadrado

Fonte: KAKAÇ; LIU, 2002.

Os resultados da solução analítica e do modelo discretizado são apresentados na Tabela 3.

Tabela 3 – Resultados da validação

Resultados	Solução analítica	Modelo discretizado
Temperatura de saída da corrente fria (°C)	49,69	49,50
Temperatura de saída da corrente quente (°C)	63,12	63,38
Queda de pressão no trocador (Pa)	17010,67	17049,55

Fonte: O autor, 2015.

Na Tabela 3, observa-se que os resultados do modelo discretizado são equivalentes à solução analítica do exercício resolvido, o que valida o modelo dos trocadores de calor apresentado neste trabalho.

3.2 Aplicação

A simulação desenvolvida foi aplicada a dois casos de sistemas de água de resfriamento. Os exemplos em análise mostram o comportamento das variáveis durante a simulação. O primeiro exemplo, composto por uma rede com um trocador, destina-se a analisar as variáveis ao longo do equipamento em diferentes tempos de simulação. Já o segundo exemplo, composto por uma rede com três trocadores, visa à análise da redistribuição das vazões ao longo da rede, durante o tempo de operação, evidenciando a importância da abordagem proposta.

Alguns parâmetros do modelo são aplicados a todos os exemplos analisados: os parâmetros adotados para o modelo da taxa de deposição são apresentados na Tabela 4 e os parâmetros do modelo da torre de resfriamento estão presentes na Tabela 5. O número de pontos de discretização utilizado nos exemplos foi de quarenta pontos.

Por simplificação, a constante de Henry do CO_2 e as constantes de equilíbrio do H_2CO_3 e HCO_3^- foram consideradas constantes no seu valor de referência a 25 °C e 1 atm, o mesmo foi aplicado ao produto de solubilidade do $CaCO_3$.

Tabela 4 – Parâmetros do modelo da taxa de deposição

Parâmetros	Valor	Referência
ρ_f (kg/m³)	2710	Lide (2007)
k_f (W/m·K)	2,941	Kakaç e Liu (2002)
C_H (atm·L/mol)	29,5	Green e Perry (2008)
C_1 (adimensional)	$4{,}47 \cdot 10^{-7}$	Lide (2007)
C_2 (adimensional)	$4{,}68 \cdot 10^{-11}$	Lide (2007)
ksp (mol²/L²)	$4{,}9 \cdot 10^{-9}$	Skoog et al. (2006)
y_{CO_2} (%)	0,0314	Lide (2007)
$[Ca^{2+}]$ (mol/L)	0,0037	Wu e Cremaschi (2013)
pH	9,55	Wu e Cremaschi (2013)
ψ	0,01	Wu e Cremaschi (2013)

Fonte: O autor, 2015.

Tabela 5 – Parâmetros da torre de resfriamento

Parâmetros	Valor
Constante unitária – C_{un} (m^{-1})	0,8
Altura do enchimento – Y (m)	2
Parâmetro empírico – c	0,6

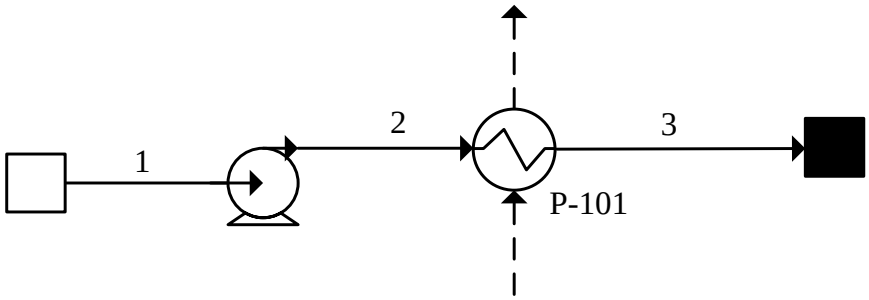
Fonte: SINGHAM, 1983.

3.2.1 Exemplo de rede com um trocador

3.2.1.1 Dados do exemplo

O exemplo representa uma pequena rede de água de resfriamento composta por um único trocador. A Figura 26 apresenta o fluxograma desta rede.

Figura 26 – Fluxograma da rede de água de resfriamento com um trocador



Fonte: O autor, 2015.

As condições térmicas da corrente quente são apresentadas na Tabela 6 e as propriedades físicas das correntes quente e fria (água) são apresentadas na Tabela 7.

Tabela 6 – Condições térmicas da corrente quente da rede com um trocador

Condições térmicas	Corrente quente
Vazão mássica (kg/s)	12
Temperatura de entrada (°C)	80

Fonte: O autor, 2015.

Tabela 7 – Propriedades físicas das correntes quente e fria para a rede com um trocador

Propriedades	Corrente quente	Água
Massa específica (kg/m³)	800	995
Capacidade calorífica (J/kg·K)	2200	4178
Viscosidade dinâmica (Pa·s)	$2 \cdot 10^{-3}$	$8 \cdot 10^{-4}$
Condutividade térmica (W/m·K)	0,15	0,60

Fonte: O autor, 2015.

As condições térmicas do ar na entrada da torre de resfriamento são encontradas na Tabela 8.

Tabela 8 – Condições térmicas do ar para a rede com um trocador

Condições térmicas	Ar
Vazão mássica (kg/s)	12,57
Temperatura do bulbo seco (°C)	27
Capacidade calorífica (J/kg·K)	1004
Umidade relativa (%)	70

Fonte: O autor, 2015.

Os parâmetros do trocador de calor do tipo casco e tubos presente nesta rede são apresentados na Tabela 9.

Tabela 9 – Parâmetros do trocador de calor da rede com um trocador

Trocador	P-101
Comprimento dos tubos (m)	3,048
Diâmetro interno dos tubos (m)	0,01575
Diâmetro externo dos tubos (m)	0,01905
Número total de tubos	98
Número de passes nos tubos	4
Condutividade térmica dos tubos (W/m·K)	52,09
Diâmetro do casco (m)	0,305
Passo dos tubos (m)	0,02381
Espaçamento das chicanas (m)	0,152
Rugosidade (m)	$4{,}6 \cdot 10^{-5}$
Arranjo da matriz	Triangular

Fonte: O autor, 2015.

A Tabela 10 apresenta os comprimentos equivalentes e diâmetros de cada tubulação que compõem a rede, com rugosidade igual a $4{,}6 \cdot 10^{-5}$m. Neste trabalho, as tubulações da rede estão sendo consideradas no mesmo nível, ou seja, com elevação zero, exceto a tubulação de entrada na torre de resfriamento que possui uma elevação de 5 m de altura.

Tabela 10 – Comprimentos equivalentes e diâmetros das tubulações da rede com um trocador

Tubulação	1	2	3
Comprimento (m)	2	170	170
Diâmetro nominal (in)	6	6	6
Diâmetro interno (m)	0,1540	0,1540	0,1540

Fonte: O autor, 2015.

Os dados da bomba, empregada para esta rede, encontram-se na Figura 45 no Apêndice C e a curva característica é representada pelo seguinte polinômio:

$$F_{pump} = 14{,}866 + 86{,}953\left(\frac{m}{\rho}\right) - 18190\left(\frac{m}{\rho}\right)^2 \tag{176}$$

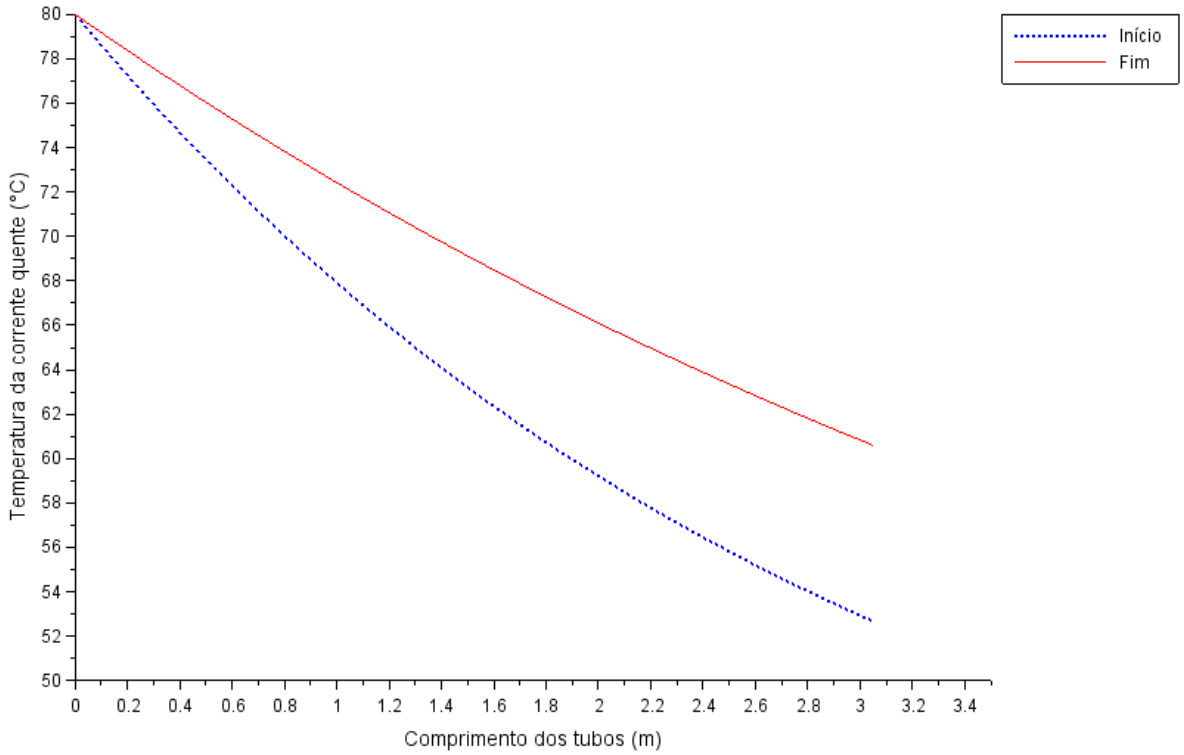
A simulação do exemplo foi feita para um período de 2 anos, considerando-se o trocador inicialmente livre de depósitos.

3.2.1.2 Resultados

Para este exemplo o tempo de processamento foi de 581,88 s, utilizando um *notebook* com processador Intel® Core™ i3-350M CPU @ 2.27 GHz, memória instalada (RAM) de 4 GB e sistema operacional Windows 7 de 64 Bits.

A Figura 27 apresenta o perfil da temperatura da corrente quente ao longo do comprimento do trocador no início e no fim do tempo de simulação.

Figura 27 – Perfil de temperatura da corrente quente ao longo do trocador

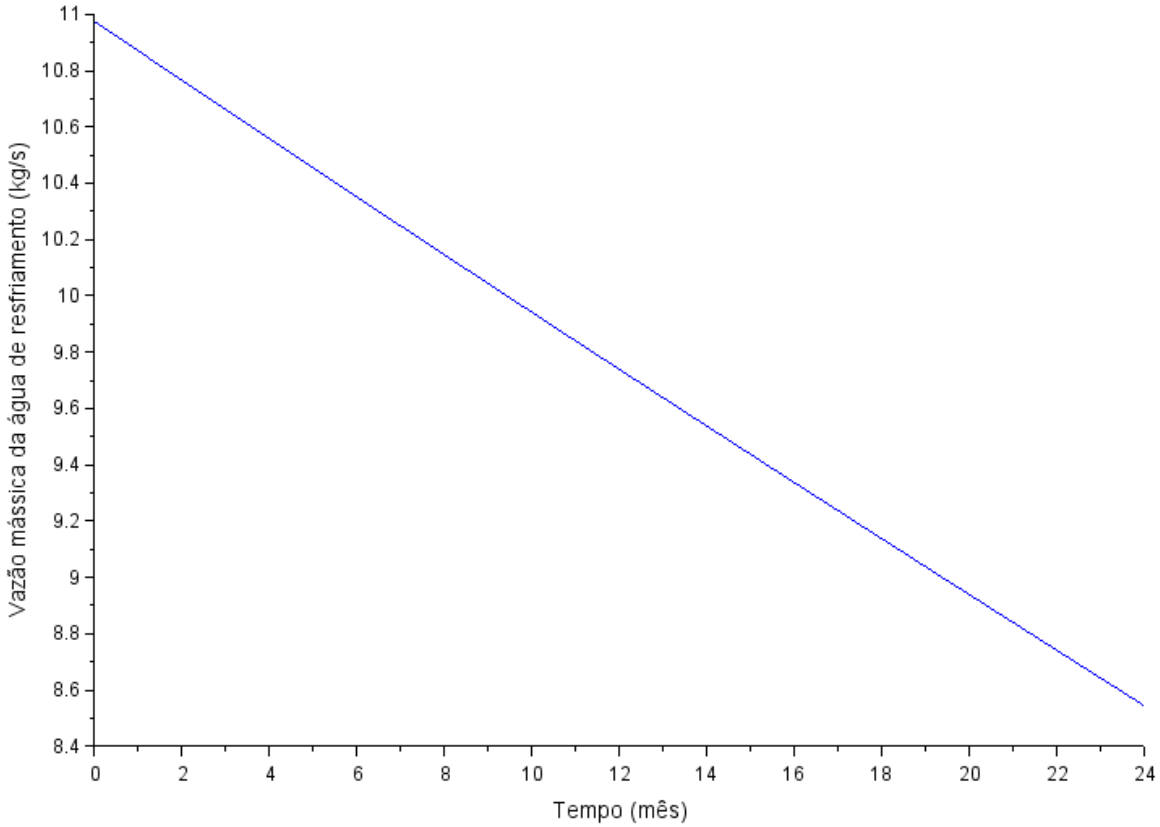


Fonte: O autor, 2015.

É possível observar, na Figura 27, que devido ao acúmulo de depósitos durante o tempo de operação da rede, ocorreu uma diminuição na transferência de calor, o que aumentou a temperatura de saída da corrente quente no fim da simulação. Adicionalmente, este efeito também foi agravado pela redução da vazão de água de resfriamento fornecida pela bomba devido ao aumento da resistência ao escoamento em função dos depósitos.

A redução da vazão de água de resfriamento fornecida pela bomba pode ser evidenciada na Figura 28.

