

GUILHERME RUSSO

**Estudo e modelagem da transferência de calor em um processo de  
pasteurização em sistema tubular**

São Paulo

2019

GUILHERME RUSSO

**Estudo e modelagem da transferência de calor em um processo de  
pasteurização em sistema tubular**

Dissertação apresentada à Escola Politécnica da  
Universidade de São Paulo para obtenção do título de  
Mestre em Ciências

Área de Concentração: Engenharia Química

Orientador: Prof. Dr. Jorge Andrey Wilhelms Gut

São Paulo

2019

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

**São Paulo, ..... de outubro de 2019**

**Assinatura do autor** \_\_\_\_\_

**Assinatura do orientador** \_\_\_\_\_

## **FICHA CATALOGRÁFICA**

### **Catlogação-na-publicação**

Russo, Guilherme

Estudo e modelagem da transferência de calor em um processo de pasteurização em sistema tubular / G. Russo -- versão corr. -- São Paulo, 2019. 164 p.

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Química.

1.Modelagem matemática 2.Pasteurização 3.Processamento térmico contínuo 4.Simulação I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Química II.t.

## **AGRADECIMENTOS**

Primeiramente, agradeço à Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP) pelo auxílio financeiro para desenvolvimento deste trabalho, por meio do FoRC - Centro de Pesquisa em Alimentos (Processo 2013/07914-8) e ao apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Código de Financiamento 001, pela bolsa de mestrado.

Ao orientador, Jorge Andrey Wilhelms Gut, pela oportunidade concedida, confiança depositada, paciência, conselhos, dedicação ao trabalho e ensinamentos dos mais diversos possíveis que foram fundamentais para o período da pesquisa.

À família, e principalmente meus pais Waldir e Giovana, por todo o apoio emocional e financeiro, carinho e confiança na realização deste trabalho.

À Mayara Grego Caiaffa pelo o apoio, carinho e dedicação durante estes últimos anos.

Aos funcionários e professores do Departamento de Engenharia Química da Escola Politécnica da USP e do FoRC pelo apoio institucional.

Aos colegas e amigos do Laboratório de Engenharia de Alimentos, que me ajudaram na realização deste trabalho com seus conhecimentos e momentos de descontração.

## Resumo

A produção de alimentos seguros, com alto valor nutricional e sensorial, é essencial para a satisfação dos consumidores. O processamento térmico tem como objetivo inativar microrganismos patogênicos e deterioradores, e enzimas por meio de alta temperatura, mas evitando alterações indesejadas na qualidade do produto final. Este trabalho tem como objetivo propor uma modelagem matemática para representar o tratamento térmico contínuo de alimentos líquidos em uma unidade piloto de pasteurização tubular com relação à distribuição de temperatura do produto, determinando coeficientes individuais de transferência de calor nas seções de aquecimento, retenção e resfriamento, e validar experimentalmente o modelo desenvolvido. A unidade piloto em estudo é equipada com um tubo de retenção e utiliza dois trocadores de calor tipo serpentina em casco em contracorrente para os processos de aquecimento e resfriamento. Utilizaram-se três fluidos modelos para o estudo da distribuição de temperatura, sendo dois fluidos Newtonianos (água e mistura glicerina/água 80% w/w) e um não-Newtonianos (solução aquosa de carboximetilcelulose, CMC 1% w/w), com o objetivo de simular fluidos alimentícios. Foi introduzido no modelo um fator de aumento com o objetivo de simular tubulações helicoidais como tubos retos, facilitando a modelagem do processo. O coeficiente global de troca térmica e os fatores de aumento foram determinados experimentalmente variando a temperatura de processo, de 60 a 120 °C com passo de 15 °C, e a vazão de 0,4 a 2,0 L/min com passo de 0,4 L/min. Foram propostas seis correlações semi-empíricas para os coeficientes globais de troca térmica e três correlações para os fatores de aumento, em que ambos são dependentes dos números de Reynolds e Prandtl, ajustados pela minimização da soma do erro quadrático para as cada uma das seções em estudo. Os perfis de temperatura na parede e no centro do tubo, e temperatura média do fluido produto e utilidade ao longo das seções estudadas foram determinados pela modelagem bidimensional de escoamento e troca de calor. O perfil de temperatura média no tempo médio de residência do processo foi determinado pelo método das diferenças finitas. Foram realizados ensaios de validação que posteriormente foram comparados com os valores simulados utilizando as correlações do coeficiente global de troca térmica e fator de aumento determinadas anteriormente. Os resultados da validação foram satisfatórios, em que a maior diferença entre a temperatura experimental e prevista foi de 4 °C.

**Palavras-chave:** Modelagem matemática. Pasteurização. Processamento térmico contínuo. Simulação.

## Abstract

Safe food production while retaining high quality is essential for the consumer's satisfaction. The objective of thermal processing is to inactivate pathogenic and deteriorating microorganisms and enzymes with high temperatures, while avoiding collateral damages to the final food quality. This work had the objective to propose a mathematical model that represents the continuous thermal treatment of liquid foods in a tubular pasteurization equipment correlating with the food temperature distribution, while obtaining individual heat transfer coefficients in the heating exchangers and holding tube, and experimental validation of the model. The unit is equipped with a holding tube and two counter-flow helical coil heat exchangers for heating and cooling. Three model fluids were used to study the temperature distribution, two Newtonian fluids (water and glycerin/water 80% w/w mixture) and one non-Newtonian fluid (carboxymethylcellulose, CMC 1% w/w solution), simulating food fluids. The heat transfer enhancement factor was introduced to simulate a helical coil as a straight tube, simplifying the mathematical modeling. The overall heat transfer coefficients and the heat transfer enhancement factors were experimentally estimated varying the temperature of the heater, or process temperature, from 60 to 120 °C (15 °C steps) and flow rates from 0,4 to 2,0 L/min (0,4 L/min step). Six semi-empirical correlations of the overall heat transfer and three correlations for the heat transfer enhancement factor coefficient were proposed as a function of the Reynolds and Prandtl numbers, that they were adjusted optimizing the minimum square error for each studied section. The center and tube wall temperature profiles, and the mean product and utility temperature profiles along the studied sections were determined with the flow and heat bidimensional modeling. The mean temperature profile within the mean residence time was determined by forward finite difference method. Validation experiments were compared with simulations using the global heat transfer and heat transfer enhancement factors previously determined. The validation results were satisfactory, where the biggest temperature difference between the experimental and simulated was 4 °C.

