

NILO HENRIQUE MEIRA FORTES

Desenvolvimento de um modelo semiempírico bidimensional para representar o fenômeno tridimensional de escoamento laminar e transferência de calor em um tubo helicoidal

**São Paulo
Dezembro/2023**

NILO HENRIQUE MEIRA FORTES

Desenvolvimento de um modelo semiempírico bidimensional para representar o fenômeno tridimensional de escoamento laminar e transferência de calor em um tubo helicoidal

Versão corrigida

Tese de doutorado apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título Doutor em Ciências

Área de concentração: Engenharia química

Orientador: Prof. Dr. Jorge Andrey Wilhelms Gut

Coorientador: Dr. Artemio Plana-Fattori

São Paulo

Dezembro/2023

Autorizo a reprodução e divulgação total ou parcial deste trabalho, por qualquer meio convencional ou eletrônico, para fins de estudo e pesquisa, desde que citada a fonte.

Este exemplar foi revisado e corrigido em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, 7 de dezembro de 2023

Assinatura do autor: _____

Assinatura do orientador: _____

Catlogação-na-publicação

Fortes, Nilo Henrique Meira

Desenvolvimento de um modelo semiempírico bidimensional para representar o fenômeno tridimensional de escoamento laminar e transferência de calor em um tubo helicoidal / N. H. M. Fortes -- versão corr. -- São Paulo, 2023.

123 p.

Tese (Doutorado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Química.

1. Transferência de calor 2. Tubo helicoidal 3. Modelagem 4. Escoamento secundário I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Química II. t.

AGRADECIMENTOS

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) pela bolsa de doutorado concedida para o desenvolvimento deste projeto (Processo 140573/2019-4).

À Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP, processos 2006/01628-0, 2013/07914-8) e à Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Ensino Superior (CAPES, código de financiamento 001) pelo apoio financeiro concedido para o financiamento de parte deste projeto.

Ao pessoal do Laboratório de Engenharia de Alimentos (LEA) da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo (USP) pelo apoio técnico, emocional e pelo excelente ambiente de trabalho.

Ao meu orientador Prof. Jorge Andrey Wilhelms Gut pela paciência e orientação deste trabalho.

Ao Artemio Plana-Fattori da Université Paris-Saclay, INRAE, AgroParisTech (coorientador) e ao Prof. Bruno Souza Carmo do Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da USP por disponibilizar o software COMSOL Multiphysics utilizado neste trabalho.

Ao Departamento de Engenharia Química da Escola Politécnica da USP pelo apoio institucional.

Ao pessoal do Coralusp - grupo Sulfiato pelas amizades, acolhimento e pelo apoio emocional que me forneceram durante todo o doutorado.

À minha família e amigos preciosos que fiz durante minha estadia em São Paulo, pelo apoio emocional

A todos que, direta ou indiretamente, contribuíram para o desenvolvimento deste trabalho.

RESUMO

A alta taxa de mistura no escoamento laminar em tubos helicoidais é uma característica importante em processos de aquecimento ou resfriamento de fluidos. Neste trabalho, um modelo bidimensional (2D) semiempírico baseado em tubo reto foi proposto para representar o escoamento laminar e a transferência de calor em um tubo helicoidal e um modelo tridimensional (3D) foi desenvolvido para estudar o fenômeno de circulação secundária e a intensificação da troca de calor. Para ajuste do modelo 2D, ensaios isotérmicos de distribuição do tempo de residência (DTR) foram realizados em um tubo helicoidal com escoamento de uma mistura de glicerina e água e de uma solução de carboximetilcelulose (CMC) em vazões de 0,5 a 2,0 L/min. Modelos de DTR foram ajustados aos dados experimentais. Ensaios de aquecimento e de resfriamento foram realizados no tubo helicoidal com escoamento dos dois fluidos em diferentes condições de vazão e temperatura, imerso em um banho ultratermostático com água. Condições de contorno apropriadas foram aplicadas aos modelos e estudos de independência da malha forneceram a malha para discretização do domínio computacional de cada modelo. As simulações foram realizadas pelo método de diferenças finitas para o modelo 2D e pelo método de elementos finitos para o modelo 3D nas condições experimentais de aquecimento e resfriamento. O perfil de velocidade correspondente ao modelo de DTR y -laminar (melhor ajuste) foi incluído no modelo 2D e as temperaturas de saída dos ensaios de aquecimento e de resfriamento foram especificadas nas simulações do modelo 2D para determinar o fator de aumento de transferência de calor (F). Esse fator foi correlacionado com o número de Reynolds e apresentou um valor limite de $F = 1$ quando não houve intensificação da transferência de calor. As simulações do modelo 3D para um caso de resfriamento com a solução de CMC permitiram identificar a formação dos vórtices de Dean no escoamento, que ficaram mais evidentes para a vazão mais alta (1,5 L/min). As simulações do modelo 2D foram concluídas em cerca de 1 min e apresentaram baixo consumo de memória RAM (1 GB), enquanto o modelo 3D levou até 4 dias para concluir as simulações que apresentaram alto consumo de memória RAM (250 GB). A rapidez para gerar resultados e a boa capacidade de predição da temperatura do modelo 2D podem ser utilizados para o controle preditivo em processos térmicos, especialmente quando é necessário ter o perfil de temperatura do longo do tubo e não só a temperatura de saída; entretanto, por se tratar de um modelo semiempírico, requer ajustes a partir de dados experimentais.

Palavras-chave: Distribuição do tempo de residência. Escoamento secundário.
Modelagem. Transferência de calor. Tubo helicoidal.

ABSTRACT

The high mixing rate in laminar flow in helical pipes is an important characteristic in heating or cooling processes of fluids. In this work, a two-dimensional (2D) semi-empirical model based on a straight tube was proposed to represent laminar flow and heat transfer in a helical tube and a three-dimensional (3D) model was developed to study the phenomenon of secondary flow and heat exchange enhancement. To adjust the 2D model, isothermal residence time distribution (RTD) experiments were carried out in a helical tube with flow of a glycerin/water mixture and a carboxymethyl cellulose (CMC) solution at flow rates from 0.5 to 2.0 L/min. RTD models were fitted to the experimental data. Heating and cooling experiments were conducted in the helical tube with flow of both fluids under different flow and temperature conditions, immersed in an ultrathermostatic water bath. Appropriate boundary conditions were applied to the models and mesh independency studies provided the mesh for the computational domain discretization of each model. Simulations were performed using the finite difference method for the 2D model and the finite element method for the 3D model under the experimental heating and cooling conditions. The velocity profile corresponding to the y -laminar RTD model (best fit) was included in the 2D model, and the outlet temperatures from the heating and cooling experiments were specified in the 2D model simulations to determine the heat transfer enhancement factor (F). This factor was correlated with the Reynolds number and had a limit value of $F = 1$ when there was no enhancement of heat transfer. The 3D model simulations for a cooling case with the CMC solution allowed the identification of Dean vortices in the flow, which were more evident at the higher flow rate (1.5 L/min). The 2D model simulations were completed in about 1 minute and had low consumption of RAM memory (1 GB), while the 3D model took up to 4 days to complete simulations with high consumption of RAM (250 GB). The fast simulations and the good temperature prediction of the 2D model can be used for predictive control in thermal processes, especially when it is necessary to have the temperature profile along the tube and not just the outlet temperature; however, since it is a semi-empirical model, it requires adjustments based on experimental data.

Keywords: Heat transfer. Helical tube. Modeling. Residence time distribution. Secondary Flow.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1	Curvas típicas do comportamento de fluidos independentes do tempo sob ação de uma tensão de cisalhamento	25
Figura 2.2	Desenvolvimento do perfil de velocidade em tubos sob escoamento laminar	28
Figura 2.3	Desenvolvimento camada limite térmica em tubos com escoamento laminar	30
Figura 2.4	Curva típica da distribuição de probabilidades	37
Figura 3.1	Representação do escoamento secundário e de um tubo helicoidal com suas principais dimensões	42
Figura 4.1	Representação da geometria no modelo 2D	50
Figura 4.2	Perfis de velocidade adimensionais derivados do escoamento laminar não ideal em tubos	56
Figura 4.3	Representação da geometria no modelo 3D	59
Figura 4.4	Exemplos de composição da malha: elementos bidimensionais e elementos tridimensionais	61
Figura 5.1	Tubo helicoidal utilizado nos experimentos de DTR e troca térmica	67
Figura 5.2	Representação da unidade de pasteurização com destaque para os equipamentos utilizados (contornos) e as regiões onde o tubo foi conectado (setas)	68
Figura 5.3	Exemplo de amostra coletada nos ensaios de DTR	69
Figura 5.4	Exemplo de montagem dos ensaios de aquecimento e de resfriamento no tubo helicoidal	71
Figura 5.5	Sequência de experimentos e simulações para ajuste do modelo 2D	78
Figura 5.6	Exemplos das malhas utilizadas no estudo de independência de malha	79
Figura 5.7	Representação da geometria no Caso I do modelo 3D	82
Figura 5.8	Representação da geometria no Caso II do modelo 3D	82
Figura 5.9	Exemplos de ajuste do modelo y -laminar na vazão de 0,5 L/min para a mistura de glicerina e água (a) e para a solução de CMC (b)	83

Figura 6.1	Parâmetro do modelo y -laminar em função da vazão para a mistura de glicerina e água (a) e para a solução de CMC (b)	86
Figura 6.2	Parâmetro do modelo y -laminar em função da vazão para a mistura de glicerina e água (a) e para a solução de CMC (b)	86
Figura 6.3	Relação entre a vazão e o tempo médio de residência do modelo y -laminar para a mistura de glicerina e água (a) e para a solução de CMC (b)	87
Figura 6.4	Efeito da vazão sobre as curvas de DTR do modelo y -laminar para a mistura de glicerina e água (a) e para a solução de CMC (b)	87
Figura 6.5	Resultados dos experimentos pelo método de capacitância concentrada para os ensaios de aquecimento (a) e de resfriamento (b)	91
Figura 6.6	Gráfico de paridade entre o número de Nusselt experimental e ajustado para a mistura de glicerina e água (a) e para a solução de CMC (b)	93
Figura 6.7	Resultados das simulações da temperatura média de mistura em função da posição axial na vazão de 0,5 L/min para $F=1$ e $F=3$ nos casos de aquecimento A1 (a) e de resfriamento R2 (b)	96
Figura 6.8	Resultados das simulações do perfil de temperatura na saída do tubo em função da posição radial na vazão de 0,5 L/min para $F=1$ e $F=3$ nos casos de aquecimento A1 (a) e de resfriamento R2 (b)	96
Figura 6.9	Fator de aumento da transferência de calor em função do número de Reynolds em escala logarítmica para os ensaios de aquecimento (a), de resfriamento (b) e a combinação dos resultados (c).	97
Figura 6.10	Gráficos de paridade para a predição da temperatura de saída da mistura de glicerina e água (a) e da solução de CMC (b)	98
Figura 6.11	Gráficos de convergência dos testes de refinamento de malha do modelo 3D para a solução de CMC e para as vazões de 0,5 L/min (a) e 1,5 L/min (b)	101
Figura 6.12	Evolução do perfil de velocidade (\vec{v}) em cortes da seção transversal do tubo nas simulações com a solução de CMC, caso de resfriamento R1 e vazão 0,5 L/min	102

Figura 6.13	Evolução do perfil de velocidade (\vec{v}) em cortes da seção transversal do tubo nas simulações com a solução de CMC, caso de resfriamento R1 e vazão 1,5 L/min	102
Figura 6.14	Perfis de velocidade da componente v para as vazões 0,5 L/min (a) e 1,5 L/min (b) na saída da segunda volta	103
Figura 6.15	Perfis de velocidade da componente w para as vazões 0,5 L/min (a) e 1,5 L/min (b) na saída da segunda volta	103
Figura 6.16	Vórtices do escoamento secundário na saída da segunda volta do tubo para a solução de CMC, caso de resfriamento R1 e vazões de 0,5 L/min (a) e 1,5 L/min (b)	104
Figura 6.17	Linhas de fluxo e vórtices de Dean em cortes da seção transversal de tubos curvos: componente axial (a) e componente radial (b) de velocidade	105
Figura 6.18	Evolução do perfil de temperatura ao longo das voltas do tubo nas simulações com a solução de CMC, caso de resfriamento R1 e vazão 0,5 L/min	105
Figura 6.19	Evolução do perfil de temperatura ao longo das voltas do tubo nas simulações com a solução de CMC, caso de resfriamento R1 e vazão 1,5 L/min	106
Figura 6.20	Perfis de temperatura em função da posição axial em simulações do modelo 2D a partir de experimentos virtuais com o modelo 3D para o caso de resfriamento R1 e vazões de 0,5 L/min (a) e 1,5 L/min (b)	108

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1	Comportamentos de fluidos derivados do modelo Herschel-Bulkley	27
Tabela 3.1	Correlações de número de Reynolds crítico em tubos helicoidais	43
Tabela 4.1	Resumo dos modelos de DTR utilizados com os respectivos perfis de velocidade, parâmetro e expressões do tempo inicial adimensional	55
Tabela 4.2	Condições de contorno de escoamento e de transferência de calor do modelo 3D	60
Tabela 5.1	Condições dos ensaios de aquecimento e de resfriamento para a mistura de glicerina e água e para a solução de CMC: temperaturas de entrada, temperaturas do banho térmico e vazões	72
Tabela 5.2	Detalhes do estudo de independência da malha do modelo 2D	77
Tabela 5.3	Detalhes do estudo de independência da malha do modelo 3D	81
Tabela 6.1	Resumo do ajuste dos modelos de DTR para a mistura de glicerina e água e para a solução de CMC	85
Tabela 6.2	Valores médios dos números de Reynolds e Dean para a mistura de glicerina e água e para a solução de CMC nos ensaios de DTR	88
Tabela 6.3	Valores do número de Reynolds crítico para o tubo helicoidal utilizado	88
Tabela 6.4	Valores experimentais da temperatura na saída do tubo dos ensaios de aquecimento e de resfriamento da mistura de glicerina e água	89
Tabela 6.5	Valores experimentais da temperatura na saída do tubo dos ensaios de aquecimento e de resfriamento da solução de CMC	89
Tabela 6.6	Faixa de valores dos números de Reynolds e Dean dos ensaios térmicos com a mistura de glicerina e água e a solução de CMC nas vazões de 0,5 a 2,0 L/min	90
Tabela 6.7	Valores de h_i calculados nas condições experimentais de aquecimento e de resfriamento para a mistura de glicerina e água	92
Tabela 6.8	Valores de h_i calculados nas condições experimentais de aquecimento e de resfriamento para a solução de CMC	92
Tabela 6.9	Resultados do estudo de independência da malha do modelo 2D para a mistura de glicerina e água	94

Tabela 6.10	Resultados do estudo de independência da malha do modelo 2D para a solução de CMC	95
Tabela 6.11	Resultados das simulações com aumento gradual da vazão no tubo helicoidal com três voltas e malha R6: temperatura na saída da terceira volta, consumo de memória RAM e tempo de simulação	99
Tabela 6.12	Resultados das simulações com resolução separada das físicas de escoamento e transferência de calor no tubo helicoidal com três voltas e malha R6: temperatura na saída da terceira volta, consumo de memória RAM e tempo de simulação	100
Tabela 6.13	Resultados do teste de refinamento da malha do modelo 3D para a solução de CMC para o caso de resfriamento R1 e nas vazões de 0,5 e 1,5 L/min	100
Tabela 6.14	Desvio-padrão da temperatura para a solução de CMC no tubo com três voltas, no caso de resfriamento R1 e para as vazões de 0,5 L/min e 1,5 L/min	106

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

BFDM	<i>Backward Finite Differences Method</i>
CFD	<i>Computational fluid dynamics</i>
CFDM	<i>Central Finite Differences Method</i>
CFI	<i>Coiled Flow Inverter</i>
CFR	<i>Coiled Flow Reverser</i>
CMC	Carboximetilcelulose
CSTR	<i>Continuous stirred tank reactor</i>
DTR	Distribuição do tempo de residência
FFDM	<i>Forward Finite Differences Method</i>
LFR	<i>Laminar flow reactor</i>
MSEQ	Minimização do somatório de erros quadráticos
PFR	<i>Plug flow reactor</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Parâmetro para cálculo da viscosidade da glicerina [-]
$A(t)$	Absorbância em função do tempo [-]
A_0	Absorbância inicial da solução [-]
A_t	Área da seção transversal do tubo [m ²]
A_s	Área superficial do tubo [m ²]
b	Parâmetro para cálculo da viscosidade da glicerina ou parâmetro do modelo exponencial [-]
B	Parâmetro para subdivisão dos elementos da malha [-]
Bi	Número de Biot [-]
$C(t)$	Concentração do traçador em função do tempo [kg.m ⁻³]
C_0	Concentração inicial do traçador [kg.m ⁻³]
C_p	Calor específico a pressão constante [J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
d_c	Diâmetro da hélice [m]
d_i	Diâmetro interno do tubo [m]
d_e	Diâmetro externo do tubo [m]
De	Número de Dean [-]
DP_{temp}	Desvio padrão da temperatura [K]
E_{max}	Tamanho máximo dos elementos da malha [-]
E_{min}	Tamanho mínimo dos elementos da malha [-]
$E(t)$	Função distribuição do tempo de residência [s ⁻¹]
$E_\theta(\theta)$	Função distribuição do tempo de residência adimensional [-]
f	Fator de atrito [-]
F	Fator de aumento de transferência de calor [-]
\vec{F}	Campo de forças que agem sobre o fluido [N]
$F(t)$	Função cumulativa da distribuição do tempo de residência [s ⁻¹]

\vec{g}	Aceleração da gravidade [m.s ⁻²]
Ge	Número de Germano [-]
h_i	Coefficiente de convecção do fluido dentro do tubo [W.m ⁻² .K ⁻¹]
h_e	Coefficiente de convecção do meio externo [W.m ⁻² .K ⁻¹]
H_V	Termo fonte ou de geração de calor [W.m ⁻³]
k	Condutividade térmica do fluido [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
k_s	Condutividade térmica do sólido [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
K	Índice de consistência [Pa.s ^{<i>n</i>}]
l	Comprimento característico da geometria [m]
L	Comprimento do tubo [m]
L_r	Altura do elemento radial [m]
L_z	Comprimento do elemento axial [m]
m	Parâmetro do modelo m-laminar [-]
n	Índice de comportamento [-] ou número de voltas do tubo [-]
n_r	Número de elementos radiais do modelo bidimensional [-]
n_z	Número de elementos axiais do modelo bidimensional [-]
Nu	Número de Nusselt [-]
p	Parâmetro do modelo senoidal [-] ou distância entre duas voltas adjacentes do tubo helicoidal [m]
p_{atm}	Pressão atmosférica [Pa]
p_L	Pressão absoluta na saída do tubo [Pa]
Pe	Número de Péclet térmico [-]
Pe'	Número de Péclet modificado [-]
Pr	Número de Prandtl [-]
Pr_g	Número de Prandtl generalizado [-]
q	Taxa de troca térmica [W]

\vec{q}''	Vetor fluxo de calor [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$]
q''	Fluxo de calor normal a superfície [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$]
q_{tot}	Taxa de troca térmica total [W]
Q	Vazão volumétrica [$\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$]
r	Posição radial [-]
r^*	Raio adimensional [-]
r_c	Raio da hélice [m]
r_e	Raio externo do tubo [m]
r_i	Raio interno do tubo [m]
R_{tot}	Soma das resistências à transferência de calor [$\text{K}\cdot\text{W}^{-1}$]
R_{cond}	Resistência condutiva à transferência de calor [$\text{K}\cdot\text{W}^{-1}$]
R_{conv}	Resistência convectiva à transferência de calor [$\text{K}\cdot\text{W}^{-1}$]
Re	Número de Reynolds [-]
Re_{cr}	Número de Reynolds crítico [-]
Re_g	Número de Reynolds generalizado [-]
s^3	Assimetria da curva $E(t)$ [s^{-3}]
t	Tempo [s]
t_0	Tempo do elemento do fluido de maior velocidade [s]
t_m	Tempo médio de residência [s]
T	Temperatura [K]
T_0	Temperatura no estado inicial [K]
T_b	Temperatura média de mistura [K]
T_e	Temperatura do meio externo [K]
T_{in}	Temperatura do fluido na entrada do tubo [K]
T_m	Temperatura média entre a entrada e a saída do tubo [K]

T_{out}	Temperatura do fluido na saída do tubo [K]
T_s	Temperatura da superfície do tubo [K]
U	Coefficiente global de troca térmica [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]
\vec{v}	Vetor velocidade [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]
v^*	Velocidade adimensional [-]
v_{in}	Velocidade do fluido na entrada do tubo [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]
v_m	Velocidade média do fluido [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]
v_{max}	Velocidade máxima do fluido [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]
$v_z(r)$	Velocidade axial em função da posição radial [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]
V	Volume interno do sistema [m^3]
V_A	Volume ativo do sistema [m^3]
V_d	Volume morto do sistema [m^3]
V_s	Volume do sólido [m^3]
x_{CMC}	Fração mássica de carboximetilcelulose [-]
x_{glic}	Fração mássica da glicerina [-]
y	Parâmetro do modelo y-laminar [-]
z	Posição axial [m]

Símbolos gregos

α	Difusividade térmica [$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$], parâmetro do modelo senoidal [-] ou ângulo de inclinação do tubo
α_0	Parâmetro do modelo senoidal [-]
α_{visc}	Parâmetro para cálculo da viscosidade da glicerina [-]
β	Parâmetro do modelo exponencial [-]
$\dot{\gamma}$	Taxa de cisalhamento [s^{-1}]
δ	Razão de curvatura [-]

Δp	Queda de pressão [N.m ⁻²]
ΔT	Diferença de temperatura [K]
ΔT_{MLDT}	Média logarítmica da diferença de temperaturas [K]
ε	Erro relativo percentual [-]
θ	Coordenada angular, tempo adimensional ou temperatura adimensional [-]
θ_0	Tempo inicial adimensional [-]
μ	Viscosidade dinâmica [Pa.s]
μ_{ap}	Viscosidade aparente [Pa.s]
μ_g	Viscosidade generalizada [Pa.s]
ν	Difusividade de momento [m ² .s ⁻¹]
ξ	Parâmetro geométrico do número de Reynolds generalizado [-]
π	Número Pi [-]
ρ	Densidade do fluido [kg.m ⁻³]
ρ_{glic}	Densidade da glicerina [kg.m ⁻³]
ρ_{glic80}	Densidade da solução de glicerina 80 % [kg.m ⁻³]
σ	Tensão de cisalhamento [Pa]
σ^2	Variância da curva $E(t)$ [s ⁻²]
σ_0	Tensão de cisalhamento inicial [Pa]
τ	Tempo de residência teórico [s], torsão em um tubo helicoidal [-]
$\vec{\tau}$	Tensor fluxo viscoso [Pa]
φ	Parâmetro geométrico do número de Reynolds generalizado [-]

Subscritos

e	Externo
i	Interno

in Entrada do tubo (do inglês *inlet*)

out Saída do tubo (do inglês *outlet*)

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	20
1.1	Objetivos	23
1.2	Estrutura da tese	23
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	25
2.1	Reologia	25
2.2	Perfil de velocidade em tubos	27
2.3	Perfil de temperatura axial em tubos	30
2.4	Distribuição do tempo de residência	36
3	REVISÃO DE LITERATURA	42
3.1	Tubos helicoidais em processos de aquecimento e de resfriamento	42
4	DESENVOLVIMENTO DOS MODELOS MATEMÁTICOS	50
4.1	Modelo bidimensional (2D)	50
4.1.1	Aumento da transferência de calor	51
4.1.2	Perfil de velocidade modificado para escoamento laminar	52
4.1.3	Estruturação do modelo 2D	56
4.1.4	Modelagem pelo método de diferenças finitas	57
4.2	Modelo tridimensional (3D)	58
4.2.1	Modelagem pelo método de elementos finitos	60
5	MATERIAIS E MÉTODOS	63
5.1	Fluidos de trabalho	63
5.1.1	Propriedades termofísicas da água líquida	63
5.1.2	Propriedades termofísicas da mistura de glicerina e água	64
5.1.3	Propriedades termofísicas da solução de CMC	65
5.2	Etapa experimental	66
5.2.1	Ensaio de DTR	69
5.2.2	Ensaio contínuo de aquecimento e de resfriamento	70
5.2.3	Ensaio para determinação do coeficiente convectivo do meio externo	74
5.3	Etapa computacional	76
5.3.1	Simulação do modelo 2D	76
5.3.2	Simulação do modelo 3D	78
5.3.2.1	Caso I: tubo reto com escoamento laminar	81
5.3.2.2	Caso II: tubo com três voltas e escoamento laminar	83

5.4	Avaliação dos modelos	83
5.4.1	Comparação entre o modelo 2D e os dados experimentais	83
5.4.2	Comparação entre o modelo 2D e o modelo 3D	84
6	RESULTADOS E DISCUSSÃO	85
6.1	Resultados dos ensaios de DTR	85
6.2	Resultados dos ensaios de troca térmica	89
6.2.1	Coeficiente convectivo do meio externo	91
6.2.2	Coeficiente convectivo do meio interno	91
6.3	Resultados das simulações do modelo 2D	93
6.4	Resultados das simulações do modelo 3D	98
6.5	Avaliação dos resultados das simulações dos modelos 2D e 3D	107
6.5.1	Modelo 2D e dados experimentais	107
6.5.2	Modelo 2D e modelo 3D	107
7	CONCLUSÕES	109
8	TRABALHOS FUTUROS	111
	REFERÊNCIAS	112

1 INTRODUÇÃO

O escoamento de líquidos em tubos é uma operação comum em processos contínuos. No caso de processos que requerem mistura no escoamento laminar (indústria de alimentos, química, farmacêutica, derivados de petróleo, entre outros), a geometria helicoidal é muito utilizada em trocadores de calor devido a sua compacidade, intensificação da mistura e da troca térmica (KUSHWAHA et al., 2020; VOCALE et al., 2019).

A intensificação da mistura em tubos helicoidais ocorre devido ao escoamento secundário. Durante o regime laminar, a curvatura do tubo gera forças centrífugas que atuam sobre o fluido e induzem a formação de um par de vórtices que giram em sentidos opostos (vórtices de Dean), aumentando a mistura radial e a queda de pressão (DEAN, 1928). Os parâmetros geométricos que apresentam maior influência sobre a intensidade do escoamento secundário são o raio da hélice, o raio do tubo e a distância entre voltas adjacentes (KO; TING, 2005; WANG et al., 2019).

A pasteurização e a esterilização de alimentos em fluxo contínuo são exemplos de processos em que é comum o uso de trocadores de calor helicoidais. Nesses processos, o alimento é exposto a alta temperatura por determinado tempo para inativação de microrganismos/enzimas que podem degradar o alimento ou causar doenças (alvo do processo). É importante garantir que todo o alimento seja exposto a alta temperatura por tempo suficiente para produzir um alimento seguro para o consumo (FELLOWS, 2000; TOLEDO, 2007).

O aumento da taxa de mistura promovida em tubos helicoidais gera um aumento na taxa de transferência de calor, visto que o fluido é movimentado na direção radial do centro para a parede do tubo (força centrífuga) e promove contato de regiões com diferentes temperaturas (INCROPERA et al., 2011; SANDEEP; CORONEL, 2003). Esse fenômeno gera um aquecimento mais uniforme e pode reduzir possíveis efeitos da alta temperatura sobre a degradação de atributos de qualidade do alimento (RENNIE; RAGHAVAN, 2010).

Devido à complexidade dos perfis de velocidade e de temperatura e por não haver solução analítica para esses fenômenos em tubos helicoidais, diversos estudos têm utilizado *softwares* de modelagem matemática e simulação numérica para estudar processos que há escoamento e troca térmica (ABUSHAMMALA et al., 2020; DARZI;

ABUZADEH; OMIDI, 2021; DEWANGAN; KUMAR, 2020; MANSOUR; THÉVENIN; ZÄHRINGER, 2020; XU et al., 2021; ZHENG; XIE; ZHANG, 2018).

A modelagem matemática pode ser definida com um conjunto de equações que tem como objetivo descrever um ou mais fenômenos que se deseja estudar, sejam eles físicos, químicos, biológicos, econômicos ou sociais (WITELSKI; BOWEN, 2015). A simulação numérica consiste na implementação de um algoritmo em um *software* para realizar cálculos a partir modelos matemáticos (BIRTA; ARBEZ, 2019).

A técnica de CFD – *Computational Fluid Dynamics* é muito utilizada para estudar problemas de escoamento e transferência de calor, disponível em *softwares* multifísicos como o COMSOL Multiphysics® (COMSOL Inc., Stockholm, Sweden) e o ANSYS (ANSYS Inc., Canonsburg, USA). A principal vantagem da modelagem e da simulação consiste na possibilidade de estudar o processo em condições que podem ser inacessíveis em laboratório, tanto pelo aspecto financeiro como prático (VITRAC; TOUFFET, 2019). Por outro lado, o alto custo das licenças comerciais de *softwares* desse tipo podem dificultar o acesso.

Uma possível alternativa aos *softwares* pagos são os *softwares* de código aberto (*open-source*), que são desenvolvidos por grupos de pesquisadores e/ou especialistas em métodos numéricos sem fins lucrativos. Existem diversos *softwares* disponíveis que utilizam diferentes métodos numéricos, como o FEniCS (FEniCS Documentation 0.7, 2021) que utiliza o método de elementos finitos, o CODE_SATURNE (CODE_SATURNE Documentation, 2021) e o OpenFOAM (OpenFOAM User Guide, 2023) que utilizam o método de volumes finitos, entre outros.

Simulações numéricas de modelos multifísicos com geometrias complexas, como a helicoidal, requerem malhas com muitos elementos/células tridimensionais (3D) para representar adequadamente os fenômenos de escoamento e troca térmica (MANSOUR et al., 2020). O esforço computacional para simular modelos desse tipo geralmente requer máquinas com alta capacidade de processamento, que muitas vezes são de alto custo.

Modelos simplificados de escoamento e transferência de calor são uma alternativa aos modelos 3D, visto que um modelo mais simples requer menor esforço e tempo computacional devido às hipóteses simplificadoras assumidas. Além disso, a rapidez para obtenção de resultados em modelos simplificados é um fator atrativo para aplicações industriais que necessitam de uma resposta mais imediata.

Uma abordagem numérica para estudar a taxa de mistura em tubos helicoidais durante o escoamento laminar foi proposta por Galaktionov et al. (2001, 2002). O método

proposto pelos autores (*mapping approach*) consiste em simulações numéricas para rastrear pequenas porções de fluido em intervalos de tempo pequenos. O domínio é do modelo (3D ou 2D) é subdividido em pequenos subdomínios que formam a malha e a taxa de mistura é estimada nesses subdomínios com valores médios de concentração. O escoamento é estabelecido como uma sequência de passos utilizando os subdomínios e os valores de concentração são armazenados em uma matriz (*mapping matrix*). O método forneceu uma boa estimativa dos campos de concentração ao longo do processo. No entanto, essa abordagem requer conhecimento do campo de velocidade e o uso de geometrias complexas pode aumentar o custo computacional.

Abordagens semiempíricas podem ser utilizadas para simplificar modelos, pois combinam hipóteses experimentais e resultados numéricos. Morais e Gut (2015), por exemplo, desenvolveram um modelo bidimensional (2D) baseado no escoamento laminar em um tubo reto com transferência de calor radial aumentada, tendo como objetivo simular a transferência de calor em sistemas com intensificação de mistura como tubos helicoidais e/ou corrugados. Um fator de aumento da transferência de calor (F) foi definido em termos de uma difusividade térmica efetiva atuando na direção radial, obtida a partir de ensaios experimentais com um tubo helicoidal e com um trocador de calor duplo-tubo. Os resultados para o tubo helicoidal indicaram que a difusividade térmica efetiva foi até seis vezes maior do que o valor da propriedade para um caso de resfriamento de água. No entanto, o perfil de velocidade laminar utilizado no modelo é o de tubo reto e, portanto, não representa a distribuição do tempo de residência (DTR) de tubos helicoidais, que possui menor dispersão axial comparado a tubos retos (FLORIT; ROTA; JENSEN, 2021). Essa representação é útil para o escoamento de meios reativos como, por exemplo, a inativação de alvos biológicos que ocorre no tratamento térmico de alimentos líquidos.

Uma aplicação desse modelo foi realizada por Dantas e Gut (2018) por meio de um modelo 2D de uma unidade de pasteurização contínua de líquidos, composta de trocadores de calor duplo tubo com alta rugosidade relativa que promovem mistura radial. Foi considerado um tubo reto com escoamento laminar e difusividades térmica e mássica aumentadas para simular o escoamento por um tubo com alta rugosidade relativa. Os resultados da simulação forneceram o histórico de tempo-temperatura do produto ao longo do processo junto com as taxas de inativação do alvo do processo. Foi possível visualizar o impacto da transferência de calor e da difusão mássica aumentadas sobre a letalidade do processo. No entanto, não houve validação experimental do modelo.

O fator de aumento da difusividade térmica proposto nesses dois trabalhos pode ser utilizado para representar o aumento da taxa de mistura promovida por tubos helicoidais. Uma possível melhoria para esses modelos é a inclusão de um perfil de velocidade para que a DTR do modelo se aproxime da DTR experimental. Dessa forma, pode-se obter uma melhor estimativa da conversão em sistemas reativos que dependem da temperatura e da DTR. Até o momento da realização deste trabalho não foram encontradas aplicações desse tipo em nenhum trabalho científico, que são melhorias significativas para a modelagem semiempírica de sistemas com intensificação da mistura.

1.1 Objetivos

Dentro do contexto apresentado, os objetivos deste trabalho são:

- Desenvolver um modelo 2D semiempírico para representar o escoamento laminar, a transferência de calor e a DTR em um tubo helicoidal;
- Ajustar e validar o modelo 2D por meio de ensaios reais de DTR e de troca térmica;
- Avaliar o fator de aumento de transferência de calor;
- Desenvolver um modelo 3D para representar o escoamento e a transferência de calor em um tubo helicoidal e estudar o fenômeno do escoamento secundário e intensificação da transferência de calor;
- Comparar os resultados do modelo 2D com o modelo 3D.

1.2 Estrutura da tese

A tese é composta de oito capítulos:

- 1) Introdução;
- 2) Fundamentação teórica;
- 3) Revisão da literatura;
- 4) Modelagem matemática;
- 5) Materiais e métodos;
- 6) Resultados e discussão;
- 7) Conclusões
- 8) Trabalhos futuros.

No capítulo 1) foi apresentado um contexto geral do tema deste trabalho e a motivação para o seu desenvolvimento. O capítulo 2) apresenta os principais conceitos relacionados ao tema da tese: escoamento, transferência de calor e DTR. O capítulo 3)

apresenta a revisão da literatura sobre escoamento e transferência de calor em tubos helicoidais e a modelagem e simulação desses processos. O capítulo 4) apresenta as hipóteses para desenvolvimento dos modelos 2D e 3D, além dos métodos utilizados para a resolução das equações diferenciais em cada modelo. Os materiais e métodos (capítulo 5) são divididos em dois principais subcapítulos: etapa experimental (5.1), na qual são descritos os experimentos de DTR e de troca térmica; e etapa computacional (5.2), na qual são descritas as condições de simulação dos modelos. O capítulo 6) apresenta os resultados da etapa experimental (6.1) e das simulações dos modelos (6.2). O capítulo 7) apresenta as principais conclusões deste trabalho. No capítulo final são apresentadas as recomendações para trabalhos futuros sobre modelagem e simulação do escoamento e da transferência de calor em tubos helicoidais.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

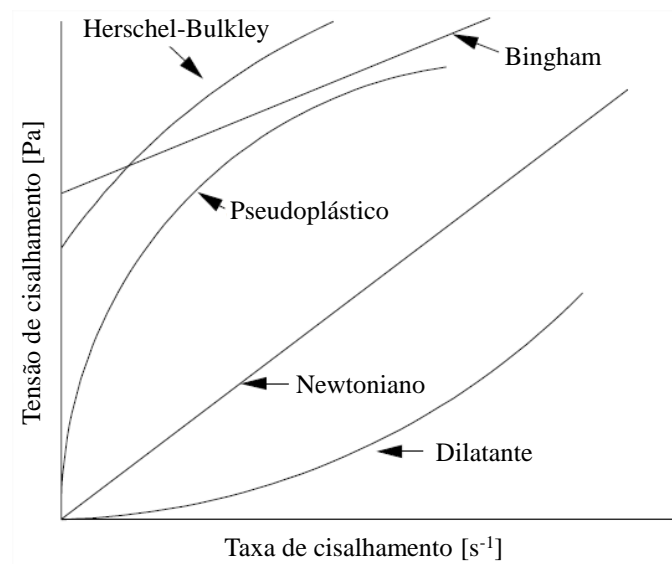
Nesse capítulo são apresentados conceitos necessários para o desenvolvimento deste trabalho: reologia, escoamento, transferência de calor e DTR.