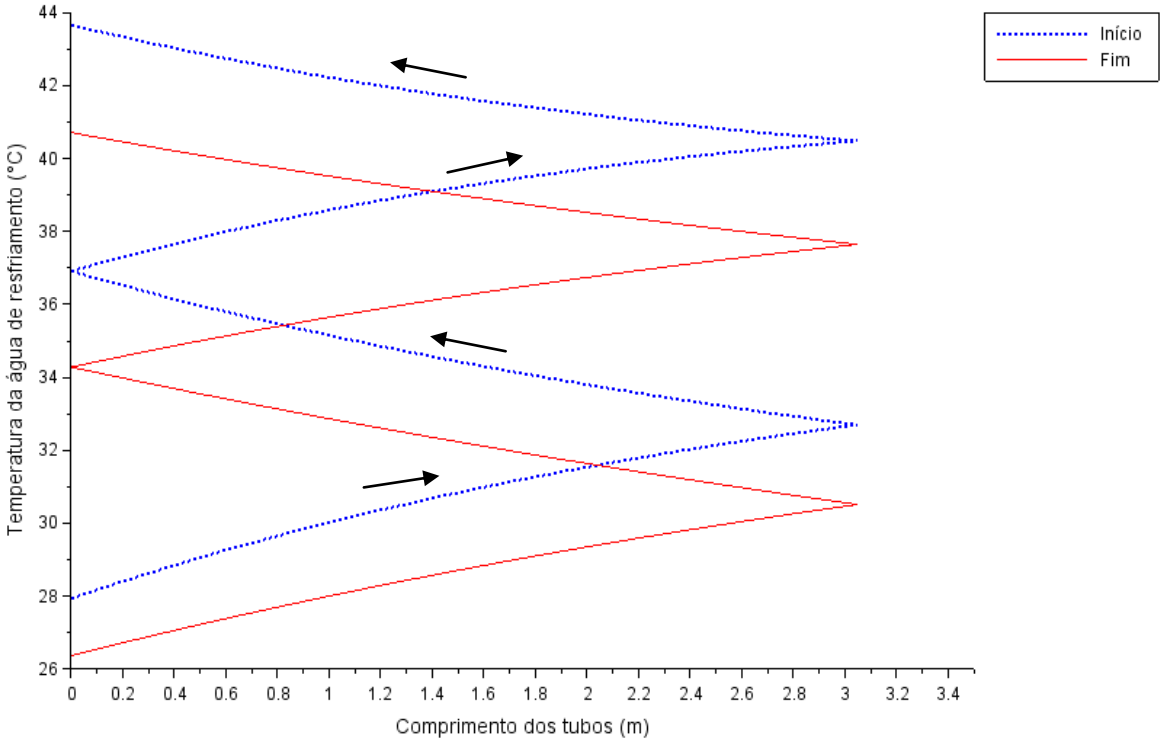
Figura 28 – Perfil de vazão de água de resfriamento ao longo do tempo



Fonte: O autor, 2015.

A Figura 29 apresenta o perfil da temperatura da água de resfriamento ao longo dos passes do trocador no início e no fim do tempo de simulação.

Figura 29 – Perfil de temperatura da água de resfriamento ao longo do trocador

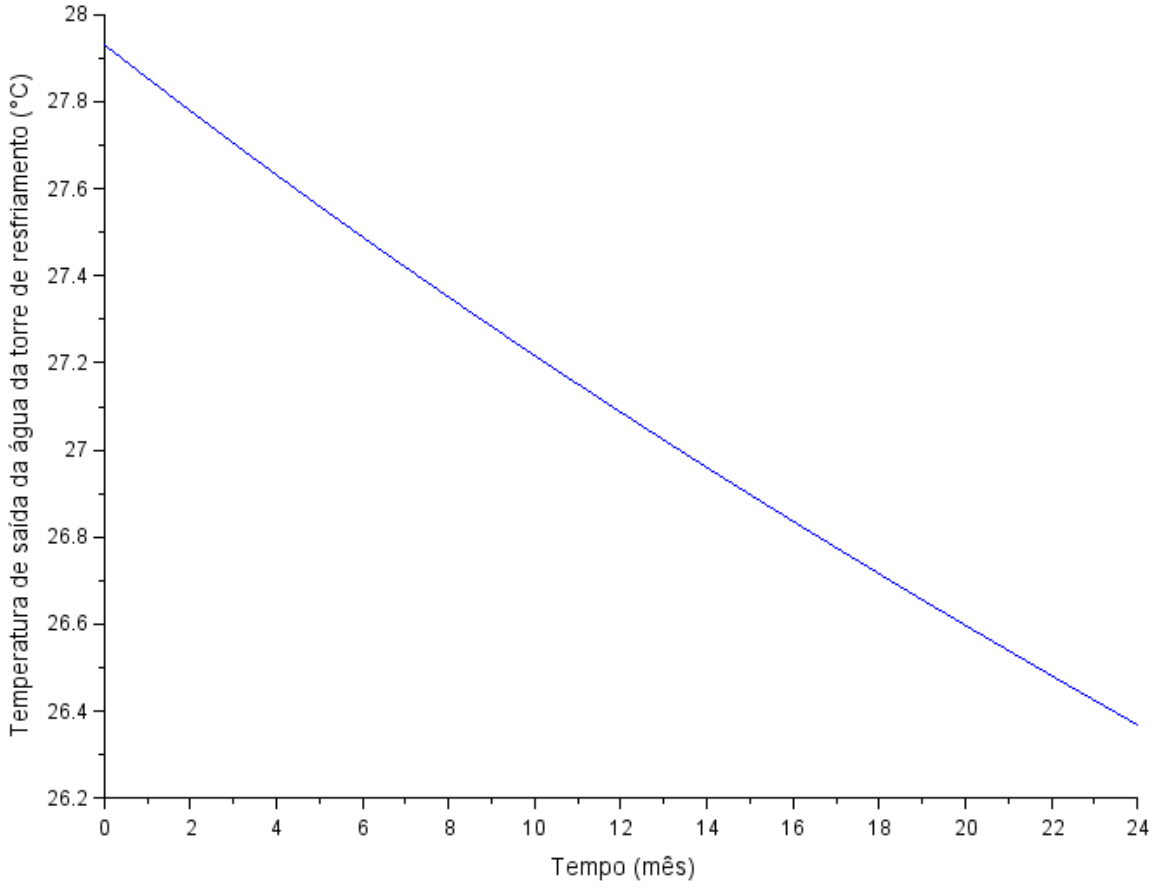


Fonte: O autor, 2015.

Pode ser visto, nesta figura, que o perfil de temperatura no início da simulação apresenta temperaturas maiores que no fim da simulação devido ao comprometimento da troca térmica pela deposição. A variação de temperatura da água no início da simulação foi de 15,7 °C sendo reduzida para 14,3 °C no final. Além da redução da vazão mostrada anteriormente, também deve ser considerada neste resultado a redução da temperatura de saída da água da torre de resfriamento.

A Figura 30 apresenta o perfil de redução da temperatura da corrente de saída da torre de resfriamento ao longo do tempo de simulação. Em função da deposição, há uma redução na vazão de água e na temperatura da água que retorna para a torre, fazendo com que a torre de resfriamento forneça água a temperaturas decrescentes.

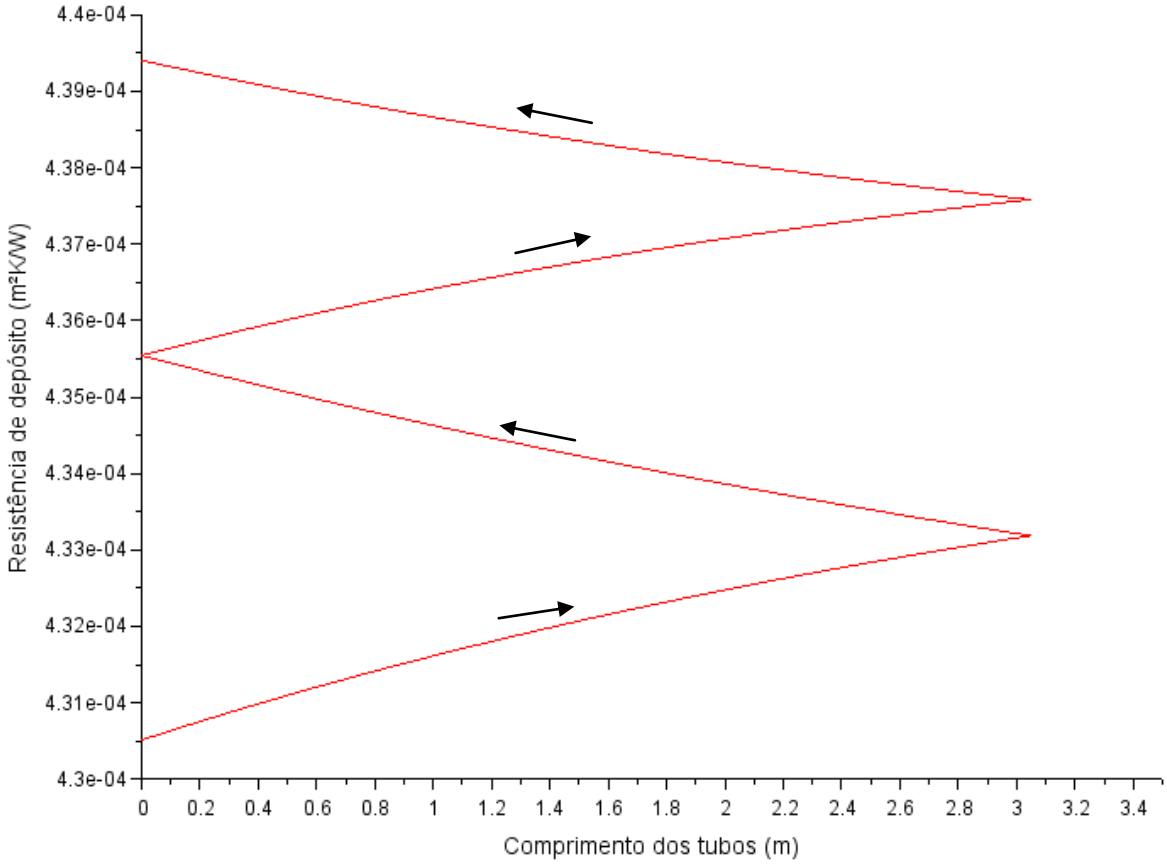
Figura 30 – Perfil da temperatura de saída da água da torre de resfriamento ao longo do tempo



Fonte: O autor, 2015.

O perfil de resistência térmica de depósito ao longo do comprimento do trocador para todos os passes no tempo final da simulação encontra-se na Figura 31. Nesta figura, observa-se o aumento da resistência de depósito ao longo da trajetória do escoamento, sendo este comportamento devido ao aumento da temperatura ao longo dos passes.

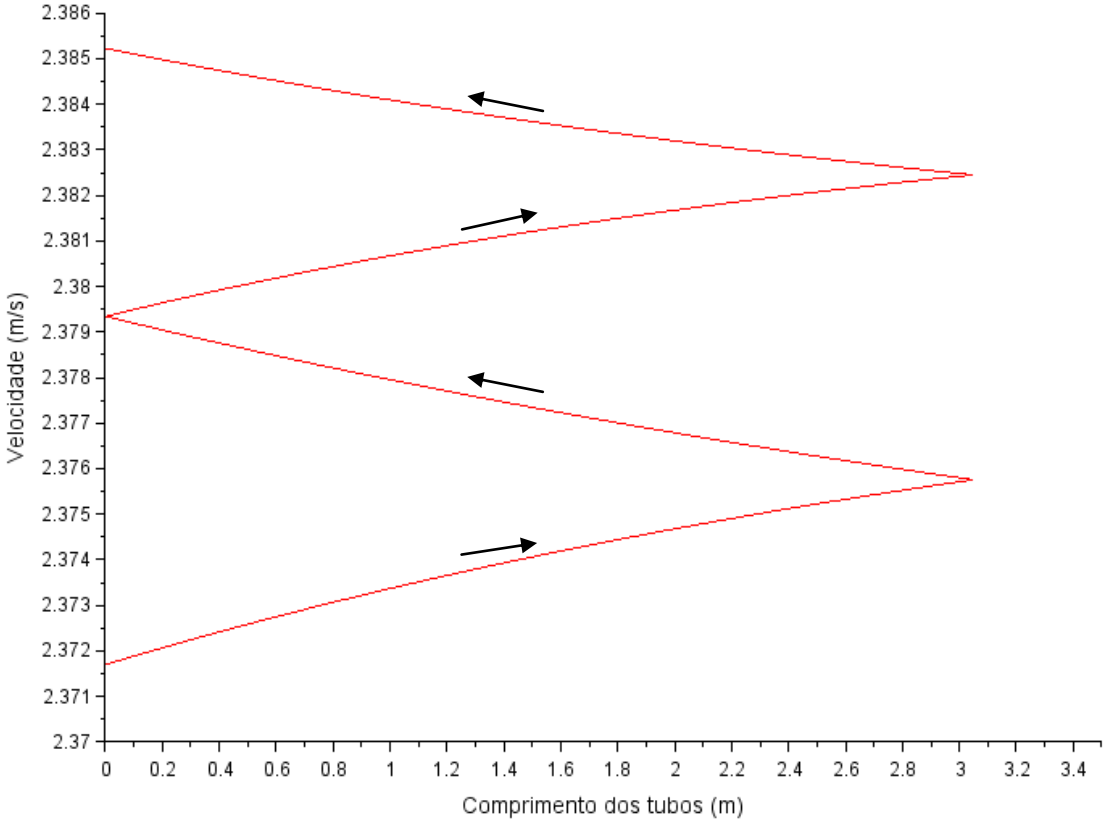
Figura 31 – Perfil de resistência térmica de depósito ao longo do trocador



Fonte: O autor, 2015.

O perfil de velocidade nos tubos do trocador no final da simulação é apresentado na Figura 32. Observa-se, que a velocidade nos tubos do trocador aumenta ao longo dos passes, isto ocorre devido à diminuição da área de escoamento pelo acúmulo de depósitos ao longo dos tubos do trocador. Da mesma forma que a resistência térmica de depósito aumenta ao longo dos passes, a espessura do depósito também aumenta, o que restringe a passagem da água de resfriamento.

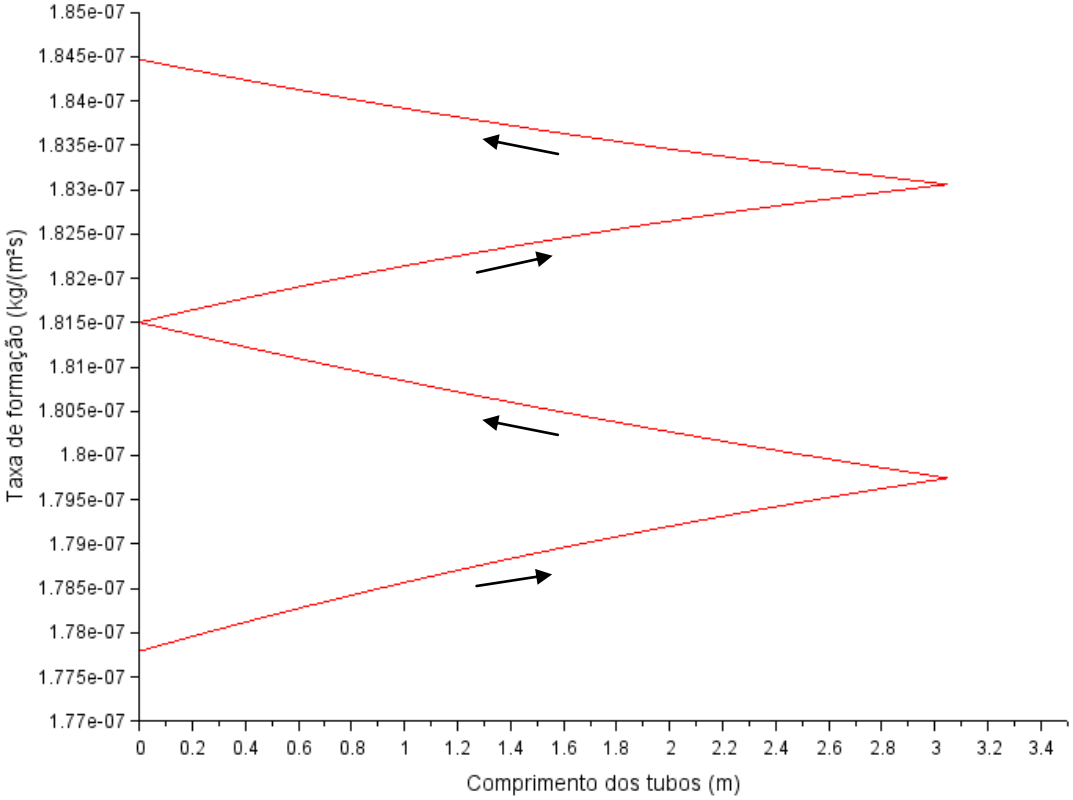
Figura 32 – Perfil da velocidade nos tubos ao longo do trocador



Fonte: O autor, 2015.

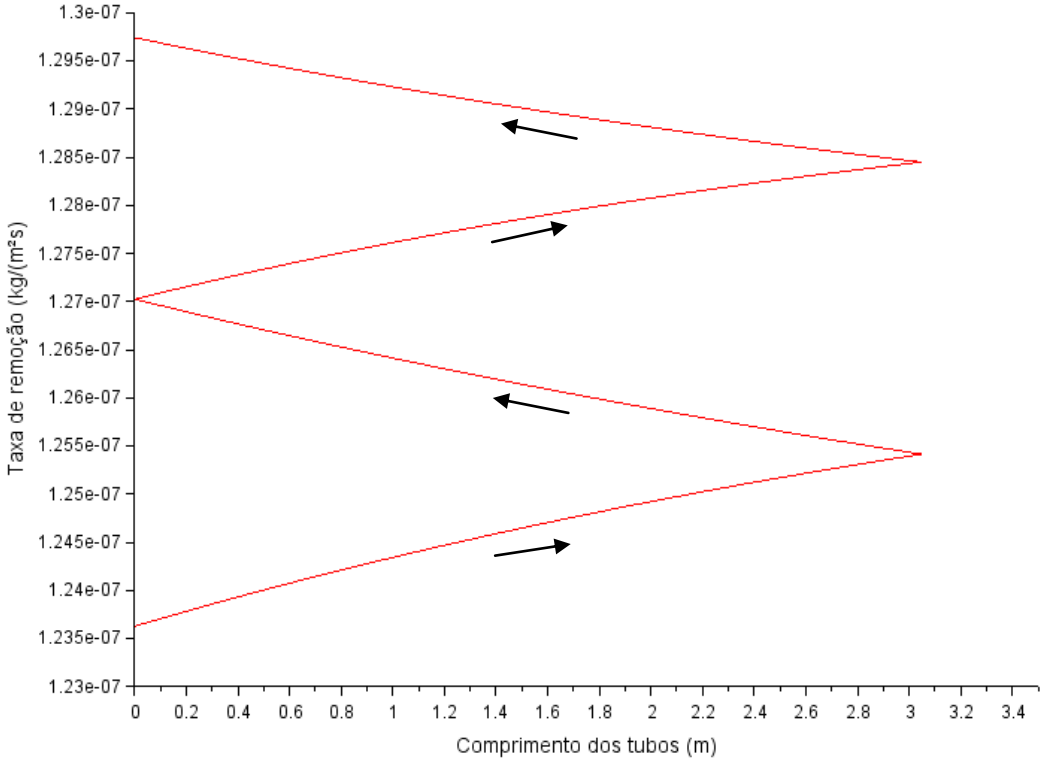
Nas Figuras 33 e 34, os perfis de taxas de formação e remoção ao longo do comprimento do trocador no tempo final são apresentados. Nestas figuras, pode-se observar o aumento das duas taxas ao longo dos passes do trocador devido ao aumento da temperatura da água. Comparando os perfis, é possível verificar, que a taxa de remoção é menor que a taxa de formação, porém ainda possuiu relevância tendo a mesma ordem de grandeza da taxa de formação.

Figura 33 – Perfil da taxa de formação ao longo do comprimento do trocador



Fonte: O autor, 2015.

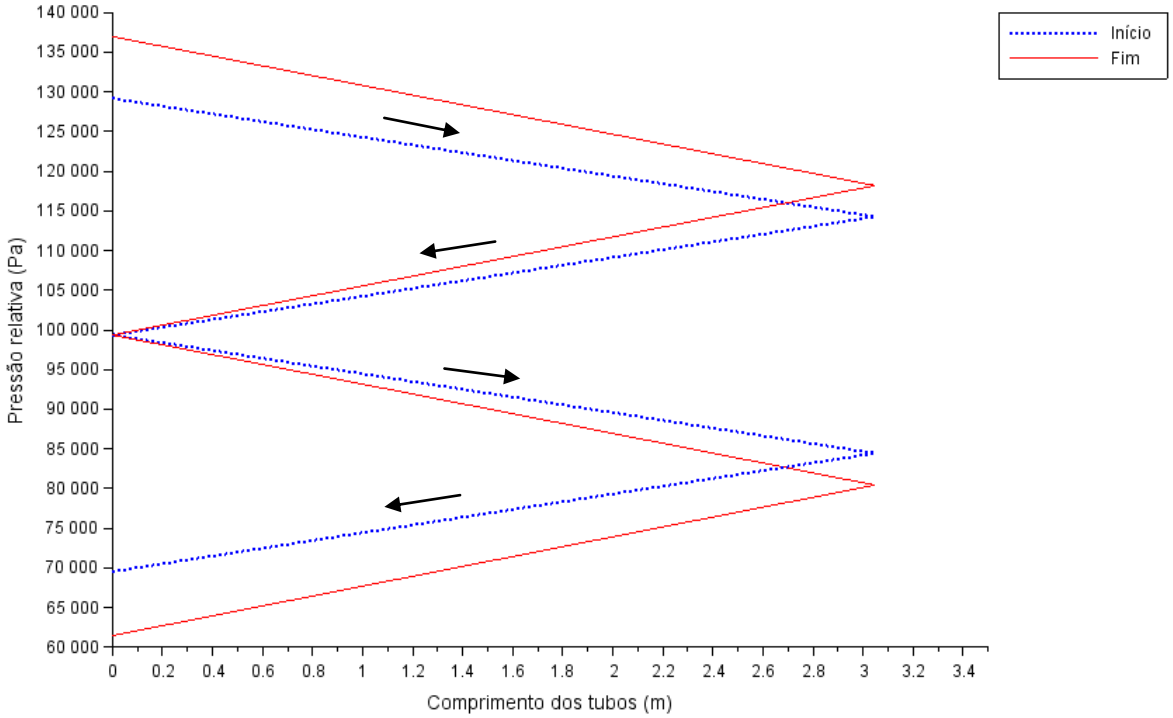
Figura 34 – Perfil da taxa de remoção ao longo do comprimento do trocador



Fonte: O autor, 2015.

Com o aumento da deposição ao longo do tempo de simulação, é possível observar o aumento da queda de pressão no trocador. O perfil da pressão relativa nos tubos ao longo do trocador no início e no fim da simulação pode ser visto na Figura 35.

Figura 35 – Perfil da pressão relativa nos tubos ao longo do trocador



Fonte: O autor, 2015.

Na Figura 35, é possível observar que a queda de pressão no trocador aumenta de 59648,22 Pa no início da simulação até 75517,87 Pa no final, devido à deposição, apesar da redução na vazão. No caso do início da simulação, quando o trocador está limpo, a queda de pressão em cada passe é igual 14912,06 Pa, correspondendo à uma disposição uniforme. Na situação final, em função do perfil crescente da resistência de depósito com a redução da área de escoamento e aumento da velocidade, tal como mostrado anteriormente, as quedas de pressão em cada passe são também crescentes: 18785,63 Pa, 18836,93 Pa, 18928,59 Pa e 18966,72 Pa.

O aumento da pressão relativa na entrada ocorre devido à redução da vazão associada ao comportamento da curva característica da bomba centrífuga. O perfil de pressão relativa não considera a queda de pressão nos cabeçotes, devido à dificuldade de obter este valor em cada passe sendo representado como um valor único para todo o cabeçote. Na modelagem da rede, a queda de pressão nos cabeçotes é adicionada através de uma equação externa. A

similaridade dos pontos no início e no fim da simulação entre o segundo e terceiro passe do trocador é somente uma coincidência de pontos, não sendo observada em outras redes.

É importante observar no conjunto de perfis apresentados, dois aspectos que evidenciam a importância da ferramenta desenvolvida:

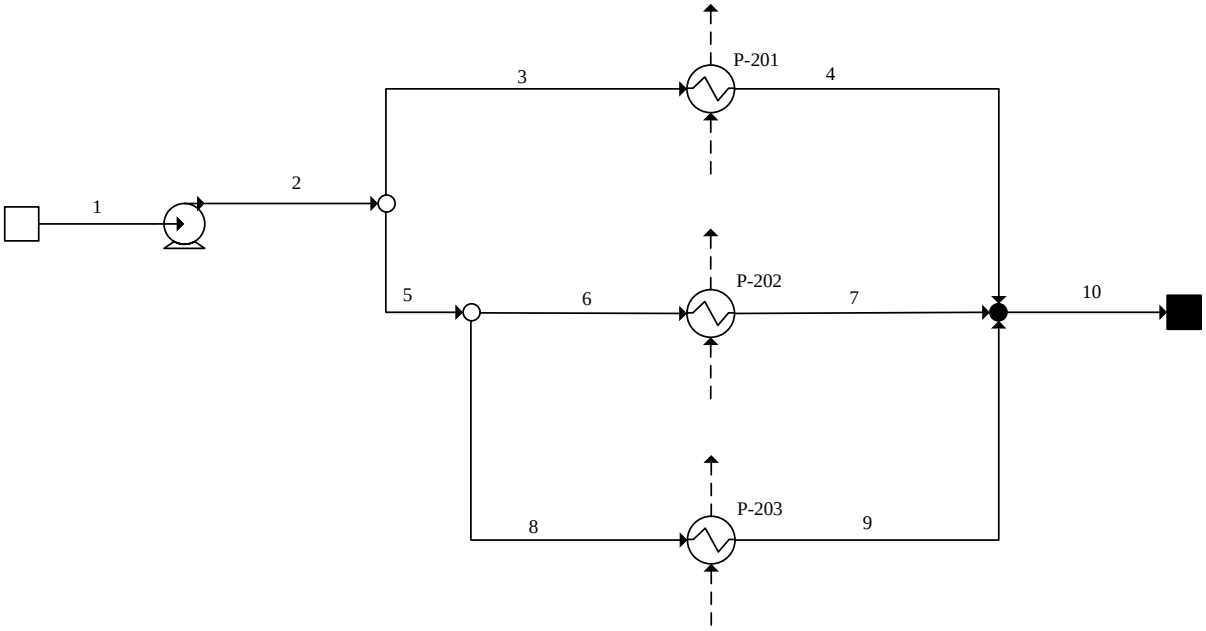
- O comportamento da taxa de deposição determina uma não uniformidade na distribuição dos depósitos ao longo da área de troca térmica, acarretando um impacto direto no comportamento do trocador, aspecto este que não é previsto pelos modelos baseados em soluções analíticas;
- O comportamento do sistema depende da interação entre a torre de resfriamento, a bomba, as tubulações e os trocadores presentes. A análise isolada de cada um destes elementos fornece resultados limitados, ignorando os efeitos inter-relacionados, tal como evidenciado nos resultados apresentados.

3.2.2 Exemplo de rede com três trocadores

3.2.2.1 Dados do exemplo

O próximo exemplo representa uma rede de distribuição de água de resfriamento composta por três trocadores. A Figura 36 apresenta o fluxograma desta rede.

Figura 36 – Fluxograma da rede de água de resfriamento com três trocadores



Fonte: O autor, 2015.

A Tabela 11 apresenta as condições térmicas das correntes quentes (fluidos diferentes para cada trocador) e a Tabela 12 apresenta as propriedades físicas de cada corrente dos trocadores de calor da rede.

Tabela 11 – Condições térmicas das correntes quentes na rede com três trocadores

Trocador	P-201	P-202	P-203
Vazão mássica (kg/s)	12,0	12,0	10,5
Temperatura de entrada (°C)	80	120	120

Fonte: O autor, 2015.