2.1 Reologia

O conhecimento da reologia do fluido é necessário quando se deseja estudar o escoamento. A reologia é a ciência que estuda a deformação sólidos e líquidos sob influência de forças externas, sendo importante em diversas áreas como mineração, processamento de plásticos, cosméticos e alimentos. No caso da indústria de alimentos, a obtenção de propriedades reológicas é importante para o controle de qualidade do alimento e para o dimensionamento dos equipamentos e do processo (STEFFE, 1993).

O comportamento de fluidos sob ação de forças cisalhantes pode ser observado em gráficos de tensão de cisalhamento por taxa de cisalhamento, que estão relacionados à viscosidade aparente do fluido (resistência ao escoamento). A Figura 2.1 mostra curvas típicas de tensão de cisalhamento em função da taxa de cisalhamento para fluidos Newtonianos e não-Newtonianos (STEFFE, 1993).

Figura 2.1 - Curvas típicas do comportamento de fluidos independentes do tempo sob ação de uma tensão de cisalhamento



Fonte: Adaptado de Steffe (1993)

Fluidos Newtonianos apresentam relação linear e crescente entre tensão de cisalhamento e taxa de cisalhamento, representados graficamente por uma reta crescente que passa pela origem. Tal relação é descrita pela Equação (2.1), em que σ é a tensão de cisalhamento, μ é a viscosidade dinâmica e $\dot{\gamma}$ é a taxa de cisalhamento (STEFFE, 1993).

$$\sigma = \mu \dot{\gamma} \quad (2.1)$$

No caso de fluidos não-Newtonianos independentes do tempo, a tensão de cisalhamento e a taxa de cisalhamento não apresentam relação linear. Por conta disso, a viscosidade para esses fluidos é chamada de viscosidade aparente μ_{ap} , descrita pela razão entre a tensão de cisalhamento e taxa de cisalhamento, conforme Equação (2.2) (ÇENGEL; CIMBALA, 2006).

$$\mu_{ap} = \frac{\sigma}{\dot{\gamma}} \quad (2.2)$$

Plásticos de Bingham apresentam uma tensão inicial (σ_0) que precisa ser vencida para que o fluido comece a escoar, assim como fluidos tipo Herschel-Bulkley. Fluidos pseudoplásticos ou *shear-thinning* apresentam redução da viscosidade aparente com o aumento da tensão, enquanto fluidos dilatantes ou *shear-thickening* apresentam aumento da viscosidade com o aumento da tensão (STEFFE, 1993).

Uma relação frequentemente utilizada para descrever o comportamento de fluidos Newtonianos e não-Newtonianos independentes do tempo é o modelo Herschel-Bulkley (Equação 2.3), em que K é o índice de consistência, n é o índice de comportamento do fluido e σ_0 é a tensão de cisalhamento inicial (BARBOSA-CÁNOVAS et al., 1996).

$$\sigma = K(\dot{\gamma})^n + \sigma_0 \quad (2.3)$$

Trata-se de um modelo que abrange diversos comportamentos dependendo do valor de n e σ_0 , sendo K sempre um valor positivo. Na Tabela 2.1 são mostrados comportamentos de fluidos que podem ser derivados do modelo Herschel-Bulkley, acompanhados de seus respectivos exemplos. Quando $\sigma_0 = 0$, o modelo é conhecido como lei de potência (Equação 2.4) e quando $n = 1$ e $\sigma_0 = 0$ o fluido é Newtoniano (STEFFE, 1993).

$$\sigma = K \dot{\gamma}^n \quad (2.4)$$

Tabela 2.1 - Comportamentos de fluidos derivados do modelo Herschel-Bulkley

Fluido	K	n	σ_0	Exemplos típicos
Herschel-Bulkley	> 0	$0 < n < \infty$	> 0	Pasta de peixe, purê de uva passa
Newtoniano	> 0	1	0	Água, suco de frutas, leite, mel, solução aquosa de glicerina
Pseudoplástico	> 0	$0 < n < 1$	0	Purê de banana, suco de laranja concentrado, solução de carboximetilcelulose
Dilatante	> 0	$1 < n < \infty$	0	Suspensão de amido de milho puro
Plástico de Bingham	> 0	1	> 0	Pasta de dente, pasta de tomate

Fonte: Adaptado de Steffe (1993)

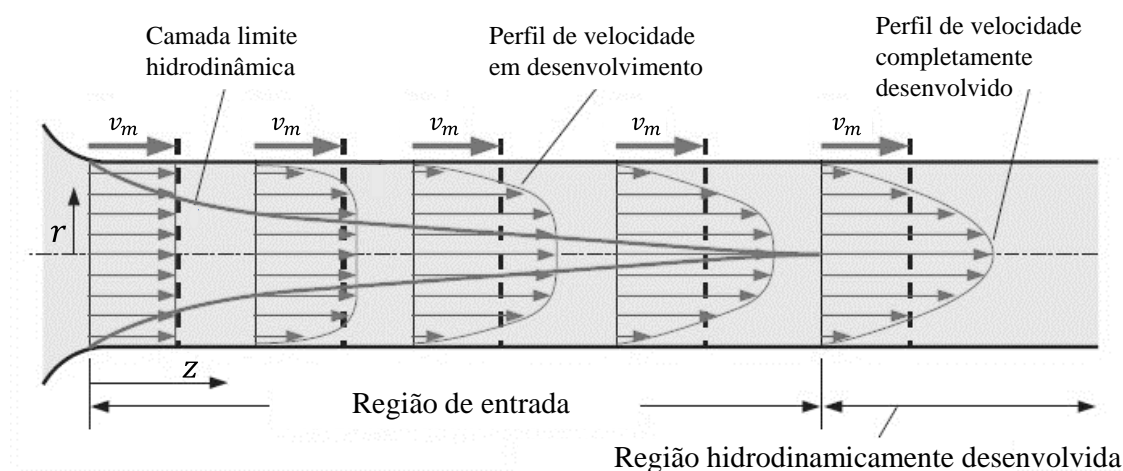
2.2 Perfil de velocidade em tubos

O perfil de velocidade de líquidos em tubos representa a variação da velocidade em função da posição na seção transversal ao escoamento. A velocidade pode variar nas três dimensões características da geometria, caracterizando o escoamento como unidimensional, bidimensional (2D) ou tridimensional (3D). Em alguns casos, uma ou duas componentes da velocidade podem ser desprezadas quando o escoamento é predominante em uma direção. Esse tipo de hipótese simplifica o equacionamento do problema (ÇENGEL; CIMBALA, 2006).

Quando um fluido em escoamento laminar com velocidade uniforme entra em um tubo, considera-se que o fluido diretamente em contato direto com a superfície do tubo tem velocidade nula (condição de contorno de não escorregamento na parede). Isso faz com que as camadas de fluido adjacentes tenham sua velocidade reduzida gradualmente pelo atrito, resultando na formação de um gradiente de velocidade ao longo do tubo conforme mostrado na Figura 2.2 (ÇENGEL; CIMBALA, 2006).

A camada limite hidrodinâmica, indicada na Figura 2.2, é uma fronteira hipotética que tem origem nas paredes e termina no centro do tubo. A fronteira divide o escoamento em uma região onde há gradiente de velocidade (entre parede e a fronteira da camada limite) e em outra onde não há gradientes de velocidade (região contornada pela camada limite). Após percorrer certo comprimento de entrada, o perfil de velocidade na direção axial se desenvolve completamente e permanece constante (ÇENGEL; CIMBALA, 2006; INCROPERA et al., 2011).

Figura 2.2 - Desenvolvimento do perfil de velocidade em tubos sob escoamento laminar



Fonte: Adaptado de Çengel e Cimbala (2006)

O número de Reynolds (Re) é um parâmetro adimensional que caracteriza o regime de escoamento como laminar ou turbulento. Para tubos de seção circular e fluidos Newtonianos é calculado pela Equação (2.5), em que ρ é a densidade do fluido, v_m é a velocidade média do fluido e d_i é o diâmetro interno do tubo (ÇENGEL; CIMBALA, 2006; MCCABE; SMITH; HARRIOTT, 1993).

$$Re = \frac{\rho v_m d_i}{\mu} \quad (2.5)$$

Para fluidos não-Newtonianos, o conceito de viscosidade generalizada (μ_g) pode ser utilizada. A correlação proposta por Delplace e Leuliet (1995) na Equação (2.6), relaciona a viscosidade com parâmetros geométricos $\xi = 8$ e $\varphi = 3$ (valores para condutos circulares) e os parâmetros reológicos K e n . Desta forma, o número de Reynolds generalizado foi calculado pela Equação (2.7).

$$\mu_g = K \cdot \xi^{n-1} \cdot \left(\frac{v_m}{d_i}\right)^{n-1} \left(\frac{\varphi \cdot n + 1}{(\varphi + 1) \cdot n}\right)^n \quad (2.6)$$

$$Re_g = \frac{\rho \cdot v_m \cdot d_i}{\mu_g} \quad (2.7)$$

O escoamento laminar é caracterizado pelo escoamento ordenado de camadas de fluido, enquanto o escoamento turbulento é desordenado e caótico, apresentando flutuações na velocidade e um perfil de velocidade mais achatado quando comparado ao laminar por conta da maior taxa de mistura radial. Para o escoamento de fluidos Newtonianos em trechos retos de tubos de seção circular, o regime é considerado laminar para $Re < 2100$ e turbulento para $Re > 4000$. Uma faixa de transição se encontra em

$2100 < Re < 4000$ (ÇENGEL; CIMBALA, 2006; MCCABE; SMITH; HARRIOTT, 1993).

A partir da aplicação do balanço diferencial de forças em um elemento de fluido escoando em um tubo reto, é possível deduzir o perfil de velocidade para escoamento laminar. Considerando regime permanente, escoamento laminar, desenvolvido e isotérmico, simetria em torno do eixo central do tubo e não escorregamento do fluido na parede, o perfil de velocidade axial para fluidos Newtonianos é representado pela Equação (2.8) (BIRD; STEWART; LIGHTFOOT, 2002):

$$v_z(r) = 2 \cdot v_m \left[1 - \left(\frac{r}{r_i} \right)^2 \right] \quad (2.8)$$

em que r é a posição radial em relação ao eixo de simetria e r_i é o raio interno do tubo. A velocidade média do fluido pode ser obtida em termos da vazão volumétrica Q conforme Equação (2.9), na qual $A_{t,i}$ é a área de seção transversal do tubo baseada no diâmetro interno.

$$v_m = \frac{Q}{A_{t,i}} = \frac{Q}{\pi r_i^2} \quad (2.9)$$

Considerando as mesmas condições de escoamento utilizadas para deduzir e Equação (2.8), o perfil de velocidade para fluidos não-Newtonianos que obedecem a lei de potência é representado pela Equação (2.10).

$$v_z(r) = v_m \cdot \left(\frac{3 \cdot n + 1}{n + 1} \right) \cdot \left[1 - \left(\frac{r}{r_i} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right] \quad (2.10)$$

As Equações (2.8) e (2.10) fornecem o componente axial da velocidade, um dos componentes do vetor velocidade \vec{v} da equação de Navier-Stokes que descreve o escoamento de fluidos juntamente com a equação da continuidade, representadas nas Equações (2.11a) e (2.11b) (BIRD; STEWART; LIGHTFOOT, 2002):

$$\rho \frac{D\vec{v}}{Dt} = -\nabla p - \nabla \cdot \vec{\tau} + \vec{F} \quad (2.11a)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{v} = 0 \quad (2.11b)$$

em que $D\vec{v}/Dt$ é a derivada material da velocidade, ∇p é o gradiente de pressão, $\vec{\tau}$ é o tensor fluxo viscoso de momento e \vec{F} é o vetor de forças agindo sobre o escoamento. As

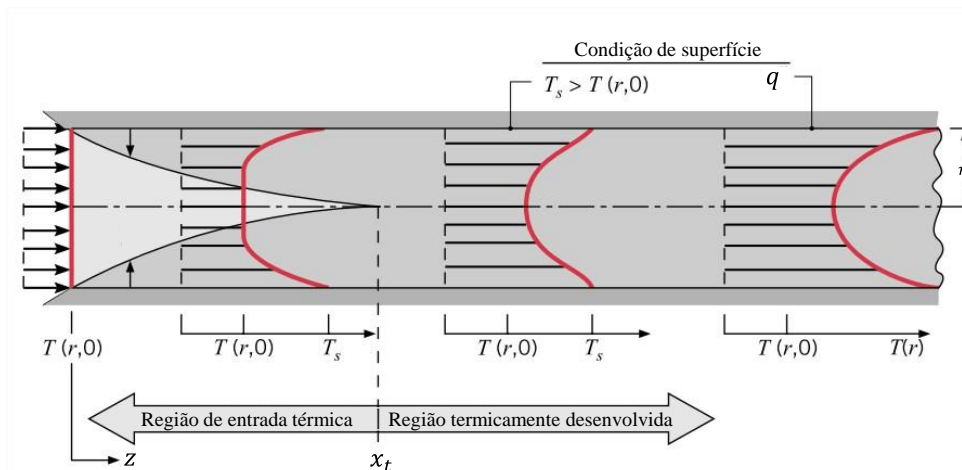
duas equações são válidas para fluidos Newtonianos, mas podem ser adaptadas para fluidos não-Newtonianos utilizando a Lei de potência (Equação 2.4).

2.3 Perfil de temperatura axial em tubos

O perfil de temperatura em processos contínuos é influenciado pelo regime de escoamento. No regime laminar, a transferência de calor na direção radial é lenta devido ao mecanismo de condução entre camadas adjacentes de fluido. Combinado com o perfil de velocidade do escoamento laminar, tem-se uma ampla distribuição de temperatura ao longo do tubo. Essa é uma característica indesejada em processos térmicos, visto que algumas regiões do fluido podem ser expostas à alta temperatura por mais tempo do que outras (KELDER; PTASINSKI; KERKHOFF, 2002; TIAN; BARIGOU, 2016).

A transferência de calor em processos contínuos ocorre principalmente por convecção, que ocorre entre uma superfície e um fluido em movimento sob diferentes temperaturas. Esse fenômeno está relacionado ao conceito de camada limite térmica, que se forma quando um fluido a uma temperatura uniforme T entra em contato com uma superfície de temperatura $T_s \neq T$. A diferença de temperatura entre o fluido e a parede promove transferência de calor e inicia-se o desenvolvimento da camada limite térmica conforme a Figura 2.3 para tubos de seção circular (INCROPERA et al., 2011).

Figura 2.3 - Desenvolvimento camada limite térmica em tubos com escoamento laminar



Fonte: Adaptado de Incropera et al. (2011)

O conceito de convecção abrange uma parcela que transfere calor por difusão e outra parcela que transfere calor pelo movimento macroscópico de fluido (advecção). A difusão é mais significativa na região de baixa velocidade, ou seja, próxima à parede, enquanto a contribuição pelo movimento macroscópico do fluido torna-se mais

significativa conforme a camada limite térmica se desenvolve na direção axial (INCROPERA et al., 2011).

A distribuição da temperatura de um fluido escoando por um tubo pode ser determinada pelo balanço de energia conforme a Equação (2.12), em um problema de transferência de calor considerando os mecanismos de transferência de calor por condução, convecção, um termo de geração ou consumo de calor e um termo transiente (BIRD; STEWART; LIGHTFOOT, 2002).

$$\frac{\partial(T\rho C_p)}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{v} \rho C_p T) = \nabla \cdot (k\nabla T) + H_v \quad (2.12)$$

Os termos dessa equação podem ser simplificados de acordo com processo ou fenômeno estudado. O termo transiente $\partial T/\partial t$ está relacionado à variação de temperatura ao longo do tempo; o termo convectivo $\vec{v} \rho C_p T$ está presente em problemas que envolvem escoamento; o termo condutivo $k\nabla T$ quando há condução de calor; e o termo fonte H_v quando há geração ou consumo de calor. As propriedades termofísicas (k , ρ e C_p) podem, conforme o caso, ser consideradas constantes/uniformes ou dependentes da temperatura e podem ser obtidas por correlações da literatura ou por experimentos.

A transferência de calor por condução é descrita pela lei de Fourier conforme a Equação (2.13), que relaciona o fluxo de calor (\vec{q}'') com o gradiente de temperatura (∇T) e a condutividade térmica do sólido (k_s). Para materiais isotrópicos, k_s independe da direção de transferência de calor (INCROPERA et al., 2011).

$$\vec{q}'' = -k_s \nabla T \quad (2.13)$$

A transferência de calor por convecção pode ser representada pela lei de resfriamento de Newton conforme a Equação (2.14), em que o fluxo de calor normal à superfície é proporcional a diferença de temperatura entre uma superfície (T_s) e um fluido. A constante de proporcionalidade é o coeficiente de convecção (h), que depende das características do escoamento, condições de contorno, da geometria do sólido e das propriedades físicas do fluido (INCROPERA et al., 2011).

$$q'' = h(T_s - T) \quad (2.14)$$

A taxa de troca térmica por convecção também pode ser definida a partir de um balanço de energia em um volume de controle com escoamento entre as fronteiras. Considerando regime permanente, escoamento incompressível, sem mudança de fase, energia potencial e cinética desprezíveis, a taxa de transferência de calor pode ser

relacionada com o fluxo de massa que atravessa o volume de controle (\dot{m}) e a variação da energia térmica, conforme a Equação (2.15) (INCROPERA et al., 2011):

$$q = \dot{m}C_p(T_{out} - T_{in}) \quad (2.15)$$

em que C_p é o calor específico do fluido, T_{out} é a temperatura do fluido na saída e T_{in} é a temperatura do fluido na entrada.

A Equação (2.15) assume que a temperatura da entrada e da saída são uniformes, mas na prática isso não ocorre em problemas de convecção durante o regime laminar (perfil parabólico de velocidade). Nesses casos, pode-se assumir uma temperatura média (T_b) de modo que o termo $\dot{m}C_pT_b$ seja igual a integração do produto do fluxo mássico ($\rho\vec{v}$) com a energia térmica ou entalpia por unidade de massa (C_pT) sobre a área da seção transversal (A_t). A Equação (2.16), portanto, pode ser utilizada para calcular a temperatura média, também chamada de temperatura média de mistura (*mixing cup temperature*) ou ainda *bulk temperature* (INCROPERA et al., 2011).

$$T_b = \frac{\int_{A_{t,i}} \rho v_z(r) C_p T dA_t}{\dot{m}C_p} \quad (2.16)$$

Para escoamento em tubos de seção circular, com ρ e C_p constantes, a Equação (2.16) assume o formato da Equação (2.17).

$$T_b = \frac{2}{v_m r_i^2} \int_0^{r_i} T v_z(r) r dr \quad (2.17)$$

A temperatura média varia com a posição axial quando há transferência de calor por convecção em tubos. Aplicando a Equação (2.15) em um volume de controle diferencial com transferência de calor apenas por convecção, obtém-se a Equação (2.18).

$$dq_{conv} = \dot{m}C_p dT_b \quad (2.18)$$

A taxa de transferência de calor por convecção pode ser reescrita em termos do fluxo de calor como $dq_{conv} = q''Pdz$, em que P é o perímetro da superfície ($P = \pi d_i$ ou $P = \pi d_e$). Substituindo dq_{conv} na Equação (2.18) combinado com a Equação (2.14), obtém-se a Equação (2.19).

$$\frac{dT_b}{dz} = \frac{P}{\dot{m}C_p} h(T_s - T_b) \quad (2.19)$$

A solução dessa equação depende da condição térmica da superfície. Três casos são comumente encontrados na prática: fluxo de calor constante na parede, temperatura de parede constante e convecção na superfície com o meio externo (INCROPERA et al., 2011).

A condição de fluxo de calor constante na parede é comum em casos que há aquecimento uniforme por uma ou mais resistências elétricas. Nesse caso, o fluxo de calor é constante e independente da posição axial. Integrando a Equação (2.19) na entrada do tubo ($z = 0$) obtém-se a Equação (2.20).

$$T_b(z) = T_{in} + \frac{q''P}{\dot{m}C_p}z \quad (2.20)$$

A condição de temperatura de parede constante possui um equacionamento mais complexo. Definindo $\Delta T = T_s - T_b$, a Equação (2.19) assume o formato da Equação (2.21).

$$-\frac{d(\Delta T)}{dz} = \frac{P}{\dot{m}C_p}h\Delta T \quad (2.21)$$

Separando as variáveis e integrando da entrada, $z = 0$ e $\Delta T = \Delta T_{in}$, até uma posição axial arbitrária, z e $\Delta T = \Delta T_{out}$, obtém-se a Equação (2.22):

$$\ln \frac{\Delta T_{out}}{\Delta T_{in}} = -\frac{Pz}{\dot{m}C_p}\bar{h} \quad (2.22)$$

em que \bar{h} é o valor médio do coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido da entrada até a posição axial z , ΔT_{in} é a diferença de temperatura na entrada do tubo e ΔT_{out} é a diferença de temperatura na saída do tubo, ambas em relação a temperatura da superfície do tubo. Expandindo os termos de ΔT e deixando em evidência as temperaturas, tem-se que a diferença de temperatura diminui exponencialmente ao longo do comprimento do tubo, conforme a Equação (2.23).

$$\frac{T_s - T_b(z)}{T_s - T_{in}} = \exp\left(-\frac{Pz}{\dot{m}C_p}\bar{h}\right) \quad (2.23)$$

A expressão da taxa de transferência de calor total por convecção pode ser representada pela Equação (2.24).

$$q_{conv} = \dot{m}C_p[(T_s - T_{in}) - (T_s - T_{out})] = \dot{m}C_p(\Delta T_{in} - \Delta T_{out}) \quad (2.24)$$

Combinando a Equação (2.24) com a Equação (2.22), obtém-se a Equação (2.25):

$$q_{conv} = \bar{h}A_s\Delta T_{MLDT} \quad (2.25)$$

em que A_s é a área da superfície do tubo (interna ou externa) e ΔT_{MLDT} é a média logarítmica da diferença de temperatura, calculada pela Equação (2.26) (INCROPERA et al., 2011).

$$\Delta T_{MLDT} = \frac{\Delta T_{out} - \Delta T_{in}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{out}}{\Delta T_{in}}\right)} \quad (2.26)$$

O terceiro caso ocorre quando há transferência de calor na superfície do tubo. No equacionamento deste caso (Equação 2.27), considera-se que a taxa de transferência de calor por condução na superfície interna do tubo ($r = r_i$) é igual à taxa de transferência de calor por convecção na superfície externa do tubo:

$$-kA_t \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=r_i} = \pm h_e A_t [T(z, r_i) - T_e] \quad (2.27)$$

em que h_e é o coeficiente convectivo médio do fluido externo sobre a parede do tubo, A_t é a área da seção transversal do tubo e T_e é a temperatura do fluido externo (INCROPERA et al., 2011).

A análise de problemas de transferência de calor pode envolver mais de um tipo de resistência térmica dependendo do referencial adotado. Nesses casos, pode-se utilizar o coeficiente global de troca térmica (U), definido a partir da soma de todas as resistências de calor relevantes ($R_{tot} = R_{cond} + R_{conv}$) em relação à superfície de troca térmica e com o referencial de temperatura adequado (Equação 2.28) (INCROPERA et al., 2011).

$$U = \frac{1}{R_{tot} \cdot A_s} \quad (2.28)$$

Expandindo o termo de resistência térmica considerando um tubo de seção circular com transferência de calor por convecção dentro e fora do tubo e transferência de calor por condução na parede do tubo, obtém-se a Equação (2.29), em que L é o comprimento do tubo, r_e é o raio externo do tubo e h_i é o coeficiente de convecção do fluido dentro do tubo.

$$\frac{1}{U \cdot A_s} = \frac{1}{h_i 2\pi r_i L} + \frac{\ln(r_e/r_i)}{k_s 2\pi L} + \frac{1}{h_e 2\pi r_e L} \quad (2.29)$$

A abordagem do estudo de problemas de convecção geralmente se resume a métodos para estimar os coeficientes convectivos. Uma forma comum de representá-lo é

por meio do número de Nusselt (Nu), um parâmetro adimensional definido como a razão entre a transferência de calor de um fluido por convecção e por condução. É definido pela Equação (2.30), sendo l o comprimento característico da geometria (INCROPERA et al., 2011).

$$Nu = \frac{h l}{k} \quad (2.30)$$

O número de Prandtl é um adimensional importante na análise de problemas de transferência de calor por convecção, calculado pela Equação (2.31a). Ele relaciona a efetividade entre os transportes de momento e de energia por difusão ou simplesmente a razão entre a difusividade de momento (viscosidade cinemática) $\nu = \mu/\rho$ e a difusividade térmica $\alpha = k/(\rho C_p)$ (INCROPERA et al., 2011). Para fluidos não-Newtonianos, a viscosidade generalizada μ_g pode ser utilizada para calcular o número de Prandtl generalizado Pr_g (Equação 2.31b).

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{C_p \mu}{k} \quad (2.31a)$$

$$Pr_g = \frac{C_p \mu_g}{k} \quad (2.31b)$$

Outro adimensional importante em problemas de transferência de calor por convecção é o número de Péclet, calculado pelo produto entre os números de Reynolds e Prandtl. Consiste na razão entre a taxa de transferência de calor por advecção e por condução, conforme a Equação (2.32) para tubos. Geralmente, quando $Pe > 10$ a condução de calor na direção axial é desprezível em relação à advecção na mesma direção (DEEN, 1998).

$$Pe = f(Re, Pr) = \frac{v_m d_i}{\alpha} \quad (2.32)$$

O número de Péclet também pode ser utilizado em problemas de difusão mássica, substituindo a difusividade térmica pela mássica ou então pelo produto entre os números de Reynolds e Schmidt, conforme a Equação (2.33). O número de Schmidt (Sc) é definido como a razão entre a difusividade de momento e a difusividade mássica (D) ou então a razão entre a taxa de difusão viscosa e a taxa de difusão de massa (DEEN, 1998).

$$Pe = f(Re, Sc) = \frac{v_m d_i}{D} \quad (2.33)$$

O estudo da transferência de calor por convecção em tubos retos com escoamento laminar é conhecido como problema de Graetz (BIRD; STEWART; LIGHTFOOT, 2002). Adaptações do problema de Graetz foram desenvolvidas para fluidos não-Newtonianos (JOHNSTON, 1994; LYCHE; BIRD, 1956), tubos helicoidais (PIMENTA; CAMPOS, 2013) e placas paralelas (BENNETT, 2019). Também foram avaliados o efeito da condução de calor axial para baixos valores de Pr (WEIGAND; GASSNER, 2007) e a introdução do parâmetro difusividade térmica efetiva para a simplificação de um modelo de transferência de calor (MORAIS; GUT, 2015).

2.4 Distribuição do tempo de residência

A distribuição do tempo de residência (DTR) é um conceito utilizado para caracterizar o escoamento de fluidos através de um sistema a vazão constante. Microscopicamente, elementos de fluido levam diferentes tempos para atravessar completamente um sistema. A distribuição desses tempos, avaliada desde a entrada até a saída, é conhecida como distribuição do tempo de residência, representada pela função $E(t)$ (FOGLER, 2016; LEVENSPIEL, 1999).

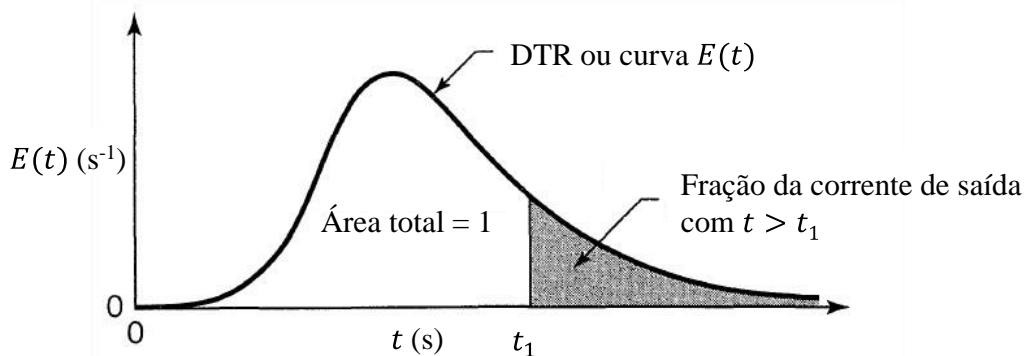
A DTR pode ser determinada experimentalmente pela introdução de uma solução de concentração inicial conhecida, denominada traçador, na entrada do sistema e obtenção do perfil de concentração na saída. É importante que o traçador seja um composto solúvel e com propriedades físicas similares ao fluido processado; não reativo; não aderente em superfícies e facilmente detectável por instrumentos sem interferência do fluido processado (DANCKWERTS, 1953; ESCOTET-ESPINOZA et al., 2019).

A escolha do traçador adequado e do sistema de detecção correspondente é essencial para obter uma DTR representativa do processo, que possibilita analisar o padrão de escoamento de líquidos (NAUMAN, 2008). Existem diferentes tipos de traçadores, como colorimétricos (MUMBACH; LENZ; WENZEL, 2018), radioativos (EL KORCHI et al., 2019), fluorescentes (HOPLEY et al., 2019) e condutimétricos (ABOU HWEIJ; AZIZI, 2015), que podem ser introduzidos no sistema de diferentes maneiras.

A introdução em pulso consiste em inserir um traçador de concentração conhecida instantaneamente na entrada do sistema ($t = 0$), ou seja, um pequeno volume em um curto intervalo de tempo. O acompanhamento da concentração do traçador em função do tempo na saída do sistema $C(t)$, gera uma curva de distribuição de probabilidades que começa e termina no valor zero de concentração de traçador, visto que em algum

momento todo o traçador é expulso do sistema. Essa é a curva $E(t)$, representada pela Figura 2.4 e calculada pela Equação (2.34), em que C_0 é a concentração inicial do traçador e t_1 é um valor arbitrário de tempo após a injeção do traçador (FOGLER, 2016; LEVENSPIEL, 1999).

Figura 2.4 - Curva típica da distribuição de probabilidades $E(t)$



Fonte: Adaptado de Levenspiel (1999)

$$E(t) = \frac{C(t) - C_0}{\int_0^{\infty} C(t) - C_0 dt} \quad (2.34)$$

Conforme indicado na Figura 2.4, a área total sob a curva $E(t)$ é unitária, logo:

$$\int_0^{\infty} E(t) dt = 1 \quad (2.35)$$

A curva da distribuição cumulativa $F(t)$ ou curva F pode ser obtida experimentalmente pela alimentação em degrau, que consiste na introdução contínua de traçador na linha de produto a uma taxa constante. Também pode ser calculada pela Equação (2.36), que apresenta a relação entre $E(t)$ e $F(t)$ (FOGLER, 2016; LEVENSPIEL, 1999).

$$F(t) = \int_0^t E(t) dt \quad (2.36)$$

A alimentação em pulso requer uma menor quantidade de material (traçador) para a realização dos ensaios quando comparada à alimentação em degrau. Para isso deve-se garantir uma injeção instantânea do traçador, o que pode ser difícil em alguns casos. A alimentação em degrau é mais fácil de ser implementada, mas exige um alto volume de traçador (ESCOTET-ESPINOZA et al., 2019).

A curva $E(t)$, por ser uma distribuição de probabilidades, pode ser caracterizada em função de três principais momentos estatísticos: a tendência central, a dispersão e a

assimetria. Na determinação da DTR, a tendência central é equivalente ao tempo médio de residência (t_m), calculado pela Equação (2.37) (CASELLA; BERGER, 2002; FOGLER, 2016).

$$t_m = \frac{\int_0^{\infty} t E(t) dt}{\int_0^{\infty} E(t) dt} = \int_0^{\infty} t E(t) dt \quad (2.37)$$

O tempo médio de residência pode ser comparado ao tempo de residência teórico ou ideal definido como $\tau = V/Q$, em que V é o volume interno do sistema. Quando há formação de zonas de estagnação ou de recirculação, o volume disponível para escoamento (volume ativo) torna-se inferior ao volume interno do equipamento, resultando em $t_m < \tau$ (FOGLER, 2016; LEVENSPIEL, 1999).

O volume ativo (V_A) corresponde à região acessível do volume interno na qual o material é constantemente renovado. É calculado conforme a Equação (2.38) usando o valor experimental de t_m . Consequentemente, o volume morto (V_d) é definido por meio da Equação (2.39).

$$V_A = t_m Q \quad (2.38)$$

$$V_d = V - V_A \quad (2.39)$$

O segundo momento de $E(t)$, a dispersão, caracteriza o espalhamento da distribuição. A dispersão é quantificada pela variância (σ^2), calculada pela Equação (2.40). Quanto maior a variância, maior o espalhamento da distribuição.

$$\sigma^2 = \int_0^{\infty} (t - t_m)^2 E(t) dt \quad (2.40)$$

Por fim, o terceiro momento é a assimetria (s^3), que mede o grau de assimetria da distribuição em relação à média. É calculada pela Equação (2.41).

$$s^3 = \frac{1}{\sigma^2} \int_0^{\infty} (t - t_m)^3 E(t) dt \quad (2.41)$$

Além dos momentos, a forma adimensional da função $E(t)$ é utilizada com frequência. O objetivo é tornar possível a comparação do escoamento entre diferentes sistemas. Definindo o tempo adimensional como $\theta = t/t_m$, obtém-se a função normalizada $E_{\theta}(\theta)$, que pode ser calculada conforme a Equação (2.42).

$$E_{\theta}(\theta) = t_m E(t) \quad (2.42)$$

A DTR de processos pode ser obtida por meio da simulação numérica, baseada em uma representação detalhada do escoamento. Castro et al. (2004) realizaram simulações pela técnica de CFD da DTR de polpa de morango e de água em um aquecedor ôhmico por fluxo contínuo, em temperaturas de 40, 60 e 90 °C e vazões de 0,5 e 2,0 L/min. Foi utilizado um modelo 3D axissimétrico e as equações foram discretizadas utilizando o algoritmo SIMPLEC para o acoplamento de velocidade e pressão e um modelo de primeira ordem para a equação de momento. Para a simulação da DTR, foi utilizada uma função definida pelo usuário (*user defined function*) para avaliar a concentração de uma partícula ao longo do processo. Os resultados mostraram que a temperatura não afetou significativamente a DTR do processo comparado com o aumento da vazão.

O estudo experimental da DTR de uma solução de carboximetilcelulose por método condutimétrico, realizado por Castelain e Legentilhomme (2006), foi realizado em um tubo helicoidal e em um sistema tubular com escoamento caótico (escoamento com trajetórias aleatórias) sob regime laminar ($30 \leq Re \leq 270$). O modelo de escoamento pistonado com dispersão axial foi ajustado aos dados experimentais. Os resultados para o tubo helicoidal indicaram que o aumento do número de voltas aumenta a dispersão axial e que o número de Peclet apresentou baixa dependência com Reynolds. No caso do tubo com escoamento caótico, foi observada uma maior redução na dispersão axial comparado ao tubo helicoidal, visto que o movimento aleatório das partículas aumenta a mistura radial e axial por ação do escoamento secundário (formação de vórtices no escoamento devido a curvatura do tubo).

Gutierrez, Dias e Gut (2010) determinaram a DTR de um equipamento para tratamento térmico de alimentos líquidos em escala piloto com diferentes tubos de retenção. Foi utilizado um traçador iônico em uma corrente de água, introduzido no sistema por alimentação em pulso. A detecção do traçador foi realizada por um medidor de condutividade elétrica de fluxo contínuo posicionado na saída do tubo de retenção. Como o volume do medidor de condutividade era da mesma ordem de grandeza do volume do sistema, foi proposto um método para corrigir a detecção do traçador pelo procedimento de convolução numérica para ajustar a curva convolucionada aos dados experimentais. O método foi efetivo em corrigir a distorção na detecção do traçador.

Dantas, Pegoraro e Gut (2014) propuseram uma abordagem para representar a DTR de sistemas com intensificação da mistura no escoamento laminar, como presença

de curvas, vibrações mecânicas ou tubos corrugados. O efeito de aumento da mistura foi representado por uma difusividade mássica efetiva na direção radial, incluída em um modelo bidimensional (r e z) para representar a curva F do escoamento de um fluido não-Newtoniano em um tubo reto de seção circular com escoamento laminar, incompressível e isotérmico. O modelo foi resolvido pelo método de diferenças finitas e os resultados das simulações foram comparados a dados experimentais provenientes de experimentos de DTR em uma unidade de processamento térmico de escala laboratorial, composta de dois trocadores de calor duplo tubo com presença de curvas e alta rugosidade relativa. A difusividade mássica efetiva foi determinada a partir do número de Peclet modificado (parâmetro do modelo) e a DTR obtida pelo modelo foi próxima a DTR experimental.