Tabela 12 – Propriedades físicas das correntes quentes e fria para a rede com três trocadores

Propriedades	Corrente quente P-201	Corrente quente P-202	Corrente quente P-203	Água
Massa específica (kg/m³)	800	850	870	995
Capacidade calorífica (J/kg·K)	2200	2000	1950	4178
Viscosidade dinâmica (Pa·s)	$2 \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^{-2}$	$2 \cdot 10^{-1}$	$8 \cdot 10^{-4}$
Condutividade térmica (W/m·K)	0,15	0,10	0,14	0,60

Fonte: O autor, 2015.

A Tabela 13 apresenta as condições térmicas do ar na entrada da torre de resfriamento para a rede com três trocadores de calor.

Tabela 13 – Condições térmicas do ar para a rede com três trocadores

Condições térmicas	Ar
Vazão mássica (kg/s)	80,31
Temperatura do bulbo seco (°C)	27
Capacidade calorífica (J/kg·K)	1004
Umidade relativa (%)	70

Fonte: O autor, 2015.

Os trocadores de calor da rede são do tipo casco e tubos, onde os seus parâmetros encontram-se na Tabela 14.

Tabela 14 – Parâmetros dos trocadores de calor da rede com três trocadores

Trocador	P-201	P-202	P-203
Comprimento dos tubos (m)	3,658	3,048	4,877
Diâmetro interno dos tubos (m)	0,01575	0,01575	0,01575
Diâmetro externo dos tubos (m)	0,01905	0,01905	0,01905
Número total de tubos	175	301	459
Número de passes nos tubos	4	4	4
Condutividade térmica dos tubos (W/m·K)	52,09	52,09	52,09
Diâmetro do casco (m)	0,387	0,489	0,591
Passo dos tubos (m)	0,02381	0,02381	0,02381
Espaçamento das chicanas (m)	0,152	0,147	0,177
Rugosidade (m)	$4{,}6 \cdot 10^{-5}$	$4{,}6 \cdot 10^{-5}$	$4{,}6 \cdot 10^{-5}$
Arranjo da matriz	Triangular	Triangular	Triangular

Fonte: O autor, 2015.

Os comprimentos equivalentes e diâmetros de cada tubulação presente na rede são apresentados na Tabela 15. As tubulações da rede possuem rugosidade igual a $4{,}6 \cdot 10^{-5}$ m. Do mesmo modo que o exemplo anterior, as tubulações da rede possuem elevação zero, exceto a tubulação de entrada na torre de resfriamento que possui uma elevação de 5 m de altura.

Tabela 15 – Comprimentos equivalentes e diâmetros das tubulações da rede com três trocadores

Tubulação	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Comprimento (m)	2	110	170	170	300	100	400	100	400	110
Diâmetro nominal (in)	10	10	4	4	8	6	6	6	6	10
Diâmetro interno (m)	0,255	0,255	0,102	0,102	0,203	0,154	0,154	0,154	0,154	0,255

Fonte: O autor, 2015.

Os dados da bomba, empregada para a rede com três trocadores de calor, encontram-se na Figura 46 no Apêndice C e a curva característica é representada pelo seguinte polinômio:

$$F_{pump} = 53{,}7 + 84{,}536\left(\frac{m}{\rho}\right) - 3057{,}3\left(\frac{m}{\rho}\right)^2 \tag{177}$$

A simulação do exemplo foi feita para um período de 2 anos, considerando-se o trocador inicialmente livre de depósitos.

3.2.2.2 Resultados

Para este exemplo o tempo de processamento foi de 6260,8 s, utilizando um *notebook* com processador Intel® Core™ i3-350M CPU @ 2.27 GHz, memória instalada (RAM) de 4 GB e sistema operacional Windows 7 de 64 Bits.

Os resultados da simulação do sistema podem ser visualizados através do conjunto de vazões de água de resfriamento e temperaturas de saída das correntes de processo presentes na Tabela 16.

Tabela 16 – Resultados da simulação da rede com três trocadores

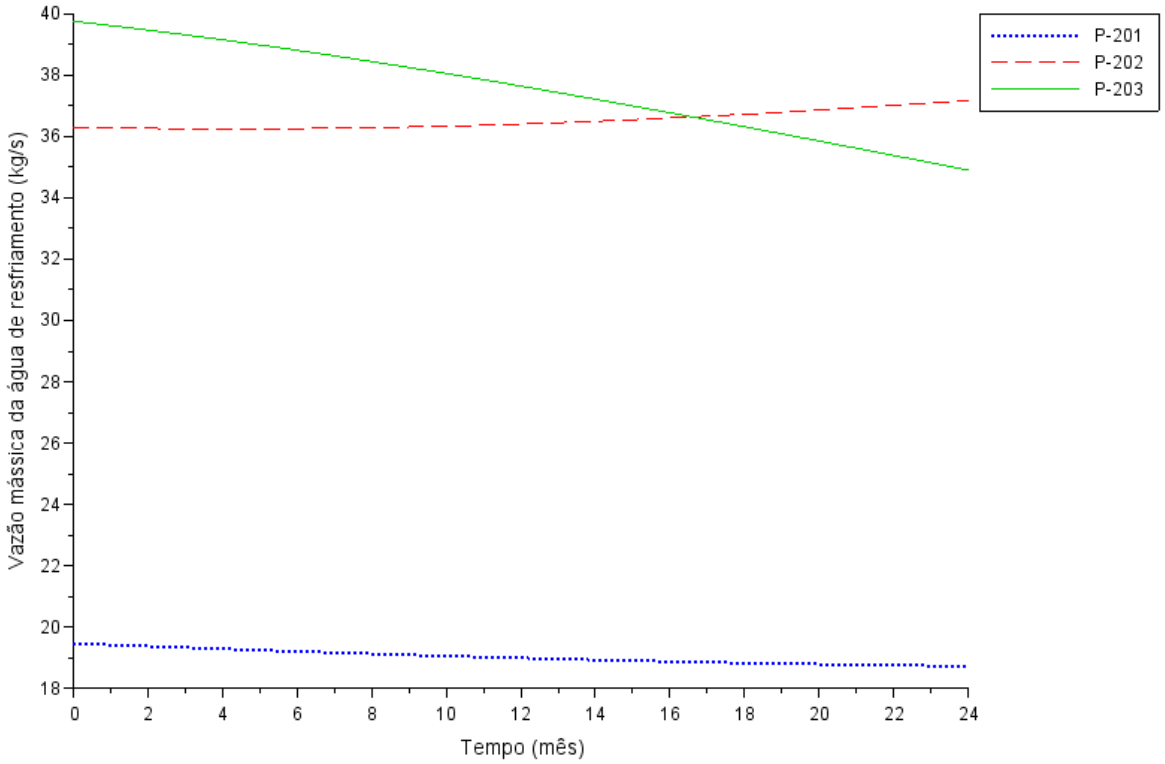
Trocador	Vazão da água de resfriamento			Temperatura de saída da corrente quente		
	Início (kg/s)	Fim (kg/s)	Variação (%)	Início (°C)	Fim (°C)	Variação (°C)
P-201	19,47	18,73	-3,80	42,04	47,00	+4,96
P-202	36,29	37,17	+2,42	52,41	55,43	+3,02
P-203	39,76	34,90	-12,22	42,78	47,84	+5,06
Total	95,52	90,81	-4,93	-	-	-

Fonte: O autor, 2015.

Na Tabela 16, é possível observar que o acúmulo de depósitos no conjunto de trocadores implicou na redução de aproximadamente 5% da vazão total da água fornecida pela bomba.

Entretanto, esta redução não se deu de maneira uniforme. A interconexão entre os diferentes trocadores implicou que, enquanto o trocador P-203 sofreu uma redução de aproximadamente 12% na vazão de água de resfriamento, o P-202 passou a receber uma vazão de água até maior que aquela relativa à condição limpa. Os perfis temporais correspondentes à evolução da vazão em cada trocador são apresentados na Figura 37.

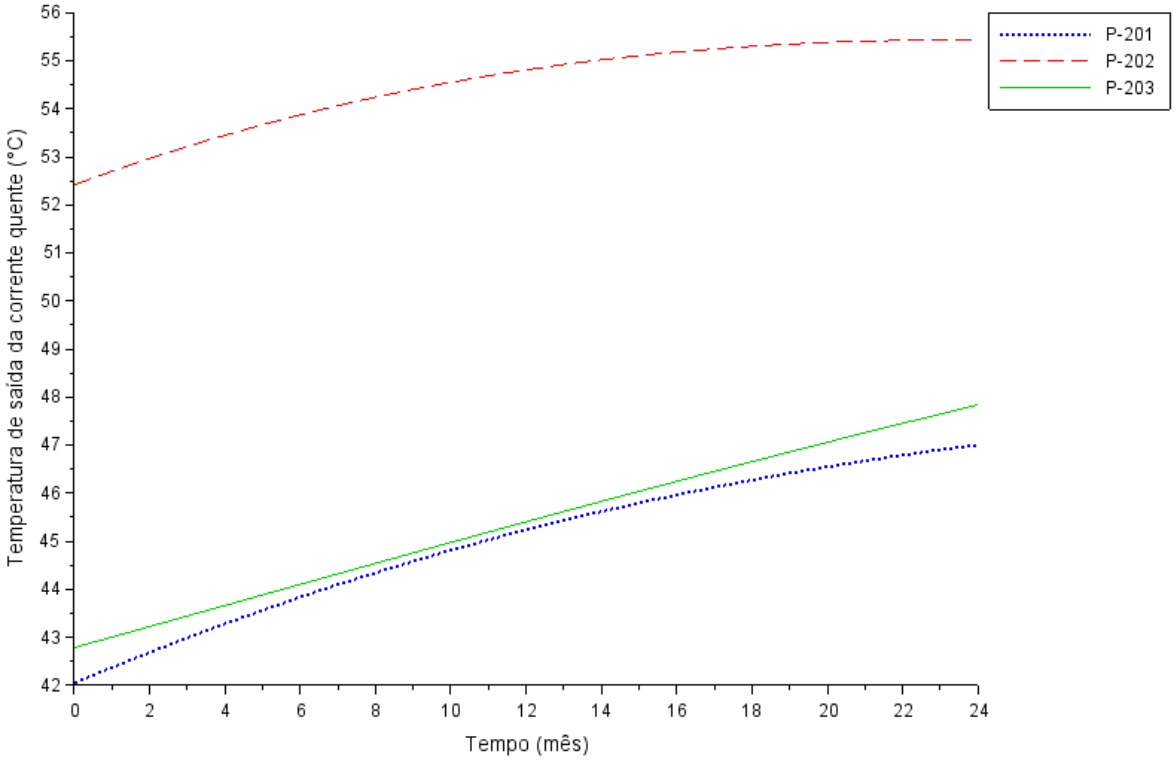
Figura 37 – Perfil da vazão de água de resfriamento ao longo do tempo



Fonte: O autor, 2015.

No exemplo investigado, como consequência da mudança relativa das vazões, as temperaturas indicadas na Tabela 16 mostram que o trocador P-202 foi aquele que apresentou menor aumento de temperatura associado ao acúmulo de depósitos. A variação da temperatura de saída da corrente quente de cada trocador ao longo do tempo está presente na Figura 38.

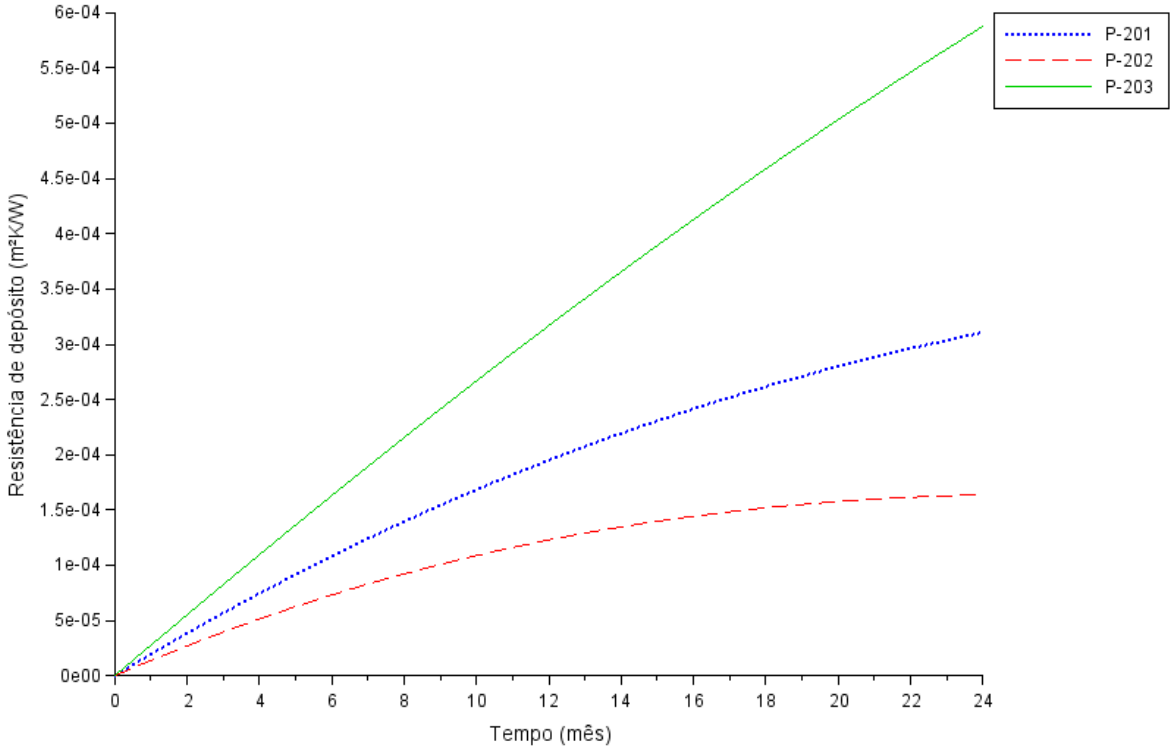
Figura 38 – Perfil da temperatura de saída da corrente quente ao longo do tempo



Fonte: O autor, 2015.

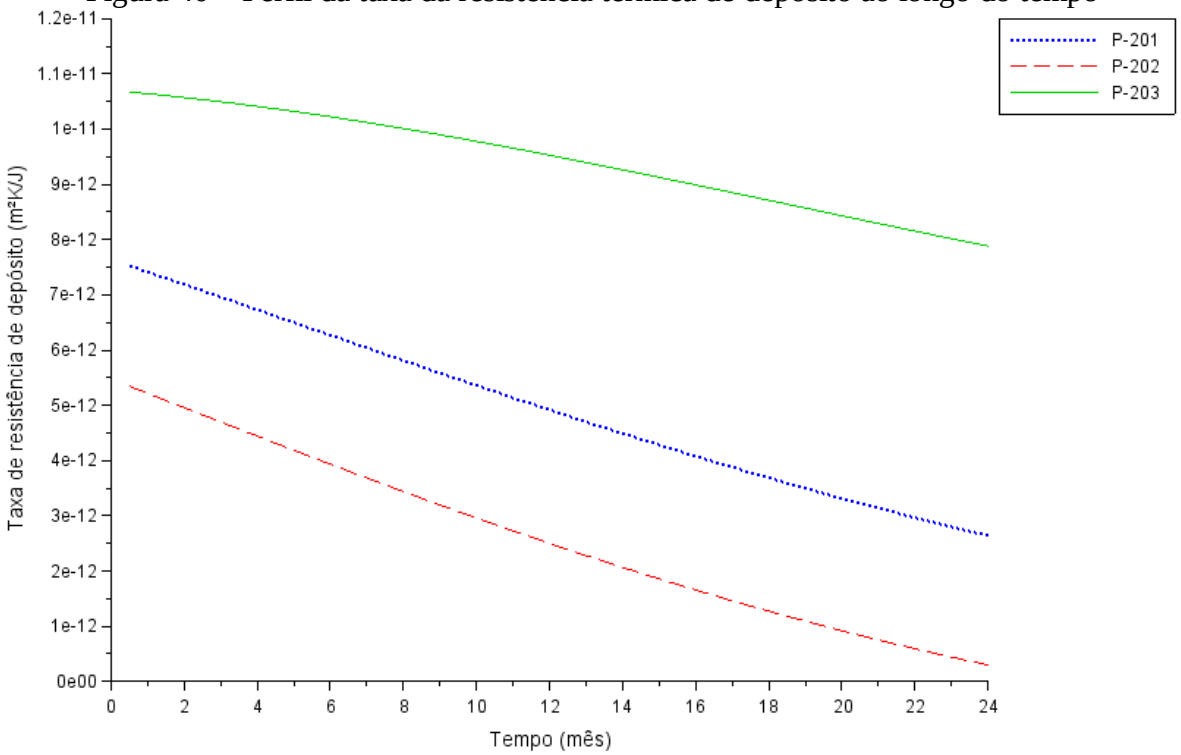
Esta redistribuição das vazões depende da intensidade relativa da deposição entre os diferentes trocadores presentes na rede. Os perfis de resistência térmica de depósito em cada trocador da rede ao longo do tempo estão presentes na Figura 39 e as taxas correspondentes na Figura 40.

Figura 39 – Perfil da resistência térmica de depósito ao longo do tempo



Fonte: O autor, 2015.

Figura 40 – Perfil da taxa da resistência térmica de depósito ao longo do tempo



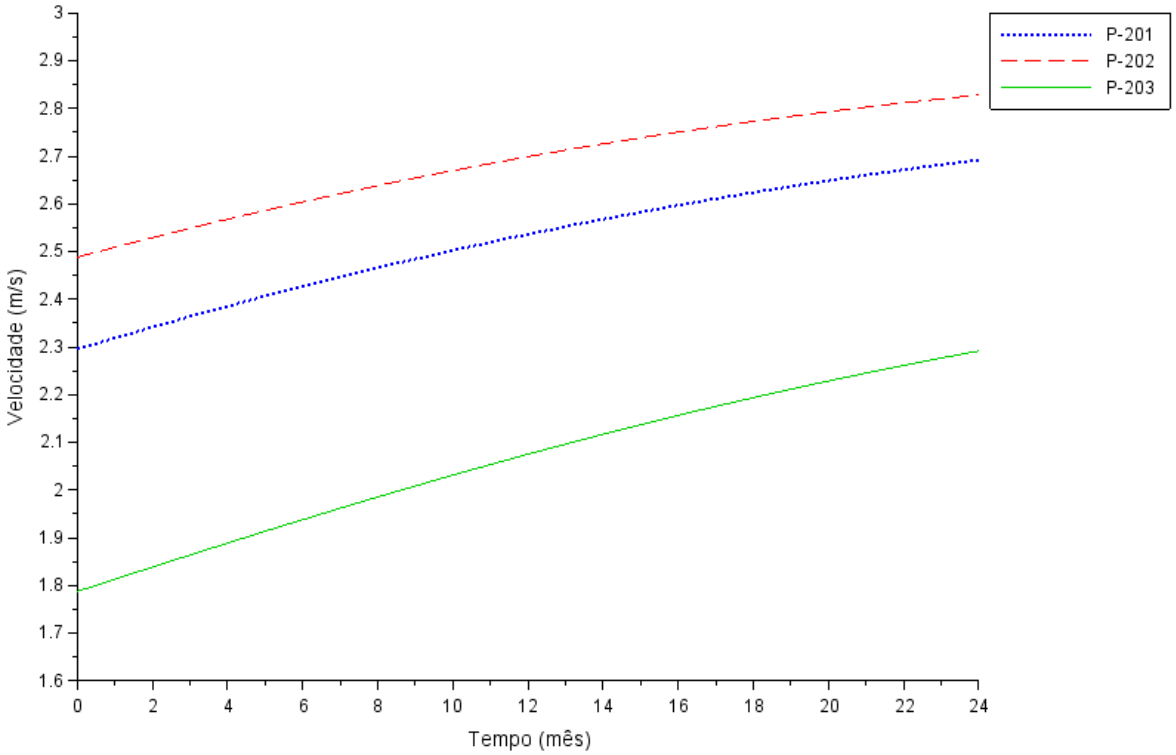
Fonte: O autor, 2015.

De acordo com as Figuras 39 e 40, os valores de resistência de depósito aumentam ao longo do tempo em função do acúmulo progressivo, mas a taxa é decrescente, devido à redução da temperatura ao longo do tempo acarretada pela diminuição da taxa de transferência de calor, e pelo aumento da velocidade de escoamento em função da restrição da área livre.

Nestas figuras, é possível perceber que o trocador mais afetado pela deposição é o trocador P-203. Como consequência, este sofreu também a maior redução do ponto de vista do fornecimento de água de resfriamento, tal como mostrado anteriormente, devido à maior resistência ao escoamento que este trocador oferece. A situação contrária também pode ser evidenciada em relação ao trocador P-202, que é o equipamento menos afetado pela deposição e, como consequência, a sua vazão recebida de água de resfriamento aumenta em detrimento dos demais. Do ponto de vista dinâmico, este processo envolve um padrão de retroalimentação (*feedback*), uma vez que a redução no fornecimento da água agrava o problema de deposição, o que implica também no agravamento do desbalanceamento hidráulico. Conforme apresentado na seção 1.3, este fenômeno é chamado de *thermo-hydraulic channelling* (ISHIYAMA; PATERSON; WILSON, 2008).

O comportamento relativo da deposição em cada trocador pode ser relacionado às velocidades nos tubos dos trocadores. A diferença entre as velocidades pode ser analisada com base nos perfis de evolução ao longo do tempo em cada trocador, conforme apresentado na Figura 41.

Figura 41 – Perfil de velocidade na saída dos tubos do trocador ao longo do tempo

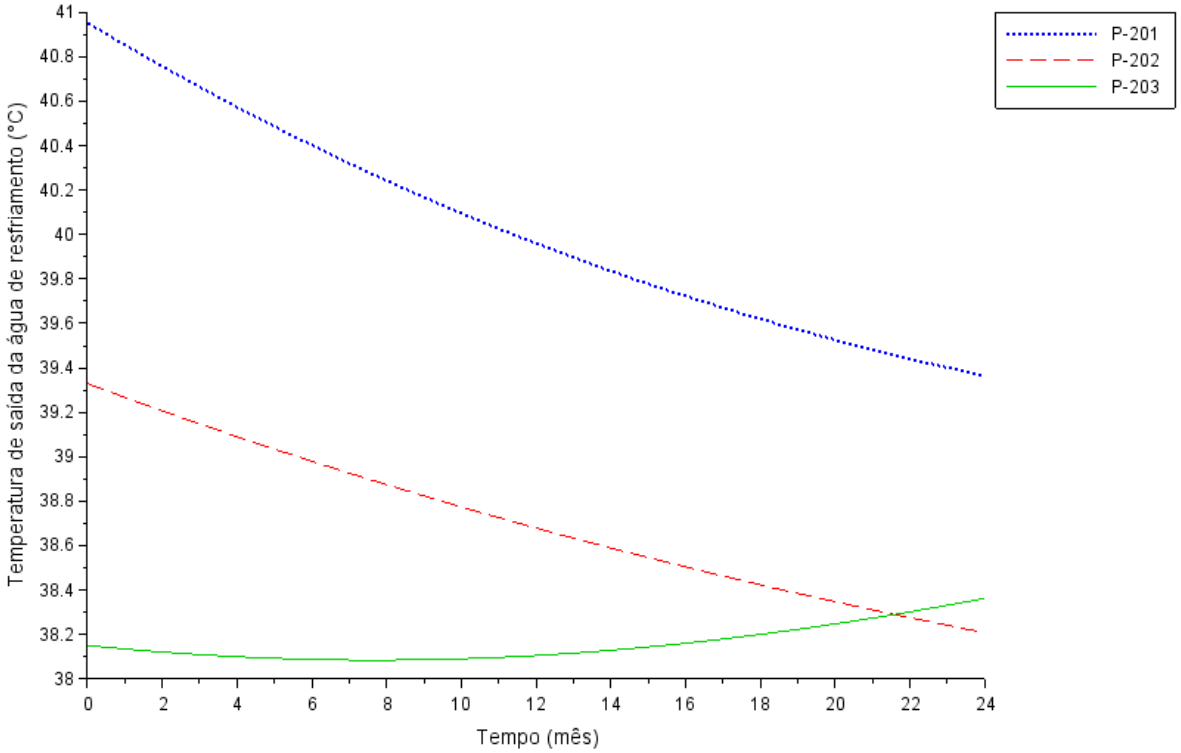


Fonte: O autor, 2015.

Comparando a Figura 41 com a Figura 40, observa-se que a ordem dos perfis de velocidade é o inverso da ordem dos perfis da taxa de deposição. O trocador P-203 possui a menor velocidade entre os trocadores, o que aumenta a sua taxa de deposição. No caso do trocador P-202, a sua velocidade é a maior entre os trocadores, garantindo uma redução da taxa de acúmulo, pelo aumento da taxa de remoção do depósito. É interessante observar que este trocador (P-202) apresenta um padrão de deposição claramente assintótico, conforme ilustra a Figura 39. Este comportamento privilegiado deste trocador em relação aos demais ressalta a importância da avaliação cuidadosa da velocidade de escoamento no projeto do equipamento térmico.

Os perfis de temperatura de saída da água de resfriamento ao longo do tempo são apresentados na Figura 42.

Figura 42 – Perfil de temperatura de saída da água de resfriamento ao longo do tempo



Fonte: O autor, 2015.

Nesta figura, é possível observar que os perfis da temperatura da água de resfriamento não se relacionam de forma direta com os perfis da taxa de deposição, como foi visto com os perfis de velocidade. Nos trocadores P-201 e P-202 as temperaturas são decrescentes ao longo do tempo, devido ao aumento da deposição comprometendo a troca térmica. Já no trocador P-203, primeiramente, há uma redução da temperatura, porém, no tempo final da simulação, há um ligeiro aumento devido à redução significativa da vazão neste trocador.

Estas avaliações do sistema não seriam possíveis sem a simulação termo-hidráulica da rede de distribuição de água de resfriamento apresentada neste trabalho. Verifica-se, assim, a relevância desta simulação para a análise da operação de sistemas de água de resfriamento.

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

Este capítulo destina-se a apresentar as conclusões e observações alcançadas através da análise dos resultados vistos no capítulo anterior e propor sugestões para trabalhos futuros, de maneira a aperfeiçoar a modelagem e simulação desenvolvidas.

Conclusões

Redes de trocadores de calor estão sujeitas à deposição, sendo este fenômeno um dos grandes problemas nas plantas industriais nos dias atuais. Em redes de distribuição de água de resfriamento, a deposição pode ocorrer devido à precipitação de sais, crescimento biológico ou corrosão, com destaque a precipitação do carbonato de cálcio, em função do seu comportamento de solubilidade inversa.

À vista disso, o presente trabalho propõe um modelo de rede de água de resfriamento composto por: modelos discretizados térmicos e hidráulicos dos trocadores de calor; equações térmicas e hidráulicas da rede de tubulações; equações da torre de resfriamento e modelo diferencial da taxa de deposição. Este modelo na forma algébrico-diferencial busca descrever de maneira mais precisa os efeitos da deposição, que na literatura normalmente são considerados por um termo único de resistência de depósito válido ao longo do trocador. Além disso, sua estrutura geral, contemplando todos os elementos do sistema (torre de resfriamento, bomba, tubulações e trocadores), visa permitir a avaliação da interação entre os elementos da rede, possibilitando a previsão do comportamento do sistema de forma mais acurada.

A simulação pseudo-estacionária do modelo desenvolvido foi aplicada em dois exemplos, um deles mais simples contendo um trocador de calor isolado e outro com uma rede mais complexa com três trocadores interligados.

No exemplo com a rede mais simples, buscou-se avaliar os efeitos da deposição ao longo da área de troca térmica, sendo verificada uma não uniformidade na distribuição da resistência térmica, relacionada com o aumento da temperatura da água de resfriamento ao longo do trocador. Esta não uniformidade afeta as variáveis ligadas à deposição, como as temperaturas da corrente quente, a velocidade e a queda de pressão. Esse comportamento das variáveis não é previsto em modelos que consideram uma uniformidade na deposição ao

longo do trocador. Além disso, neste exemplo é possível verificar a importância da interação entre os elementos da rede, fornecendo resultados mais completos que análises isoladas.