A curva $E(t)$ pode ser utilizada para desenvolver modelos de escoamento aproximados que representam o comportamento de fluidos escoando em sistemas sob determinadas condições, sendo divididos em modelos de escoamento ideal e não ideal (LEVENSPIEL; BISCHOFF, 1964).

O escoamento pistonado, de mistura perfeita e laminar ideal são padrões de escoamento ideal que são tidos como referências no dimensionamento de equipamentos devido ao seu tratamento matemático simples. O escoamento pistonado é caracterizado pela ausência de difusão radial e axial e composição uniforme de elementos de fluido em cada posição radial. Esse padrão é característico do reator de fluxo pistonado (PFR - *Plug Flow Reactor*) (LEVENSPIEL, 1999).

O escoamento de mistura perfeita é característico do reator de mistura perfeita (CSTR - *Continuous Stirred Tank Reactor*) e tem como principal característica o fluido com concentração uniforme, de modo que a corrente de saída possui a mesma concentração do fluido no interior do equipamento. Por fim, o laminar ideal considera escoamento em tubos com perfil de velocidade parabólico e com tempo de residência mínimo no centro do tubo. É característico do reator de fluxo laminar (LFR - *Laminar Flow Reactor*) (FOGLER, 2016; LEVENSPIEL, 1999).

No entanto, as hipóteses assumidas por tais padrões de escoamento raramente refletem o que ocorre efetivamente em sistemas reais (PINHEIRO TORRES; OLIVEIRA, 1998). Isso porque é comum haver desvios do comportamento ideal em sistemas reais, sendo os principais desvios a formação de zonas de estagnação, o escoamento preferencial e o curto-circuito (BUTT, 2000).

Por causa disso, modelos de escoamento não ideal são mais adequados para representar sistemas reais. Eles podem ser classificados de acordo com o número de

parâmetros ajustáveis, sendo que a não idealidade do sistema é representada pelos parâmetros. Na maioria das vezes, esses parâmetros são avaliados por meio da curva $E(t)$ ou $E_\theta(\theta)$ experimental (FOGLER, 2016).

Diversos modelos de escoamento não ideal em tubos estão disponíveis na literatura (GARCÍA-SERNA et al., 2007; PEGORARO, MARANGONI, GUT, 2012; WÖRNER, 2010). Eles podem derivar do escoamento laminar ou turbulento e apresentar um ou mais parâmetros ajustáveis. Modelos derivados do escoamento laminar em tubos de seção circular com um parâmetro ajustável serão utilizados neste trabalho e apresentados no capítulo 4.

3 REVISÃO DA LITERATURA

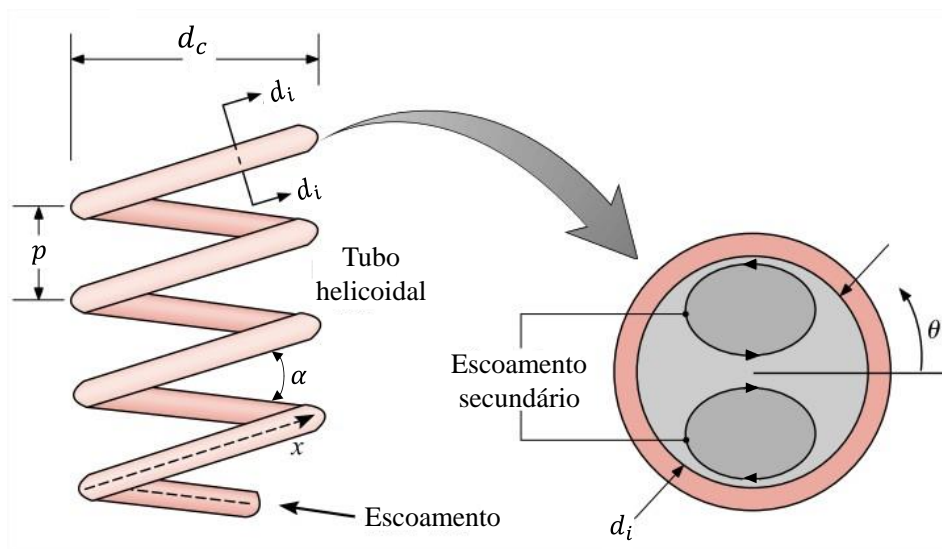
Neste capítulo é apresentada a revisão da literatura sobre escoamento e transferência de calor em tubos helicoidais e a modelagem e simulação desses processos.

3.1 Tubos helicoidais em processos de aquecimento e de resfriamento

A geometria helicoidal é amplamente utilizada em trocadores de calor por conta de sua estrutura compacta e do aumento da taxa de mistura no escoamento laminar (MANSOUR et al., 2017; VOCALE et al., 2019). A curvatura do tubo intensifica o transporte de fluido por ação da força centrífuga, que gera um par de vórtices simétricos de sentidos opostos (vórtices de Dean). Essas estruturas induzem a circulação de fluido para fora do centro de curvatura da hélice e intensificam a mistura radial. Esse fenômeno é conhecido como escoamento secundário (DEAN, 1928; DRAVID et al., 1971).

A Figura 3.1 mostra o esquema de um tubo helicoidal com suas principais dimensões: o diâmetro interno do tubo (d_i), o diâmetro da hélice (d_c), a distância entre duas voltas adjacentes (p) e o ângulo de inclinação do tubo (α). As setas indicadas no corte da seção transversal do tubo representam os vórtices de Dean.

Figura 3.1 - Representação do escoamento secundário e de um tubo helicoidal com suas principais dimensões



Fonte: Adaptado de Incropera et al. (2011)

Os efeitos da curvatura do tubo sobre o escoamento podem ser caracterizados pelo número de Dean (De), um adimensional que relaciona o número de Reynolds com a raiz quadrada da razão de curvatura $\delta = d_i/d_c$ (SANDEEP; CORONEL, 2003; SUDARSAN; UGAZ, 2006). É calculado pela Equação (3.1) para tubos com baixa torção (razão entre p e d_c) (ALDOR et al., 2022).

$$De = Re\sqrt{\delta} \quad (3.1)$$

A presença de escoamento secundário atrasa a transição do escoamento laminar para turbulento quando comparado a tubos retos, visto que durante o escoamento laminar os vórtices de Dean reduzem a dispersão axial e estabilizam o escoamento (SHARMA; NIGAM; ROY, 2017). O número de Reynolds crítico (Re_{cr}) em tubos helicoidais possui diferentes valores de acordo com os parâmetros geométricos de cada tubo. Algumas correlações da literatura são listadas na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Correlações de número de Reynolds crítico em tubos helicoidais

Fonte	Intervalo de validade	Correlações
(KUTATELADZE; BORISHANSKII, 1966)	$0,0417 < \delta < 0,166$	$Re_{cr} = 2300 + 12930 (\delta)^{0,3}$
(SHAH; JOSHI, 1987)	n/a	$Re_{cr} = 2300 (1 + 12 \delta^{0,5})$
(EL-GENK; SCHRIENER, 2017)	$0,001 < \delta < 0,124$	$Re_{cr} = 2300 (1 + 51640 \delta^{1,575})^{0,2}$
(ZHAO et al., 2020)	$\delta < 0,001$	$Re_{cr} = 2300$

O fenômeno conhecido como instabilidade de Dean pode ocorrer a partir de um valor limite de número de Dean. Tal fenômeno está relacionado ao desequilíbrio entre o gradiente de pressão e a força centrífuga que agem em sentidos opostos. Como resultado, pares de vórtices adicionais surgem na seção transversal do tubo quando o valor crítico de Dean é ultrapassado. O valor crítico é único para cada tubo, pois depende da razão de curvatura do tubo (δ) e da taxa de proporção da seção transversal (razão entre a altura e a largura do tubo) (ALDOR, 2022; FELLOUAH, 2006).

A transferência de calor em tubos helicoidais geralmente é maior do que em tubos retos, visto que a circulação adicional de fluido promovida pelo escoamento secundário intensifica a troca térmica. Como resultado, há uma maior taxa de transferência de calor e um perfil de temperatura mais uniforme sem promover, necessariamente, turbulência (INCROPERA et al., 2011; SANDEEP; CORONEL, 2003).

Estudos sobre escoamento e transferência de calor em tubos helicoidais são temas bem conhecidos na literatura e novos estudos ainda são realizados atualmente explorando diferentes condições de processo ou implementação de estruturas no tubo para aumento da transferência de calor como acessórios e corrugações.

O estudo experimental de Janssen e Hoogendoorn (1978) sobre a transferência de calor em tubos helicoidais sob regime laminar foi realizado em uma ampla faixa de Reynolds (20 a 4000) e de razão de curvatura (1/100 a 1/10). Os experimentos de troca térmica foram realizados em duas condições: temperatura de parede constante e fluxo de calor constante na parede. Correlações de Nusselt foram ajustadas baseadas nos dados experimentais com diferentes intervalos de validade, conforme as Equações (3.2a), (3.2b) e (3.2c), e podem ser usadas para estimar a troca térmica e o coeficiente de convecção em diferentes tubos helicoidais.

$$Nu = 1,7 (De^2 Pr)^{1/6} \quad \text{para } De < 20 \quad (3.2a)$$

$$Nu = 0,9 (Re^2 Pr)^{1/6} \quad \text{para } 20 < De < 1 \times 10^2 \quad (3.2b)$$

$$Nu = 0,7 Re^{0,43} Pr^{1/6} \left(\frac{d_i}{d_c}\right)^{0,07} \quad \text{para } 1 \times 10^2 < De < 8.3 \times 10^2 \quad (3.2c)$$

Saxena e Nigam (1984) estudaram a inversão da direção do escoamento e o seu efeito sobre a distribuição do tempo de residência em um tubo helicoidal. Após rotacionar o tubo em 90°, os vórtices de Dean também rotacionaram e modificaram as regiões de altas e baixas velocidades.

Barba, Rainieri e Spiga (2002) estudaram o aumento na transferência de calor em um tubo corrugado com escoamento de um fluido Newtoniano. Em comparações com um tubo reto, foi observado um pequeno aumento no número de Nusselt e um aumento mais expressivo no fator de atrito ao usar o tubo corrugado. Dados experimentais de temperatura e pressão permitiram o desenvolvimento de correlações de Nusselt e de fator de atrito.

O artigo de revisão de Vashisth, Kumar e Nigam (2008) tratou de potenciais aplicações de tubos helicoidais e outras geometrias curvas na indústria de processos. Foi analisada a influência dos parâmetros geométricos sobre o escoamento, transferência de calor e de massa de tubos helicoidais; foram apresentadas novas categorias de tubos helicoidais, como tubos com inversão da direção do escoamento e tubos com dispositivos que induzem o escoamento caótico; e diversos trabalhos com escoamento monofásico e bifásico foram analisados em termos da DTR e da transferência de calor. Os autores também fizeram uma coletânea de correlações de fator de atrito e de coeficientes de transferência de calor e de massa.

Ciofalo, Di Liberto e Marotta (2014) estudaram o efeito da curvatura e da torsão no escoamento turbulento em um tubo helicoidal. A curvatura é a razão entre diâmetro do tubo e diâmetro da hélice ($\delta = d_i/d_c$), enquanto a torsão é a razão entre a distância entre voltas adjacentes e o diâmetro da hélice ($\tau = p/d_c$). Simulações com a ferramenta de CFD foram realizadas para estimar a troca térmica e a queda de pressão em tubos com diferentes torções e curvaturas. Os resultados indicaram que o aumento da curvatura provocou um aumento na transferência de calor e na queda de pressão. Tais efeitos foram mais fracos para o caso da torção, indicando sua menor relevância comparada a curvatura.

Vocale et al. (2019) estudaram a influência das condições de contorno em um problema de aquecimento por convecção em tubo helicoidal com escoamento laminar. Simulações pelo método de volumes finitos foram realizadas no software OpenFOAM considerando diferentes condições de contorno clássicas: fluxo de calor constante e temperatura de parede constante. Os resultados numéricos avaliados por perfis de temperatura, fluxo de calor, número de Nusselt e validação experimental. Foi observado que a escolha da condição de contorno afetou significativamente a transferência de calor no tubo helicoidal, assim como o que ocorre para tubos retos.

As dimensões de tubos helicoidais influenciam de maneira diferente a taxa de mistura no escoamento laminar. Tang, Tang e Parameswaran (2016) realizaram o estudo com a técnica de CFD das características do escoamento turbulento e da queda de pressão em um tubo helicoidal com uma volta e diferentes valores de r_c e p . Foi observado que o aumento desses dois parâmetros geométricos podem diminuir o fator de atrito no tubo e reduzir a queda de pressão. A análise dos perfis de velocidade indicou que há um grande gradiente de velocidade ao longo do tubo devido a ação da força centrífuga. Maiores quedas de pressão foram observadas nos ângulos de 180° e 315° em relação a entrada do tubo (0°), de modo que isso foi relacionado ao surgimento da força centrífuga no tubo.

Florit, Rota e Jensen (2021) investigaram a dispersão axial em tubos helicoidais quando o efeito de p afeta o escoamento secundário. O número de Dean foi substituído por pelo número de Germano $Ge = Re\sqrt{d_i/(2\rho_c)}$, em que $\rho_c = (r_c^2 + (p/2\pi)^2)/r_c$ é um parâmetro geométrico utilizado quando p e r_c são da mesma ordem de grandeza. Simulações com processo em estado transiente foram realizadas usando a ferramenta de CFD para avaliar a DTR em tubos helicoidais com diferentes características geométricas. Experimentos de DTR foram realizados usando um corante azul como traçador e água como fluido para determinar o parâmetro do modelo de dispersão axial. Os resultados das

simulações foram próximos dos resultados experimentais e foi observada uma redução da dispersão axial na curva $E(t)$ comparada a tubos retos.

A DTR em tubos com escoamento laminar está relacionada a dispersão causada por mecanismos de convecção (perfil de velocidade axial) e difusão molecular (direções axial e radial), que juntas representam a dispersão de Taylor-Aris. O perfil de velocidade laminar gera um aumento na dispersão da curva $E(t)$, enquanto a difusão radial promove mistura entre as camadas de fluido e reduz a dispersão. O escoamento secundário característico de tubos helicoidais potencializa o efeito de redução da dispersão da curva $E(t)$ devido a circulação de fluido na seção transversal do tubo (LEVENSPIEL, 1999; ZHAO; BAU, 2007; FLORIT; ROTA; JENSEN, 2021).

Aplicações comuns de tubos helicoidais são os trocadores de calor. Diferentes tipos podem ser utilizados para aquecimento e resfriamento dependendo do caso. Para fluidos viscosos escoando em baixas vazões, a geometria helicoidal é uma escolha comum devido à sua compacidade, transferência de calor aumentada e, principalmente, baixa queda de pressão (BORSE; BUTE, 2018). Existem diversas aplicações na literatura dessa geometria em trocadores de calor duplo tubo e casco e tubo.

Kushwaha et al. (2020) fizeram um estudo numérico da transferência de calor e do escoamento em um trocador de calor helicoidal duplo tubo usando um fluido Newtoniano e um não Newtoniano; Reddy et al. (2021) utilizaram CFD para estudar o aumento da transferência de calor em um trocador de calor helicoidal duplo tubo com diferentes geometrias para o tubo interno.

No caso de trocadores de calor helicoidais tipo casco e tubo, apenas a parte do tubo possui essa geometria. Maghrabie, Attalla e Mohsen (2021) realizaram um estudo experimental para avaliar o desempenho de trocadores de calor helicoidais casco e tubo com diferentes ângulos de inclinação do tubo; Raut, Lanjewar e Kalamkar (2022) estudaram os efeitos de parâmetros geométricos e operacionais de um trocador de calor helicoidal casco e tubo em um processo de derretimento de parafina.

O efeito do escoamento secundário em tubos helicoidais pode ser combinado com outros mecanismos que intensificam a transferência de calor e a mistura, como corrugações na superfície interna do tubo (DARZI; ABUZADEH; OMIDI, 2021; ZHENG; XIE; ZHANG, 2018), aletas na superfície externa do tubo (HAMEED; HAMAD, 2022); inserção de acessórios para inversão do sentido de escoamento (WANG; ALVARADO; TERRELL, 2018); e inserção de obstáculos no interior do tubo para intensificação da mistura (KURNIA; CHAEDIR; SASMITO, 2020). A

implementação desses mecanismos pode aumentar da queda de pressão no tubo, visto que são obstáculos físicos que dificultam o escoamento.

Sharma, Nigam e Roy (2017) estudaram o grau de mistura em tubos helicoidais simples e em tubos helicoidais com inversão da direção do escoamento (CFI – *Coiled Flow Inverser*). Experimentos de DTR foram realizados utilizando água como solvente e um corante vermelho como traçador. Os resultados foram avaliados pelo do número de Peclet mássico em função do número de Reynolds. No regime laminar os vórtices de Dean apresentaram forte influência na taxa da mistura, no regime de transição o efeito dos vórtices foi atenuado pelo aumento da dispersão axial devido ao perfil de velocidade e no regime turbulento predomina a mistura transversal devido ao perfil de velocidade.

Mansour, Thévenin e Zähringer (2020) propuseram uma nova configuração de tubo helicoidal com inversão no sentido do escoamento (CFR – *Coiled Flow Reverser*), que foi comparada a tubos helicoidais simples e a tubos helicoidais CFI, com o objetivo de avaliar o nível de mistura em escoamento laminar. Em 70% dos casos analisados o CFR apresentou melhor troca térmica e mistura, ao custo de uma maior queda de pressão comparada as outras configurações.

Xu et al. (2021) estudaram diversas correlações disponíveis na literatura para predição do coeficiente de convecção e do fator de atrito em tubos helicoidais. Os autores destacaram que a queda de pressão e o fator de atrito aumentam devido ao escoamento secundário, visto que há dissipação de energia cinética do fluido, aumento da resistência ao escoamento e, conseqüentemente, aumento da queda de pressão.

Baseado na revisão da literatura apresentada até o momento, é evidente que o uso de tubos helicoidais torna mais complexos os fenômenos de escoamento e de transferência de calor. A modelagem e a simulação são recursos muito utilizados para estudar estes problemas, sendo comum o uso de *softwares* multifísicos que utilizam a técnica do CFD como o COMSOL Multiphysics (COMSOL Inc., Stockholm, Sweden) e o ANSYS (ANSYS Inc., Canonsburg, USA).

A modelagem de base fenomenológica (*physics-based modeling*) e a simulação são recursos importantes para o desenvolvimento de novos processos e para a análise e otimização de processos já existentes. Diversos aspectos positivos fazem com que a modelagem e a simulação sejam recursos de grande interesse e de potencial aplicação na área de processamento térmico de alimentos, tais como: exploração de condições de processo não disponíveis experimentalmente, melhor entendimento do processo, economia de tempo e de recursos financeiros (DATTA, 2008).

Geralmente, três principais informações são requeridas para a modelagem e simulação de um processo: 1) definição do domínio de cálculo do processo estudado, 2) estabelecimento das equações de conservação para as variáveis de interesse e das condições de contorno pertinentes, e 3) construção da malha numérica. O domínio computacional deve ser uma representação do processo em escala real. Para isso, pode-se utilizar ferramentas de desenho dos próprios softwares de modelagem e simulação ou até softwares externos como o AutoCAD (Autodesk Inc., San Rafael, USA) (RAO, 2018; SALVI et al., 2011).

A modelagem do escoamento e da transferência de calor geralmente envolve a resolução de equações diferenciais parciais que podem não apresentar solução trivial dependendo das condições de contorno e hipóteses assumidas. O método de diferenças finitas, de elementos finitos e de volumes finitos são procedimentos numéricos utilizados para obter soluções aproximadas das equações diferenciais parciais que regem os fenômenos estudados, como escoamento e transferência de calor (MAZUMDER, 2016).

Durante os últimos anos a modelagem e a simulação de processos têm sido um tema recorrente devido às vantagens já mencionadas, com destaque, nesta tese, para a área de processamento de alimentos (ABUSHAMMALA et al., 2020; DANTAS; GUT, 2018; DEPONTE et al., 2020; SIGUEMOTO et al., 2018a) e de escoamento e troca térmica de líquidos em tubos helicoidais (BORSE; BUTE, 2018; DEWANGAN; KUMAR, 2020; REDDY et al., 2021; ZHANG et al., 2021).

Jayakumar et al. (2008) estudaram a transferência de calor em um trocador de calor helicoidal com escoamento de água. Ensaios experimentais de troca térmica foram realizados e um modelo foi desenvolvido utilizando um código comercial de CFD. Simulações foram realizadas utilizando correlações em função da temperatura para cálculo da viscosidade, densidade, condutividade e calor específico, e os resultados foram comparados com simulações utilizando propriedades constantes e com os valores experimentais. Os resultados indicaram que o uso de propriedades constantes gerou erros de predição nos coeficientes de troca térmica, enquanto as simulações com propriedades variando com a temperatura apresentaram valores próximos aos valores experimentais (dentro dos limites do erro).

Pawar e Sunnapwar (2014) estudaram a transferência de calor convectiva em um trocador de calor helicoidal, utilizando fluidos Newtonianos e não-Newtonianos em escoamento laminar e turbulento. Foram realizados ensaios experimentais e simulações pelo método de volumes finitos no *software* FLUENT (ANSYS Inc., Canonsburg, USA),

ambos nas mesmas condições térmicas e de escoamento. Os resultados experimentais e numéricos apresentaram boa concordância e foram desenvolvidas correlações para predição do número de Nusselt e do fator de atrito.

Mansour et al. (2018) realizaram a modelagem por CFD em um reator tubular helicoidal horizontal, tendo como objetivo comparar o escoamento e as características de mistura ao aquecer diferentes regiões de um tubo helicoidal. A homogeneidade do perfil de temperatura foi acompanhada por meio do desvio-padrão ao longo do tubo. O perfil se tornou homogêneo na região de entrada do tubo (primeira volta), sendo essa a região recomendada para o controle de temperatura para esse caso.

Na revisão da literatura sobre tubos helicoidais com escoamento laminar apresentada até o momento, há uma predominância no uso de *softwares* de modelagem e simulação para resolver problemas de escoamento e transferência de calor devido às vantagens já mencionadas no início desse capítulo. No entanto, as simulações desses casos requerem uma modelagem precisa com uso de malhas 3D e com um grande número de elementos para representar adequadamente o processo, elevando o custo de memória e tempo computacional (MANSOUR et al., 2020). Além disso, o uso de acessórios e diferentes configurações do tubo podem tornar o modelo ainda mais complexo.

4 DESENVOLVIMENTO DOS MODELOS MATEMÁTICOS

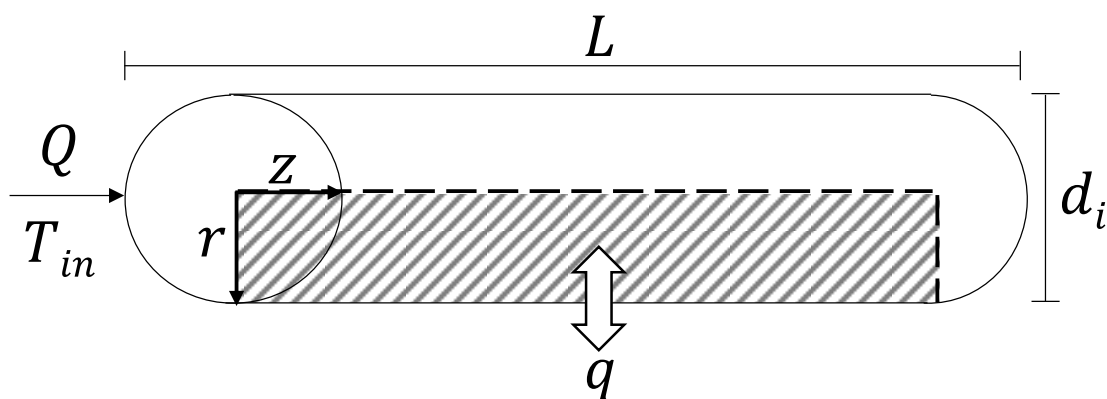
Nessa seção são desenvolvidos o modelo bidimensional semiempírico (2D) e o modelo tridimensional em CFD (3D) para representar o escoamento laminar e a transferência de calor em um tubo helicoidal. Foram considerados dois fluidos que serão apresentados na seção 4 (materiais e métodos): uma mistura de água com glicerina (fluido Newtoniano) e uma solução aquosa de carboximetilcelulose sódica – CMC (fluido não Newtoniano).

4.1 Modelo bidimensional (2D)

No presente trabalho, é proposto um modelo 2D axissimétrico e semiempírico para representar o escoamento laminar e a transferência de calor em um tubo helicoidal. A geometria tridimensional foi simplificada para um tubo reto de mesmo comprimento total com intensificação na transferência de calor interna ao fluido e um perfil de velocidade derivado da DTR experimental, o que representa uma melhoria em relação ao modelo proposto por Moraes e Gut (2015).

A Figura 4.1 é uma representação da geometria considerada, na qual Q é a vazão volumétrica, T_{in} é a temperatura do fluido na entrada do tubo, q é a taxa de troca térmica na superfície do tubo, d_i é o diâmetro interno do tubo L é o comprimento do tubo.

Figura 4.1 – Representação da geometria no modelo 2D



Fonte: O autor (2023)

O comprimento do tubo é igual ao comprimento linear do tubo helicoidal (seguindo a linha central), calculado conforme a Equação (4.1) (WEISSTEIN, 2021):

$$L = n\sqrt{p^2 + \pi(d_c + d_e)^2} \quad (4.1)$$

em que n é o número de voltas da hélice, p e d_c são as dimensões da hélice e d_e é o diâmetro externo do tubo.

O sistema de coordenadas cilíndricas (z e r) foi utilizado no domínio computacional e a transferência de calor foi avaliada pela equação de conservação de energia conforme a Equação (2.12) com as seguintes hipóteses simplificadoras: 1) estado estacionário; 2) escoamento laminar e incompressível; 3) velocidade apenas na direção axial (v_z); 4) geração de calor por dissipação viscosa desprezível; 5) difusões térmica e mássica desprezíveis na direção axial ao escoamento; 6) coeficiente convectivo de transferência de calor homogêneo ao longo da circunferência do tubo; 7) problema axissimétrico 2D em torno do eixo z com $T = T(z, r)$ e $v = v(r)$ e 8) propriedades termofísicas constantes e baseadas em uma temperatura média do fluido.

Após aplicação dessas hipóteses, o balanço de energia da Equação (2.12) se resume ao problema de Graetz de transferência de calor em escoamento laminar, conforme a Equação (4.2).

$$v_z \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (4.2)$$

Três condições de contorno são necessárias para resolver essa equação: especificação da temperatura de entrada (T_{in}), simetria ao longo do centro do tubo e convecção na superfície do tubo. A condição da superfície do tubo é uma modificação do problema de Graetz, que considera temperatura de parede constante. As condições de contorno são resumidas como:

$$\begin{cases} z = 0 \rightarrow T(0, r) = T_{in} \\ r = 0 \rightarrow \partial T / \partial r = 0 \\ r = r_i \rightarrow -k \frac{\partial T}{\partial r} = \pm h_e [T(z, r_i) - T_e] \end{cases} \quad (4.3)$$

em que T_e é a temperatura do meio externo e h_e é o coeficiente convectivo médio do meio externo. O gradiente de temperatura na parede do tubo ($r = r_i$) foi desprezado na Equação (4.3) devido à baixa resistência térmica do metal.

4.1.1 Aumento da transferência de calor

A intensificação da transferência de calor em tubos helicoidais ocorre devido ao escoamento secundário. No modelo 2D esse aumento foi introduzido na forma de uma difusividade térmica efetiva agindo na direção radial (α_{eff}) definida pela Equação (4.4), em que k_{eff} é a condutividade térmica efetiva. É um parâmetro empírico que pode ser determinado por experimentos de transferência de calor no tubo helicoidal, que são apresentados no capítulo 5 usando a abordagem de Moraes e Gut (2015).

$$\alpha_{eff} = \frac{k_{eff}}{\rho C_p} \quad (4.4)$$

Um fator de aumento da transferência de calor ($F > 1$) foi definido em termos da razão entre difusividades térmicas ou condutividades térmicas conforme a Equação (4.5), comparando o valor efetivo (α_{eff} ou k_{eff}) com o valor da propriedade do fluido na sua temperatura média (α ou k). Dessa forma, o aumento no valor da propriedade pode ser atribuído ao escoamento secundário.

$$F = \frac{\alpha_{eff}}{\alpha} = \frac{k_{eff}}{k} \quad (4.5)$$

Tubos helicoidais com grandes diâmetros de hélice ou grandes distâncias entre voltas possuem escoamento secundário mais fraco, visto que a geometria se aproxima de um tubo reto. Nesses casos é esperado que o valor de F seja próximo da unidade devido a uma menor intensificação na transferência de calor.

4.1.2 Perfil de velocidade modificado para escoamento laminar

Perfis de velocidade baseados no escoamento laminar em tubos retos não são adequados para representar o escoamento em tubos helicoidais, visto que o escoamento secundário modifica a DTR pela redução da dispersão axial (FLORIT; ROTA; JENSEN, 2021). Para que o perfil de velocidade do modelo 2D tenha a mesma DTR do tubo helicoidal que está sendo representado, perfis de velocidade derivados do escoamento laminar em tubo reto foram utilizados baseados no trabalho de Pegoraro, Marangoni e Gut (2012).

Quatro modelos de DTR derivados do reator de fluxo laminar (LFR - *Laminar Flow Reactor*) com apenas um parâmetro ajustável foram utilizados: m -laminar, y -laminar, senoidal e exponencial. Eles consistem em modificações do perfil parabólico de velocidade para fluidos Newtonianos, resultado da aplicação da equação da continuidade e da quantidade de movimento para descrever o escoamento laminar isotérmico, desenvolvido e em estado estacionário de um fluido Newtoniano em um tubo reto. Os perfis de velocidade desses modelos foram propostos para aproximar a curva $E(t)$ do modelo a dados experimentais de DTR por meio da estimação de parâmetros e são detalhados na sequência.

O modelo de convecção generalizada também foi considerado pois representa pequenos desvios do LFR. Ele é baseado no perfil de velocidade parabólico do escoamento laminar em tubos circulares apresentado anteriormente na Equação (2.8). A

curva de DTR desse modelo é representada pela Equação (4.6), em que o tempo adimensional do elemento de fluido de maior velocidade ou tempo inicial adimensional (do inglês *breakthrough time*) $\theta_0 = t_0/t_m = v_m/v_{max}$ é o único parâmetro ajustável, sendo que o valor teórico é $\theta_0 = 0,5$ para o LFR com fluido Newtoniano.

$$E_\theta(\theta) = \frac{1}{1-\theta_0} \frac{1}{\theta} \left(\frac{\theta_0}{\theta}\right)^{\frac{1}{1-\theta_0}} \quad \theta \geq \theta_0 \quad (4.6)$$

O modelo y -laminar é baseado no perfil de velocidade do escoamento turbulento, mas introduz o parâmetro y para ser possível descrever um perfil de velocidade para o escoamento laminar não ideal (Equação 4.7). O parâmetro y pode assumir valores entre zero e um e, quando tende a zero ($y \rightarrow 0$), há aproximação do escoamento pistonado. A curva de DTR deste modelo é representada pela Equação (4.8).

$$v_z(r) = \frac{1}{\theta_0} v_m \left(1 - \frac{r}{r_i}\right)^y \quad (4.7)$$

$$E_\theta(\theta) = \frac{2}{y \cdot \theta^2} \left(\frac{\theta_0}{\theta}\right)^{1/y} \left[1 - \left(\frac{\theta_0}{\theta}\right)^{1/y}\right] \quad \text{para } \theta > \theta_0 = \frac{2}{y^2+3y+2} \quad (4.8)$$

O modelo m -laminar é baseado no perfil de velocidade de fluidos não-Newtonianos que obedecem a lei de potência para reologia (Equação 4.9). O parâmetro m foi introduzido para substituir o expoente de (r/r_t) e apresenta valor maiores que um, sendo que para $m = 2$ obtém-se o clássico perfil parabólico do escoamento laminar. A curva de DTR desse modelo é representada pela Equação (4.10).

$$v_z(r) = \frac{1}{\theta_0} \cdot v_m \left[1 - \left(\frac{r}{r_i}\right)^m\right] \quad (4.9)$$

$$E_\theta(\theta) = \frac{1}{\theta^3} \frac{2\theta_0}{m} \left(1 - \frac{\theta_0}{\theta}\right)^{\frac{2-m}{m}} \quad \text{para } \theta > \theta_0 = \frac{m}{m+2} \quad (4.10)$$

O modelo senoidal, baseado na curvatura da função cosseno, assume um perfil de velocidade com curvatura senoidal para representar o escoamento (Equação 4.11). A curva de DTR desse modelo é representada pela Equação (4.12), sendo que o parâmetro do modelo, α , pode assumir valores entre zero e um. Conforme o parâmetro α diminui, o escoamento se aproxima do perfil pistonado. Os valores de p e α_0 foram determinados pelo método de mínimos quadrados para obter a correlação de θ_0 .

$$v_z(r) = \frac{1}{\theta_0} \cdot v_m \left[\frac{1 + \cos(\pi \cdot r/r_i)}{2} \right]^\alpha \quad (4.11)$$

$$E_\theta(\theta) = \frac{1}{\theta^2} \frac{2}{\alpha \pi^2} \frac{\phi}{\tan(\phi/2)} \quad \text{para } \theta > \theta_0 \approx \frac{\alpha_0^p}{\alpha^p + \alpha_0^p} \quad (4.12)$$

sendo que

$$\phi = \arccos \left[2 \left(\frac{\theta_0}{\theta} \right)^{1/\alpha} - 1 \right] \quad \begin{array}{l} \alpha_0 = 0,43072 \\ p = 1,0183 \end{array}$$

Por fim, o modelo exponencial é baseado na curvatura da função exponencial. O perfil de velocidade proposto é representado pela Equação (4.13) e a curva de DTR representada pela Equação (4.14), nas quais β é o parâmetro do modelo e apresenta valores entre 0 e 1. Conforme o valor de β diminui, o escoamento se aproxima do perfil pistonado. Os valores de a e b foram determinados pelo método de mínimos quadrados para obter a correlação de θ_0 .

$$v_z(r) = \frac{1}{\theta_0} \cdot v_m \left(\frac{e - e^{r/r_i}}{e - 1} \right)^\beta \quad (4.13)$$

$$E_\theta(\theta) = \frac{2}{\beta \cdot \theta^2} \frac{\Omega}{(e - \Omega)} \ln(e - \Omega) \quad \text{para } \theta > \theta_0 \approx \frac{a}{\beta^2 + b\beta + a} \quad (4.14)$$

sendo que

$$\Omega = (e - 1) \left(\frac{\theta_0}{\theta} \right)^{1/\beta} \quad \begin{array}{l} a = 5,4204 \\ b = 6,5342 \end{array}$$

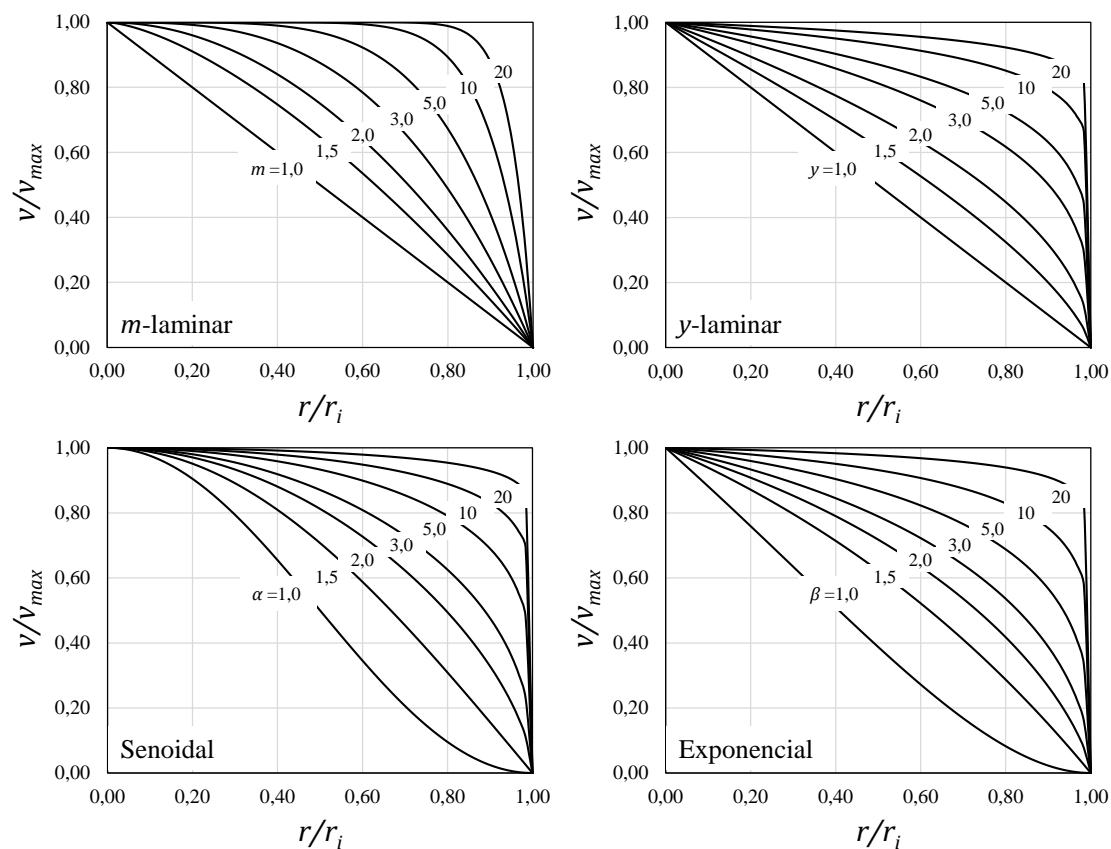
Um resumo dos modelos de DTR com seus respectivos perfis de velocidade, parâmetro e expressões do tempo inicial adimensional é apresentado na Tabela 4.1, em que $v^* = v_z/v_{max}$ é a velocidade adimensional e $r^* = r/r_i$ é o raio adimensional. Além disso, perfis de velocidade adimensionais em função do raio adimensional desses modelos são apresentados na Figura 4.2, mostrando o efeito do parâmetro de cada modelo sobre os perfis.