No exemplo com três trocadores, buscou-se avaliar a interação fluidodinâmica entre os equipamentos presentes num sistema de água de resfriamento e os impactos da deposição neste sistema mais complexo. O comportamento do sistema indica uma redução na vazão de água de resfriamento fornecida pela bomba, devido ao aumento da resistência ao escoamento causado pelo aumento da espessura do depósito. Adicionalmente, há um agravamento da deposição, pela redução da vazão de água ao longo do tempo no trocador mais afetado pela deposição (*thermo-hydraulic channelling)* (ISHIYAMA; PATERSON; WILSON, 2008).

É possível também verificar, neste exemplo, uma redistribuição da água de resfriamento para o trocador com menor grau de deposição e uma relação da velocidade com a taxa de deposição, onde o trocador com a menor velocidade tem uma taxa de deposição alta e o trocador com a maior velocidade uma taxa de deposição baixa.

A partir dos resultados obtidos com os exemplos apresentados, conclui-se que a ferramenta computacional desenvolvida neste trabalho pode ser útil na avaliação da operação de redes de distribuição de água de resfriamento.

O *software* Scilab utilizado conseguiu executar a simulação com certa rapidez, porém no exemplo de rede com o maior número de trocadores, os resultados foram gerados mais lentamente.

Sugestões

Visando complementar a modelagem e simulação desenvolvidas, as seguintes propostas são apresentadas como sugestões para trabalhos futuros:

- Considerar no modelo a variação das propriedades físicas das correntes com a temperatura ao longo do trocador, assim como as constantes de equilíbrio e parâmetros do modelo de deposição que também variam com a temperatura;
- Explorar diferentes alternativas de discretização, buscando melhorar a convergência do modelo;
- Aplicação de outros modelos de deposição em sistema de água de resfriamento, que envolvam outros mecanismos de deposição;
- Comparar os resultados obtidos no modelo discretizado dos trocadores com o modelo integral.

REFERÊNCIAS

ASHRAE. *ASHRAE Handbook – Fundamentals*. Atlanta: ASHRAE– American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, 2001. 892p.

BOTT, T. R. *Fouling of Heat Exchangers*. Amsterdam: Elsevier, 1995. 524 p.

CHURCHILL, S. W. Friction-factor equation spans all fluid-flow regimes. *Chemical Engineerings*, v. 84, n. 24, p. 91–92, 1977.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. *Introdução a Mecânica dos Fluidos.* 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2006. 798 p.

FRANCO, A. T. *Métodos Numéricos Aplicados À Engenharia.* Curitiba: Universidade Tecnológica Federal Do Paraná, 2011. 66 p. Disponível em: <http://paginapessoal.utfpr.edu.br/eduardomg/metodos-numericos/materia/apostila-prof.-admilson-franco/Cap3_MN_2011.pdf/at_download/file>. Acesso em: 26 dez. 2015.

GREEN, D. W.; PERRY, R. H. *Perry's Chemical Engineers' Handbook.* 8. ed. New York: McGraw-Hill, 2008. 2400 p.

HASSON, D.; SHERMAN, H.; BITON, M. Prediction of calcium carbonate scaling rates. *Proceedings of 6th International Symposium Fresh Water from the Sea*, v. 2, p. 193-199, 1978 apud QUAN, Z. H.; CHEN, Y. C.; MA, C. F. Heat mass transfer model of fouling process of calcium carbonate on heat transfer surface. *Science in China Series E: Technological Sciences*, v. 51, n. 7, p. 882-889, 2008.

HENSLEY, J.C. *Cooling Tower Fundamentals.* Kansas: SPX Cooling Technologies, 2009. 116 p. Disponível em: <http://spxcooling.com/library/detail/cooling-tower-fundamentals/>. Acesso em: 02 fev. 2015.

INCROPERA, F. P. et al. *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa.* 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008. 643 p.

ÍNDIO DO BRASIL, N. *Introdução a Engenharia Química.* 2. ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2004. 369 p.

ISHIYAMA, E. M.; PATERSON, W. R.; WILSON, D. I. Thermo-hydraulic channelling in parallel heat exchangers subject to fouling. *Chemical Engineering Science*, v. 63, n. 13, p. 3400-3410, 2008.

KAKAÇ, S.; LIU, H. *Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design.* 2. ed. Boca Raton: CRC Press, 2002. 501 p.

KELLY, N. W.; SWENSON, L. K. Comparative Performance of Cooling Tower Packing Arrangements. *Chemical Engineering Progress*, v. 52, p. 263-268, 1956 apud MTL ENGENHARIA LTDA. *Curso Básico sobre Torres de Resfriamento de Água*. Rio de Janeiro: MTL ENGENHARIA LTDA, 2004. 52 p.

KERN, D. Q. *Processos de Transmissão de Calor*. Rio de Janeiro: Editora Guanabara Koogan S.A., 1980. 671 p.

KERN, D. Q.; SEATON, R. E. A theoretical analysis of thermal surface fouling. *British Chemical Engineering*, v. 4, n. 5, p. 258-262, 1959 apud SHEN, C. et al. Fouling of enhanced tubes for condensers used in cooling tower systems: A literature review. *Applied Thermal Engineering*, v. 79, p. 74-87, 2015.

KLOPPERS, J. C.; KRÖGER, D. G. A critical investigation into the heat and mass transfer analysis of counterflow wet-cooling towers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 48, p. 765-777, 2005.

KRÖGER, D. G. *Air-cooled Heat Exchangers and Cooling Towers.* v. 1. Oklahoma: PennWell Books, 2004. 502 p.

LIDE, D. R. *CRC Handbook of Chemistry and Physics.* 87. ed. Boca Raton: Taylor & Francis, 2007. 2592 p.

MAH, R. S. H.; SHACHAM, M. Pipeline network design and synthesis. *Advances in Chemical Engineering*, v. 10, p. 125-209, 1978.

MERKEL, F. Verdunstungskühlung. *Forschungsarb*, n. 125, p. 1-48, 1925 apud GREEN, D. W.; PERRY, R. H. *Perry's Chemical Engineers' Handbook.* 8. ed. New York: McGraw-Hill, 2008. 2400 p.

MTL ENGENHARIA LTDA. *Curso Básico sobre Torres de Resfriamento de Água*. Rio de Janeiro: MTL ENGENHARIA LTDA, 2004. 52 p.

OLIVEIRA FILHO, L. O.; QUEIROZ, E. M.; COSTA, A. L. H. A matrix approach for steady-state simulation of heat exchanger networks. *Applied Thermal Engineering*, v. 27, p. 2385-2393, 2007.

PICÓN-NÚÑEZ, M. et al. Design of coolers for use in an existing cooling water network. *Applied Thermal Engineering*, v. 43, n. 8, p. 51-59, 2012.

PICÓN-NÚÑEZ, M. et al. Short cut performance method for the design of flexible cooling systems. *Energy*, v. 36, n. 8, p. 4646-4653, 2011.

PICÓN-NÚÑEZ, M.; CASTRO-PÁEZ, J.; VIZCAÍNO-GARCÍA, F. Steady state simulation for the de-bottlenecking of heat recovery networks. *Applied Thermal Engineering*, v. 22, n. 14, p. 1673-1687, 2002.

PINTO, J. C.; LAGE, P. L. C. *Métodos Numéricos em Problemas de Engenharia Química*. Rio de Janeiro: E-papers, 2001. 316 p.

QUAN, Z. H.; CHEN, Y. C.; MA, C. F. Heat mass transfer model of fouling process of calcium carbonate on heat transfer surface. *Science in China Series E: Technological Sciences*, v. 51, n. 7, p. 882-889, 2008.

SAN DIEGO COUNTY WATER AUTHORITY. *Technical Information for Cooling Towers Using Recycled Water*. San Diego: San Diego County Water Authority, 2009. 21 p. Disponível em: <http://www.sdcwa.org/sites/default/files/files/water-management/recycled/techinfo-cooling-towers.pdf>. Acesso em: 17 abr. 2015.

SAUNDERS, E. A. D. *Heat Exchangers Selection, Design and Construction*. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1989. 568 p.

SCILAB. Versão 5.5.2. France: Scilab Enterprises, 2015. Distribuição em: <www.scilab.org>. Acesso em: 29 abr. 2015.

SENEVIRATNE, M. *A Practical Approach to Water Conservation for Commercial and Industrial Facilities*. Bulington, MA: Elsevier, 2007. 380 p.

SHAH, R. K.; SEKULIC, D. P. *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2003. 941 p.

SHEN, C. et al. Fouling of enhanced tubes for condensers used in cooling tower systems: A literature review. *Applied Thermal Engineering*, v. 79, p. 74-87, 2015.

SINGHAM, J. R. Cooling towers. In: SCHLÜNDER, E. U. et al. *Heat Exchanger Design and Handbook*. Düsseldorf: Hemisphere Publishing Corporation, 1983. p. 3.12.2.1-3.12.2.12.

SKOOG, D. A. et al. *Fundamentos de Química Analítica*. 8. ed. São Paulo: Cengage Learning, 2006. 1124 p.

SMITH, J. M.; VAN NESS, H. C.; ABBOTT, M. M. *Introdução à termodinâmica da engenharia química*. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2007. 626 p.

SULZER. Apresenta o *Sulzer Select* para a seleção de bombas. Distribuição em: <http://www.sulzer.com/pt/Products-and-Services/Pumps-and-Systems>. Acesso em: 02 mar. 2015.

TAVARES, V. B. G.; QUEIROZ, E. M.; COSTA, A. L. H. Thermohydraulic simulation of heat exchanger networks. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, v. 49, n. 10, p. 4756-4765, 2010.

WU, X.; CREMASCHI, L. Effect of fouling on the thermal performance of condensers and on the water consumption in cooling tower systems. *Proceeding of International Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning*, p. 134-141, 2013.

WU, X.; CREMASCHI, L. Thermal and chemical analysis of fouling phenomenon in condensers for cooling tower applications. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, n. 2198, p. 1-10, 2012.

YEAP, B. L. et al. Mitigation of crude oil refinery heat exchanger fouling through retrofits based on thermo-hydraulic fouling models. *Chemical Engineering Research and Design*, v. 82, p. 53-71, 2004.

APÊNDICE A – Lista de símbolos em ordem alfabética

Neste apêndice é apresentada a lista de símbolos do presente trabalho em ordem alfabética, subdividida em: letra latina, letra grega, subscrito e sobrescrito.

Letra latina

$[CO_{2(aq)}]$	Concentração iônica do CO_2 na água de resfriamento (mol/L)
$[Ca^{2+}]$	Concentração iônica do cálcio (mol/L)
$[CO_3^{2-}]$	Concentração iônica do carbonato (mol/L)
$[H^+]$	Concentração iônica do próton (mol/L)
$[HCO_3^-]$	Concentração iônica do bicarbonato (mol/L)
A	Área (m²)
a	Área específica do recheio da torre (m²/m³)
$\underline{\underline{A}}$	Matriz de coeficientes das equações discretizadas
Ac	Área de escoamento (m²)
b	Coeficiente da curva característica da bomba
$\underline{b}$	Vetor dos termos independentes das equações discretizadas
C	Constante de equilíbrio da reação (adimensional)
c	Parâmetro empírico da torre de resfriamento (adimensional)
C_H	Constante de Henry (atm·L/mol)
Cp	Capacidade calorífica da corrente (J/kg·K)
Cp_m	Capacidade calorífica da mistura ar – vapor de água (J/kg·K)
Cr	Razão entre as taxas de capacidade calorífica (adimensional)
C_{un}	Constante unitária característica do enchimento da torre (m^{-1})
d	Diâmetro (m)
D	Difusividade molecular do $CaCO_3$ (m²/s)
dz	Elemento diferencial (m)
f	Fator de atrito de Darcy (adimensional)
F	Perda de carga nos elementos da rede/Carga da bomba (m)
g	Aceleração da gravidade (m/s²)
h	Coeficiente de convecção (W/m²·K)
H	Entalpia (J/kg)

K	Coeficiente de transferência de massa (kg/(m²·s))
k	Condutividade térmica (W/(m·K))
kd	Coeficiente de transporte (adimensional)
Kh	Coeficiente da queda de pressão nos cabeçotes do trocador (adimensional)
kr	Coeficiente da taxa de precipitação (adimensional)
ksp	Produto de solubilidade do $CaCO_3$ (mol²/L²)
L	Comprimento (m)
Lbc	Espaçamento das chicanas (m)
Le	Número de Lewis
Ltp	Passo dos tubos (m)
M	Massa (kg)
$\underline{\underline{M}}$	Matriz de incidência
m	Vazão mássica do fluido (kg/s)
$\underline{m}$	Vetor de vazões mássicas (kg/s)
$\underline{\underline{ML}}$	Matriz circuito-corrente
MM	Massa molar (kg/kmol)
N	Número de vértices
n	Quantidade de matéria (kmol)
$\underline{n}$	Vetor de vazões mássicas das unidades externas (kg/s)
Npt	Número de passes nos tubos
Ntt	Número total de tubos do trocador
Nu	Número de Nusselt
NUT	Número de unidades de transferência (adimensional)
P	Efetividade (adimensional)
p	Pressão (Pa)
Pr	Número de Prandtl
Q	Carga térmica (W)
q	Vazão volumétrica (m³/s)
Re	Número de Reynolds (adimensional)
Rf	Resistência de depósito (m²·K/W)
Rg	Constante universal dos gases (cal/(K·mol))
S	Número das arestas

Sc	Número de Schmidt (adimensional)
T	Temperatura (°C)
t	Tempo (s)
$\underline{T}$	Vetor de temperaturas ao longo do trocador (°C)
U	Coeficiente global de transferência de calor (W/m²·K)
v	Velocidade (m/s)
V	Volume do recheio da torre (m³)
w	Umidade (kg água/kg ar seco)
wm	Umidade molar (kmol água/kmol ar seco)
wr	Umidade relativa (%)
Y	Altura do enchimento da torre (m)
y	Variável
y_{CO2}	Fração molar de CO_2 no ar (%)
Z	Altura da elevação (m)
z	Coordenada espacial (m)

Letra grega

α	Parâmetro (adimensional)
β	Parâmetro (adimensional)
δ	Espessura (m)
Δ	Variação entre pontos
$\underline{\Delta p}$	Vetor das quedas de pressão nos elementos (Pa)
ε	Rugosidade da tubulação (m)
λ	Parâmetro (adimensional)
μ	Viscosidade dinâmica (Pa·s)
ρ	Massa específica (kg/m³)
σ	Variável de folga do modelo da torre de resfriamento (adimensional)
τ_d	Tempo de indução (s)
φ	Taxa (kg/(m²·s))
ψ	Parâmetro do modelo de deposição (adimensional)
ω	Parâmetro (adimensional)

Subscrito

+	Matriz apenas com elementos positivos
1	Primeira dissociação do ácido
2	Segunda dissociação do ácido
a	Ar
aq	Aquoso
base	Base da torre de resfriamento
c	Corrente fria
conv	Convecção
d	Formação
db	Bulbo seco
e	Externo
eq	Equivalente
evap	Evaporação
f	Depósito
g	Gás
h	Corrente quente
HE	Trocador de calor
i	Interno
in	Entrada
J	Número de discretização
j	Posição no eixo *z*
k	Índice das arestas
m	Índice dos pontos da integral numérica
n	Número do passe
out	Saída
p	Índice dos vértices
pipe	Tubulação
pump	Bomba
q	Índice do circuito
r	Remoção
ref	Variável de referência

s	Casco
sat	Saturação
t	Tubo
topo	Topo da torre de resfriamento
v	Vapor de água
w	Água
wall	Condições na superfície
wb	Bulbo úmido

Sobrescrito

*	Variável adimensional
c	Limpo
HE	Trocador de calor
MX	Misturador
P	Unidade externa
PD	Unidade externa de demanda
PS	Unidade externa de suprimento
PU	Bomba
SP	Divisor de corrente

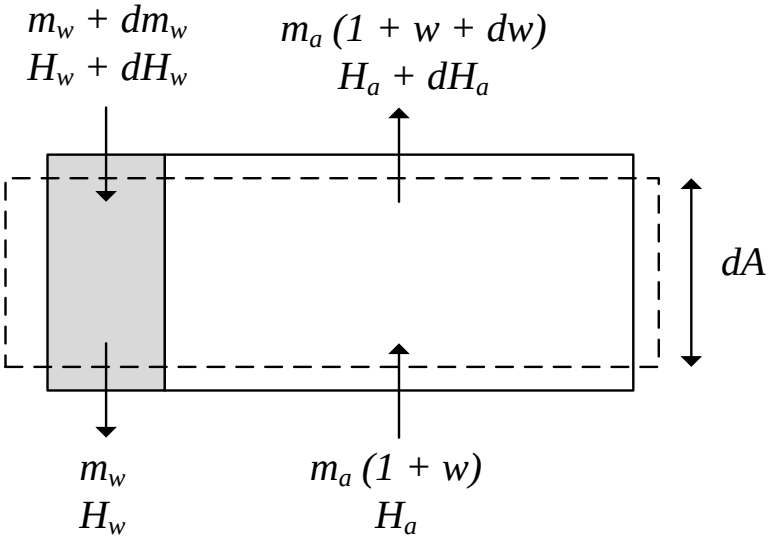
APÊNDICE B – Derivação da Equação de Merkel

Neste apêndice é apresentada a derivação da Equação de Merkel mostrada em Kröger (2004) e Kloppers e Kröger (2005). As hipóteses adotadas são:

a) O gradiente de temperatura da película de água é desprezível;
b) O ar saturado na interface encontra-se na mesma temperatura da água;
c) A área (*dA*) para a transferência de calor e de massa é a mesma;
d) Os coeficientes de transferência de calor e massa são constantes;
e) O número de Lewis que relaciona a transferência de calor e de massa no processo evaporativo é igual a 1;
f) O ar que sai da torre de resfriamento encontra-se saturado com vapor de água;
g) A perda por evaporação é desprezível no balanço de energia.

A Figura 43 representa o volume de controle no enchimento de uma torre de resfriamento com escoamento contracorrente. Nesta figura há uma película de água que escoa de cima para baixo e o fluxo de ar que escoa de baixo para cima.

Figura 43 – Volume de controle no enchimento de uma torre de resfriamento



Fonte: Adaptado de KLOPPERS; KRÖGER, 2005.

Aplicando o balanço de massa (Equação 178) e balanço de energia (Equação 179) no volume de controle da Figura 43:

$$dm_w - m_a dw = 0 \tag{178}$$

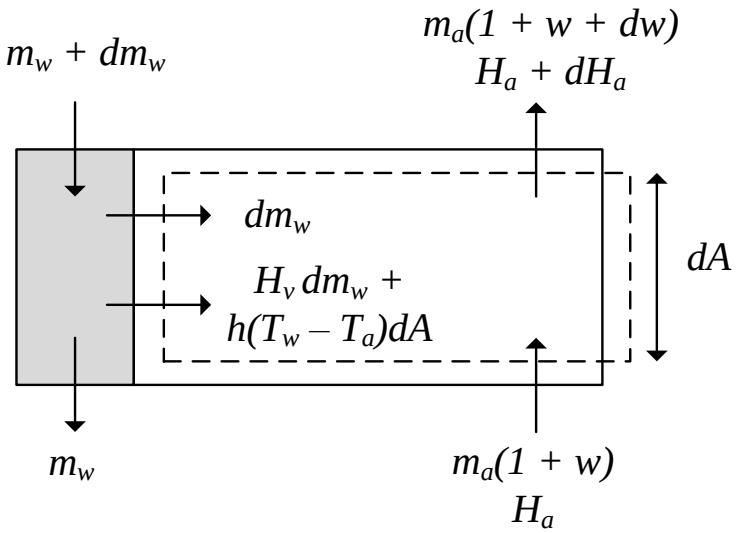
$$m_a dH_a - m_w dH_w - H_w dm_w = 0 \tag{179}$$

Substituindo a Equação 178 na Equação 179 e reorganizando a equação, sendo $H_w = Cp_w T_w$, obtém-se:

$$dT_w = \frac{m_a}{m_w}\left(\frac{dH_a}{Cp_w} - T_w dw\right) \tag{180}$$

O volume de controle no enchimento considerando somente o ar é representado na Figura 44.

Figura 44 – Volume de controle do ar no enchimento



Fonte: Adaptado de KLOPPERS; KRÖGER, 2005.

O balanço de energia na interface entre a água e o ar (Figura 44) é a soma da transferência de calor e massa:

$$dQ = dQ_{evap} + dQ_{conv} \tag{181}$$

onde dQ_{evap} é a transferência de massa pela diferença de concentração de vapor de água entre o ar saturado na interface e o ar ambiente e dQ_{conv} é a transferência de calor convectiva pela diferença de temperatura.

A transferência de massa na interface é obtida pela seguinte equação:

$$dQ_{evap} = H_v\, dm_w = H_v\, K\, (w_{sat} - w) dA \tag{182}$$

onde H_v é a entalpia específica do vapor de água e A é a área da interface.

A entalpia específica do vapor de água expressa na temperatura da água é:

$$H_v = H_{evap} + Cp_v T_w \tag{183}$$

onde H_{evap} é a entalpia específica de evaporação à 0 °C.

A transferência de calor convectiva na interface é obtida pela seguinte equação:

$$dQ_{conv} = h\, (T_w - T_a) dA \tag{184}$$

A diferença de temperatura da Equação 184 pode ser substituída por uma diferença de entalpia. A entalpia específica do ar saturado ($H_{a,sat}$) expressa na temperatura da água é:

$$H_{a,sat} = Cp_a T_w + w_{sat}\left(H_{evap} + Cp_v T_w\right) = Cp_a T_w + w_{sat} H_v \tag{185}$$

Reescrevendo a Equação 185 de outra forma:

$$H_{a,sat} = Cp_a T_w + (w_{sat} - w) H_v + w\left(H_{evap} + Cp_v T_w\right) \tag{186}$$

A entalpia específica do ar úmido (H_a) expressa na temperatura do ar é:

$$H_a = Cp_a T_a + w\left(H_{evap} + Cp_v T_a\right) \tag{187}$$

Se a diferença na capacidade calorífica avaliada para diferentes temperaturas for pequena pode ser ignorada. Então, subtraindo a Equação 186 da Equação 187 e simplificando:

$$H_{a,sat} - H_a = (Cp_a + w Cp_v)(T_w - T_a) + (w_{sat} - w) H_v \tag{188}$$

Colocando em evidência a diferença de temperatura na Equação 188:

$$T_w - T_a = \frac{\left(H_{a,sat} - H_a\right) - (w_{sat} - w)H_v}{Cp_m} \tag{189}$$

$$Cp_m = Cp_a + wCp_v \tag{190}$$

onde Cp_m é a capacidade calorífica da mistura ar – vapor de água.

Substituindo a Equação 189 na Equação 184:

$$dQ_{conv} = h\left[\frac{\left(H_{a,sat} - H_a\right) - (w_{sat} - w)H_v}{Cp_m}\right]dA \tag{191}$$

Substituindo as Equações 182 e 191 na Equação 181 e reorganizando:

$$dQ = K\left\{(w_{sat} - w)H_v + \frac{h}{KCp_m}\left[\left(H_{a,sat} - H_a\right) - (w_{sat} - w)H_v\right]\right\}dA \tag{192}$$

sendo o número de Lewis (Le) expresso pela seguinte equação:

$$Le = \frac{h}{KCp_m} \tag{193}$$

Substituindo a Equação 193 na Equação 192 e reorganizando:

$$\frac{dQ}{dA} = K\left[Le\left(H_{a,sat} - H_a\right) + (1 - Le)(w_{sat} - w)H_v\right] \tag{194}$$

Considerando Le =1 e $dQ = m_a\, dH_a$, a Equação 194 simplificada é:

$$\frac{dH_a}{dA} = \frac{K}{m_a}\left(H_{a,sat} - H_a\right) \tag{195}$$

Considerando a perda por evaporação desprezível (dw = 0) e dividindo os dois lados da Equação 180 por dA:

$$\frac{dT_w}{dA} = \frac{m_a}{m_w Cp_w}\frac{dH_a}{dA} \tag{196}$$

Combinando as Equações 195 e 196, sendo *dA* = *a dV*:

$$\frac{dT_w}{dV} = \frac{Ka}{m_w Cp_w}\left(H_{a,sat} - H_a\right) \tag{197}$$

onde *a* é a área específica do recheio e *V* é o volume do recheio.

Reorganizando a Equação 197 e integrando ao longo da torre de resfriamento obtém-se a Equação de Merkel:

$$\frac{KaV}{m_w} = \int_{T_{w,base}}^{T_{w,topo}} Cp_w \frac{dT_w}{\left(H_{a,sat} - H_a\right)} \tag{198}$$

APÊNDICE C – Bombas dos exemplos

Neste apêndice são apresentadas as bombas empregadas para o exemplo de rede com um trocador e para o exemplo de rede com três trocadores, apresentados na seção 3.2. As bombas foram selecionadas através do *Sulzer Select* (SULZER, 2015), obtendo os diagramas das curvas características. Com o *software* Excel 2010, foi possível fazer uma regressão polinomial, obtendo as equações que representam as curvas características das bombas. As Figuras 45 e 46 apresentam os dados e as curvas características das bombas para os exemplos do presente trabalho.

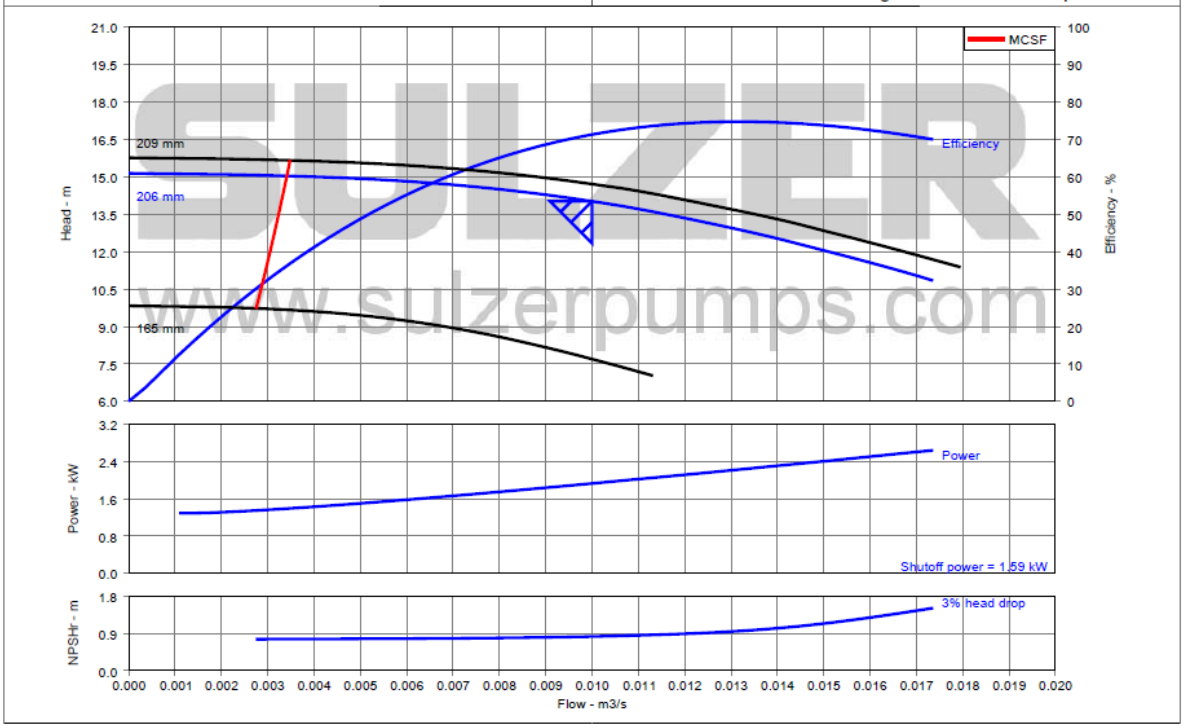
Figura 45 – Dados e curva característica da bomba para a rede com um trocador