Tabela 4.1 – Resumo dos modelos de DTR utilizados com os respectivos perfis de velocidade, parâmetro e expressões do tempo inicial adimensional

Modelo	Perfil de velocidade	DTR adimensional	Parâmetro	Tempo inicial adimensional
m -laminar	$v^* = 1 - r^{*m}$	$E_\theta(\theta) = \frac{1}{\theta^3} \frac{2\theta_0}{m} \left(1 - \frac{\theta_0}{\theta}\right)^{\frac{2-m}{m}}$	m	$\theta_0 = \frac{m}{m+2}$
y -laminar	$v^* = (1 - r^*)^y$	$E_\theta(\theta) = \frac{1}{\theta^2} \frac{2}{y} \left(\frac{\theta_0}{\theta}\right)^{\frac{1}{y}} \left[1 - \left(\frac{\theta_0}{\theta}\right)^{\frac{1}{y}}\right]$	y	$\theta_0 = \frac{2}{y^2 + 3y + 2}$
Senoidal	$v^* = \left(\frac{1 + \cos(\pi r^*)}{2}\right)^\alpha$	$E_\theta(\theta) = \frac{1}{\theta^2} \frac{2}{\alpha\pi^2} \frac{\Phi}{\tan(\Phi/2)}$ e $\Phi = \arccos\left[2\left(\frac{\theta_0}{\theta}\right)^{\frac{1}{\alpha}} - 1\right]$	α	$\theta_0 \approx \frac{\alpha_0^p}{\alpha^p + \alpha_0^p}$ $\alpha_0 = 0.43072$ $p = 1.0183$
Exponencial	$v^* = \left(\frac{e - e^{r^*}}{e - 1}\right)^\beta$	$E_\theta(\theta) = \frac{1}{\theta^2} \frac{2}{\beta} \frac{\Omega}{(e - \Omega)} \ln(e - \Omega)$ e $\Omega = (e - 1) \left(\frac{\theta_0}{\theta}\right)^{\frac{1}{\beta}}$	β	$\theta_0 \approx \frac{a}{\beta^2 + b\beta + a}$ $a = 5.4204$ $b = 6.5342$

Fonte: Adaptado de Pegararo, Marangoni e Gut (2012)

Figura 4.2 – Perfis de velocidade adimensionais derivados do escoamento laminar não ideal em tubos



Fonte: O autor (2023)

4.1.3 Estruturação do modelo 2D

A equação diferencial parcial que representa o modelo 2D é proveniente da combinação da Equação (4.2) com a Equação (4.4), resultando na Equação (4.15). A difusividade térmica efetiva foi incluída no modelo para representar o aumento da transferência de calor devido ao escoamento em um tubo helicoidal.

$$v_z \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha_{eff} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (4.15)$$

A velocidade v_z na Equação (4.15) foi definida a partir dos perfis de velocidade dos modelos de DTR apresentados, de modo que o perfil de velocidade do modelo 2D represente a DTR de um tubo helicoidal. Para isso, ensaios de DTR foram realizados em um tubo helicoidal e modelos de DTR foram ajustados aos dados experimentais, conforme detalhado no capítulo 5. O perfil de velocidade do modelo que apresentou melhor ajuste foi substituído na Equação (4.15).

O modelo 2D desenvolvido neste trabalho é semiempírico, visto que o perfil de velocidade e as temperaturas foram determinados por experimentos de DTR e de troca

térmica, respectivamente. A Equação (4.15) foi resolvida pelo método de diferenças finitas em simulações para calcular o valor de α_{eff} e o valor de F foi calculado pela Equação (4.5). Detalhes das simulações do modelo são apresentados no capítulo 5.

4.1.4 Modelagem pelo método de diferenças finitas

O método de diferenças finitas é bastante utilizado na área de ciências e engenharia, principalmente na área de transferência de calor em problemas bidimensionais. É um método utilizado para resolver equações diferenciais parciais por meio da discretização do problema. As equações que regem o fenômeno devem avaliadas em todos os pontos do domínio computacional, chamados de pontos nodais (MAZUMDER, 2016).

A disposição dos pontos nodais interligados em um espaço é chamada de malha. Em cada ponto, as equações diferenciais são resolvidas numericamente respeitando as condições de contorno e iniciais estabelecidas para o problema e fornecem uma solução aproximada. Quanto mais refinada for a malha, isto é, quanto maior a quantidade de pontos nodais, maior a acurácia do resultado obtido e maior o esforço computacional requerido para resolver as equações (RAO, 2018)

Geralmente se utiliza uma aproximação da série de Taylor truncada para determinar numericamente a derivada da variável dependente em cada ponto nodal. Considerando um ponto i de uma malha unidimensional, existem três diferentes formas de decompor as derivadas: diferenças finitas centrais, diferenças finitas para frente e diferenças finitas para trás (GROSSMANN; ROOS; STYNES, 2007).

Utilizando como exemplo um tubo com variação de temperatura na direção axial, as Equações (4.16), (4.17) e (4.18) representam a aplicação do método conforme as diferenças finitas centrais (CFDM – *Central Finite Differences Method*), para frente (FFDM – *Forward Finite Differences Method*) e para trás (BFDM – *Backward Finite Differences Method*), respectivamente, considerando duas expansões da série de Taylor. Nesse caso, Δz representa um pequeno aumento ou diminuição de z que é o valor central ($z - \Delta z < z < z + \Delta z$).

$$\frac{dT}{dz} = \frac{T(z + \Delta z) - T(z - \Delta z)}{2(\Delta z)} + \varepsilon(\Delta z)^2 \quad (4.16)$$

$$\frac{dT}{dz} = \frac{T(z + \Delta z) - T(z)}{\Delta z} + \varepsilon(\Delta z) \quad (4.17)$$

$$\frac{dT}{dz} = \frac{T(z) - T(z - \Delta z)}{\Delta z} + \varepsilon(\Delta z) \quad (4.18)$$

O símbolo ε representa o erro obtido ao desprezar os termos de ordem superior da série de Taylor, que pode ser reduzido a valores não significativos pelo refinamento da malha (MAZUMDER, 2016).

De acordo com Croft e Lilley (1977) e Thomas (1995), o método CFDM geralmente fornece resultados mais precisos do que os métodos FFDM e BFDM. Isso porque as diferenças finitas centrais fornecem uma melhor estimativa das derivadas e, portanto, é a forma mais adequada do método de diferenças finitas para cálculos que exigem maior precisão.

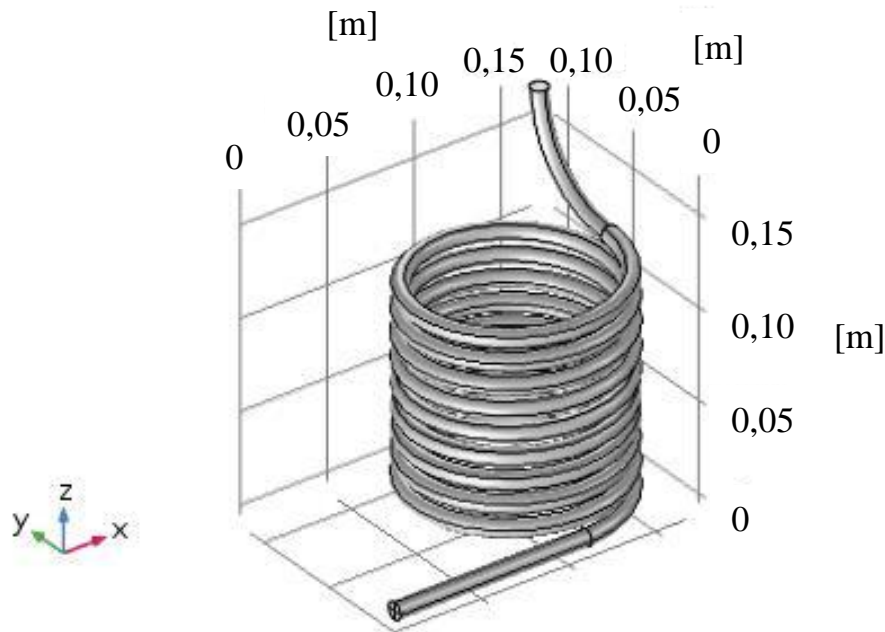
O gPROMS – *General Process Modelling System* é um *software* de modelagem e simulação de processos baseado na resolução de equações diferenciais pelo método de diferenças finitas. As equações que regem o fenômeno estudado são informadas manualmente pelo usuário em uma linguagem própria do software. Após informar valores iniciais para algumas variáveis, as equações são resolvidas simultaneamente (SPSE - SIEMENS PROCESS SYSTEMS ENGINEERING, 2019).

4.2 Modelo tridimensional (3D)

O modelo 3D foi desenvolvido para um estudo mais detalhado do escoamento e da troca térmica em um tubo helicoidal, com destaque para a circulação secundária não contemplada no modelo 2D de uma forma direta. O domínio computacional do modelo foi considerado como o fluido escoando dentro do tubo, ou seja, foi baseado no diâmetro interno do tubo. Neste trabalho, suas dimensões são baseadas em um tubo de retenção helicoidal de uma unidade de pasteurização (Armfield, Hampshire, UK), detalhado na seção de materiais e métodos.

A geometria considerada neste modelo é representada na Figura 4.3 em coordenadas cartesianas. O fluido entra pela parte inferior do tubo e percorre todo o tubo até a saída na parte superior. A modelagem do escoamento laminar e da transferência de calor partiu da Equação de Navier Stokes (Equação 2.11a) e do balanço de energia (Equação 2.12), respectivamente.

Figura 4.3 – Representação da geometria no modelo 3D



Fonte: O autor (2023)

As seguintes hipóteses foram utilizadas para este modelo: 1) estado estacionário; 2) escoamento laminar e incompressível; 3) temperatura de parede constante; 4) ausência de geração de calor por dissipação viscosa; 5) ação da força gravitacional sobre o escoamento foi considerada; 6) ausência de retromistura nas superfícies de contorno; 7) propriedades termofísicas variando com a temperatura e 8) tensor fluxo viscoso calculado como $\vec{\tau} = -\mu[\nabla\vec{v} + (\nabla\vec{v})^t] + \frac{2}{3}\mu\nabla\vec{v}$.

Após aplicação dessas hipóteses a equação de Navier-Stokes foi reduzida para a Equação (4.19) e o balanço geral de energia foi reduzido para a Equação (4.20).

$$\rho \frac{D\vec{v}}{Dt} = -\nabla p - \nabla \cdot \vec{\tau} + \rho \vec{g} \quad (4.19)$$

$$\nabla \cdot (\vec{v}\rho C_p T) = \nabla \cdot (k\nabla T) \quad (4.20)$$

As condições de contorno para resolver essas equações são detalhadas na Tabela 4.2, em que v_{in} é a velocidade do fluido na entrada do tubo e T_s é a temperatura da superfície do tubo. As duas condições na saída do tubo ($x = L$) foram impostas para cessar o escoamento e a transferência de calor: $p_L = 0$ e $\vec{q}'' = 0$, sendo p_L a pressão absoluta na saída do tubo.

O modelo foi resolvido em um software de CFD e as equações foram discretizadas pelo método de elementos finitos. Detalhes das simulações do modelo são apresentados no capítulo 5.

Tabela 4.2 – Condições de contorno de escoamento e de transferência de calor do modelo 3D

Condição de contorno	Escoamento	Transferência de calor
Entrada	$\vec{v} = v_{in}$	$T = T_{in}$
Saída	$p_L = 0$	$\vec{q}'' = 0$
Parede	$\vec{v} = 0$	$T = T_s$

Fonte: O autor (2023)

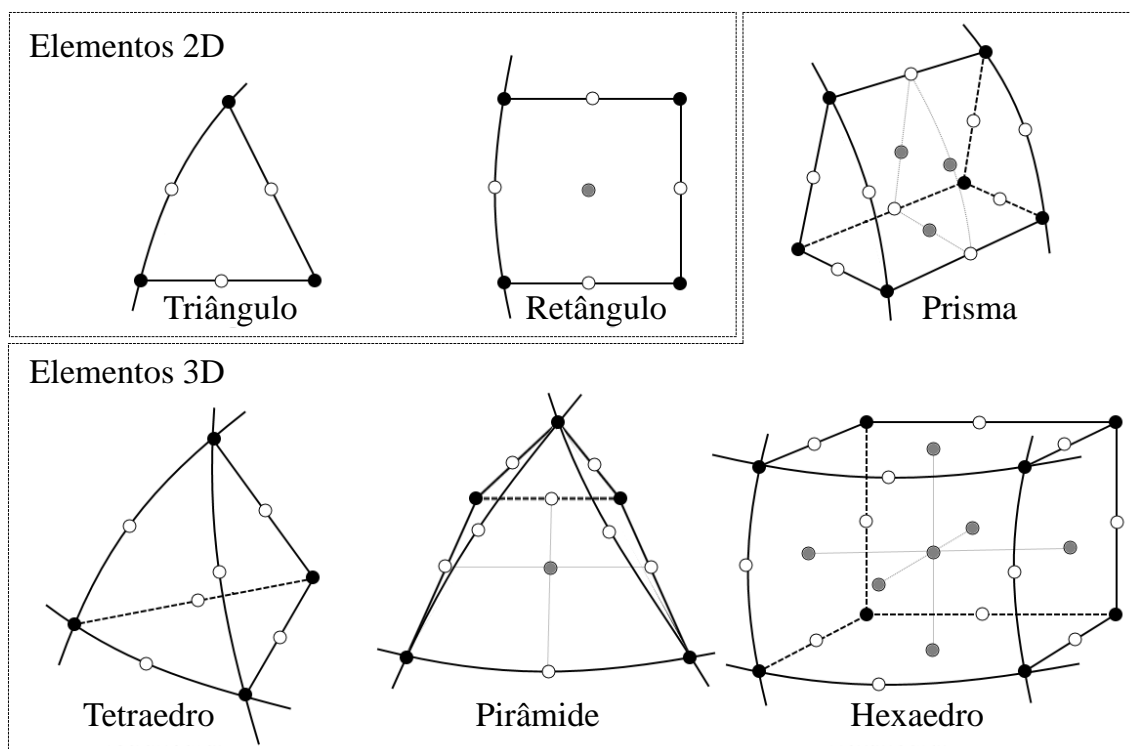
4.2.1 Modelagem pelo método de elementos finitos

O método de elementos finitos consiste em discretizar o domínio em pequenos subdomínios chamados de elementos. Os elementos podem assumir diferentes formatos dependendo da geometria do problema e são interconectados em juntas chamados de pontos nodais, que geralmente se encontram na fronteira de cada elemento (RAO, 2018). O COMSOL *Multiphysics* (COMSOL Inc., Stockholm, Sweden) é um exemplo de *software* que utiliza desse método.

Os elementos em problemas bidimensionais e tridimensionais geralmente são derivados de geometrias triangulares ou de quadriláteros, conforme exemplificado pela Figura 4.4, ou ainda pela combinação de diferentes elementos dependendo do caso. É comum a utilização de elementos tetraédricos ou hexaédricos, já que podem ser gerados para diversos casos por ferramentas automáticas de criação da malha. No entanto, Mansour et al. (2020) destacam que malhas tetraédricas possuem uma grande difusão numérica porque nem todos os elementos estão alinhados com o sentido do escoamento, o que pode comprometer o modelo. É recomendado o uso de malhas compostas por poliedros ou hexaedros.

Uma vez definidas a malha e as físicas do modelo, isto é, os fenômenos que se deseja estudar, as condições de contorno devem ser selecionadas para cada física. Em problemas de escoamento e transferência de calor, por exemplo, condições de entrada e de saída de um fluido escoando por um tubo em termos de temperatura, velocidade e pressão, normalmente são necessárias. Essa etapa influencia diretamente os resultados obtidos, visto que as equações que regem os fenômenos são simplificadas de acordo com as condições escolhidas (MAZUMDER, 2016).

Figura 4.4 – Exemplos de composição da malha: elementos bidimensionais e elementos tridimensionais



Fonte: Adaptado de (RAO, 2018)

O processo de resolução das equações consiste em aproximações das equações diferenciais por polinômios. Geralmente são necessários valores de entrada para alguns parâmetros do processo, como temperatura, concentração, valores das propriedades físicas dos materiais, etc., para resolver as equações. Tais valores podem ser obtidos na literatura, por meio de experimentos ou utilizando a própria biblioteca de materiais do *software* utilizado. No caso de alimentos, sua composição diversificada pode tornar a modelagem mais complexa (TRYSTRAM, 2012).

Existem dois principais métodos para obter a solução do modelo: modo segregado ou acoplado. Ambos são algoritmos de integração implícitos para equações diferenciais parciais. O método segregado resolve separadamente as equações das diferentes físicas do modelo e geralmente requer um número maior de iterações e de tempo computacional comparado ao método acoplado, que gera apenas um conjunto de equação para resolver todas as físicas do modelo. A desvantagem deste último método é a maior exigência de memória do computador para resolver o modelo (SULTTAN; ROHANI, 2019).

O método de elementos finitos fornece uma sequência de soluções aproximadas que devem convergir para um critério estabelecido em cada problema. De maneira geral, para atingir a convergência é necessário que a variável estudada e sua derivada sejam

contínuas e que as derivadas parciais possam ser representadas por polinômios de interpolação (RAO, 2018).

Uma maneira mais direta de verificar a convergência do modelo é pela tolerância, um valor informado pelo usuário cuja função é interromper a execução da simulação quando o valor do erro entre iterações for menor do que o valor da tolerância máxima permitida. Quanto menor a tolerância, maior o tempo computacional para concluir a simulação. Seu valor varia dependendo das físicas envolvidas no processo, mas valores de 10^{-5} a 10^{-9} são bastante comuns na literatura para problemas de escoamento, transferência de calor e transporte de massa (DARZI; ABUZADEH; OMIDI, 2021; MANSOUR et al., 2020; MANSOUR; THÉVENIN; ZÄHRINGER, 2020; NAPHON et al., 2021; VOCALE et al., 2019).

O resultado da simulação do modelo matemático precisa ser verificado e validado para o modelo ser considerado confiável e fiel aos fenômenos representados. A verificação pode ser de dois tipos: verificação do código, para corrigir erros nos algoritmos numéricos, malhas e condições de contorno; e verificação da solução, que consiste em comparar a solução numérica com a solução analítica da mesma equação (caso exista) ou com uma solução numérica de referência na literatura. O processo de determinar o quanto um modelo é capaz de representar o fenômeno desejado é chamado de validação, que consiste na comparação dos resultados do modelo com valores experimentais ou com uma solução de referência da literatura. É uma etapa importante e necessária para dar credibilidade ao modelo desenvolvido (OBERKAMPF, 2004; MAZUMDER, 2016).

5 MATERIAIS E MÉTODOS

Este capítulo está dividido em três subseções: fluidos de trabalho, etapa experimental e etapa computacional. Primeiro serão apresentados os fluidos utilizados nos experimentos e nas simulações dos modelos; em seguida serão descritos os experimentos de DTR e de troca térmica, visto que são necessários para a simulação dos modelos; e por fim são apresentados os detalhes das simulações dos modelos 2D e 3D apresentados no capítulo 4.

5.1 Fluidos de trabalho

Foram utilizados dois fluidos de trabalho para os estudos do escoamento e da transferência de calor: solução aquosa de carboximetilcelulose (CMC) com fração mássica $x_{CMC} = 1\%$ (fluido não Newtoniano pseudoplástico) e uma mistura de água e glicerina com fração mássica $x_{glic} = 80\%$ (fluido Newtoniano). Esses fluidos foram selecionados para representar alimentos líquidos, como purês e alguns sucos de fruta (DANTAS; GUT, 2018; PHAOKUNTHA; POONLARP; PONGSIRIKUL, 2014; SALEHI, 2020).

As propriedades termofísicas desses fluidos foram calculadas por correlações da literatura que são apresentadas adiante no texto. Quando se consideram propriedades variando com a temperatura, a taxa de transferência de calor pode diferir consideravelmente do caso de propriedades constantes. Esse efeito é mais pronunciado para o caso de temperatura de parede constante, em que a parede apresenta uma temperatura bastante diferente do centro do tubo (CHHABRA; RICHARDSON, 1999).

5.1.1 Propriedades termofísicas da água líquida

As propriedades da água foram calculadas de acordo com as correlações disponíveis em Yaws (1999), exceto para a condutividade térmica e a viscosidade. Todas as temperaturas (T) são em Kelvin nas correlações.

- Densidade da água válida para o intervalo de temperatura de 0 e 373 °C, sendo 1000 na correlação o fator de conversão de g.mL^{-1} para kg.m^{-3} ;

$$\rho_{H2O} = 1000 \cdot 0,347 \cdot 0,274^{-(1-T/647)^{0,286}} \quad (5.1)$$

- Calor específico da água em $\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ válido para o intervalo de temperatura de 0 a 342 °C, sendo 18 g/mol a massa molar da água e 1000 a conversão de g para kg;

$$C_{P,H2O} = (92,1 - 4,00 \cdot 10^{-2} T - 2,11 \cdot 10^{-4} T^2 + 5,35 \cdot 10^{-7} T^3) \cdot \frac{1000}{18} \quad (5.2)$$

- Condutividade térmica da água em $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ válida para o intervalo de temperatura de 0 a 99 °C (SHARQAWY, 2013);

$$k_{H_2O} = 0,797015 \cdot \left(\frac{T}{300}\right)^{-0,194} - 0,251242 \cdot \left(\frac{T}{300}\right)^{-4,717} + 0,096437 \cdot \left(\frac{T}{300}\right)^{-6,385} - 0,032696 \cdot \left(\frac{T}{300}\right)^{-2,134} \quad (5.3)$$

- A viscosidade dinâmica da água foi calculada pela correlação proposta por Cheng (2008), válida para o intervalo de temperatura de 0 a 100 °C. O valor 0,001 é o fator de conversão de cP para Pa.s.

$$\mu_{H_2O} = 0,001 \cdot 1790 \cdot \exp\left[\frac{T(-1230 - T)}{36100 + 360T}\right] \quad (5.4)$$

5.1.2 Propriedades termofísicas da mistura de glicerina e água

A mistura de água e glicerina foi preparada a partir de uma solução de glicerina P.A. (Labsynth, São Paulo, Brasil) e água destilada em bateladas de 5 kg, com fração mássica de 80 % de glicerina (x_{glic}). Foi utilizada uma balança semianalítica modelo MK-3000E (YMC Co., Kyoto, Japan) para pesagem dos fluidos na proporção de 4 kg de glicerina para 1 kg de água, mantendo sob agitação constante pelo agitador mecânico modelo 715 (Fisatom, São Paulo, Brasil) por 1 h para completa homogeneização.

As propriedades da solução de glicerina pura foram calculadas de acordo com as correlações disponíveis em Yaws (1999), todas com a temperatura em Kelvin, e são listadas a seguir: propriedade da glicerina pura seguida da mesma propriedade para a mistura de água e glicerina com $x_{glic} = 80\%$, baseado nas frações mássicas dos dois componentes.

- Densidade da glicerina válida para o intervalo de temperatura de 18 a 450 °C, sendo 1000 o fator de conversão de g.mL^{-1} para kg.m^{-3} ;

$$\rho_{glic} = 1000 \cdot 0,349 \cdot 0,249^{-(1-T/723)^{0,154}} \quad (5.5)$$

$$\rho_{glic80} = \frac{1}{\left(\frac{x_{glic}}{\rho_{glic}} + \frac{1-x_{glic}}{\rho_{H_2O}}\right)} \quad (5.6)$$

- Condutividade térmica da glicerina em $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ válida para o intervalo de temperatura de 20 a 277 °C;

$$k_{glic} = 10^{-0,355 - 0,210 \cdot (1 - T/723)^{2/7}} \quad (5.7)$$

$$k_{glic80} = \left(k_{glic} \cdot \frac{x_{glic}/\rho_{glic}}{x_{glic}/\rho_{glic} + (1 - x_{glic})/\rho_{H2O}} \right) + \left(k_{H2O} \cdot \frac{(1 - x_{glic})/\rho_{H2O}}{x_{glic}/\rho_{glic} + (1 - x_{glic})/\rho_{H2O}} \right) \quad (5.8)$$

- Calor específico da glicerina em $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ válido para o intervalo de temperatura de 19 a 378 °C, sendo 92,1 g/mol a massa molar da glicerina e 1000 a conversão de g para kg;

$$C_{P,glic} = (132 + 8,60 \cdot 10^{-1} T - 1,97 \cdot 10^{-3} T^2 + 1,81 \cdot 10^{-6} T^3) \cdot \frac{1000}{92,1} \quad (5.9)$$

$$C_{P,glic80} = x_{glic} \cdot C_{P,glic} + (1 - x_{glic}) \cdot C_{P,H2O} \quad (5.10)$$

- A viscosidade dinâmica da glicerina foi calculada pela correlação proposta por Cheng (2008), válida para o intervalo de temperatura de 0 a 100 °C. O valor de 0,001 é o fator de conversão de cP para Pa.s.

$$\mu_{glic} = 0,001 \cdot 12100 \cdot \exp \left[\frac{T(-1233 + T)}{9900 + 70T} \right] \quad (5.11)$$

$$\mu_{glic80} = (\mu_{H2O})^{\alpha_{visc}} \cdot (\mu_{glic})^{1 - \alpha_{visc}} \quad (5.12)$$

$$\alpha_{visc} = (1 - x_{glic}) + \frac{a_{visc} \cdot b_{visc} \cdot x_{glic} \cdot (1 - x_{glic})}{a_{visc} \cdot x_{glic} + b_{visc} \cdot (1 - x_{glic})} \quad (5.13)$$

$$a_{visc} = 0,705 - 0,0017 \cdot T \quad (5.14)$$

$$b_{visc} = (4,9 + 0,036 \cdot T) \cdot a^{2,5} \quad (5.15)$$

Por conveniência, neste trabalho refere-se por “mistura de glicerina e água” a mistura de glicerina e água com fração mássica de 80 % de glicerina.

5.1.3 Propriedades termofísicas da solução de CMC

A solução de CMC foi preparada a partir do sal sódico (Labsynth, São Paulo Brasil) e água da rede em bateladas de 10 kg, com fração mássica de 1 % de CMC (x_{CMC}). Foi utilizada uma balança semianalítica modelo MK-3000E (YMC Co., Kyoto, Japan) para pesar 100 g de CMC (0,1 kg de soluto) adicionada a 9,9 kg de água (solvente) sob agitação constante pelo agitador mecânico modelo 715 (Fisatom, Brasil), por 4 h. A solução obtida foi deixada em repouso por 24 h para homogeneização.

As propriedades da solução de CMC foram calculadas de acordo com as correlações propostas por Carezzato et al. (2007), obtidas por meio de experimentos. As propriedades são utilizadas nos números adimensionais e nas equações de conservação descritos na seção 2, com algumas modificações por ser um fluido não-Newtoniano.

- A densidade foi calculada pela correlação proposta para água na Equação (5.1), visto que foi dissolvida uma pequena quantidade relativa de CMC. Portanto, considerou-se $\rho_{H_2O} = \rho_{CMC}$;
- Condutividade térmica em $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ válida para temperaturas de 4 a 80 °C e para soluções de CMC com $x_{CMC} = 1$ %;

$$k_{CMC} = 5,79 \cdot 10^{-1} + 2,04 \cdot 10^{-3} T - 1,09 \cdot 10^{-5} T^2 \quad (5.16)$$

- O calor específico apresentou baixa dependência no intervalo de temperatura analisado (5 a 78 °C). Portanto, os autores consideraram um valor médio para a propriedade $C_{P,CMC} = 4173 \pm 25 J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$;
- Os parâmetros reológicos, índice de consistência K ($Pa \cdot s^n$) e índice de comportamento n (-), foram correlacionados com a temperatura no intervalo de 5 a 75 °C, sob taxa de cisalhamento $\dot{\gamma}$ entre 85 e 1600 s^{-1} (cobre a faixa experimental no presente trabalho). A temperatura (T) nessas correlações é em Kelvin;

$$K = 2,259 \cdot 10^{-4} \cdot \exp\left(\frac{2,298 \cdot 10^4}{8,314 \cdot T}\right) \quad (5.17)$$

$$n = 7,078 \cdot 10^{-2} \cdot \exp(5,845 \cdot 10^{-3} T) \quad (5.18)$$

- A viscosidade generalizada μ_g foi calculada conforme a Equação (2.6) apresentada anteriormente.

Por conveniência, neste trabalho refere-se por “solução de CMC” a solução aquosa preparada com fração mássica de 1 % de CMC.

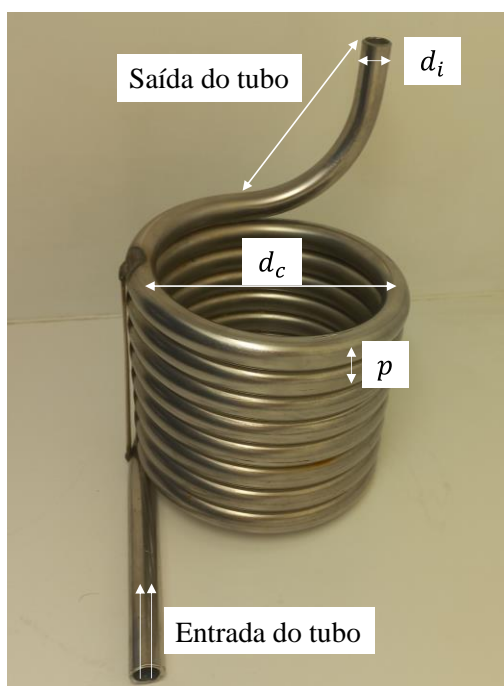
5.2 Etapa experimental

O tubo de retenção com geometria helicoidal de uma unidade de pasteurização (Armfield, Hampshire, UK), mostrado na Figura 5.1, foi utilizado para testar e validar os modelos propostos no capítulo 4 por meio de ensaios experimentais de troca térmica e de DTR. As principais dimensões do tubo foram medidas: diâmetro interno $d_i = 9,3$ mm, diâmetro externo $d_e = 12,7$ mm, diâmetro da hélice $d_c = 107$ mm, distância entre voltas

adjacentes $p = 12,7$ mm e $n = 9$ voltas. O volume interno fornecido pelo fabricante é de 200 mL.

O comprimento total do tubo é composto de um trecho reto na entrada, medido por uma fita métrica (0,11 m); um trecho helicoidal, calculado pela Equação (4.1) com $n = 9$ (2,67 m) e um trecho de curva na saída do tubo, calculado pela Equação (4.1) com $n = 1/4$ (0,07 m). Somando esses valores o comprimento total obtido foi $L = 2,85$ m, que corresponde a um volume interno de 194 mL (calculado por $V = \pi r_i^2 L$).

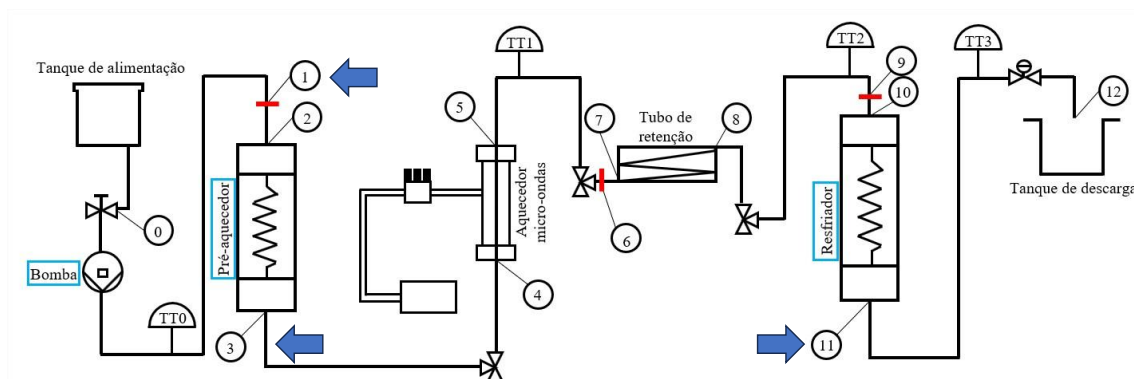
Figura 5.1 – Tubo helicoidal utilizado nos experimentos de DTR e troca térmica



Fonte: O autor (2023)

Para promover o escoamento dos fluidos quentes ou frios, o tubo helicoidal foi conectado a uma unidade piloto de pasteurização contínua *Microwave Lab25-UHT/HTST EHVH* (MicroThermics, North Carolina, EUA). A unidade de pasteurização em questão é representada pela Figura 5.2, com destaque para as seções utilizadas: a bomba (entre os pontos 0 e 1), o pré-aquecedor (entre os pontos 2 e 3) e o resfriador (entre os pontos 10 e 11).

Figura 5.2 - Representação da unidade de pasteurização com destaque para os equipamentos utilizados (contornos) e as regiões onde o tubo foi conectado (setas)



Fonte: Adaptado de Siguemoto et al. (2018b)

O equipamento possui vazão nominal de 0,5 L/min e máxima de 3,0 L/min e atinge temperaturas de até 150 °C. As variáveis do processo foram monitoradas em um painel integrado ao equipamento, que mostra informações sobre a vazão, a temperatura e a pressão por meio de controladores e sensores distribuídos ao longo do processo.

O transporte do fluido de trabalho foi realizado por uma bomba de deslocamento positivo do tipo monofuso excêntrico (modelo C42D2BFK3C - LEESON, Wisconsin, EUA), informando o valor da vazão desejada no painel do equipamento. Os valores de vazão são constantes, monitorados por um sensor de vazão e conferidos por uma curva de calibração (PIRES, 2016).

O pré-aquecedor é um trocador de calor tipo serpentina em casco com isolamento térmico e fluxo contracorrente, e suas dimensões foram medidas: diâmetro interno do tubo 7,7 mm, diâmetro externo do casco 16 cm e altura do casco 51 cm. O aquecimento do circuito de água (fluido utilidade) é realizado por uma resistência elétrica e os valores de temperatura desejados são informados no painel do equipamento.

O resfriador também é um trocador de calor tipo serpentina em casco com isolamento térmico e fluxo contracorrente, e suas dimensões foram medidas: diâmetro interno do tubo 9,4 mm, diâmetro externo do casco 16 cm e altura do casco 50 cm. A água de resfriamento é fornecida por um *Chiller* (modelo MAS-5-RI-220/C - Mecalor, São Paulo, Brasil) externo ao equipamento e em circuito fechado. A temperatura é controlada no próprio *Chiller* na faixa operacional de 5 a 35 °C.

As tubulações da unidade de pasteurização possuem diâmetro nominal de 3/8" (diâmetro interno de 7,7 mm) ou 1/2" (diâmetro interno de 9,4 mm) dependendo da etapa, sendo o material da tubulação aço inoxidável (MGNewell, EUA).

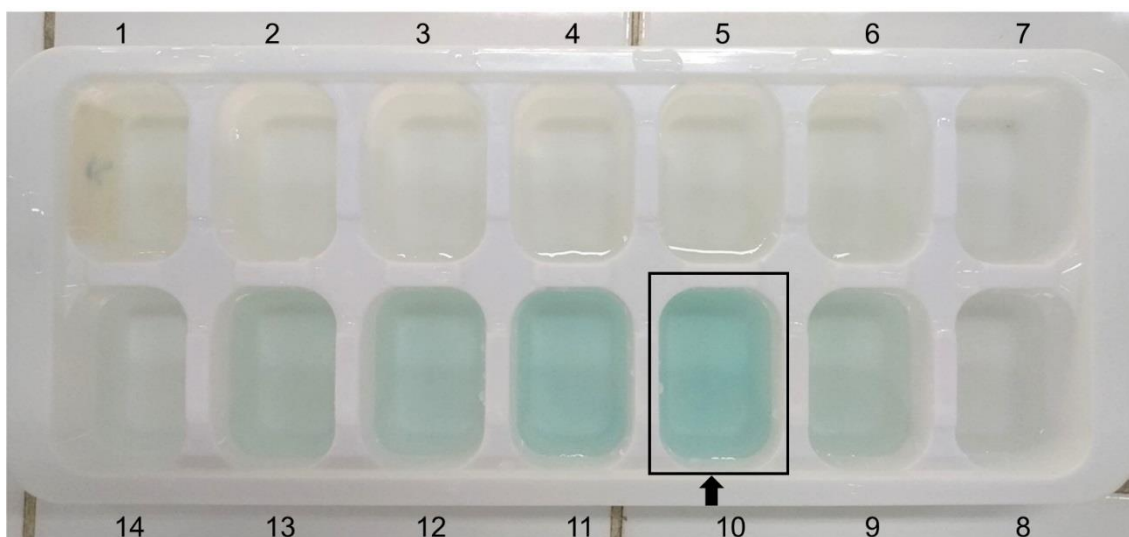
5.2.1 Ensaios de DTR

Ensaios de DTR isotérmicos foram realizados no tubo helicoidal por método colorimétrico, utilizando como traçador azul de metileno dissolvido no fluido de trabalho (solução de CMC ou mistura de glicerina e água) na concentração de 160 mg/L. Foi mantida temperatura ambiente entre 20 e 25 °C durante os ensaios e foram consideradas quatro condições de vazão: 0,5, 1,0, 1,5 e 2,0 L/min. Para cada vazão e cada fluido foram realizadas três repetições.

Seringas de insulina de 1 mL foram utilizadas para introduzir o traçador no sistema. Foi introduzido 0,3 mL de traçador perfurando uma mangueira de silicone conectada na entrada do tubo. Foi considerada uma injeção instantânea por conta do pequeno volume de traçador introduzido (0,3 mL em 1 s).

Amostras do fluido foram coletadas regularmente na saída do processo a cada 1 s, totalizando 28 amostras por repetição. Cada ensaio foi considerado concluído quando todo o traçador saiu do tubo de retenção, ou seja, por inspeção visual da cor das amostras coletadas conforme exemplificado na Figura 5.3. A região de azul mais intenso destacado na figura corresponde ao pico da curva $E(t)$, que é atenuado com o passar do tempo até retornar ao aspecto original da solução conforme as amostras de 1 a 7 (sem de traçador).

Figura 5.3 - Exemplo de amostra coletada nos ensaios de DTR



Fonte: O autor (2023)

Após a coleta, as amostras foram homogeneizadas manualmente para medição da absorbância em um espectrofotômetro de bancada modelo 700 Plus (FEMTO, São Paulo, Brasil). Foi utilizada uma cubeta de quartzo com caminho ótico de 10 mm para medir a absorbância das amostras no comprimento de onda de 665 nm, que corresponde a faixa espectral mais próxima do azul de metileno (DANTAS; PEGORARO; GUT, 2014;

KACKER; REGENSBURG; KRAMER, 2017). As cubetas foram lavadas com água destilada entre cada amostra para evitar erros de medição.

Testes foram realizados com a mistura do traçador com o fluido (solução de CMC ou mistura de glicerina e água) para verificar a validade da lei de Beer-Lambert, isto é, se a absorvância (A) é proporcional a concentração até um valor máximo de 1,0 de absorvância (MÄNTELE; DENIZ, 2017). Foi constatado que $A < 1$, portanto, a lei de Beer-Lambert foi válida para os ensaios de DTR. Os valores de absorvância substituíram os valores de concentração para o cálculo de $E(t)$ conforme a Equação (5.19), em que $A(t)$ é a absorvância da solução em função do tempo e A_0 é a absorvância inicial da solução.

$$E(t) = \frac{C(t) - C_0}{\int_0^\infty C(t) - C_0 dt} = \frac{A(t) - A_0}{\int_0^\infty A(t) - A_0 dt} \quad (5.19)$$

Os modelos de DTR descritos na seção 4.1.2 (convecção generalizada, y -laminar, m -laminar, exponencial e senoidal) foram ajustados aos dados experimentais de $E(t)$. O parâmetro de cada modelo e os respectivos tempos médios de residência foram ajustados por regressão não linear conforme a Equação (5.20), em termos da minimização do somatório dos erros quadráticos ($MSEQ$) entre os valores experimentais $E(t)_{exp}$ e ajustados pelo modelo $E(t)_{modelo}$.

$$MSEQ = \min \left[\sum_i^n (E(t)_{exp,i} - E(t)_{modelo,i})^2 \right] \quad (5.20)$$

Foi utilizada a ferramenta Solver do software Excel (Microsoft, EUA) para a realização do ajuste por método GRG não linear, utilizando como estimativa inicial o tempo médio de residência experimental e valores arbitrários para o parâmetro de cada modelo.

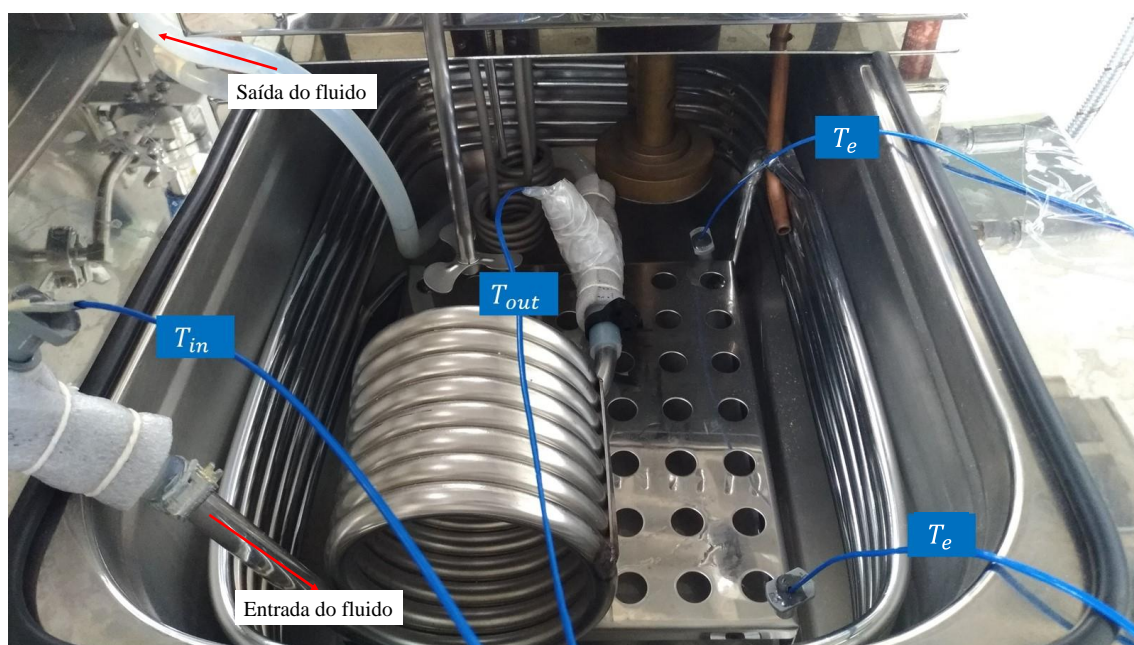
5.2.2 Ensaios contínuos de aquecimento e de resfriamento

Os ensaios térmicos de aquecimento e de resfriamento no tubo helicoidal da Figura 5.1 foram realizados em um banho ultratermostático com agitação (modelo MA184/30/-15A150 - Marconi, São Paulo, Brasil). O tubo foi imergido no banho contendo água quente ou fria sob temperatura e agitação constantes, enquanto o fluido de trabalho (glicerina ou CMC) escoou dentro do tubo nas vazões de 0,5, 1,0, 1,5 e 2,0 L/min. Foi utilizado um agitador mecânico adicional (modelo 715 – Fisatom, Brasil) para intensificar a mistura no banho.

Termopares de junta exposta (IOPE, Brasil) conectados a um sistema de aquisição de dados cDAQ-9172 (National Instruments, Texas, EUA) foram posicionados na entrada (T_{in}) e na saída (T_{out}) do tubo e na água do banho térmico (T_e) em duas posições diferentes. Os termopares da entrada e da saída do tubo foram acoplados em uma conexão tipo “T” para posicionar a junta do termopar no centro do tubo por onde escoa o fluido.

Um exemplo de montagem do experimento é mostrado na Figura 5.4. Foi adicionado isolamento térmico nas regiões de medição de temperatura para reduzir trocas de calor com o ambiente entre o extremo do tubo e o ponto de medição de temperatura.

Figura 5.4 - Exemplo de montagem dos ensaios de aquecimento e de resfriamento no tubo helicoidal



Fonte: O autor (2023)

O registro das temperaturas foi iniciado no software LabView (National Instruments, Texas, EUA) no momento que o sistema atingiu regime permanente, considerando quando as temperaturas apresentaram variação de no máximo $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ durante as medições. As temperaturas foram registradas a cada um segundo em ensaios com duração de um minuto e sem repetições. As condições experimentais são mostradas na Tabela 5.1, em que “A” representa ensaios de aquecimento e “R” representa ensaios de resfriamento.

Tabela 5.1 – Condições dos ensaios de aquecimento e de resfriamento para a mistura de glicerina e água e para a solução de CMC: temperaturas de entrada, temperaturas do banho térmico e vazões

Experimento	T_{in} (°C)	T_e (°C)	Q (L/min)
A1	20	80	0,5/1,0/1,5/2,0
A2	30	80	0,5/1,0/1,5/2,0
A3	40	80	0,5/1,0/1,5/2,0
A4	50	80	0,5/1,0/1,5/2,0
R1	60	10	0,5/1,0/1,5/2,0
R2	70	10	0,5/1,0/1,5/2,0
R3	80	10	0,5/1,0/1,5/2,0
R4	90	10	0,5/1,0/1,5/2,0

Fonte: O autor (2023)

Após obtenção do histórico da temperatura, foi calculada a média das leituras de temperatura para obter os valores de T_{in} e T_{out} em cada condição. Uma temperatura média T_m foi calculada como a média aritmética entre as temperaturas de entrada e de saída, $T_m = (T_{in} + T_{out})/2$. As propriedades termofísicas na etapa experimental foram calculadas nessa temperatura média.

Considerando que há mais de uma resistência térmica para a troca de calor entre o fluido dentro do tubo e o fluido do meio externo, o coeficiente global de troca térmica experimental (U_{exp}) foi estimado pela Equação (5.21) em termos da superfície externa, em que a taxa de variação de entalpia ($q = \rho Q C_p \Delta T$) foi considerada igual a taxa de troca térmica global no tubo ($q = U_{exp} A_{s,e} \Delta T_{MLDT}$), $\Delta T = T_{out} - T_{in}$ e ΔT_{MLDT} foi calculado pela Equação (2.26) em relação a temperatura do meio externo (T_e ao invés de T_s).

$$U_{exp} = \frac{\rho Q C_p \Delta T}{A_{s,e} \Delta T_{MLDT}} \quad (5.21)$$

Utilizando o conceito de resistências térmicas definido anteriormente pela Equação (2.29), foram consideradas três contribuições para coeficiente global de troca térmica: uma parcela condutiva devido à condução de calor na parede do tubo; uma parcela convectiva devido ao escoamento dentro do tubo (fluido escoando) e uma parcela

convectiva devido ao escoamento sobre a superfície externa do tubo (água no banho ultratermostático).

Com relação à parcela condutiva, foi considerada apenas condução pela parede do tubo, sendo o material aço inoxidável AISI 316, com condutividade térmica de $13,4 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ na temperatura de 300 K (INCROPERA et al., 2011). Não foram consideradas incrustações na parede do tubo. No caso da segunda parcela convectiva, o coeficiente de convecção do meio externo (h_e) foi determinado em experimentos pelo método de capacitância concentrada (*lumped capacitance*), que são descritos no capítulo 5.2.3.

O coeficiente convectivo do meio interno (mistura de glicerina e água ou solução de CMC) foi calculado a partir da Equação (2.29) isolando h_i , resultando na Equação (5.22). O valor de h_i pode ser utilizado para estimar a taxa de troca térmica, a temperatura do fluido interno ou então calcular o número de Nusselt. O valor de U_{exp} foi calculado pela Equação (5.21) e h_e foi obtido experimentalmente conforme descrito no capítulo 5.2.3.

$$h_i = \frac{\left(\frac{1}{2\pi r_i L}\right)}{\left(\frac{1}{U_{exp} \cdot A_s} - \frac{\ln(r_e/r_i)}{k_s 2\pi L} - \frac{1}{h_e 2\pi r_e L}\right)} \quad (5.22)$$

O número de Nusselt experimental (Nu_{exp}) do fluido interno foi calculado pela Equação (5.23) nas condições experimentais da Tabela 5.1 utilizando o valor de h_i . O comprimento característico para tubos é o diâmetro interno do tubo (d_i) e a condutividade térmica dos fluidos foram calculadas pelas correlações apresentadas na seção 5.1.

$$Nu_{exp} = \frac{h_i d_i}{k} \quad (5.23)$$

Em seguida, foram ajustadas correlações para o número de Nusselt em função do número de Prandtl e Dean no formato $Nu = a \cdot De^b \cdot Pr^c$. O número de Prandtl foi calculado pela Equação (2.31) e o número de Dean foi calculado pela Equação (3.1), sendo que as propriedades termofísicas foram calculadas na temperatura média T_m . Os valores experimentais de Nusselt (Equação 5.23) foram comparados com os valores preditos pela correlação.

Na correlação proposta para o número de Nusselt, o valor do expoente c foi fixado em 1/3 (JANSSEN; HOOGENDOORN, 1978; SEBAN; MCLAUGHLIN, 1963). Testes preliminares indicaram que a inclusão do termo de correção da viscosidade na parede

(μ_p), normalmente presente em correlações de Nusselt, não foi necessária, visto que o ajuste sempre atribuiu o valor de 0 para o expoente do termo (μ_p/μ).

O critério do ajuste foi a minimização do somatório de erros quadráticos (Equação 5.24) entre os valores de Nusselt experimentais (Nu_{exp}) e os valores obtidos pelo ajuste da correlação proposta (Nu_{aj}). Foi utilizada a ferramenta Solver do software Excel (Microsoft, EUA) para a realização do ajuste por método GRG não linear. Diversos valores de estimativa inicial foram testados com o objetivo de evitar mínimos locais.

$$MSEQ = \min \left[\sum_i^n (Nu_{exp,i} - Nu_{aj,i})^2 \right] \quad (5.24)$$

5.2.3 Ensaio para determinação do coeficiente convectivo do meio externo

O método de capacitância concentrada (*lumped capacitance*) foi utilizado para determinar experimentalmente o coeficiente de convecção do meio externo sobre a parede externa do tubo (h_e), visto que é necessário para resolver o modelo 2D e para calcular o valor de h_i .

Foi utilizada a metodologia descrita por Incropera et al. (2011), em que um sólido com temperatura T_0 é exposto a um meio externo fluido com temperatura $T_e \neq T_0$ enquanto a temperatura da superfície do sólido é registrada em função do tempo. Trata-se de um problema transiente de condução em que se pode considerar que o sólido apresenta temperatura uniforme ao longo do processo de aquecimento ou resfriamento.

As principais hipóteses desse método são: 1) temperatura do meio externo uniforme, afastada do sólido; 2) coeficiente de convecção do meio externo uniforme ao longo da superfície do sólido; 3) temperatura do sólido espacialmente uniforme em qualquer instante de tempo durante o experimento, ou seja, o gradiente de temperatura no sólido é desprezível. A validade da hipótese 3) pode ser verificada pelo número de Biot (Bi), um grupo adimensional definido como a razão entre as resistências térmicas no interior de um sólido e do fluido em contato com a superfície. Pode ser calculado pela Equação (5.25):

$$Bi = \frac{h l}{k_s} \quad (5.25)$$

em que k_s é a condutividade térmica do sólido e l é o comprimento característico da geometria. O comprimento característico é calculado pela razão entre o volume de sólido (V_s) e sua área superficial externa ($A_{s,e}$). Considerando um tubo vazio e desprezando a

massa de ar no seu interior, $V_s = \pi(r_e^2 - r_i^2)L$ e $A_{s,e} = 2\pi r_e L$. A hipótese de temperatura uniforme do sólido é aceitável para pequenos valores de Biot ($Bi < 0,1$) (INCROPERA et al., 2011).

Considerando um sólido perdendo calor por convecção para um meio externo, o balanço de energia no sólido para uma situação de $Bi < 0,1$ fornece a Equação (5.26).

$$-h_e A_{s,e} (T - T_e) = \rho V_s C_p \frac{dT}{dt} \quad (5.26)$$

Separando as variáveis e integrando de um estado inicial $t = 0$ com o sólido na temperatura T_0 (conhecida) até um estado t com temperatura $T(t)$, a Equação (5.27) foi obtida. Com dados experimentais de temperatura em função do tempo, o coeficiente de convecção h_e pode ser obtido por ajuste de uma curva. Em condições de alta agitação, pode-se considerar que h_e é um valor médio.

$$\frac{T(t) - T_e}{T_0 - T_e} = \exp\left(-\frac{h_e A_{s,e}}{\rho V_s C_p} t\right) \quad (5.27)$$

O tubo helicoidal da Figura 5.1, a uma dada temperatura inicial e sem escoamento interno (preenchido com ar), foi lacrado e imergido no banho ultratermostático com agitação intensa promovida por um agitador mecânico (modelo 715 - Fisatom, Brasil) em condições de aquecimento e de resfriamento baseadas nos ensaios contínuos (seção 5.2.2). Nos ensaios de aquecimento, a temperatura inicial do tubo foi $T_0 = 10$ °C e a temperatura do meio externo $T_e = 80$ °C; e nos ensaios de resfriamento, as temperaturas foram invertidas ($T_0 = 80$ °C e $T_e = 10$ °C).

A mudança de temperatura da superfície do tubo foi medida por um termopar de junta exposta (IOPE, Brasil) fixado na superfície externa do tubo com pasta térmica ($k = 11 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$) para um melhor contato com a parede do tubo. Dados de temperatura foram coletados a cada 1 s até a temperatura do tubo atingir a temperatura igual ou muito próxima de T_e (aproximadamente um minuto). O número de Biot foi calculado para conferir a validade do modelo ($Bi < 0,1$).

Posteriormente, o parâmetro h_e na Equação (5.27) foi ajustado por regressão não linear, utilizando como critério a minimização de erros quadráticos entre os valores calculados e experimentais de temperatura em função do tempo ($T(t)_{calc}$ e $T(t)_{exp}$, respectivamente). O valor de T_0 foi ajustado junto com h_e para um melhor ajuste da curva.

5.3 Etapa computacional

Nessa seção são apresentadas as condições de simulação dos modelos 2D e 3D, as variáveis avaliadas e os testes de refinamento da malha.

5.3.1 Simulação do modelo 2D

O modelo 2D para representar o escoamento laminar e a transferência de calor em um tubo helicoidal foi resolvido pelo método de diferenças finitas no *software* gPROMS versão 6.0.2 (Process Systems Enterprise, UK), utilizando um computador com processador Intel® Core™ i7-8700 de 3,2 GHz e memória RAM de 16 GB.

O domínio 2D do fluido dentro do tubo foi discretizado em uma malha uniforme com elementos retangulares, sendo que o comprimento de cada retângulo foi cinco vezes maior do que sua altura. Esse tipo de elemento foi escolhido para compor a malha porque o tubo possui um comprimento (metros) muito superior ao raio (milímetros).

A Equação (4.15) (balanço de energia) e a Equação (2.17) (temperatura média de mistura) foram discretizadas pelo método de diferenças finitas para trás de primeira ordem (BFDM) na direção axial e diferenças finitas centrais de segunda ordem (CFDM) na direção radial para melhor resolução dos gradientes. O perfil de velocidade na Equação (4.15) foi definido a partir do resultado do ajuste dos modelos de DTR no capítulo 6 (resultados e discussão).

A temperatura média para cálculo das propriedades termofísicas médias (ρ , k e C_p) foi determinada por um procedimento iterativo, visto que a temperatura de saída é desconhecida antes de executar as simulações. O procedimento proposto possui as seguintes etapas: 1) valor inicial das propriedades foram calculados na temperatura média experimental; 2) os perfis $T(z, r)$ e $T_b(z)$ foram obtidos pela simulação do modelo 2D; 3) o valor da temperatura média na saída do tubo $T_b(z = L)$ foi calculada e utilizada para calcular uma nova temperatura média; e 4) o valor das propriedades termofísicas foram atualizados na nova temperatura. As etapas de 2 a 4 foram repetidas até a convergência, com uma precisão de 0,1 °C na temperatura média de saída.

Um estudo de independência da malha foi realizado para atingir soluções independentes da malha, que é uma maneira de reduzir a valores desprezíveis os erros gerados pela discretização das equações. A temperatura média de mistura na saída ($T_{b,out}$) foi escolhida para realizar esse estudo, definida anteriormente pela Equação (2.17).

O estudo de independência da malha foi realizado para a vazão 0,5 L/min, $F = 1$ e para as condições de aquecimento A1 e resfriamento R4 porque apresentaram as

maiores diferenças de temperatura (vide Tabela 5.1). O número de elementos axiais e radiais das malhas testadas são mostrados na Tabela 5.2. A melhor malha foi identificada quando o erro absoluto de temperatura entre as simulações (ε) ficou abaixo de 0,1 °C. Os resultados são apresentados no capítulo 6 (resultados e discussão).

Tabela 5.2 – Detalhes do estudo de independência da malha do modelo 2D

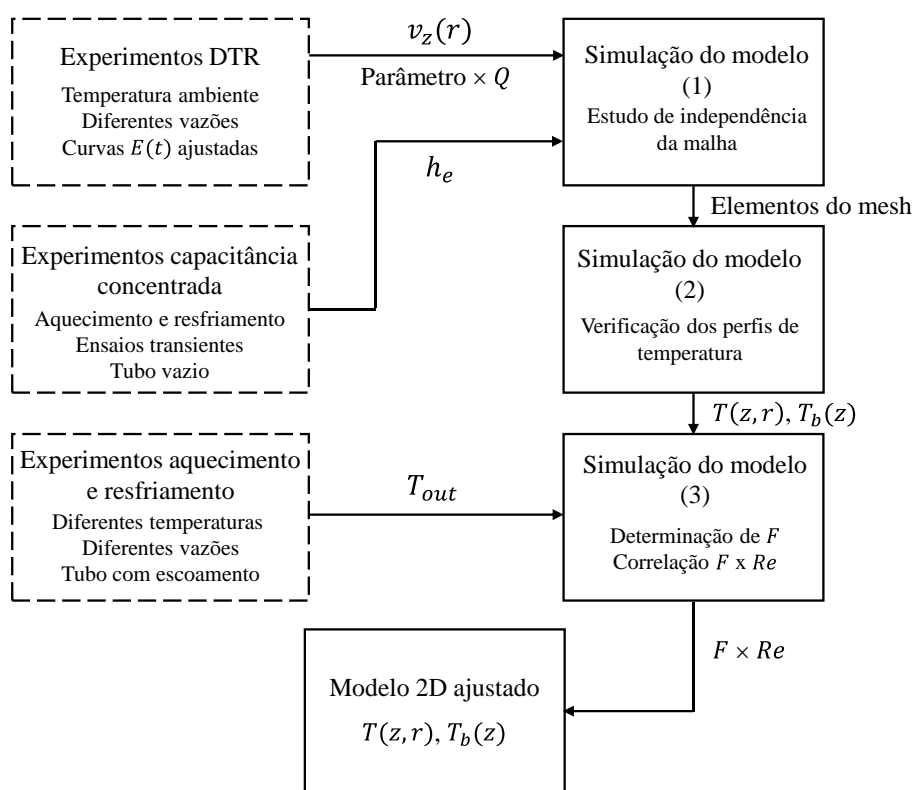
Malha	N° elementos axiais	N° elementos radiais
M1	100	20
M2	200	40
M3	300	60
M4	400	80
M5	500	100
M6	600	120
M7	700	140
M8	800	160
M9	900	180
M10	1.000	200

Fonte: O autor (2023)

Como o modelo 2D é semiempírico e depende de dados experimentais para ser resolvido, a estratégia utilizada consistiu em determinar F de modo que a temperatura de saída predita pelo modelo seja próxima do valor experimental. Para o ajuste do modelo são necessários três conjuntos de experimentos para fornecer os dados de DTR para o perfil de velocidade, o valor do coeficiente de convecção do meio externo (opcionalmente pode ser obtido da literatura) e dados de troca térmica para correlacionar o fator de aumento com número de Reynolds. O diagrama da Figura 5.5 mostra a sequência de simulações e de experimentos para ajuste do modelo.

Um primeiro conjunto de simulações foi realizado para verificar a consistência dos perfis de temperatura gerados pelo modelo, atribuindo valores de $F = 1$ e $F = 3$. O segundo conjunto de simulações foi realizado especificando no *software* a temperatura de saída medida nos ensaios de aquecimento e resfriamento (T_{out}) para determinar a difusividade térmica efetiva (α_{eff}) em cada condição experimental da Tabela 5.1. Então, o valor de F foi calculado a partir de α_{eff} pela Equação (4.5).

Figura 5.5 – Sequência de experimentos e simulações para ajuste do modelo 2D



Fonte: O autor (2023)

Os valores de F obtidos foram correlacionados com o número de Reynolds e a correlação obtida foi utilizada em um terceiro conjunto de simulações para obter a temperatura média na saída ($T_{b,out}$) e comparar com os valores experimentais por gráficos de paridade. Uma vez ajustado o modelo, ele fornece a distribuição bidimensional de temperatura ao longo do tubo assim como a distribuição axial de temperatura média.

5.3.2 Simulação do modelo 3D

O modelo 3D foi resolvido pelo método de elementos finitos no *software* COMSOL *Multiphysics* versão 5.3a, devido a sua capacidade de realizar o acoplamento simultâneo de diferentes físicas (multifísicas). As simulações do modelo foram realizadas em um computador com dois processadores Intel® Xeon Gold 6226R de 2.9-3.9 GHz turbo e memória RAM de 256 GB.

O domínio computacional foi considerado como o fluido escoando dentro do tubo, conforme a Figura 4.3, gerado a partir da ferramenta de criação de geometrias do COMSOL. Foi utilizada uma malha estruturada para discretizar o domínio, construída a partir da face de entrada do tubo dividida em quatro partes iguais e nessa mesma face foram atribuídos elementos quadriláteros (2D). A ferramenta “*Swept*” foi utilizada para

transformar os quadriláteros da face de entrada em elementos hexaédricos (3D), que foram gerados em toda a extensão do tubo para formar a malha completa.

A dimensão de cada elemento da malha variou em torno de um limite máximo e mínimo estabelecidos. Neste trabalho, os limites foram considerados como uma função do raio interno do tubo r_i , de acordo com as Equações (5.28) e (5.29):

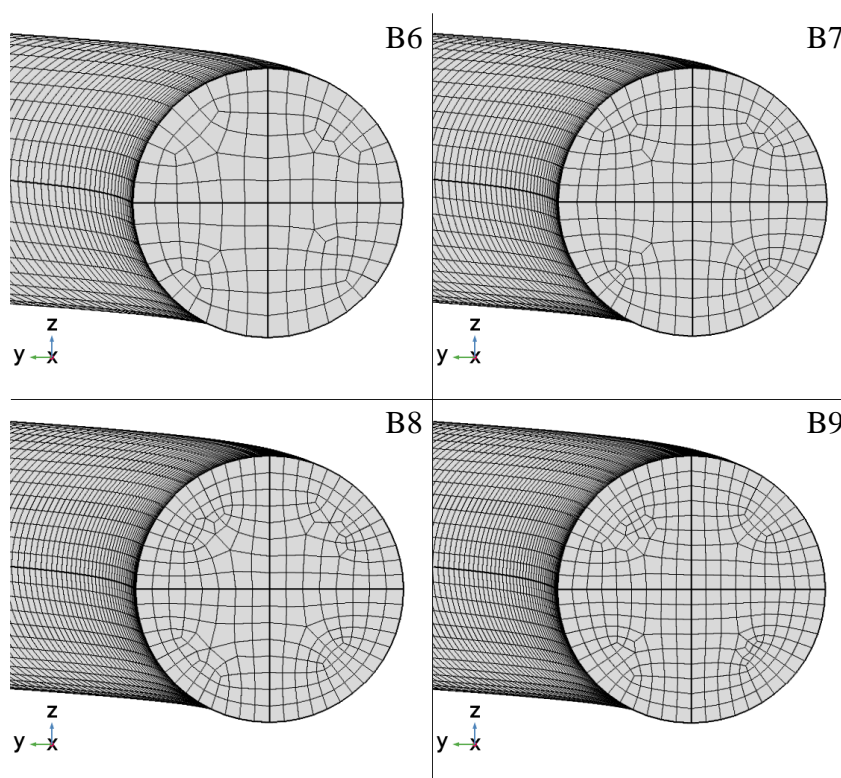
$$E_{max} = r_i/B \quad (5.28)$$

$$E_{min} = E_{max}/3 \quad (5.29)$$

em que E_{max} é o tamanho máximo do elemento da malha, E_{min} é o tamanho mínimo do elemento da malha e B é um número inteiro arbitrário. Tais relações foram adotadas para evitar a criação de uma malha com elementos de tamanhos muito discrepantes que poderiam prejudicar os cálculos.

O estudo de independência da malha foi baseado na temperatura média de mistura, conforme a Equação (2.17) apresentada anteriormente. Quatro malhas com diferentes números de elementos foram testadas, identificadas da seguinte forma: foi utilizado um prefixo “B” seguido dos valores atribuídos para B (6, 7, 8 e 9) na Equação (5.28). Exemplos da distribuição de elementos dessas malhas são mostrados na Figura 5.6 em cortes da seção transversal.

Figura 5.6 – Exemplos das malhas utilizadas no estudo de independência de malha



Os valores de B foram definidos em testes realizados anteriormente baseado na capacidade de processamento do computador no qual foram realizadas as simulações. Quanto maior o seu valor, maior o número de elementos da malha e maior a memória computacional requerida. Os resultados desse teste definiram a malha ideal para realizar as simulações do modelo 3D.

As físicas *Laminar Flow* e *Heat Transfer in Fluids* foram incluídas no modelo para estudo do escoamento e da transferência de calor, respectivamente. As equações do modelo foram resolvidas pelo *solver* MUMPS (*Multifrontal Massively Parallel sparse direct Solver*), utilizado para resolver grandes sistemas de equações (AMESTOY; DUFF; L'EXCELLENT, 2000; SCHENK; GARTNER, 2004). Foi utilizado um método de discretização quadrático para o campo de velocidades e linear para pressão e para a temperatura.

As simulações foram realizadas para o caso de resfriamento R1 com $T_{in} = 60^{\circ}\text{C}$, temperatura de parede $T_w = 10^{\circ}\text{C}$, vazões 0,5 L/min e 1,5 L/min (vide Tabela 5.1). Foram considerados cálculos com 100 iterações e o critério de parada das simulações considerado foi atingir o limite máximo de iterações ou apresentar erro máximo entre iterações abaixo da convergência estabelecida (10^{-6}). Os resultados da simulação foram avaliados na etapa de pós-processamento por meio dos perfis de temperatura e de velocidade em cortes da seção transversal do tubo.

O desvio-padrão da temperatura foi calculado para avaliar a uniformidade da temperatura na seção transversal de saída de cada volta do tubo, conforme a Equação (5.30). O cálculo foi realizado utilizando como referência a temperatura média de mistura (Equação 2.17) avaliada em cada corte da seção transversal do tubo em relação a temperatura em cada elemento da malha.

$$DP_{temp} = \sqrt{\frac{\int_{A_t} (T - T_b)^2 \rho \vec{v} dA_t}{\int_{A_t} \rho \vec{v} dA_t}} \quad (5.30)$$

A proposta inicial era simular o escoamento e a transferência de calor no tubo da Figura 4.3 para avaliar os efeitos do escoamento secundário ao longo das voltas. Porém, testes preliminares indicaram que não haveria memória computacional suficiente para simular o tubo inteiro com 9 voltas. Por conta disso, as simulações do modelo foram divididas em dois casos mais simples para realização do estudo: I) tubo reto com escoamento laminar para verificação da consistência do modelo e II) tubo reto do caso anterior adicionado de tubo helicoidal com três voltas (limite de memória computacional).

Como o tamanho do tubo foi reduzido, o estudo de independência da malha foi realizado no tubo com 3 voltas com as malhas B6, B7, B8 e B9. O número total de elementos dessas malhas é mostrado na Tabela 5.3.

Tabela 5.3 – Detalhes do estudo de independência da malha do modelo 3D

Malha	Número de elementos
B6	224.750
B7	381.940
B8	573.210
B9	737.460

Fonte: O autor (2023)

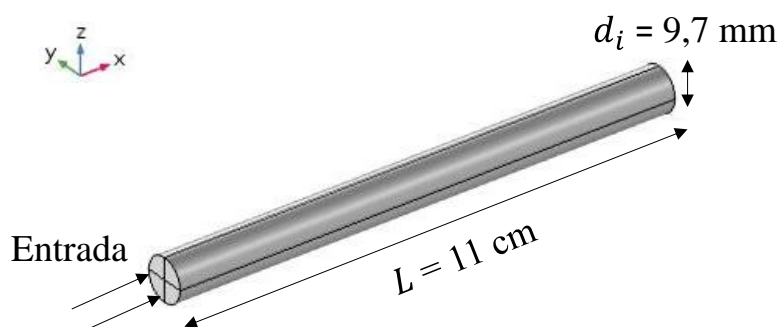
Houve problemas de convergência nas simulações do caso II, pois os resultados não atingiram o nível de convergência especificado (10^{-6}). Duas estratégias foram propostas para contornar este problema e a que apresentou melhores resultados foi utilizada nas demais simulações do modelo. A primeira consistiu em simulações com aumento gradativo da vazão, utilizando o resultado de uma simulação como condição inicial da simulação seguinte até atingir as vazões propostas (0,5 e 1,5 L/min).

A outra estratégia consistiu em resolver o problema de escoamento separado do problema de transferência de calor. Primeiro foi realizada uma simulação para resolver apenas o escoamento e em seguida os resultados dessa simulação foram utilizados como condição inicial de uma segunda simulação para resolver apenas a transferência de calor. No capítulo 6.4 serão apresentados os resultados para a escolher a estratégia mais adequada para realizar as simulações.

5.3.2.1 Caso I: tubo reto com escoamento laminar

O tubo estudado nesse caso (Figura 5.7) corresponde ao trecho reto do tubo helicoidal da Figura 4.3, que possui 11 cm de comprimento e 9,3 mm de diâmetro interno (valores medidos). As hipóteses e condições de contorno assumidas foram as mesmas descritas na seção 4.2 do modelo 3D.

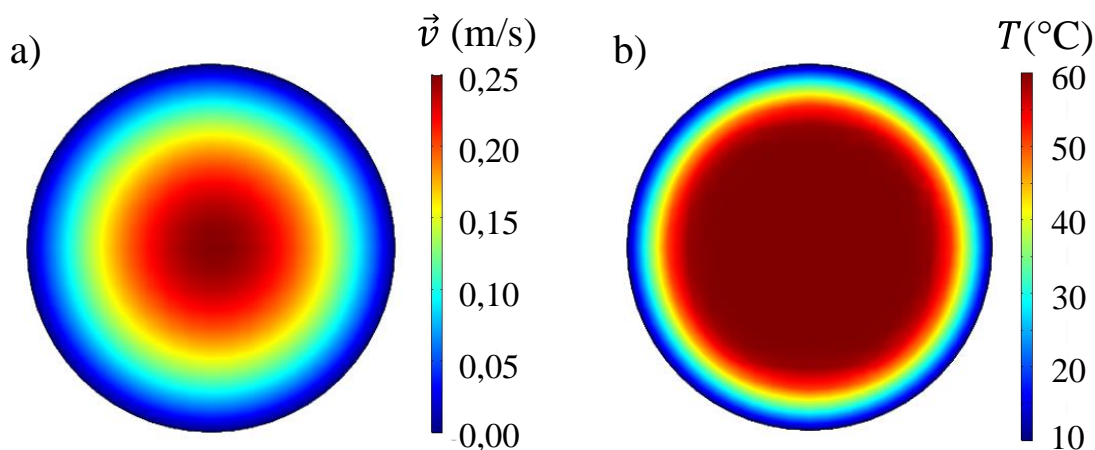
Figura 5.7 – Representação da geometria no Caso I do modelo 3D



Fonte: O autor (2023)

As simulações com essa geometria foram realizadas no caso de resfriamento R1 com vazão de 0,5 L/min e $Re = 10$. Nessa etapa o modelo foi verificado por meio dos perfis de temperatura e de velocidade na saída do tubo, gerados a partir dos resultados da simulação. Exemplos desses perfis são mostrados na Figura 5.8 para a solução de CMC com a malha B9. Figuras semelhantes foram obtidas para a mistura de glicerina e água.