SULZER

Pump Performance Datasheet

Customer	:	Sulzer Reference ID	:
Inquiry Number/ID	:	Type / Size	: 3x4x8B-1-OHH
Item number	: Default	Stages	: 1
Service	:	Based on curve number	: OHH 68-3-4-00
Quantity	: 1	Date of Last Update	: 28 Feb 2015 21:18

Operating Conditions		Liquid	
Flow, rated	: 0.01 m3/s	Liquid type	: Water
Differential head / pressure, rated (requested)	: 14.02 m	Additional liquid description	:
Suction pressure, rated / max	: 0.00 / 0.00 bar.g	Solids diameter, max	: 0.00 mm
NPSH available, rated	: 9.81 m	Solids concentration, by volume	: 0.00 %
Frequency	: 50 Hz	Temperature, rated / max	: 20.00 / 20.00 deg C
Performance		Fluid density, rated / max	: 0.998 / 0.998 kg/dm3
Speed, rated	: 1450 rpm	Viscosity, rated	: 1.00 cSt
Impeller diameter, rated	: 206 mm	Vapor pressure, rated	: 0.02 bar.a
Impeller diameter, maximum	: 209 mm	**Material**	
Impeller diameter, minimum	: 165 mm	Material selected	: API S-6
Efficiency	: 71.33 %	**Pressure Data**	
NPSH (3% head drop) / margin required	: 0.82 / 0.00 m	Maximum casing/bowl working pressure	: 1.48 bar.g
Ns (imp. eye flow) / Nss (imp. eye flow)	: 1,242 / 8,827 US Units	Maximum allowable working pressure	: 51.00 bar.g
MCSF	: 0.00 m3/s	Maximum allowable suction pressure	: N/A
Head, maximum, rated diameter	: 15.15 m	Hydrostatic test pressure	: 76.50 bar.g
Head rise to shutoff	: 8.04 %	**Driver & Power Data**	
Flow, best eff. point	: 0.01 m3/s	Driver sizing specification	: Rated power
Flow ratio, rated / BEP	: 75.90 %	Margin over specification	: 0.00 %
Diameter ratio (rated / max)	: 98.56 %	Service factor	: 1.00
Head ratio (rated dia / max dia)	: 95.29 %	Power, hydraulic	: 1.37 kW
Cq/Ch/Ce/Cn [ANSI/HI 9.6.7-2010]	: 1.00 / 1.00 / 1.00 / 1.00	Power, rated	: 1.92 kW
Selection status	: Acceptable	Power, maximum, rated diameter	: 2.63 kW
		Minimum recommended motor rating	: 2.20 kW / 2.95 hp



Fonte: SULZER, 2015.

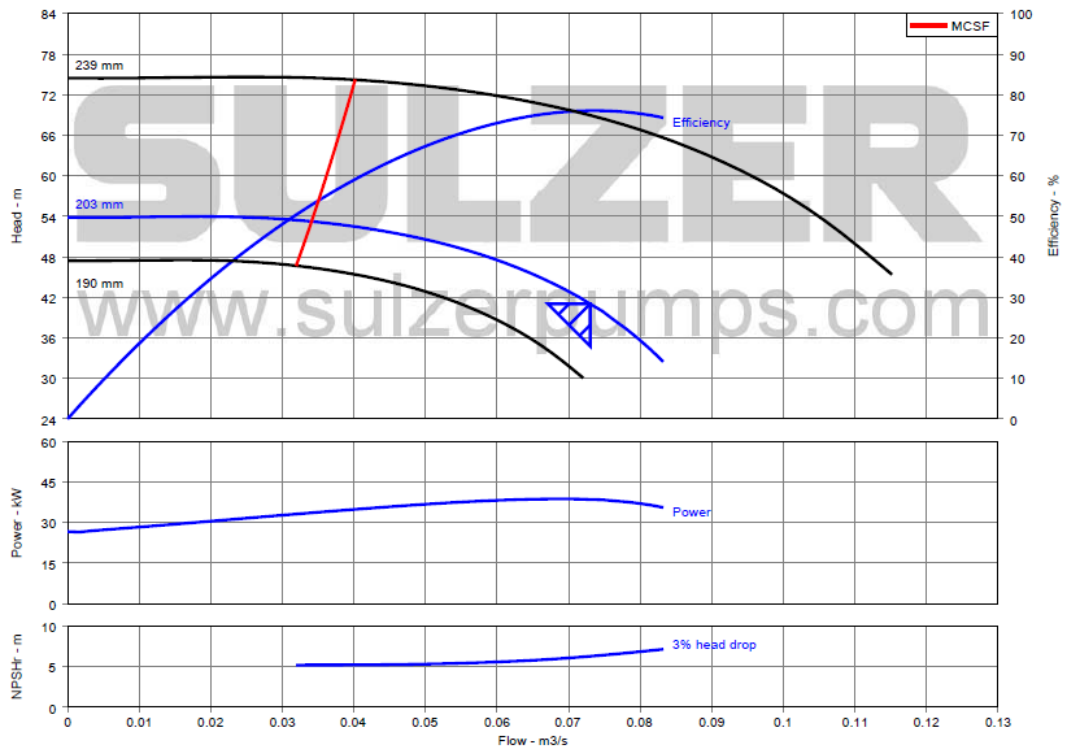
Figura 46 – Dados e curva característica da bomba para a rede com três trocadores

SULZER

Pump Performance Datasheet

Customer	:	Sulzer Reference ID	:
Inquiry Number/ID	:	Type / Size	: 6x6x9-1-OHH
Item number	: Default	Stages	: 1
Service	:	Based on curve number	: OHH 49-1-2-02
Quantity	: 1	Date of Last Update	: 02 Mar 2015 06:05

Operating Conditions		Liquid	
Flow, rated	: 0.07 m3/s	Liquid type	: Water
Differential head / pressure, rated (requested)	: 41.03 m	Additional liquid description	:
Suction pressure, rated / max	: 0.00 / 0.00 bar.g	Solids diameter, max	: 0.00 mm
NPSH available, rated	: 9.85 m	Solids concentration, by volume	: 0.00 %
Frequency	: 50 Hz	Temperature, rated / max	: 20.00 / 20.00 deg C
Performance		Fluid density, rated / max	: 0.998 / 0.998 kg/dm3
Speed, rated	: 2,950 rpm	Viscosity, rated	: 1.00 cSt
Impeller diameter, rated	: 203 mm	Vapor pressure, rated	: 0.02 bar.a
Impeller diameter, maximum	: 239 mm	**Material**	
Impeller diameter, minimum	: 190 mm	Material selected	: API S-6
Efficiency	: 76.06 %	**Pressure Data**	
NPSH (3% head drop) / margin required	: 6.29 / 0.00 m	Maximum casing/bowl working pressure	: 5.28 bar.g
Ns (imp. eye flow) / Nss (imp. eye flow)	: 2,078 / 9,680 US Units	Maximum allowable working pressure	: 51.00 bar.g
MCSF	: 0.03 m3/s	Maximum allowable suction pressure	: N/A
Head, maximum, rated diameter	: 53.96 m	Hydrostatic test pressure	: 76.50 bar.g
Head rise to shutoff	: 31.22 %	**Driver & Power Data**	
Flow, best eff. point (BEP)	: 0.07 m3/s	Driver sizing specification	: Rated power
Flow ratio (rated / BEP)	: 99.27 %	Margin over specification	: 0.00 %
Diameter ratio (rated / max)	: 85.04 %	Service factor	: 1.00
Head ratio (rated dia / max dia)	: 59.50 %	Power, hydraulic	: 29.32 kW
Cq/Ch/Ce/Cn [ANSI/HI 9.6.7-2010]	: 1.00 / 1.00 / 1.00 / 1.00	Power, rated	: 38.55 kW
Selection status	: Acceptable	Power, maximum, rated diameter	: 38.76 kW
		Minimum recommended motor rating	: 45.00 kW / 60.35 hp



Fonte: SULZER, 2015.

APÊNDICE D – Produção científica

Neste apêndice é apresentada a produção científica desenvolvida durante a realização do mestrado, sendo a primeira relacionada a esta dissertação e a outra não associada a esta dissertação, tendo sido desenvolvida durante a fase de obtenção de créditos. É apresentada apenas a primeira página do trabalho completo.

Congresso: XX Congresso Brasileiro de Engenharia Química – COBEQ 2014. De 19 a 22 de outubro de 2014. CentroSul. Florianópolis, SC, Brasil.

- Título: Simulação de resfriadores em redes de água de resfriamento através de um modelo algébrico-diferencial. Autores: A. R. C. Souza, A. C. F. Valente, A. L. H. Costa. Artigo completo publicado em anais do congresso.

- Título: Otimização do projeto de baterias de trocadores de calor. Autores: A. R. C. Souza, R. L. Silva, A. L. H. Costa. Artigo completo publicado em anais do congresso.

COBEQ 2014
XX Congresso Brasileiro de Engenharia Química
19 a 22 de outubro de 2014
Florianópolis/SC

SIMULAÇÃO DE RESFRIADORES EM REDES DE ÁGUA DE RESFRIAMENTO ATRAVÉS DE UM MODELO ALGÉBRICO-DIFERENCIAL

A. R. C. SOUZA, A. C. F. VALENTE e A. L. H. COSTA

Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Departamento de Pós-graduação em Engenharia Química
E-mail para contato: a.rayboltt@gmail.com, andrehc@uerj.br

RESUMO – Na indústria, o acúmulo de depósitos em trocadores de calor causa impactos térmicos e hidráulicos nestes equipamentos. Este fenômeno é especialmente grave em redes de distribuição de água de resfriamento, contendo íons minerais em excesso, que precipitam formando a incrustação na superfície de troca térmica, reduzindo assim sua efetividade. No presente trabalho, foi desenvolvida a simulação de um modelo algébrico-diferencial de um trocador de calor considerando a variação, ao longo do tempo e do espaço, da resistência térmica da incrustação. Esta simulação tem como finalidade prever o comportamento do depósito ao longo do tempo e seus impactos na troca térmica. Os resultados da simulação foram obtidos através da aplicação da rotina desenvolvida em um exemplo típico de uma rede de distribuição de água de resfriamento.

1. INTRODUÇÃO

Geralmente, nas plantas químicas, correntes do processo resfriam ou aquecem outras correntes, reaproveitando energia (integração energética). Porém, devido a limitações termodinâmicas, algumas trocas térmicas não podem ser realizadas sem consumo de utilidades, então é preciso recorrer a outros fluidos de resfriamento/aquecimento. Redes de água de resfriamento são utilizadas como opção para remover calor das correntes do processo, através de um conjunto de resfriadores que trocam calor com estas correntes e uma torre de resfriamento que rejeita o calor para o ambiente.

Um grave problema em redes de água de resfriamento é a incrustação, sendo caracterizada pela deposição de impurezas na superfície de troca térmica. Estes depósitos ocasionam perda na efetividade da troca térmica e redução na área transversal disponível para o fluxo, causando impactos hidráulicos no equipamento. Nas redes, este impacto é agravado, devido a grande quantidade de minerais solubilizados na água, que através do processo de evaporação da torre de resfriamento tem sua concentração aumentada.

Os minerais dissolvidos na água de resfriamento, como o carbonato de cálcio ($CaCO_3$), tendem a precipitar com o aumento da temperatura, possuindo uma solubilidade inversa. Neste caso, a deposição no trocador é diretamente impactada pela temperatura no interior do equipamento, implicando assim em uma variação da incrustação ao longo da área de troca térmica. Este fenômeno não é usualmente contemplado nos modelos convencionais para previsão do comportamento de

COBEQ 2014 XX Congresso Brasileiro de Engenharia Química
19 a 22 de outubro de 2014
Florianópolis/SC

OTIMIZAÇÃO DO PROJETO DE BATERIAS DE TROCADORES DE CALOR

A. R. C. SOUZA, R. L. SILVA, A. L. H. COSTA

Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Departamento de Operações e Processos Industriais
E-mail para contato: a.rayboltt@gmail.com, rachelluiza.eng@gmail.com

RESUMO – O tema integração energética nas indústrias vem ganhando destaque devido ao encarecimento das utilidades, tornando-se indispensável a sua racionalização. A proposição de redes de trocadores de calor é uma ferramenta fundamental para a integração energética, particularmente na forma de uma bateria de trocadores. O fator determinante para esta integração é a análise de custo da bateria em relação ao consumo de utilidade. O presente trabalho apresenta a utilização de uma ferramenta computacional de otimização, a fim de projetar baterias de trocadores de calor minimizando o investimento nos trocadores. Para isso, é proposto um problema de programação não-linear inteira mista contemplando todas as equações referentes ao projeto de trocadores casco-e-tubo. Através de um exemplo típico da prática industrial, o desempenho da metodologia proposta é ilustrado.

1. INTRODUÇÃO

O aumento dos custos de energia acarretou desde a década de 70 um grande esforço tecnológico para aumentar a eficiência energética de plantas de processo. As técnicas de integração energética tornaram-se ferramentas fundamentais para a confecção de fluxogramas de processo capazes de reduzir o consumo de utilidades. Os alinhamentos das correntes nas plantas mais modernas se tornaram muito mais complexos que no passado, quando o preço da energia não era um fator crítico na rentabilidade das empresas.

Apesar das estruturas de transferência de calor terem se tornado cada vez mais integradas, a abordagem convencional para o projeto dos equipamentos ainda trata cada equipamento de forma individual, não explorando potenciais ganhos avindos da sua interconexão. Este padrão permanece mesmo em artigos mais recentes devotados ao projeto ótimo de trocadores (Ayras e Bayramoglu, 2012; Hadidi et al., 2013). Em paralelo, há trabalhos já publicados que buscam contemplar de forma mais realista o projeto dos trocadores na síntese da rede (Mizutani et al., 2003).

Buscando contribuir na interface da literatura entre redes e projeto de equipamentos térmicos, explorando assim o projeto de equipamentos térmicos interligados, o presente trabalho apresenta uma proposta de otimização do projeto simultâneo de trocadores de calor presentes em baterias de troca térmica. Estas baterias são estruturas formadas por uma corrente que troca calor com uma sequência de outras correntes através de um conjunto de trocadores interligados em série. Exemplos de baterias de trocadores de calor em esquemas de integração energética podem ser encontradas no pré-aquecimento de óleo cru no refino de petróleo e no resfriamento da corrente de gás de síntese em