Figura 5.8 – Exemplos de perfis de velocidade (a) e de temperatura (b) gerados na simulação do Caso I para a solução de CMC, caso de resfriamento R1, vazão 0,5 L/min e malha B9



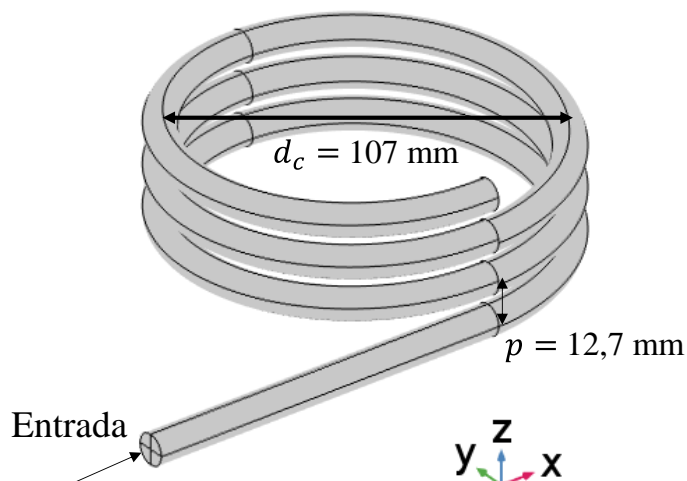
Fonte: O autor (2023)

Os perfis apresentaram resultados coerentes com a teoria para um tubo reto de seção circular com escoamento laminar. A condição de não escorregamento pode ser identificada na Figura 5.8a, visto que a velocidade do fluido é zero na parede; a velocidade apresentou valor máximo no centro, característica do perfil parabólico do escoamento laminar em tubos; a temperatura do fluido diminuiu conforme se aproximou da parede em um caso de resfriamento com temperatura de 10 °C na parede; e o perfil de temperatura gerado foi axissimétrico (Figura 5.8b).

5.3.2.2 Caso II: tubo com três voltas e escoamento laminar

A geometria no Caso II foi considerada como o tubo reto do Caso I seguido por três voltas de tubo, conforme pode ser visto na Figura 5.9. O comprimento total do tubo foi calculado como a soma do comprimento linear do tubo helicoidal (Equação 4.1, com $n = 3$) o comprimento do trecho reto da entrada (medido por fita métrica, 0,11 m), o que resultou em $L = 1,00$ m. As hipóteses e condições de contorno do Caso I foram mantidas.

Figura 5.9 – Representação da geometria no Caso II do modelo 3D



Fonte: O autor (2023)

A conservação de massa foi verificada na saída de cada volta por meio da comparação entre a vazão teórica e a vazão obtida na simulação. Perfis de velocidade e de temperatura foram gerados em cortes da seção transversal do tubo na saída de cada volta para avaliação dos resultados.

5.4 Avaliação dos modelos

A avaliação dos modelos desenvolvidos foi realizada em duas etapas: comparação do modelo 2D com dados experimentais para ajustar o valor de F e comparação do modelo 2D com o modelo 3D. A comparação do modelo 3D com dados experimentais não foi possível porque as geometrias do tubo são diferentes.

5.4.1 Comparação entre o modelo 2D e os dados experimentais

A comparação entre o modelo 2D e os dados experimentais foi descrita no capítulo 5.3.1, em que a temperatura de saída experimental foi especificada no modelo para determinar o valor correspondente de α_{eff} e o valor de F pela Equação (4.5). Em seguida, foi ajustada a correlação de F em função do número de Reynolds. A correlação obtida foi incluída no modelo 2D e simulações foram realizadas para obter a temperatura média de

saída nas condições de temperatura da Tabela 5.1. Então, as temperaturas calculadas foram comparadas com as temperaturas experimentais em gráficos de paridade.

5.4.2 Comparação entre o modelo 2D e o modelo 3D

A comparação entre os modelos foi realizada em termos do fator de aumento do modelo 2D, visto que as diferentes geometrias não permitem uma comparação direta do modelo 3D (tubo com 3 voltas, dentro do limite computacional de simulação) com os experimentos realizados (tubo com 9 voltas, acima do limite computacional de simulação). A solução encontrada foi considerar os resultados das simulações do modelo 3D como experimentos virtuais. Então, a temperatura média na saída da terceira volta foi utilizada para calcular o valor de α_{eff} e depois o valor F (mesmo procedimento do modelo 2D confrontado com dados experimentais).

O cálculo do fator de aumento das simulações do modelo 3D foi baseado nas equações e condições de contorno do modelo 2D, mas considerando o comprimento equivalente ao do tubo com 3 voltas ($L = 1,00$ m, vide capítulo 5.3.2.2) e modificando a condição de contorno da superfície para coincidir com o modelo 3D: temperatura de parede constante em $r = r_i$. Posteriormente, perfis de temperatura foram gerados a partir dos valores de F em simulações do modelo 2D para o caso de resfriamento R1 ($T_{in} = 60^\circ\text{C}$ e $T_w = 10^\circ\text{C}$) e para as vazões 0,5 L/min e 1,5 L/min.

6 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo os resultados experimentais são apresentados primeiro, visto que as simulações do modelo 2D dependem desses resultados. Os resultados dos ensaios de DTR e de troca térmica foram obtidos para um tubo helicoidal e forneceram o perfil de velocidade baseado na DTR experimental, o coeficiente de troca térmica do meio externo e a temperatura de saída para diversas condições de aquecimento e resfriamento. Na sequência, são apresentados os resultados das simulações dos modelos 2D e 3D e a avaliação desses modelos.

6.1 Resultados dos ensaios de DTR

Os resultados do ajuste dos modelos de DTR aos dados experimentais, obtidos em ensaios de DTR no tubo helicoidal da Figura 5.1 e nas condições descritas no capítulo 5.2.1 para a mistura de glicerina e água e para a solução de CMC, são resumidos na Tabela 6.1.

Tabela 6.1 - Resumo do ajuste dos modelos de DTR para a mistura de glicerina e água e para a solução de CMC

Modelo	Média da somatória dos erros quadráticos (s ⁻²)	
	Glicerina	CMC
Senoidal	3,3·10 ⁻²	2,4·10 ⁻²
Exponencial	1,1·10 ⁻²	1,4·10 ⁻²
y-laminar	1,0·10 ⁻²	1,3·10 ⁻²
m-laminar	3,2·10 ⁻²	2,9·10 ⁻²

Fonte: O autor (2023)

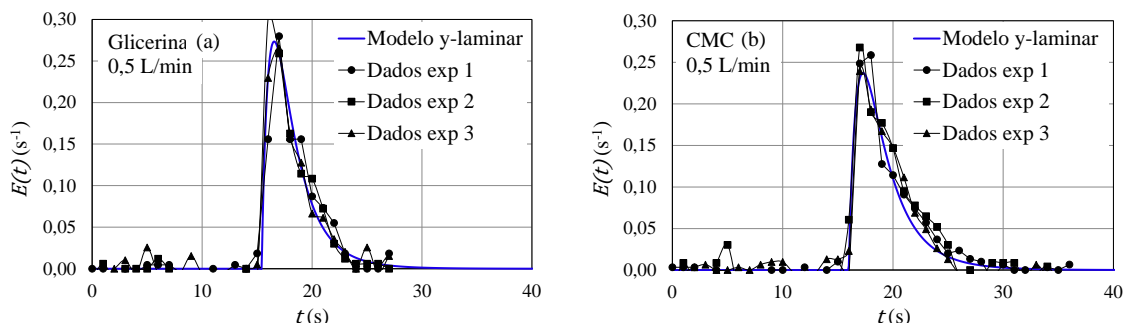
Dentre os quatro modelos propostos, os modelos y-laminar e exponencial apresentaram melhor ajuste para os dois fluidos. No entanto, o modelo exponencial foi possui um perfil de velocidade mais complexo quando comparado ao modelo y-laminar. Portanto, apenas o modelo y-laminar foi considerado e seu perfil de velocidade é representado pela Equação (6.1).

$$v_z(r) = v_{max} \left(1 - \frac{r}{r_i}\right)^y \quad (6.1)$$

O parâmetro y foi ajustado simultaneamente com o tempo médio de residência para aproximar a curva teórica do modelo aos dados experimentais. Exemplos de ajuste do modelo y-laminar aos dados experimentais são apresentados na Figura 6.1a para a mistura de glicerina e água e na Figura 6.1b para a solução de CMC na vazão de 0,5

L/min. As figuras indicam que o modelo apresentou bom ajuste, visto que a curva do modelo segue a tendência dos dados experimentais.

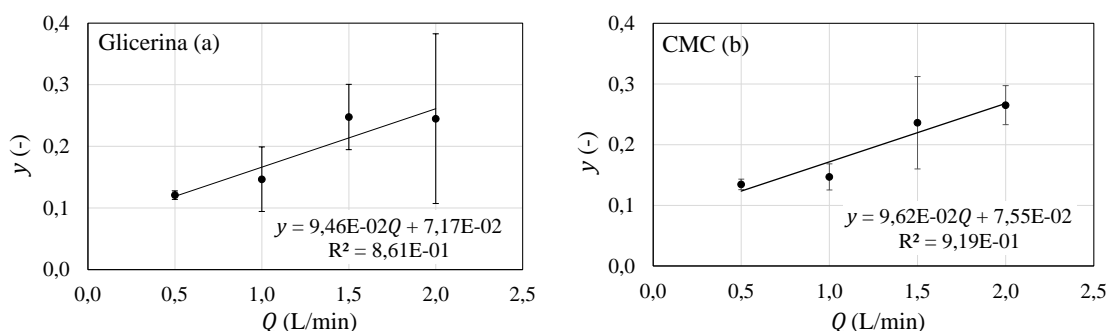
Figura 6.1 - Exemplos de ajuste do modelo γ -laminar na vazão de 0,5 L/min para a mistura de glicerina e água (a) e para a solução de CMC (b)



Fonte: O autor (2023)

O parâmetro γ apresentou tendência crescente com o aumento da vazão, conforme mostrado na Figura 6.2a para a mistura de glicerina e água e na Figura 6.2b para a solução de CMC. De acordo com Pegoraro, Marangoni e Gut (2012), o parâmetro γ diminui com o aumento da vazão para tubos retos, logo, ele deveria apresentar tendência decrescente. Como no presente trabalho os ensaios de DTR foram realizados em um tubo helicoidal, a intensificação da mistura pode ser a causa da discrepância na correlação de γ com a vazão. Os maiores valores de erro ocorreram nas vazões mais altas (1,5 e 2,0 L/min) devido ao menor tempo de coleta de amostras.

Figura 6.2 – Parâmetro do modelo γ -laminar em função da vazão para a mistura de glicerina e água (a) e para a solução de CMC (b)

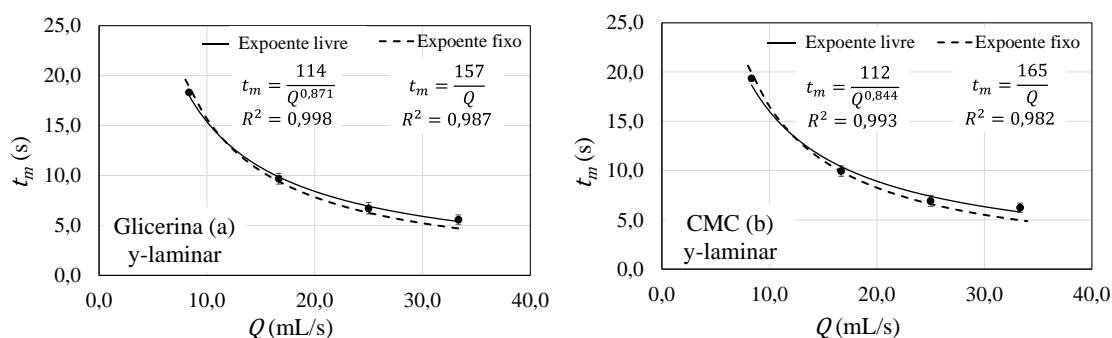


Fonte: O autor (2023)

A relação entre a vazão e o tempo médio de residência ajustado é mostrada na Figura 6.3a para a mistura de glicerina e água e na Figura 6.3b para a solução de CMC. O tempo médio de residência apresentou tendência decrescente com o aumento da vazão, de acordo com a teoria. A curva tracejada foi obtida fixando o expoente da vazão no valor de 1 para comparar os resultados com a definição do tempo de residência teórico $\tau =$

V/Q , que relaciona o volume interno do sistema com a vazão volumétrica. O ajuste com o expoente livre não permite essa comparação porque o expoente da vazão varia.

Figura 6.3 - Relação entre a vazão e o tempo médio de residência do modelo y-laminar para a mistura de glicerina e água (a) e para a solução de CMC (b)

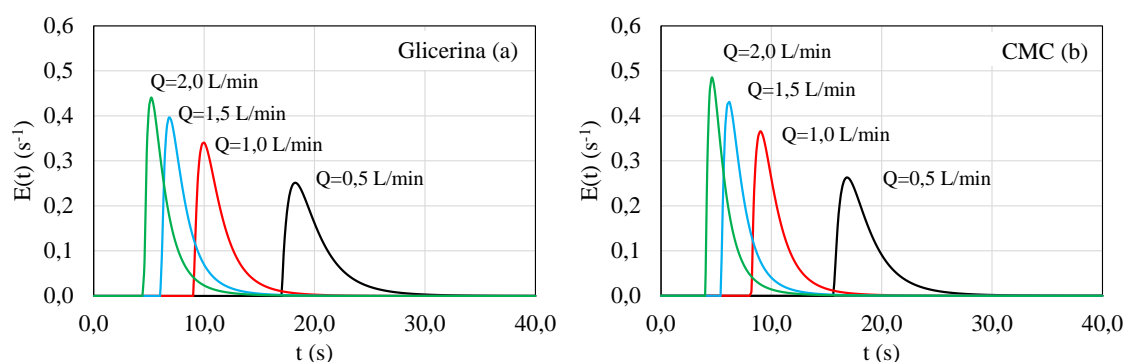


Fonte: O autor (2023)

Devido ao fato de que experimentos de DTR fornecem resultados da região que possui escoamento ativo, foi considerado que o numerador das equações de expoente fixo representa o volume ativo do tubo helicoidal estudado. Os valores de volume obtidos foram 157 mL para a mistura de glicerina e água e 165 mL para a solução de CMC, menores que o volume interno do tubo (194 mL). Isso indica que pode haver zonas de estagnação ou recirculação dentro do tubo ou que a diferença entre o volume ajustado e medido ocorreu devido à grande incerteza identificado na Figura 6.2 (pequeno tempo de amostragem).

As correlações do parâmetro y em função da vazão e do tempo médio de residência em função da vazão das Figuras 6.2 e 6.3, respectivamente, foram utilizadas para gerar curvas de DTR nas vazões de 0,5 a 2,0 L/min, conforme mostrado na Figura 6.4. A dispersão foi maior em vazões mais baixas para os dois fluidos utilizados, visto que o traçador leva mais tempo para sair do sistema.

Figura 6.4 – Efeito da vazão sobre as curvas de DTR do modelo y-laminar para a mistura de glicerina e água (a) e para a solução de CMC (b)



Fonte: O autor (2023)

Os valores dos números de Dean e Reynolds para os ensaios de DTR são apresentados na Tabela 6.2 para os dois fluidos no intervalo de vazão estudado. Para a solução de CMC, o número de Reynolds generalizado foi calculado pela Equação 2.7 no capítulo 2.2.

Tabela 6.2 - Valores médios dos números de Reynolds e Dean para a mistura de glicerina e água e para a solução de CMC nos ensaios de DTR

Q (L/min)	Glicerina		CMC	
	Re	De	Re_g	De
0,5	29	8	7	2
1,0	53	16	20	6
1,5	81	24	39	12
2,0	112	33	61	18

Fonte: O autor (2023)

Os valores de número de Dean apresentaram tendência crescente com o aumento do número de Reynolds, de acordo com a definição $De = Re\sqrt{\delta}$. Barua (1963), Mori e Nakayama (1965) e Dravid et al. (1971) constataram que para altos valores de número de Dean ($De > 100$) durante o regime laminar, o escoamento secundário predomina na região central do tubo e na região próxima à parede há presença de efeitos viscosos (desaceleração do fluido). A maioria dos valores da Tabela 6.2 ficou abaixo de 100, indicando uma baixa intensidade de circulação secundária.

O número de Reynolds foi comparado com o valor crítico (Re_{cr}) de transição do escoamento laminar para turbulento em tubos helicoidais. Os valores são apresentados na Tabela 6.3, calculados pelas correlações definidas anteriormente na Tabela 3.1. O valor da razão de curvatura $\delta = r_i/r_c$ do tubo utilizado neste trabalho é 0,087 e está dentro do intervalo de validade das correlações utilizadas. De acordo com as Tabelas 6.2 e 6.3, o valor crítico não foi excedido, indicando regime laminar nos experimentos de DTR.

Tabela 6.3 - Valores do número de Reynolds crítico para o tubo helicoidal utilizado

Fonte	Re_{cr}
Kutateladze e Borishanskii (1966)	8.513
Shah e Joshi (1987)	10.437
El-Genk e Schriener (2017)	9.337

Fonte: O autor (2023)

6.2 Resultados dos ensaios de troca térmica

Ensaio de troca térmica foram realizados em um tubo helicoidal imerso em um banho ultratermostático em operações de aquecimento (80°C) e de resfriamento (10°C), conforme descrito na seção 5.2.2. As temperaturas na saída do tubo obtidas nesses ensaios são mostradas na Tabela 6.4 para a mistura de glicerina e água e na Tabela 6.5 para a solução de CMC, nas vazões de 0,5 a 2,0 L/min. Não foi possível estimar o erro experimental pois foram realizados ensaios sem repetição.

Tabela 6.4 – Valores experimentais da temperatura na saída do tubo dos ensaios de aquecimento e de resfriamento da mistura de glicerina e água

Ensaio	0,5 L/min	1,0 L/min	1,5 L/min	2,0 L/min
	T_{out} (°C)	T_{out} (°C)	T_{out} (°C)	T_{out} (°C)
A1	61,6	53,3	45,9	42,5
A2	67,4	58,4	53,5	50,4
A3	68,1	61,2	57,9	55,8
A4	71,9	67,0	63,9	62,9
R1	31,6	38,0	41,1	43,1
R2	32,4	41,3	43,1	48,3
R3	33,5	47,0	49,9	52,3
R4	35,0	47,4	53,7	58,8

Fonte: O autor (2023)

Tabela 6.5 – Valores experimentais da temperatura na saída do tubo dos ensaios de aquecimento e de resfriamento da solução de CMC

Ensaio	0,5 L/min	1,0 L/min	1,5 L/min	2,0 L/min
	T_{out} (°C)	T_{out} (°C)	T_{out} (°C)	T_{out} (°C)
A1	56,4	49,5	45,6	43,7
A2	63,8	59,5	54,5	52,2
A3	64,3	61,2	56,2	55,5
A4	67,1	63,1	61,6	59,7
R1	34,2	41,2	41,8	43,5
R2	36,8	48,4	51,6	55,8
R3	39,5	53,3	55,1	58,2
R4	42,7	54,4	59,5	62,5

Fonte: O autor (2023)

No total foram realizados 32 experimentos sem repetição para cada fluido, combinando diferentes condições de vazão, temperatura de entrada e temperatura do meio externo (vide Tabela 5.1).

A faixa dos valores obtidos dos números de Reynolds e Dean são mostrados na Tabela 6.6 para a mistura de glicerina e água e para a solução de CMC em vazões de 0,5 a 2,0 L/min. As propriedades ρ e μ foram calculadas pelas correlações descritas na seção 5.1, utilizando a temperatura média entre a entrada e a saída $T_m = (T_{in} + T_{out})/2$ de cada condição experimental.

Tabela 6.6 – Faixa de valores dos números de Reynolds e Dean dos ensaios térmicos com a mistura de glicerina e água e a solução de CMC nas vazões de 0,5 a 2,0 L/min

Ensaio	Glicerina		CMC	
	Re (-)	De (-)	Re (-)	De (-)
A1	67 – 169	20 – 50	9 – 70	3 – 21
A2	93 – 259	28 – 76	10 – 79	3 – 23
A3	115 – 361	34 – 106	11 – 85	3 – 25
A4	146 – 502	43 – 148	12 – 91	3 – 27
R1	83 – 420	25 – 124	10 – 88	3 – 26
R2	104 – 553	31 – 163	11 – 96	3 – 28
R3	127 – 697	37 – 205	12 – 100	3 – 29
R4	155 – 892	46 – 263	12 – 102	4 – 30

Fonte: O autor (2023)

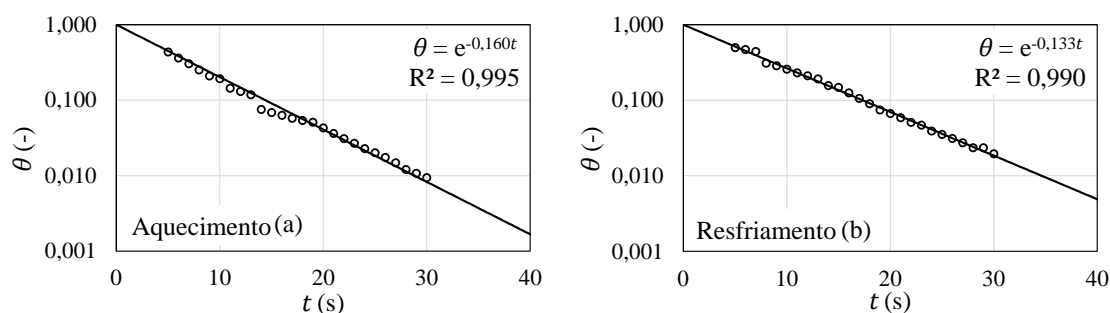
O escoamento apresentou regime laminar para todos os casos, visto que os valores do número de Reynolds experimentais foram inferiores aos valores críticos de Reynolds apresentados na Tabela 6.3 ($8.513 < Re_{cr} < 10.437$).

Os valores do número de Dean da mistura de glicerina e água variaram de 20 a 263, apresentando valores acima de 100 para as vazões mais altas (1,5 e 2,0 L/min); os valores da solução de CMC apresentaram uma faixa de variação menor (3 a 30) devido a sua maior viscosidade no intervalo de vazão avaliado. O efeito de predominância do escoamento secundário na região central do tubo para $De > 100$ constatado por Barua (1963), Mori e Nakayama (1965) e Dravid et al. (1971) pode ter ocorrido para a mistura de glicerina e água nas vazões mais altas.

6.2.1 Coeficiente convectivo do meio externo

Ensaio de troca térmica pelo método de capacitância concentrada foram realizados no tubo helicoidal da Figura 5.1 para determinar o coeficiente convectivo do meio externo, conforme descrito no capítulo 5.2.3. Os resultados desses ensaios são mostrados na Figura 6.5a para os ensaios de aquecimento e na Figura 6.5b para os ensaios de resfriamento, em que $\theta = (T(t) - T_e)/(T_0 - T_e)$ é a temperatura adimensional. Um bom ajuste foi obtido com uma dependência logarítmica linear entre a temperatura e o tempo.

Figura 6.5 – Resultados dos experimentos pelo método de capacitância concentrada para os ensaios de aquecimento (a) e de resfriamento (b)



Fonte: O autor (2023)

O valor ajustado do coeficiente de convecção para o ensaio de aquecimento foi $h_{e,A} = 962 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ e o valor de Biot para essa condição foi 0,11. Para o ensaio de resfriamento, o valor ajustado do coeficiente de convecção foi $h_{e,R} = 753 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ e o valor de Biot para essa condição foi 0,08. A hipótese de $Bi < 0,1$ imposta pelo método de capacitância concentrada foi considerada válida estes experimentos e os valores de h_e foram usados na condição de contorno de transferência de calor na parede do modelo 2D.

6.2.2 Coeficiente convectivo do meio interno

O coeficiente convectivo do meio interno foi calculado pela Equação (5.22) e pode ser utilizado para calcular a taxa de troca térmica por convecção, a temperatura do fluido interno ou o número de Nusselt, conforme descrito no capítulo 5.2.2. Primeiro, foi calculado o coeficiente global de troca térmica (U_{exp}) pela Equação (5.21). As propriedades termofísicas foram calculadas na temperatura média experimental $T_m = (T_{in} + T_{out})/2$. Então, h_i foi calculado pela Equação (5.22) utilizando os valores calculados de h_e e U_{exp} . Os resultados são resumidos na Tabela 6.7 para a mistura de glicerina e água e na Tabela 6.8 para a solução de CMC.

Tabela 6.7 – Valores de h_i calculados nas condições experimentais de aquecimento e de resfriamento para a mistura de glicerina e água

Ensaio	0,5 L/min	1,0 L/min	1,5 L/min	2,0 L/min
	h_i (W·m ⁻² ·K ⁻¹)	h_i (W·m ⁻² ·K ⁻¹)	h_i (W·m ⁻² ·K ⁻¹)	h_i (W·m ⁻² ·K ⁻¹)
A1	711	1.232	1.397	1.780
A2	879	1.277	1.720	2.377
A3	731	1.061	1.588	2.206
A4	786	1.259	1.662	2.726
R1	482	830	1.268	1.944
R2	618	1.038	2.451	2.441
R3	727	969	1.896	3.934
R4	814	1.452	2.516	3.424

Fonte: O autor (2023)

Tabela 6.8 – Valores de h_i calculados nas condições experimentais de aquecimento e de resfriamento para a solução de CMC

Ensaio	0,5 L/min	1,0 L/min	1,5 L/min	2,0 L/min
	h_i (W·m ⁻² ·K ⁻¹)	h_i (W·m ⁻² ·K ⁻¹)	h_i (W·m ⁻² ·K ⁻¹)	h_i (W·m ⁻² ·K ⁻¹)
A1	584	1.121	1.769	3.142
A2	758	1.904	3.373	6.140
A3	565	1.317	1.494	2.827
A4	479	684	1.099	1.497
R1	452	699	1.507	2.366
R2	547	594	911	1.008
R3	591	781	1.421	2.225
R4	620	1.030	1.673	2.766

Fonte: O autor (2023)

A variação nos valores de h_i ocorreu devido as diferentes condições térmicas de cada condição experimental e foi mais acentuada para o caso da solução de CMC, que pode estar relacionado ao seu comportamento não Newtoniano ou a erros experimentais. Os resultados das Tabelas 6.7 e 6.8 foram utilizados para calcular o número de Nusselt experimental, conforme a Equação (5.23).

A correlação proposta para o número de Nusselt descrita na seção 5.2.2, foi ajustada aos valores de Nusselt experimentais utilizando como critério a minimização do

somatório de erros quadráticos para determinar os parâmetros a e b do modelo. As correlações são mostradas na Equação (6.2) para a mistura de glicerina e água e na Equação (6.3) para a solução de CMC. As correlações são válidas para temperaturas entre 20 e 90 °C, no intervalo de Reynolds 9 a 102 para a solução de CMC e 67 a 892 para a mistura de glicerina e água, para uma razão de curvatura $\delta = 0,087$.

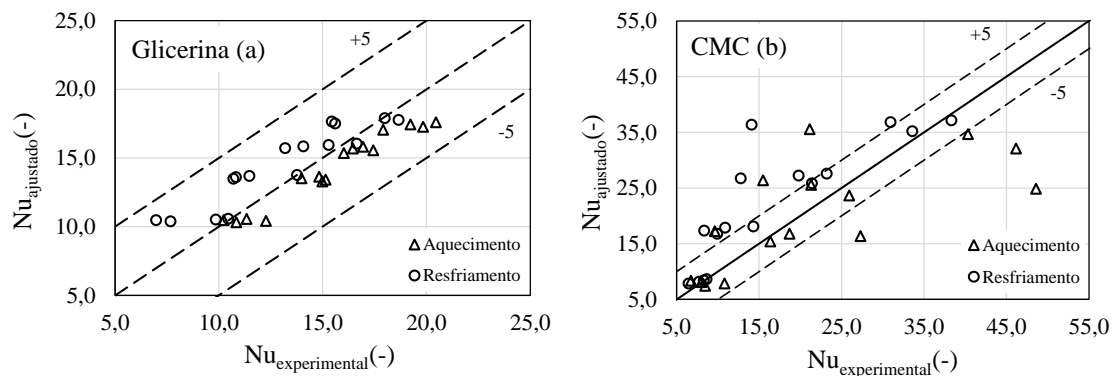
$$Nu_{glic} = 0,614 \cdot De^{0,372} Pr^{1/3} \quad \text{com } R^2 = 0,747 \quad (6.2)$$

$$Nu_{CMC} = 0,365 \cdot De^{0,809} Pr^{1/3} \quad \text{com } R^2 = 0,405 \quad (6.3)$$

A correlação da mistura de glicerina e água apresentou boa predição, com um $R^2 = 0,747$. No caso da solução de CMC, a correlação apresentou uma predição ruim devido ao baixo valor de R^2 (0,405). A alta variabilidade dos valores de h_i (vide Tabela 6.8) pode estar relacionada à baixa capacidade de predição da correlação com a solução de CMC.

Gráficos de paridade foram traçados para verificar a proximidade entre os valores ajustados pelas correlações de Nusselt e os valores de Nusselt baseado nas condições experimentais (Equação 5.23), apresentados na Figura 6.6 para os dois fluidos.

Figura 6.6 – Gráfico de paridade entre o número de Nusselt experimental e ajustado para a mistura de glicerina e água (a) e para a solução de CMC (b)



Fonte: O autor (2023)

Para a mistura de glicerina e água, todos os pontos ficaram dentro dos desvios de 5 no valor de Nusselt. O maior espalhamento dos pontos para a solução de CMC está relacionado a correlação de Nusselt da Equação (6.3), que apresenta baixa capacidade de predição e por isso resultou em valores mais distantes dos valores experimentais.

6.3 Resultados das simulações do modelo 2D

Os resultados do estudo de independência da malha são mostrados na Tabela 6.9 para a mistura de glicerina e água e na Tabela 6.10 para a solução de CMC. As tabelas mostram a temperatura média de mistura na saída do tubo (variável escolhida para o

estudo de independência da malha), erro absoluto dessas temperaturas entre simulações subsequentes e tempo computacional, conforme descrito no capítulo 5.3.1.

Tabela 6.9 – Resultados do estudo de independência da malha do modelo 2D para a mistura de glicerina e água

Malha	Aquecimento			Resfriamento		
	$T_{b,out}$ (°C)	ε (°C)	t (s)	$T_{b,out}$ (°C)	ε (°C)	t (s)
M1	44,29	-	0,6	44,03	-	0,6
M2	48,10	3,82	2,3	47,15	3,12	2,3
M3	49,29	1,19	5,2	48,11	0,96	5,0
M4	49,86	0,57	9,2	48,57	0,46	9,1
M5	50,19	0,33	14,7	48,84	0,27	13,9
M6	50,41	0,22	21,0	49,01	0,17	21,6
M7	50,56	0,15	36,7	49,14	0,12	31,1
M8	50,67	0,11	40,8	49,23	0,09	39,0
M9	50,75	0,09	51,4	49,30	0,07	52,9
M10	50,82	0,07	65,3	49,35	0,05	68,2

Fonte: O autor (2023)

Tabela 6.10 – Resultados do estudo de independência da malha do modelo 2D para a solução de CMC

Malha	Aquecimento			Resfriamento		
	$T_{b,out}$ (°C)	ε (°C)	t (s)	$T_{b,out}$ (°C)	ε (°C)	t (s)
M1	49,49	-	0,6	39,60	-	0,8
M2	53,13	3,64	2,3	42,55	2,95	2,3
M3	54,26	1,12	5,3	43,45	0,91	4,9
M4	54,79	0,54	8,9	43,89	0,43	8,9
M5	55,10	0,31	14,4	44,14	0,25	14,2
M6	55,30	0,20	21,8	44,30	0,16	20,4
M7	55,44	0,14	29,2	44,41	0,11	30,0
M8	55,55	0,10	40,1	44,49	0,08	39,4
M9	55,63	0,08	52,2	44,56	0,06	51,4
M10	55,69	0,06	64,3	44,61	0,05	67,5

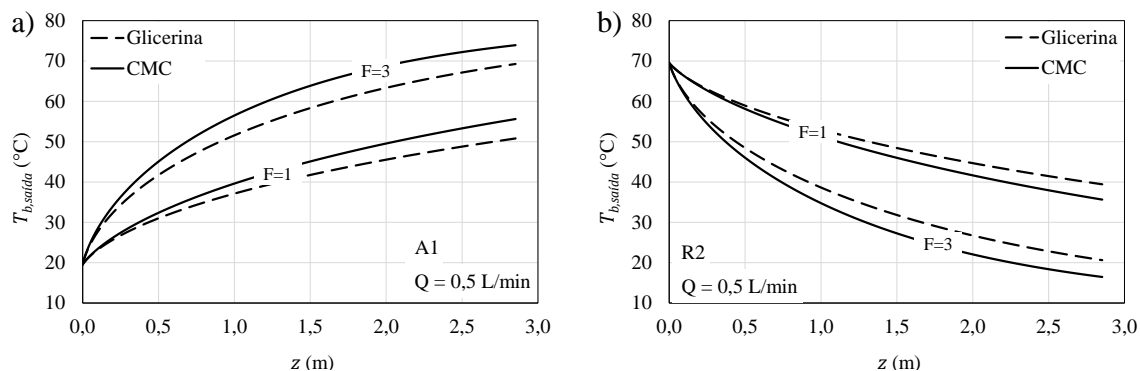
Fonte: O autor (2023)

O critério para escolha da malha ideal foi o erro absoluto de temperatura entre simulações abaixo de 0,1 °C. Para os dois fluidos testados, o critério foi atingido para as malhas M9 e M10. Como a diferença de tempo computacional entre essas duas malhas foi pequena (menos que 15 s), a malha M10 com 1000 pontos axiais e 200 pontos radiais (vide Tabela 5.2) foi escolhida para representar o domínio computacional porque é mais refinada que a malha M9.

O primeiro conjunto de simulações foi realizado para testar o modelo e avaliar os perfis de temperatura radial e axial. Foi utilizado o perfil de velocidade do modelo y -laminar (Equação 6.1), as correlações da Figura 6.2 (parâmetro y em função da vazão) e valores assumidos de $F = 1$ (sem intensificação da troca térmica) e $F = 3$ (com intensificação da troca térmica). Na Figura 6.7 são mostrados os perfis de temperatura média de mistura em função da posição axial para o caso de aquecimento A1 e de resfriamento R2.

Figura 6.7 – Resultados das simulações da temperatura média de mistura em função da posição axial na vazão de 0,5 L/min para $F = 1$ e $F = 3$ nos casos de aquecimento A1

(a) e de resfriamento R2 (b)

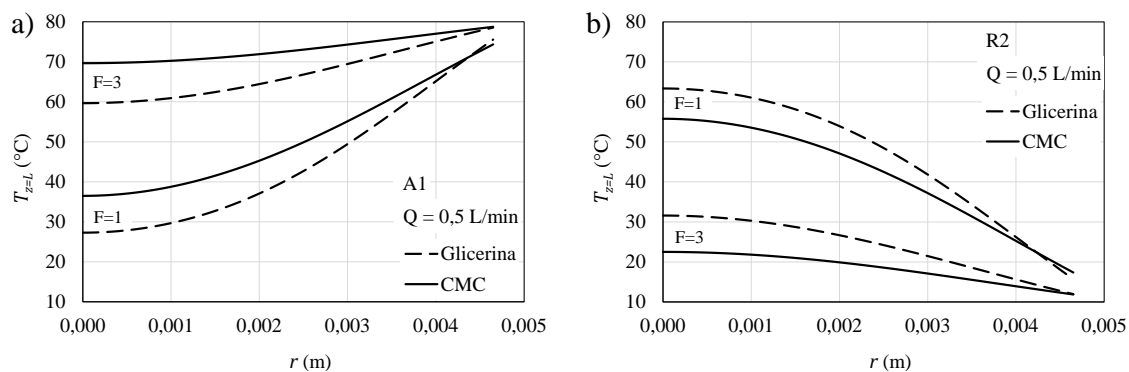


Fonte: O autor (2023)

Os perfis de temperatura obtidos foram coerentes para os casos propostos, pois a troca térmica foi maior com o aumento de F . Quando $F = 1$ o valor da difusividade térmica efetiva é igual ao da propriedade ($\alpha_{eff} = \alpha$) e não há aumento da troca térmica. Para os casos de $F = 3$, a diferença de temperatura entre a entrada e a saída aumentou em 60% (A1) e 61% (R2) para a mistura de glicerina e água e 51% (A1) e 56% (R2) para a solução de CMC, comparado aos valores para $F = 1$.

Uma análise similar foi realizada para avaliar a influência de F sobre o perfil radial de temperatura na saída do tubo, nos casos de aquecimento A1 (Figura 6.8a) e de resfriamento R2 (Figura 6.8b). Os perfis de temperatura se tornaram mais achatados conforme o valor de F aumentou, visto que a difusão de calor ficou mais intensa.

Figura 6.8 – Resultados das simulações do perfil de temperatura na saída do tubo em função da posição radial na vazão de 0,5 L/min para $F = 1$ e $F = 3$ nos casos de aquecimento A1 (a) e de resfriamento R2 (b)



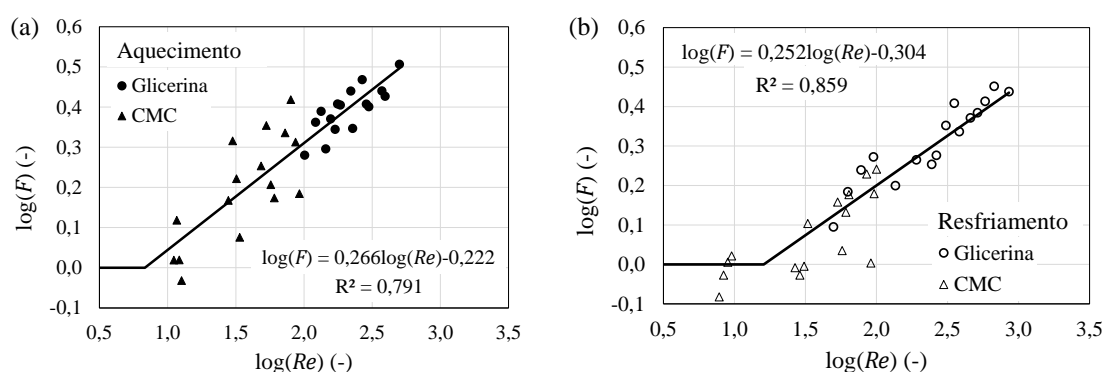
Fonte: O autor (2023)

O segundo conjunto de simulações teve como objetivo obter o valor de F nas condições experimentais da Tabela 5.1. Para isso foram utilizadas as temperaturas de

saída experimentais (Tabelas 6.4 e 6.5) para obter os valores de α_{eff} e os valores correspondentes de F foram calculados usando a Equação (4.5). A faixa de valores de F obtidos para a mistura de glicerina e água ficou entre 1,25 a 3,18 e para a solução de CMC ficou entre 0,84 a 2,62.

Os valores de F foram correlacionados com o número de Reynolds em escala logarítmica, conforme mostrado na Figura 6.9. A combinação dos dados experimentais de aquecimento e de resfriamento em um único gráfico apresentou um grande espalhamento dos pontos, por isso foi desconsiderada.

Figura 6.9 – Fator de aumento da transferência de calor em função do número de Reynolds em escala logarítmica para os ensaios de aquecimento (a) e resfriamento (b)



Fonte: O autor (2023)

Os gráficos mostraram que o valor de F tende a unidade com a diminuição do número de Reynolds, com um valor limite de Reynolds para $F = 1$. Era um comportamento esperado, visto que a intensidade do escoamento secundário diminui com os números de Reynolds e Dean. A correlação da Figura 6.9a é válida para $Re \geq 6,8$ e a correlação da Figura 6.9b é válida para $Re \geq 16,1$.

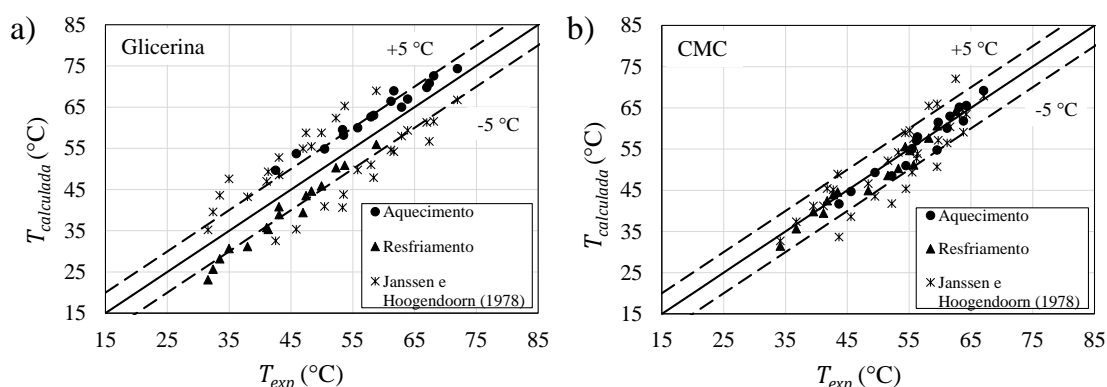
A grande dispersão de pontos observada na Figura 6.9 pode estar relacionada a hipótese de que o perfil de velocidade derivado da DTR experimental foi válido em todas as temperaturas experimentais, sendo que na prática os experimentos de DTR foram realizados em condições isotérmicas e temperatura ambiente. A forte dependência da viscosidade e da densidade com a temperatura pode ter afetado o escoamento e introduzido um erro no modelo.

As correlações da Figura 6.9 foram utilizadas em simulações do modelo 2D para calcular a temperatura de saída para todas as condições experimentais da Tabela 5.1. Os valores obtidos foram comparados com os valores experimentais para avaliar o erro de predição a partir das correlações ajustadas. Além disso, as correlações de Janssen e Hoogendoorn (1978) para Nusselt em tubos helicoidais apresentadas anteriormente nas

Equações (3.2a), (3.2b) e (3.2c), foram utilizadas para calcular a temperatura de saída e comparar com os valores experimentais.

Os resultados são apresentados nos gráficos de paridade na Figura 6.10a para a mistura de glicerina e água e na Figura 6.10b para a solução de CMC. Um bom ajuste foi obtido entre os valores experimentais e simulados para a solução de CMC, com $R^2 = 0,939$ e desvios dentro de $5\text{ }^\circ\text{C}$. No caso da mistura de glicerina e água os erros foram maiores, com $R^2 = 0,791$, mas com a maioria dos pontos dentro dos desvios de $5\text{ }^\circ\text{C}$.

Figura 6.10 – Gráficos de paridade para a predição da temperatura de saída da mistura de glicerina e água (a) e da solução de CMC (b)



Fonte: O autor (2023)

As predições com as correlações de Janssen e Hoogendoorn (1978) apresentaram $R^2 = 0,647$ com 11 pontos acima de $5\text{ }^\circ\text{C}$ para a solução de CMC. Para a mistura de glicerina e água, a maior parte dos pontos ficou acima dos desvios de $5\text{ }^\circ\text{C}$ com $R^2 = 0,398$.

As correlações desenvolvidas no presente trabalho apresentaram maior capacidade de predição quando comparadas as correlações de Janssen e Hoogendoorn (1978). Isso indica que o modelo 2D semiempírico com perfil de velocidade baseado na DTR experimental e com uma difusividade térmica efetiva ajustada a partir de dados experimentais foi capaz de representar a intensificação da mistura em tubos helicoidais.

6.4 Resultados das simulações do Modelo 3D

Os resultados apresentados nesse capítulo se referem às simulações do caso II: tubo helicoidal com três voltas, com escoamento e transferência de calor, conforme descrito no capítulo 5.3.2.2. Primeiramente, são apresentados os resultados das duas estratégias propostas para evitar os problemas da convergência: aumento gradual da vazão e resolver as físicas de escoamento e transferência de calor separadamente.

Os resultados das simulações utilizando a estratégia de aumento gradual da vazão (em porcentagem do valor proposto na simulação) são mostrados na Tabela 6.11 em termos da temperatura média na saída da terceira volta do tubo, do consumo de memória RAM e do tempo de simulação no caso de resfriamento R1 ($T_{in} = 60\text{ °C}$ e $T_e = 10\text{ °C}$), vazão 0,5 L/min e malha B6 (malha mais simples testada).

Tabela 6.11 – Resultados das simulações com aumento gradual da vazão no tubo helicoidal com três voltas e malha B6: temperatura na saída da terceira volta, consumo de memória RAM e tempo de simulação

% Vazão (L/min)	Glicerina			CMC		
	$T_{b,out}$ (°C)	RAM (GB)	t (s)	$T_{b,out}$ (°C)	RAM (GB)	t (s)
1	10,00	204	5.288	10,00	200	3.484
2	10,01	205	7.890	10,00	200	3.513
4	10,65	205	11.482	10,08	201	5.320
8	12,96	205	16.265	11,81	202	8.112
16	17,38	204	17.723	18,54	202	10.750
32	24,14	204	28.061	28,09	204	13.824
48	27,10	206	95.908	32,48	206	13.002
64	28,34	205	42.607	34,44	204	13.478
100	28,74	206	69.582	37,12	204	20.162

Fonte: O autor (2023)

Os resultados por essa estratégia atingiram o valor de 100% da vazão proposta e forneceram resultados de temperatura coerentes, pois conforme a vazão aumenta a temperatura média na saída se distancia do valor de T_e . No entanto, para as malhas mais refinadas (B7, B8 e B9) as simulações com a mistura de glicerina e água não convergiram em 100% da vazão proposta.

A outra estratégia consistiu em duas simulações consecutivas. Na primeira simulação apenas o problema de escoamento foi resolvido (sem troca térmica). Em seguida, os resultados dessa simulação foram impostos como condição inicial de uma segunda simulação para resolver o problema de transferência de calor para a condição de

resfriamento R1. Os resultados foram resumidos na Tabela 6.12 apenas para a solução de CMC, pois as simulações não convergiram para a mistura de glicerina e água.

Tabela 6.12 – Resultados das simulações com resolução separada das físicas de escoamento e transferência de calor no tubo helicoidal com três voltas e malha B6: temperatura de saída, consumo de memória RAM e tempo de simulação

Física	CMC		
	$T_{b,out}$ (°C)	RAM (GB)	t (s)
Escoamento	60,00	204	2.304
Transferência de calor	37,12	203	19.859

Fonte: O autor (2023)

As simulações com a solução de CMC foram realizadas com sucesso para todas as malhas e vazões testadas. As vantagens dessa estratégia são a pequena quantidade de simulações para resolver o problema proposto (resfriamento R1) e um menor tempo computacional (total de 22.163 s) comparado à estratégia de aumento gradual da vazão (total de 91.465 s para a solução de CMC na Tabela 6.11). Portanto, as simulações do modelo 3D foram realizadas apenas para a solução de CMC utilizando a estratégia de resolver separadamente as físicas de escoamento e de transferência de calor.

O teste de refinamento da malha foi baseado na temperatura média de mistura na saída da terceira volta do tubo, conforme descrito na seção 5.3.2. Os resultados do teste são mostrados na Tabela 6.13 para a solução de CMC, caso de resfriamento R1 e nas vazões 0,5 e 1,5 L/min.

Tabela 6.13 – Resultados do teste de refinamento da malha do modelo 3D para a solução de CMC para o caso de resfriamento R1 e nas vazões de 0,5 e 1,5 L/min

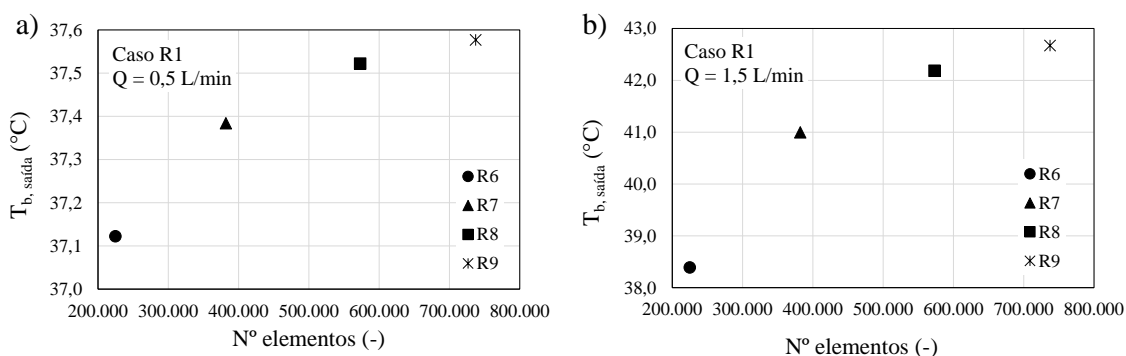
Malha	N. ^o elementos	0,5 L/min			1,5 L/min		
		$T_{b,out}$ (°C)	t (s)	RAM (GB)	$T_{b,out}$ (°C)	t (s)	RAM (GB)
B6	224.750	37,12	19.859	203	38,39	35.760	207
B7	381.940	37,38	56.085	136	41,00	122.682	137
B8	573.210	37,52	91.530	194	42,18	198.206	200
B9	737.460	37,58	124.422	251	42,67	317.504	251

Fonte: O autor (2023)

O critério para escolha da malha ideal foi o erro absoluto de temperatura entre simulações abaixo de 0,1 °C. O critério foi atingido da malha B8 para a malha B9 na vazão de 0,5 L/min, mas para a vazão de 1,5 L/min a diferença de temperatura entre os resultados dessas malhas foi de aproximadamente 0,5 °C. Como a malha B9 utiliza quase toda a memória computacional disponível (256 GB) e o erro absoluto de temperatura ficou próximo do critério estabelecido (abaixo 0,1 °C), a malha B9 foi escolhida para representar o domínio computacional das simulações do modelo 3D.

Os gráficos da Figura 6.11 indicam um princípio de convergência (assíntota), visto que as temperaturas apresentaram valores mais próximos à medida que se aumentou o número de elementos da malha. Os tempos de simulação foram altos, com aproximadamente 35 h na vazão 0,5 L/min e 88 h na vazão 1,5 L/min.

Figura 6.11 – Gráficos de convergência dos testes de refinamento de malha do modelo 3D para a solução de CMC e para as vazões de 0,5 L/min (a) e 1,5 L/min (b)



Fonte: O autor (2023)

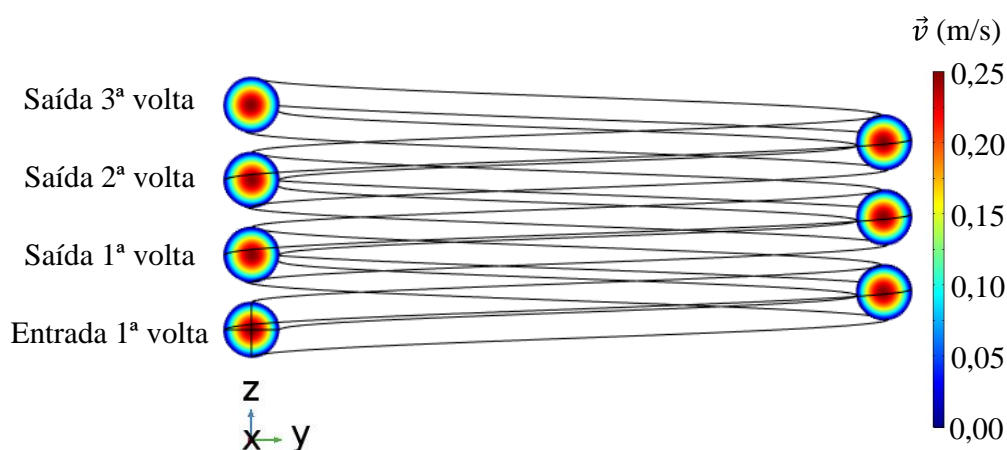
Foi selecionada apenas uma condição experimental da Tabela 5.1 para realizar a simulação do modelo 3D e discutir os resultados gerados, pois não seria possível simular todas as condições de aquecimento e de resfriamento devido à limitação de tempo e indisponibilidade da máquina. O caso de resfriamento R1 ($T_{in} = 60$ °C e $T_e = 10$ °C) com escoamento da solução de CMC nas vazões de 0,5 e 1,5 L/min foi escolhido para discutir os resultados das simulações do modelo 3D.

As simulações dessa condição utilizaram as condições de contorno descritas na seção 4.2. O consumo de memória RAM atingiu 251 GB e o tempo computacional total (simulação do escoamento seguida da simulação da transferência de calor) foi de 146.841 s (~40 h) na vazão de 0,5 L/min e de 353.666 s (~98 h) na vazão de 1,5 L/min. Foram gerados perfis de velocidade e de temperatura em cortes da seção transversal do tubo, que são apresentados e discutidos a seguir.

As propriedades termofísicas foram calculadas na temperatura média entre a entrada (60,00 °C, valor de T_{in}) e a saída da terceira volta do tubo (48,8 °C na vazão 0,5 L/min e 42,67 °C na vazão 1,5 L/min, obtidas nas simulações). O número de Reynolds foi calculado nessas condições e os valores obtidos foram 10 na vazão 0,5 L/min e 57 na vazão 1,5 L/min, indicando regime laminar ($8.513 < Re_{cr} < 10.437$). O número de Dean correspondente foi de 3 e 17 nas mesmas vazões, indicativo de uma baixa intensidade do escoamento secundário durante o regime laminar (BARUA, 1963; DRAVID et al., 1971; MORI, NAKAYAMA, 1965).

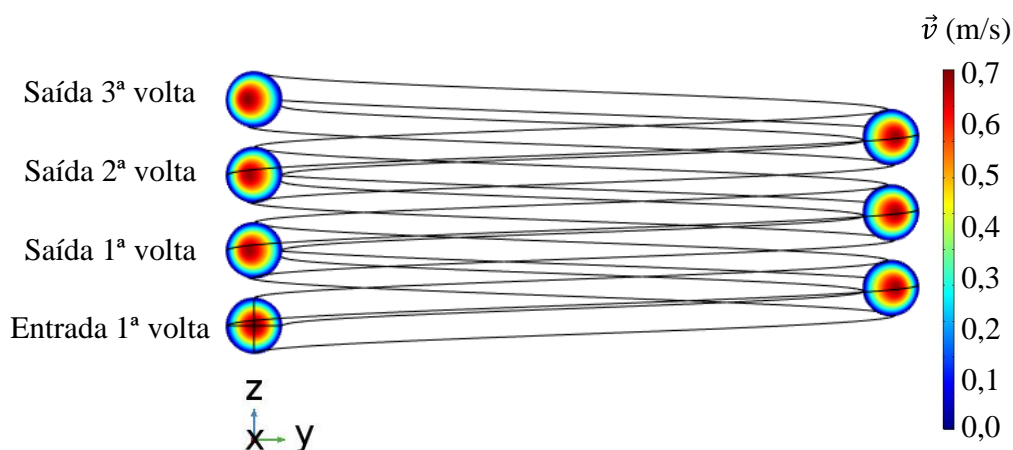
Os primeiros resultados das simulações mostram a evolução do perfil de velocidade (vetor resultante \vec{v}) em cortes da seção transversal do tubo no plano y - z , conforme a Figura 6.12 para a vazão 0,5 L/min e a Figura 6.13 para a vazão 1,5 L/min.

Figura 6.12 – Evolução do perfil de velocidade (\vec{v}) em cortes da seção transversal do tubo nas simulações com a solução de CMC, caso de resfriamento R1 e vazão 0,5 L/min



Fonte: O autor (2023)

Figura 6.13 – Evolução do perfil de velocidade (\vec{v}) em cortes da seção transversal do tubo nas simulações com a solução de CMC, caso de resfriamento R1 e vazão 1,5 L/min



Fonte: O autor (2023)

Na vazão 0,5 L/min o perfil de velocidade permaneceu praticamente uniforme com velocidade máxima no centro do tubo semelhante ao perfil parabólico em tubos retos, enquanto na vazão de 1,5 L/min após a saída da primeira volta pode-se observar um pequeno deslocamento da região de velocidade máxima em direção a parede do tubo devido a ação da força centrífuga.

As velocidades apresentadas nas Figuras 6.12 e 6.13 são predominantes na direção axial (eixo x), mesmo se tratando do vetor resultante (\vec{v}) que considera a velocidade em todas as direções x , y e z com as componentes u , v e w , respectivamente. Os perfis de velocidade das componentes v e w são mostrados nas Figuras 6.14 e 6.15, respectivamente, em cortes da seção transversal do tubo na saída da segunda volta.

Figura 6.14 – Perfis de velocidade da componente v para as vazões 0,5 L/min (a) e 1,5 L/min (b) na saída da segunda volta

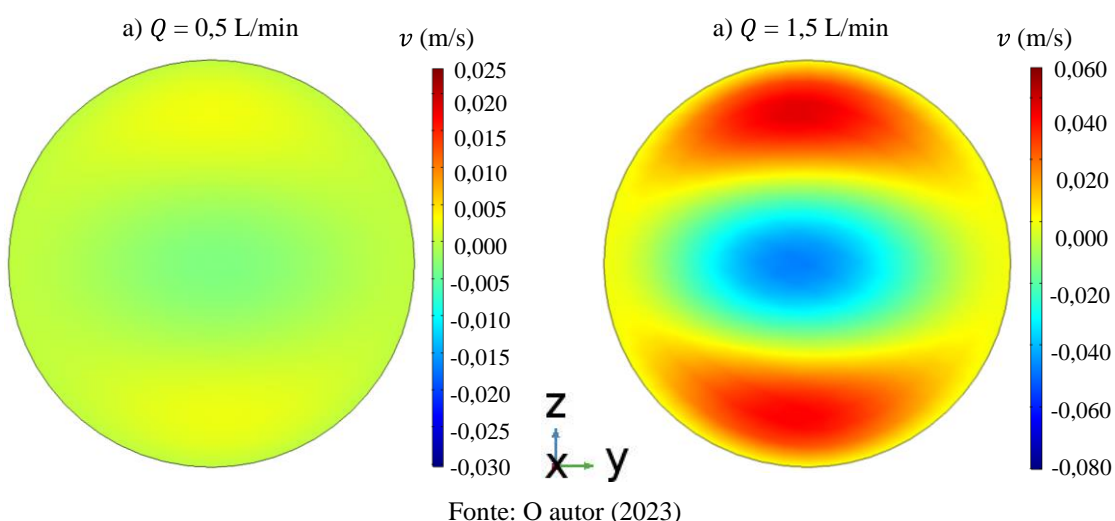
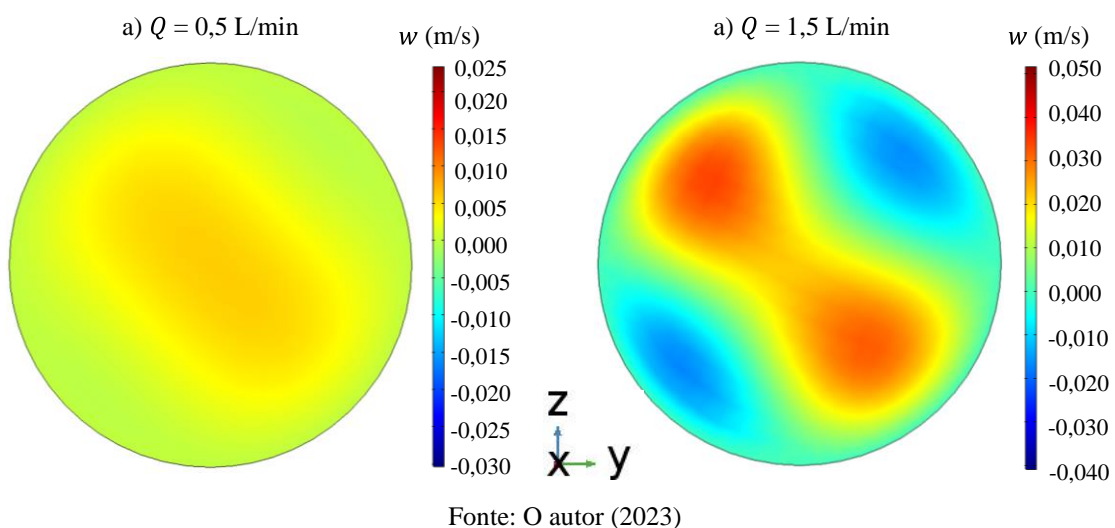


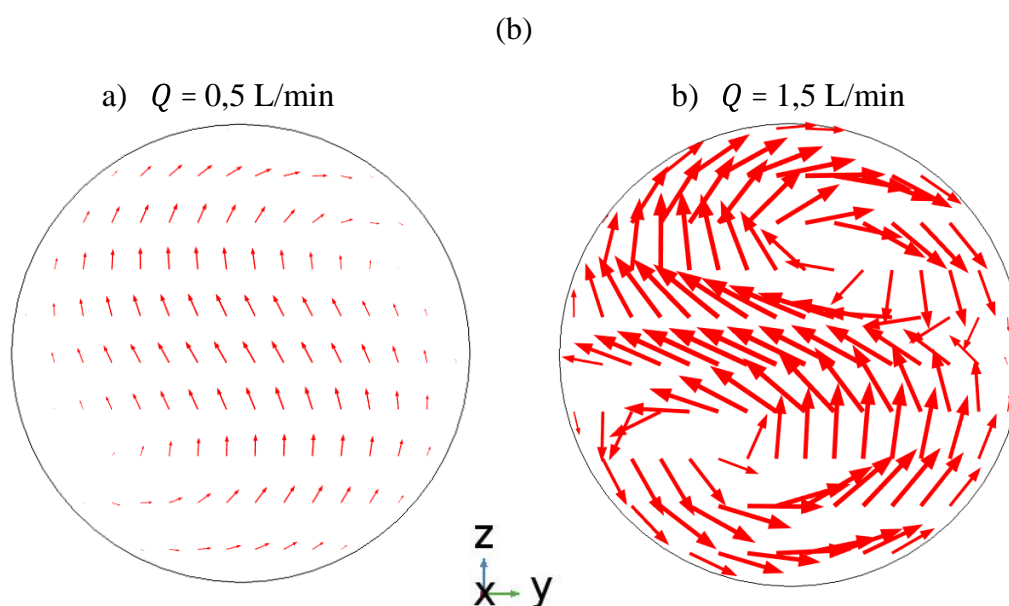
Figura 6.15 – Perfis de velocidade da componente w para as vazões 0,5 L/min (a) e 1,5 L/min (b) na saída da segunda volta



Os perfis de velocidade das Figuras 6.14 e 6.15 mostram a influência da vazão sobre a circulação secundária. Para a vazão mais baixa (0,5 L/min) o perfil de velocidade é praticamente uniforme (baixa intensidade do escoamento secundário), enquanto na vazão mais alta (1,5 L/min) foram identificadas duas zonas de alta e baixa velocidade características do escoamento em tubos helicoidais. Além disso, o escoamento na direção axial (componente u) predomina devido aos maiores valores de velocidade comparados às outras componentes de velocidade (vide Figuras 6.12 a 6.15).

Os vórtices do escoamento secundário foram analisados com mais detalhes na Figura 6.16 (plano y - z na segunda volta do tubo). Os vetores foram gerados a partir das componentes de velocidade v e w e indicam o sentido do escoamento. Para a vazão 0,5 L/min (Figura 6.16a) o fluido apresentou duas regiões com escoamento em sentidos opostos, mas não foi identificada a formação de vórtices devido à baixa vazão. No caso da vazão 1,5 L/min (Figura 6.16b), o aumento da vazão foi suficiente para identificar claramente a formação de dois vórtices girando em sentidos opostos.

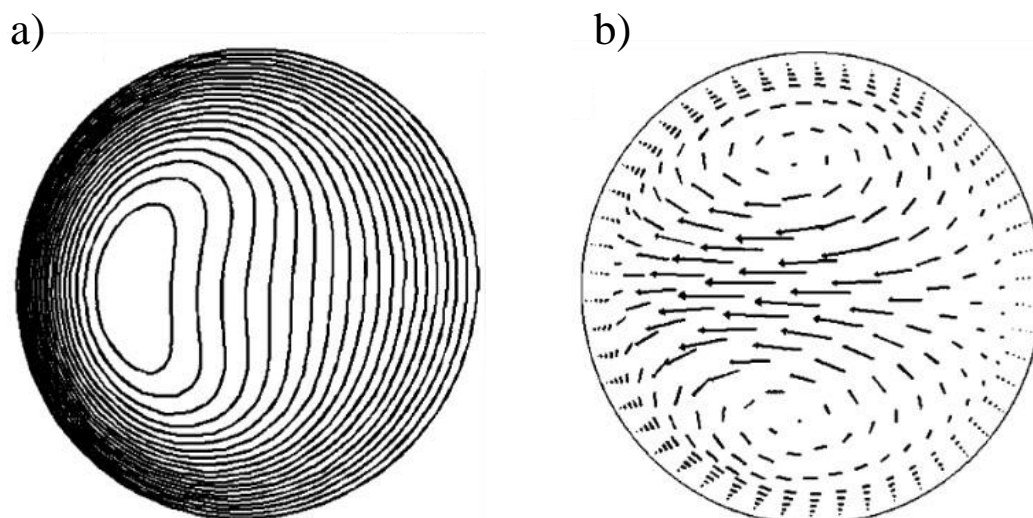
Figura 6.16 – Vórtices do escoamento secundário na saída da segunda volta do tubo para a solução de CMC, caso de resfriamento R1 e vazões de 0,5 L/min (a) e 1,5 L/min



Fonte: O autor (2023)

Os vórtices apresentados são coerentes com a teoria para tubos helicoidais, conforme o padrão apresentado na Figura 6.17 (VASHISTH; KUMAR; NIGAM, 2008) em que o centro de curvatura hélice está localizado à direita do tubo. O padrão apresentado na Figura 6.16b não é simétrico como na Figura 6.17 devido ao escoamento ascendente no tubo, ou seja, a curva não está em um plano fixo.

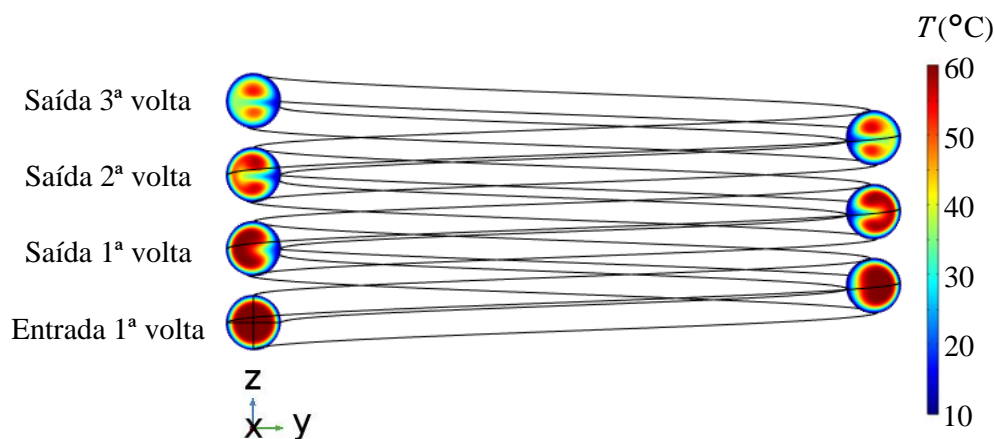
Figura 6.17 – Linhas de fluxo e vórtices de Dean em cortes da seção transversal de tubos curvos: componente axial (a) e componente radial (b) de velocidade



Fonte: Vashisth, Kumar e Nigam (2008)

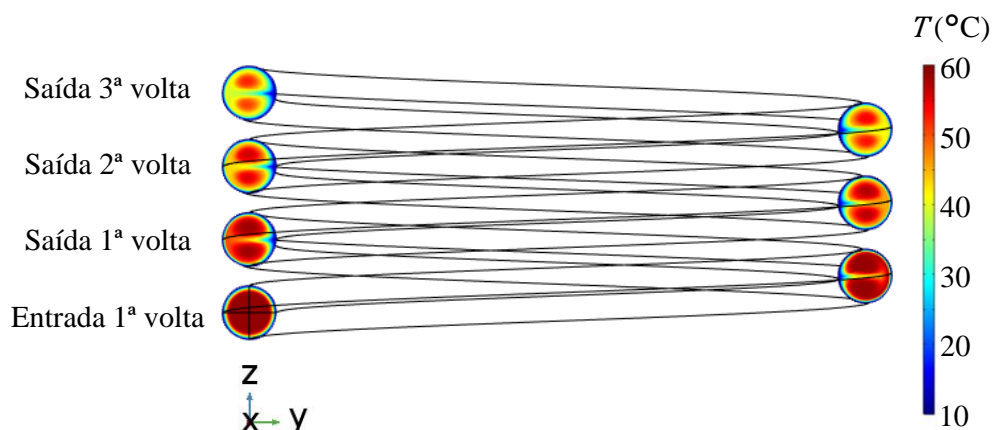
A evolução dos perfis de temperatura ao longo do tubo é mostrada nas Figuras 6.18 e 6.19 em cortes da seção transversal (plano y - z) para duas vazões diferentes. Foram identificadas duas regiões de alta temperatura em extremos opostos da seção transversal do tubo. Conforme já mencionado anteriormente, durante o regime laminar o efeito do escoamento secundário se torna mais intenso à medida que a vazão aumenta. Isso pode explicar porque as duas regiões de alta temperatura se formaram no início do tubo (primeira volta) para a vazão de 1,5 L/min (Figura 6.19), enquanto para a vazão de 0,5 L/min as regiões de alta temperatura ocorreram apenas na terceira volta (Figura 6.18).

Figura 6.18 – Evolução do perfil de temperatura ao longo das voltas do tubo nas simulações com a solução de CMC, caso de resfriamento R1 e vazão 0,5 L/min



Fonte: O autor (2023)

Figura 6.19 – Evolução do perfil de temperatura ao longo das voltas do tubo nas simulações com a solução de CMC, caso de resfriamento R1 e vazão 1,5 L/min



Fonte: O autor (2023)

O desvio-padrão da temperatura em cada volta do tubo foi calculado pela Equação (5.30) para avaliar a uniformidade da temperatura ao longo do tubo. Os resultados são mostrados na Tabela 6.14 junto com o valor da temperatura média de mistura para as vazões de 0,5 e 1,5 L/min.

Tabela 6.14 – Desvio-padrão da temperatura para a solução de CMC no tubo com três voltas, no caso de resfriamento R1 e para as vazões de 0,5 L/min e 1,5 L/min

Região do tubo	0,5 L/min		1,5 L/min	
	T_b (°C)	DP_{temp} (°C)	T_b (°C)	DP_{temp} (°C)
Entrada 1º volta	55,67	8,94	57,69	6,75
Saída 1ª volta	49,03	12,11	51,96	8,24
Saída 2ª volta	42,69	10,75	47,02	7,83
Saída 3ª volta	37,58	9,35	42,67	7,20

Fonte: O autor (2023)

O desvio-padrão da temperatura na vazão de 0,5 L/min foi superior em todos os casos comparado com a vazão de 1,5 L/min. Os valores apresentados foram coerentes, visto que a maior intensidade do escoamento secundário em vazões mais altas gera um perfil de temperatura mais uniforme e com desvios-padrões menores e mais próximos entre si. Os resultados também foram condizentes com os perfis de temperatura das Figuras 6.18 e 6.19.

6.5 Avaliação dos resultados das simulações dos modelos 2D e 3D

A avaliação dos resultados gerados pelos modelos foi realizada em duas etapas, conforme detalhado no capítulo 5.4: comparação do modelo 2D com dados experimentais e comparação do modelo 2D com o modelo 3D.

6.5.1 Modelo 2D e dados experimentais

Os resultados apresentados no gráfico de paridade da Figura 6.10 compararam a temperatura experimental na saída do tubo com as temperaturas na saída do tubo obtidas pela simulação do modelo 2D. Um bom ajuste foi obtido entre os valores experimentais e os valores preditos, com $R^2 = 0,791$ para a mistura de glicerina e água e $R^2 = 0,939$ para a solução de CMC e com a maior parte dos pontos dentro do desvio considerado (± 5 °C).

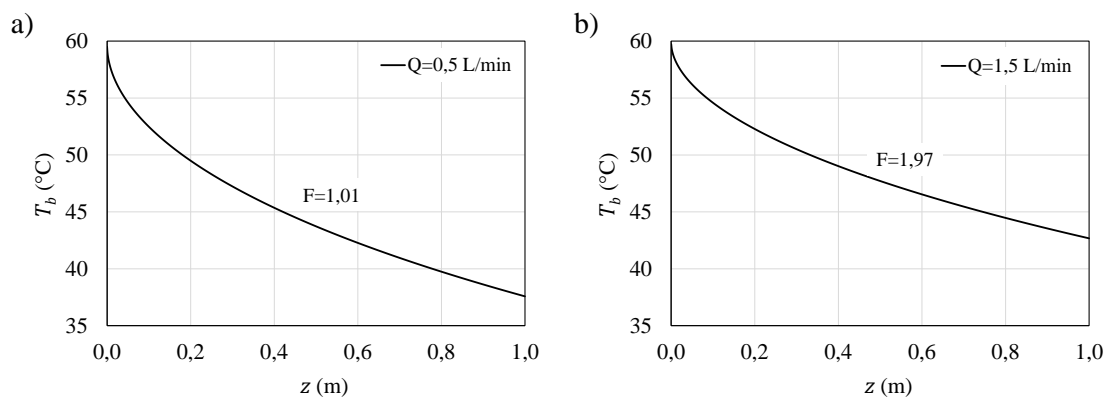
Portanto, o modelo 2D é capaz de prever a temperatura no tubo helicoidal estudado em simulações com baixo custo de tempo e memória computacional. No entanto, ainda pode-se realizar melhorias no modelo com relação ao perfil de velocidade derivado da DTR experimental. A realização de ensaios de DTR não isotérmicos poderiam considerar a variação da temperatura sobre a viscosidade do fluido e melhorar a capacidade de predição do modelo, correlacionando o valor do parâmetro de DTR com o número de Reynolds em vez da vazão volumétrica.

6.5.2 Modelo 2D e modelo 3D

As simulações do modelo 3D foram consideradas como experimentos virtuais e as temperaturas de saída obtidas foram utilizadas em simulações do modelo 2D, conforme descrito no capítulo 5.4.2. As simulações foram realizadas no *software* gPROMS considerando o tubo reto com comprimento $L = 1,00$ m (comprimento equivalente do tubo helicoidal com 3 voltas), para o caso de resfriamento R1 e vazões 0,5 L/min e 1,5 L/min. Foi utilizado o mesmo procedimento do modelo 2D: o valor de α_{eff} foi obtido como resultado da simulação e em seguida o valor F foi calculado pela Equação (4.5).

Os valores obtidos foram $F = 1,01$ para a vazão 0,5 L/min e $F = 1,97$ para a vazão 1,5 L/min. Perfis de temperatura foram obtidos em simulações do modelo 2D especificando esses valores de F e os resultados são mostrados na Figura 6.20. Pode-se considerar que, para a menor vazão, a intensificação na transferência de calor pelo escoamento helicoidal não foi significativa ($F = 1$) e que, para a maior vazão, a taxa de transferência radial de calor foi duas vezes maior devido escoamento secundário. As Figuras 6.14 e 6.15 confirmam que o escoamento secundário não foi significativo na menor vazão.

Figura 6.20 - Perfis de temperatura média em função da posição axial em simulações do modelo 2D a partir de experimentos virtuais com o modelo 3D para o caso de resfriamento R1 e vazões de 0,5 L/min (a) e 1,5 L/min (b)



Fonte: O autor (2023)

O consumo de memória RAM e o tempo computacional requerido para realizar as simulações é uma clara vantagem do modelo 2D. Enquanto as simulações do modelo 3D demoraram muitas horas para serem concluídas (40 h e 96 h para o caso proposto), no modelo 2D as simulações são concluídas em aproximadamente 1 min e com um consumo mínimo de memória (< 1 GB de RAM). Além disso, o alto consumo de memória RAM (cerca de 250 GB) do modelo 3D requer computadores de alto custo e com alta capacidade de processamento.

Uma das grandes vantagens do modelo 2D é a rapidez para gerar resultados, útil para o controle preditivo da temperatura em processos térmicos. Os resultados também mostraram que o modelo apresentou boas estimativas da temperatura no tubo helicoidal estudado. As desvantagens desse modelo, comparado ao modelo 3D, são a necessidade de ensaios experimentais para determinar o perfil de velocidade derivado da DTR e o fator de aumento e a impossibilidade de estudar a circulação secundária. No entanto, mesmo com essas limitações o modelo 2D foi capaz de representar o aumento da troca térmica promovida por tubos helicoidais.

7 CONCLUSÕES

O modelo 2D semiempírico para transferência de calor no escoamento laminar em um tubo helicoidal desenvolvido neste trabalho foi capaz de determinar os perfis de velocidade e de temperatura ao longo do tubo, utilizando dois fluidos com comportamentos reológicos diferentes (Newtoniano e não Newtoniano). O perfil de velocidade derivado da DTR experimental em um tubo helicoidal e o fator de aumento para troca térmica ajustado a partir de experimentos de troca térmica foram incluídos no modelo para representar o escoamento e a troca térmica. Portanto, o modelo depende de dois parâmetros experimentais: y , parâmetro do modelo de DTR y -laminar correlacionado com a vazão volumétrica e F , o fator de aumento da transferência de calor correlacionado com o número de Reynolds.

Simulações do modelo 2D em diversas condições experimentais de temperatura e vazão forneceram a difusividade térmica efetiva (α_{eff}), que foi utilizada para calcular F . O fator de aumento foi correlacionado com o número de Reynolds em escala logarítmica, combinando dados dos dois fluidos utilizados. As correlações foram separadas para as condições de aquecimento e de resfriamento devido ao diferente comportamento das duas curvas, mas ambas apresentaram tendência crescente e linear. Além disso, as correlações estabeleceram um valor limite de Reynolds, abaixo do qual pode-se considerar que não há intensificação da transferência de calor devido ao escoamento secundário.

O modelo 3D desenvolvido neste trabalho permitiu a visualização e o estudo da circulação secundária no tubo helicoidal, que não foi contemplado no modelo 2D. Simulações do modelo 3D foram realizadas em uma condição de resfriamento com um fluido pseudoplástico sob escoamento laminar em duas vazões diferentes. Perfis de temperatura e de velocidade foram gerados ao longo das voltas do tubo e mostraram que para a menor vazão (0,5 L/min) a intensidade do escoamento secundário é menor quando comparada à maior vazão (1,5 L/min), visto que durante o regime laminar o escoamento secundário se intensifica com o aumento da vazão.

Cortes da seção transversal na saída da segunda volta do tubo foram gerados para identificar os vórtices de Dean. As componentes radiais de velocidade (v e w) foram utilizadas para gerar os vetores de velocidade. Para a menor vazão (0,5 L/min) foi identificada apenas um princípio de circulação radial, enquanto para a maior vazão (1,5 L/min) foi possível identificar claramente a formação de dois vórtices girando em sentidos opostos devido à maior intensidade do escoamento secundário. Os vórtices são assimétricos devido ao escoamento ascendente e à inclinação do tubo.

Por fim, as simulações do modelo 3D foram consideradas como experimentos virtuais e as temperaturas de saída obtidas foram utilizadas para calcular o fator de aumento com o modelo 2D. Os valores de F obtidos e os perfis de temperatura gerados foram coerentes, mas não foi possível compará-los entre si pois se tratam de diferentes vazões e diferentes valores de F . A comparação com os experimentos também não foi possível porque os tubos possuem geometrias diferentes (9 voltas no experimental e 3 voltas no modelo 3D) e por conta da limitação da capacidade computacional.

Uma conclusão importante do trabalho como um todo reside na comparação dos recursos computacionais requeridos pelos dois modelos desenvolvidos. As simulações com o modelo 2D apresentam uma grande vantagem sobre o modelo 3D no aspecto do esforço computacional requerido. Enquanto as simulações com o modelo 3D levaram até 4 dias para serem concluídas e com um alto consumo de memória RAM (até 252 GB), as simulações com o modelo 2D levaram cerca de 1 min e com um baixo consumo de memória RAM (< 1 GB). Apesar do modelo 3D ser mais preciso e permitir o estudo da circulação secundária, ele requer computadores com alta capacidade de processamento que geralmente são máquinas de alto custo e de difícil acesso.

O modelo 2D, apesar da necessidade de ensaios experimentais para ajustar os parâmetros y e F , requer um baixo esforço computacional para realizar as simulações e, portanto, é mais acessível que o modelo 3D. Além disso, a rapidez para gerar resultados com o modelo 2D e a capacidade de fornecer valores confiáveis de temperatura podem ser interessantes para o controle preditivo em processos térmicos.

8 TRABALHOS FUTUROS

A abordagem semiempírica proposta neste trabalho para representar o escoamento e a troca térmica em um tubo helicoidal apresentou resultados satisfatórios. No entanto, ainda há espaço para aprimorar o modelo 2D. Uma melhoria importante está relacionada do efeito da temperatura sobre a DTR e as propriedades termofísicas. Neste trabalho a DTR foi determinada em condições isotérmicas e temperatura ambiente, mas foi considerada válida para diferentes temperaturas. A forte dependência da viscosidade e da densidade com a temperatura não foi considerada e pode ter introduzido um erro no modelo. Portanto, é recomendado que a DTR seja determinada na temperatura do processo estudado.

Para os experimentos de aquecimento e resfriamento, a medição da temperatura em pontos axiais ao longo do tubo permitiria o ajuste do modelo 2D considerando outros pontos axiais, além da temperatura final. Essa seria uma validação importante para verificar a predição da distribuição da temperatura média ao longo do tubo. Entretanto, a inserção de um sensor de temperatura no percurso pode promover mistura adicional, ou a leitura de uma temperatura local. Uma alternativa seria fazer experimentos com diferentes números de voltas, sempre medindo a temperatura de saída média.

O balanço diferencial de massa pode ser introduzido no modelo 2D para estimar uma taxa de reação ou de conversão em um LFR não isotérmico com geometria helicoidal, o que seria uma importante aplicação do modelo desenvolvido. Desta forma o modelo também pode ser aplicado em diversos sistemas reativos, como na inativação enzimática ou microbiológica no processamento térmicos de alimentos líquidos, produção de insumos químicos para a indústria farmacêutica, entre outros.

Em relação ao modelo 3D, as simulações do escoamento laminar e da transferência de calor no tubo helicoidal foram realizadas pelo método de elementos finitos. No entanto, houve problemas de convergência do modelo principalmente nos casos com altos números de Reynolds (mistura de glicerina e água). Isso pode ter ocorrido porque o método de elementos finitos garante apenas a conservação global das grandezas, ou seja, a conservação é garantida apenas entre a entrada e a saída das fronteiras do domínio. Por conta disso, não há como estimar os fluxos locais em cada elemento do domínio e isso pode gerar erros numéricos. Para esse caso é recomendado o uso do método de volumes finitos, pois ele garante a conservação ao longo de todo o domínio. Isso poderia permitir a simulação do tubo com 9 voltas, o que permitiria a comparação entre os dados experimentais com os modelos 3D e 2D.

REFERÊNCIAS

ABOU HWEIJ, K.; AZIZI, F. Hydrodynamics and residence time distribution of liquid flow in tubular reactors equipped with screen-type static mixers. **Chemical Engineering Journal**, v. 279, p. 948–963, 2015.

ABUSHAMMALA, O.; HREIZ R.; LEMAÎTRE, C.; FAVRE, E. Optimal design of helical heat/mass exchangers under laminar flow: CFD investigation and correlations for maximal transfer efficiency and process intensification performances. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 153, n. 119610, 2020.

ALDOR, A.; MOGUEN, Y.; OMARI, K. E.; HABCHI, C.; COCQUET, P.; GUER, Y. L. Heat transfer enhancement by chaotic advection in a novel sine-helical channel geometry. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 193, n. 122870, 2022.

AMESTOY, P. R.; DUFF, I. S.; L'EXCELLENT, J. Y. Multifrontal parallel distributed symmetric and unsymmetric solvers. **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**, v. 184, n. 2–4, p. 501–520, 2000.

BARBA, A.; RAINIERI, S.; SPIGA, M. Heat transfer enhancement in a corrugated tube. **Int. Comm. Heat Mass Transfer**, v. 29, n.3, p. 313–322, 2002.

BARBOSA-CÁNOVAS, G. V.; KOKINI, J. L.; MA, L.; IBARZ, A. The Rheology of Semiliquid Foods. **Advances in Food and Nutrition Research**, v. 39, p. 1–69, 1996.

BARUA, S. N. On secondary flow in stationary curved pipes. **Quart. Journal Mech and Applied Math.**, v. 16, p. 61–77, 1963.

BENNETT, T. D. Correlations for the Graetz problem in convection – Part 1: For round pipes and parallel plates. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 136, p. 832–841, 2019.

BIRD, R. B.; STEWART, W. E.; LIGHTFOOT, E. N. **Transport phenomena**. 2nd. ed. New York: John Wiley & Sons Inc, 2002.

BIRTA, L. G.; ARBEZ, G. **Modelling and Simulation: Exploring Dynamic System Behaviour**. 3rd. ed. Switzerland: Springer, 2019.

BORSE, D.; BUTE, J. V. A Review on Helical Coil Heat Exchanger. **International Journal for Research in Applied Science and Engineering Technology**, v. 6, n. 2, p. 492–497, 2018.

BUTT, J. B. **Reaction Kinetics and Reactor Design**. 2nd. ed. New York: Marcel Dekker, 2000.

CASELLA, G.; BERGER, R. L. **Statistical inference**. 2nd. ed. Duxbury: Thomson learning, 2002.

CASTELAIN, C.; LEGENTILHOMME, P. Residence time distribution of a purely viscous non-Newtonian fluid in helically coiled or spatially chaotic flows. **Chemical Engineering Journal**, v. 120, n. 3, p. 181–191, 2006.

CASTRO, I.; REIS, N.; TEIXEIRA, J. A.; VICENTE, A. A. CFD simulations of RTD of a strawberry pulp in a continuous ohmic heater. **Computer Aided Chemical Engineering**, v. 18, p. 163–168, 2004.

CAREZZATO, A.; ALCANTARA, M. R.; TELIS-ROMERO J.; TADINI C. C.; GUT, J. A. W. Non-Newtonian heat transfer on a plate heat exchanger with generalized configurations. **Chemical Engineering and Technology**, v. 30, n. 1, p. 21–26, 2007.

ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. **Fluid mechanics: fundamentals and applications**. 1st. ed. New York: McGraw-Hill Book Co., 2006.

CHENG, N. S. Formula for the viscosity of a glycerol-water mixture. **Industrial and Engineering Chemistry Research**, v. 47, n. 9, p. 3285–3288, 2008.

CHHABRA, R. P.; RICHARDSON, J. F. Heat transfer characteristics of non-Newtonian fluids in pipes. In: **Non-Newtonian Flow in the Process Industries**. Oxford: Butterworth-Heinemann, p. 260–288, 1999.

CIOFALO, M.; DI LIBERTO, M.; MAROTTA G. On the influence of curvature and torsion on turbulence in helically coiled pipes. In: 31st ITALIAN UNION OF THERMO-FLUID-DYNAMICS, 2013. **Journal of Physics: Conference Series 501**, 2014.

CROFT, D. R.; LILLEY, D. G. **Heat transfer calculations using finite difference equations**. **International Journal of Heat and Mass Transfer**. London: Applied Science publishers ltd., 1977.

DANCKWERTS, P. V. Continuous flow systems. Distribution of residence times. **Chemical Engineering Science**, v. 2, n. 1, p. 1–13, 1953.

DANTAS, J. A. T. A.; GUT, J. A. W. Modeling sterilization value and nutrient degradation in the thermal processing of liquid foods under diffusive laminar flow with

associations of tubular heat exchangers. **Journal of Food Process Engineering**, v. 41, n. 8, p. 1–13, 2018.

DANTAS, J. A. T. A.; PEGORARO, P. R.; GUT, J. A. W. Determination of the effective radial mass diffusivity in tubular reactors under non-Newtonian laminar flow using residence time distribution data. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 71, p. 18–25, 2014.

DARZI, A. A. R.; ABUZADEH, M.; OMIDI, M. Numerical investigation on thermal performance of coiled tube with helical corrugated wall. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 161, n. 106759, 2021.

DATTA, A. K. Physics-based models in the design of food products, processes, and equipment. **Comprehensive Reviews in Food Science and Food Safety**, v.7, p. 121–129, 2008.

DEAN, W. R. LXXII. The stream-line motion of fluid in a curved pipe (Second paper). **The London, Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science**, v. 5, n. 30, p. 673–695, abr. 1928.

DEEN, W. M. **Analysis of transport phenomena**. New York: Oxford University Press, 1998.

DELPLACE, F.; LEULIET, J. C. Generalized Reynolds number for the flow of power law fluids in cylindrical ducts of arbitrary cross-section. **Chemical Engineering Journal and the Biochemical Engineering Journal**, v. 56, n. 2, p. 33–37, 1995.

DEPONTE, H.; TONDA, A.; GOTTSCHALK, N.; BOUVIER, L.; DELAPLACE, G.; AUGUSTIN, W.; SCHOLL, S. Two complementary methods for the computational modeling of cleaning processes in food industry. **Computers and Chemical Engineering**, v. 135, n. 106733, 2020.

DEWANGAN, S. K.; KUMAR, D. K. Numerical Modeling of Fluid Flow and Heat Transfer through Helical Tube. **International Journal of Heat and Technology**, v. 38, n. 2, p. 541–552, 2020.

DRAVID, A. N. et al. Effect of secondary fluid motion on laminar flow heat transfer in helically coiled tubes. **AIChE Journal**, v. 17, n. 5, p. 1114–1122, 1971.

EDF SA. CODE_SATURNE Documentation. 2021. Disponível em: <https://www.code-saturne.org/cms/web/Documentation>. Acesso em 05 dez. 2023.

- EL KORCHI, K.; ALAMI, R.; SAADAOU, A.; MIMOUNT S.; CHAOUCH, A. Residence time distribution studies using radiotracers in a lab-scale distillation column: Experiments and modeling. **Applied Radiation and Isotopes**, v. 154, n. 108889, 2019.
- EL-GENK, M. S.; SCHRIENER, T. M. A Review and Correlations for Convection Heat Transfer and Pressure Losses in Toroidal and Helically Coiled Tubes. **Heat Transfer Engineering**, v. 38, n. 5, p. 447–474, 24 mar. 2017.
- ESCOTET-ESPINOZA, M. S.; MOGHTADERNEJAD S.; OKA, S.; WANG, Y.; ROMAN-OSPINO, A.; SCHÄFER, E.; CAPPUYNS, P.; ASSCHE I. V.; FUTRAN, M.; FELLOWS, P. J. **Food processing technology: principles and practice**. 2nd. ed. Cambridge: CRC Press, 2000.
- FELLOUAH, H.; CASTELAIN, C.; OULD EL MOCTAR, A.; PEERHOSSAINI H. A criterion for detection of the onset of Dean instability in Newtonian fluids. **European Journal of Mechanics B/Fluids**, v. 25, p.505–531, 2006.
- FENICS PROJECT. **FEniCS Documentation 0.7**. 2021. Disponível em: <https://fenicsproject.org/documentation/>. Acesso em 05 dez. 2023.
- FLORIT, F.; ROTA, R.; JENSEN, K. F. Dispersion in coiled tubular reactors: A CFD and experimental analysis on the effect of pitch. **Chemical Engineering Science**, v. 233, n. 116393, 2021.
- FOGLER, H. S. **Elements of chemical reaction engineering**. 5th. ed. Indiana (USA): Prentice Hall, 2016.
- GALAKTIONOV, O. S.; ANDERSON, P. D.; KRUIJT, P. G. M.; PETERS, G. W. M.; MEIJER, H. E. H. A mapping approach for three-dimensional distributive mixing analysis. **Computers & Fluids**, v. 30, p.271–289, 2001.
- GALAKTIONOV, O. S.; ANDERSON, P. D.; PETERS, G. W. M.; MEIJER, H. E. H. Mapping approach for 3D laminar mixing simulations: application to industrial flows. **International Journal for Numerical Methods in Fluids**, v. 40, p.345–351, 2002.
- GARCÍA-SERNA, J.; GARCÍA-VERDUGO, E.; HYDE, J. R.; FRAGA-DUBREUIL, J.; YAN, C.; POLIAKOFF, M.; COCERO, M. J. Modelling residence time distribution in chemical reactors: A novel generalized n -laminar model. Application to supercritical CO₂ and subcritical water tubular reactors. **Journal of Supercritical Fluids**, v.41, p. 82–91, 2007.

GROSSMANN, C.; ROOS, H.-G.; STYNES, M. **Numerical Treatment of Partial Differential Equations**. 3rd. ed. Berlin: Springer, 2007.

GUTIERREZ, C. G. C. C.; DIAS, E. F. T. S.; GUT, J. A. W. Residence time distribution in holding tubes using generalized convection model and numerical convolution for non-ideal tracer detection. **Journal of Food Engineering**, v. 98, p. 248–256, 2010.

HAMEED, V. M.; HAMAD, F. J. Implementation of novel triangular fins at a helical coil heat exchanger. **Chemical Engineering and Processing - Process Intensification**, v. 172, n. 108745, 2022.

HOPLEY, A.; DOYLE, B. J.; ROBERGE, D. M.; MACCHI, A. Residence time distribution in coil and plate micro-reactors. **Chemical Engineering Science**, v. 207, p. 181–193, 2019.

INCROPERA, F. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S.; DEWITT, D. P. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. 7th. ed. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, 2011.

JANSSEN, L. A. M.; HOOGENDOORN, C. J. Laminar convective heat transfer in helical coiled tubes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 21, n. 9, p. 1197–1206, 1978.

JAYAKUMAR, J. S.; MAHAJANI, S. M.; MANDAL, J. C.; VIJAYAN, P. K.; BHOI, R. Experimental and CFD estimation of heat transfer in helically coiled heat exchangers. **Chemical Engineering Research and Design**, v. 86, p. 221–232, 2008.

JOHNSTON, P. R. A solution method for the Graetz problem for non-Newtonian fluids with Dirichlet and Neumann boundary conditions. **Mathematical and Computer Modelling**, v. 19, n. 2, p. 1–19, 1994.

KACKER, R.; REGENSBURG, S. I.; KRAMER, H. J. M. Residence time distribution of dispersed liquid and solid phase in a continuous oscillatory flow baffled crystallizer. **Chemical Engineering Journal**, v. 317, p. 413–423, 2017.

KELDER, J. D. H.; PTASINSKI, K. J.; KERKHOF, P. J. A. M. Power-law foods in continuous coiled sterilisers. v. 57, p. 4605–4615, 2002.

KO, T. H.; TING, K. Entropy generation and thermodynamic optimization of fully developed laminar convection in a helical coil. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 32, n. 1–2, p. 214–223, 2005.

KURNIA, J. C.; CHAEDIR, B. A.; SASMITO, A. P. Laminar convective heat transfer in helical tube with twisted tape insert. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 150, n. 119309, 2020.

KUSHWAHA, N.; KUMAWAT, T. C.; NIGAM, K. D. P.; KUMAR, V. Heat Transfer and Fluid Flow Characteristics for Newtonian and Non-Newtonian Fluids in a Tube-in-Tube Helical Coil Heat Exchanger. **Industrial and Engineering Chemistry Research**, v. 59, p. 3972–3984, 2020.

KUTATELADZE, S. S.; BORISHANSKII, V. M. **A Concise encyclopedia of heat transfer**. London: Pergamon Press, 1966.

LEVENSPIEL, O. **Chemical reaction engineering**. 3rd. ed. New York: John Wiley & Sons Inc, 1999.

LEVENSPIEL, O.; BISCHOFF, K. B. Patterns of flow in chemical process vessels. Em: **Advances in Chemical Engineering**. New York: Academic Press, 1964. p. 95–198.

LEWIS, M. J.; HEPPEL, N. **Continuous Thermal Processing of Foods - Pasteurization and UHT Sterilization**. Gaithersburg: Aspen Publishers, 2000.

LYCHE, B. C.; BIRD, R. B. The Graetz-Nusselt problem for a power-law non-newtonian fluid. **Chemical Engineering Science**, v. 6, n. 1, p. 35–41, 1956.

MAGHRABIE, H. M.; ATTALLA, M.; MOHSEN, A. A. A. Performance of a shell and helically coiled tube heat exchanger with variable inclination angle: Experimental study and sensitivity analysis. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 164, n. 106869, 2021.

MANSOUR, M.; LIU, Z.; JANIGA, G.; NIGAM, K. D. P.; SUNDMACHER K.; THÉVENIN, D.; ZÄHRINGER, K. Numerical study of liquid-liquid mixing in helical pipes. **Chemical Engineering Science**, v. 172, p. 250–261, 2017.

MANSOUR, M.; JANIGA, G.; NIGAM, K. D. P.; THÉVENIN, D.; ZÄHRINGER, K. Numerical study of heat transfer and thermal homogenization in a helical reactor. **Chemical Engineering Science**, v. 177, p. 369–379, 2018.

MANSOUR, M.; KHOT, P.; KOVÁTS, P.; THÉVENIN, D.; ZÄHRINGER, K.; JANIGA, G. Impact of computational domain discretization and gradient limiters on CFD results concerning liquid mixing in a helical pipe. **Chemical Engineering Journal**, v. 383, n. 123121, 2020.

MANSOUR, M.; THÉVENIN, D.; ZÄHRINGER, K. Numerical study of flow mixing and heat transfer in helical pipes, coiled flow inverters and a novel coiled configuration. **Chemical Engineering Science**, v. 221, n. 115690, 2020.

MÄNTELE, W.; DENIZ, E. UV–VIS absorption spectroscopy: Lambert-Beer reloaded. **Spectrochimica Acta - Part A: Molecular and Biomolecular Spectroscopy**, v. 173, p. 965–968, 2017.

MAZUMDER, S. **Numerical methods for partial differential equations: Finite difference and finite volume methods**. Oxford: Academic Press, 2016.

MCCABE, W. L.; SMITH, J. C.; HARRIOTT, P. **Unit Operations of Chemical Engineering**. 5th. ed. New York: McGraw-Hill Book Co., 1993.

MORAIS, A. O.; GUT, J. A. W. Determination of the effective radial thermal diffusivity for evaluating enhanced heat transfer in tubes under non-Newtonian laminar flow. **Brazilian Journal of Chemical Engineering**, v. 32, n. 2, p. 445–454, 2015.

MORI, Y.; NAKAYAMA, W. Study on forced convective heat transfer in curved pipes. **Int. Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 8, p. 67–82, 1965.

MUMBACH, G. D.; LENZ, D. L. G.; WENZEL, B. M. Investigation of hydrodynamic non-idealities in a pilot-scale pond bioreactor. **Journal of Water Process Engineering**, v. 23, p. 97–108, 2018.

NAPHON, P.; WIRIYASART, S.; PRURAPARK, R.; SRICHAT, A. Numerical study on the nanofluid flows and temperature behaviors in the spirally coiled tubes with helical ribs. **Case Studies in Thermal Engineering**, v. 27, n. 101204, 2021.

NAUMAN, E. B. Residence time theory. **Industrial and Engineering Chemistry Research**, v. 47, n. 10, p. 3752–3766, 2008.

OBERKAMPF, W. L. Verification and validation in computational simulation. **2004 Transport Task Force Meeting**. Sandia National Laboratories: Salt Lake City, Utah, 2004.

OPENCFD Ltd. **OpenFOAM User Guide**. 2023. Disponível em: <https://doc.openfoam.com/2306/>. Acesso em 05 dez. 2023.

PAWAR, S. S.; SUNNAPWAR, V. K. Experimental and CFD investigation of convective heat transfer in helically coiled tube heat exchanger. **Chemical Engineering Research and Design**, v. 92, n. 11, p. 2294–2312, 2014.

PHAOKUNTHA, S.; POONLARP, P. B.; PONGSIRIKUL, I. Rheological properties of mango puree and process development of mango sheet. **Acta Horticulturae**, v. 1024, p. 373–380, 2014.

PEGORARO, P. R.; MARANGONI, M.; GUT, J. A. W. Residence time distribution models derived from non-ideal laminar velocity profiles in tubes. **Chemical Engineering Technology**, v. 35, n. 9, p. 1593–1603, 2012.

PIMENTA, T. A.; CAMPOS, J. B. L. M. Heat transfer coefficients from Newtonian and non-Newtonian fluids flowing in laminar regime in a helical coil. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 58, n. 1–2, p. 676–690, 2013.

PINHEIRO TORRES, A.; OLIVEIRA, F. A. R. Residence Time Distribution Studies in Continuous Thermal Processing of Liquid Foods: A Review. **Journal of Food Engineering**, v. 36, n. 1–4, p. 1–30, 1998.

PIRES, M. **Estudo do tratamento térmico contínuo do suco de maçã não clarificado usando tecnologia de micro-ondas**. Relatório de iniciação científica apresentado a FAPESP. São Paulo: Universidade de São Paulo, 2016.

RAO, S. S. **The Finite Element Method in Engineering**. 6th ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2018.

RAUT, D.; LANJEWAR, S.; KALAMKAR, V. R. Effect of geometrical and operational parameters on paraffin's melting performance in helical coiled latent heat storage for solar application: A numerical study. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 176, n. 107509, 2022.

REDDY, N. S.; SUBRAMANYA, S. G.; VISHWANATH, K. C.; KANCHIRAYA, S.; SATHEESHA, V. Analysis of tube-in-tube copper helical heat exchanger to improve heat transfer. **Materials Today: Proceedings**, v. 39, p. 879–887, 2021.

RENNIE, T. J.; RAGHAVAN, V. G. S. Numerical analysis of the lethality and processing uniformity in a double-pipe helical heat exchanger. **Chemical Engineering and Processing: Process Intensification**, v. 49, n. 7, p. 672–679, 2010.

SALEHI, F. Physicochemical characteristics and rheological behaviour of some fruit

juices and their concentrates. **Journal of Food Measurement and Characterization**, v. 14, n. 5, p. 2472–2488, 2020.

SALVI, D.; BOLDOR, D.; ORTEGO, J.; AITA, G. M.; SABLIOV, C. M. COMSOL. Numerical modeling of continuous flow microwave heating: A critical Comparison of COMSOL and ANSYS. **Journal of Microwave Power and Electromagnetic Energy**, v. 44, n. 4, p. 187–197, 2010.

SALVI, D.; BOLDOR, D.; AITA, G. M.; SABLIOV, C. M. COMSOL Multiphysics model for continuous flow microwave heating of liquids. **Journal of Food Engineering**, v. 104, p. 422–429, 2011.

SANDEEP, K.; CORONEL, P. Flow Dynamics and Heat Transfer in Helical Heat Exchangers. In: **Transport Phenomena in Food Processing**. Boca Raton: CRC Press, 2003. p. 377–397.

SAXENA, A. K.; NIGAM, K. D. P. Coiled configuration for flow inversion and its effect on residence time distribution. **AIChE Journal**, v. 30, n. 3, p. 363–368, 1984.

SCHENK, O.; GÄRTNER, K. Solving unsymmetric sparse systems of linear equations with PARDISO. **Future Generation Computer Systems**, v. 20, n. 3, p. 475–487, 2004.

SEBAN, R. A.; MCLAUGHLIN, E. F. Heat transfer in tube coils with laminar and turbulent flow. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 6, n. 5, p. 387–395, 1963.

SHARMA, L.; NIGAM, K. D. P.; ROY, S. Single phase mixing in coiled tubes and coiled flow inverters in different flow regimes. **Chemical Engineering Science**, v. 160, n. November 2016, p. 227–235, 2017.

SHARQAWY, M. H. New correlations for seawater and pure water thermal conductivity at different temperatures and salinities. **Desalination**, v. 313, p. 97–104, 2013.

SIGUEMOTO, E. S.; FUNCIA, E. S.; PIRES, M. N.; GUT, J. A. W. Modeling of time-temperature history and enzymatic inactivation of cloudy apple juice in continuous flow microwave assisted pasteurization. **Food and Bioproducts Processing**, v. 111, p. 45–53, 2018a.

SIGUEMOTO, E. S.; PIRES, M. N.; FUNCIA, E. S.; GUT, J. A. W. Evaluation and modeling of a Microwave-assisted unit for continuous flow pasteurization of liquid foods:

residence time distribution, time-temperature history, and integrated lethality. **Journal of Food Process Engineering**, v. 41, 2018b.

SPSE - SIEMENS PROCESS SYSTEMS ENGINEERING. **gPROMS Model Builder Documentation**, 2019.

STEFFE, J. F. **Rheological methods in food process engineering**. 2nd. ed. East Lansing: Freeman Press, 1993.

SUDARSAN, A. P.; UGAZ, V. M. Multivortex micromixing. **Proceedings of the National Academy of Sciences of the United States of America**, v. 103, n. 19, p. 7228–7233, 2006.

SULTTAN, S.; ROHANI, S. Coupling of CFD and population balance modelling for a continuously seeded helical tubular crystallizer. **Journal of Crystal Growth**, v. 505, p. 19–25, 2019.

TANG, L.; TANG, Y.; PARAMESWARAN, S. A numerical study of flow characteristics in a helical pipe. **Advances in Mechanical Engineering**, v. 8, n. 7, p. 1–8, 2016.

THOMAS, J. W. **Numerical partial differential equations: finite difference methods**. 1st. ed. New York: Springer, 1995.

TIAN, S.; BARIGOU, M. Assessing the potential of using chaotic advection flow for thermal food processing in heating tubes. **Journal of Food Engineering**, v. 177, p. 9–20, 2016.

TOLEDO, R. T. **Fundamentals of Food Process Engineering**. 3rd. ed. Berlin: Springer, 2007.

TRYSTRAM, G. Modelling of food and food processes. **Journal of Food Engineering**, v. 110, n. 2, p. 269–277, 2012.

VASHISTH, S.; KUMAR, V.; NIGAM, K. D. P. A review on the potential applications of curved geometries in process industry. **Industrial and Engineering Chemistry Research**, v. 47, n. 10, p. 3291–3337, 2008.

VITRAC, O.; TOUFFET, M. Food Process Modeling. Em: **Encyclopedia of Food Security and Sustainability**. 1st. ed. Amsterdam: Elsevier, 2019. p. 434–454.

VOCALÉ, P.; BOZZOLI, F.; RAINIERI, S.; PAGLIARINI, G. Influence of thermal boundary conditions on local convective heat transfer in coiled tubes. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 145, n. 106039, 2019.

WANG, G.; WANG, D.; DENG, J.; LYU, Y.; PEI, Y.; XIANG, S. Experimental and numerical study on the heat transfer and flow characteristics in shell side of helically coiled tube heat exchanger based on multi-objective optimization. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 137, p. 349–364, 2019.

WANG, Y.; ALVARADO, J. L.; TERRELL, W. Thermal and flow characteristics of helical coils with reversed loops. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 126, p. 670–680, 2018.

WEIGAND, B.; GASSNER, G. The effect of wall conduction for the extended Graetz problem for laminar and turbulent channel flows. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 50, n. 5–6, p. 1097–1105, 2007.

WEISSTEIN, E. W. “**Helix.**” **From MathWorld--A Wolfram Web Resource**. Disponível em: <<https://mathworld.wolfram.com/Helix.html>>. Acesso em: 23 nov. 2021.

WITELSKI, T.; BOWEN, M. **Methods of Mathematical Modelling: Continuous Systems and Differential Equations**. London: Springer, 2015.

WÖRNER, M. Approximate residence time distribution of fully developed laminar flow in a straight rectangular channel. **Chemical Engineering Science**, v. 65, p. 3499–3507, 2010.

XU, Z. et al. Development of a RELAP5 model for the thermo-hydraulic characteristics simulation of the helically coiled tubes. **Annals of Nuclear Energy**, v. 153, n. 108032, 2021.

YAWS, C. L. **Chemical Properties Handbook: Physical, Thermodynamic, Environmental, Transport, Safety, and Health Related Properties for Organic and Inorganic Chemicals**. New York: McGraw-Hill, 1999.

ZHANG, Y.; YANG, H.; YAN, B.; ZHU, H.; GAO, W.; ZHAO, J.; ZHANG, H.; CHEN, W.; FAN, D. Continuous flow microwave system with helical tubes for liquid food heating. **Journal of Food Engineering**, v. 294, n.110409, 2021.

ZHAO, H.; LI, X.; WU, Y.; WU, X. Friction factor and Nusselt number correlations for forced convection in helical tubes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 155, n. 119759, 2020.

ZHAO, H.; BAU, H. H. Effect of secondary flow on Taylor-Aris dispersion, **Analytical Chemistry**, v. 79, p. 7792–7798, 2007.

ZHENG, L.; XIE, Y.; ZHANG, D. Numerical investigation on heat transfer and flow characteristics in helically coiled mini-tubes equipped with dimples. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 126, p. 544–570, 2018.