**Keywords:** Continuous thermal processing. Mathematical modelling. Pasteurization. Simulation.

## Lista de figuras

Figura 3.2.1 – Exemplo de relação entre a população de microrganismos viáveis e o tempo em processo isotérmico demonstrando uma cinética de primeira ordem.	28
Figura 3.3.1 – Gráfico de tensão de cisalhamento por taxa de cisalhamento para fluidos newtonianos e não-newtonianos.	32
Figura 4.1.1 – Interior do equipamento <i>Microwave Lab25-UHT/HTST EMVH</i> .	42
Figura 4.1.2 – Fluxograma do processo contínuo de pasteurização.	43
Figura 4.4.1.1 – Balanço microscópico de energia na seção de aquecimento para o lado frio.	54
Figura 4.4.2.1 – Balanço microscópico de energia na seção de resfriamento.	55
Figura 4.4.3.1 – Balanço microscópico de energia na seção de resfriamento.	56
Figura 5.1.1.1 – Valores experimentais de $U$ e preditos pelo Modelo A1 na seção de aquecimento para água.	71
Figura 5.1.1.2 – Valores experimentais de $U$ e preditos pelo Modelo B1 para a seção de aquecimento para água.	71
Figura 5.1.1.3 – Valores experimentais de $U$ e preditos pelo Modelo C1 para a seção de aquecimento para água.	72
Figura 5.1.1.4 – Valores experimentais de $U$ e preditos pelo Modelo A1 para a seção de retenção para água.	74
Figura 5.1.1.5 – Valores experimentais de $U$ e preditos pelo Modelo B1 para a seção de retenção para água para água.	74
Figura 5.1.1.6 – Valores experimentais de $U$ e preditos pelo Modelo C1 para a seção de retenção para água.	75
Figura 5.1.1.7 – Valores experimentais de $U$ e preditos pelo Modelo A1 para a seção de resfriamento para água.	76
Figura 5.1.1.8 – Valores experimentais de $U$ e preditos pelo Modelo B1 para a seção de resfriamento para água.	76
Figura 5.1.1.9 – Valores experimentais de $U$ e preditos pelo Modelo C1 para a seção de resfriamento para água.	77
Figura 5.1.1.10 – Gráfico de paridade da estimação de $U$ pelo o Modelo A2 para a seção de aquecimento para água.	79

Figura 5.1.1.11 – Gráfico de paridade da estimação de $U$ pelo o Modelos B2 para a seção de aquecimento para água.	80
Figura 5.1.1.12 – Gráfico de paridade da estimação de $U$ pelo o Modelo C2 para a seção de aquecimento para água.	80
Figura 5.1.1.13 – Gráfico de paridade da estimação de $U$ pelo o Modelo A2 para a seção de resfriamento para água.	81
Figura 5.1.1.14 – Gráfico de paridade da estimação de $U$ pelo o Modelo B2 para a seção de resfriamento para água.	81
Figura 5.1.1.15 – Gráfico de paridade da estimação de $U$ pelo o Modelo C2 para a seção de resfriamento para água.	82
Figura 5.1.2.1 – Valores experimentais de $U$ e preditos pelo Modelo C1 para a seção de aquecimento para a mistura glicerina/água 80%.	85
Figura 5.1.2.2 – Gráfico de paridade da estimação de $U$ pelo o Modelo C2 para a seção de aquecimento para a mistura glicerina/água 80%.	85
Figura 5.1.2.2 – Gráfico de paridade da estimação de $U$ pelos os Modelos A2 e C2 para a seção de resfriamento para a mistura glicerina/água 80%.	87
Figura 5.1.3.1 – Gráfico de paridade da estimação de $U$ pelo os Modelos A2 e C2 para a seção de aquecimento para a solução aquosa de CMC 1%.	90
Figura 5.1.3.2 – Gráfico de paridade da estimação de $U$ pelos os Modelos A2 e C2 para a seção de resfriamento para a solução aquosa de CMC 1%.	91
Figura 5.2.1 – Fator de aumento ( $F_{incr,fp}$ ) em função no número de Reynolds ( $Re_{fp}$ ) para a seção de aquecimento para água.	94
Figura 5.2.2 – Fator de aumento ( $F_{incr,fp}$ ) em função no número de Reynolds ( $Re_{fp}$ ) para a seção de resfriamento para água.	94
Figura 5.2.3 – Fator de aumento ( $F_{incr,fp}$ ) em função no número de Reynolds ( $Re_{fp}$ ) para a seção de aquecimento para a mistura glicerina/água 80%.	97
Figura 5.2.4 – Fator de aumento ( $F_{incr,fp}$ ) em função no número de Reynolds ( $Re_{fp}$ ) para a seção de resfriamento para a mistura glicerina/água 80%.	97
Figura 5.2.5 – Fator de aumento ( $F_{incr,fp}$ ) em função no número de Reynolds ( $Re_{fp}$ ) na seção de aquecimento para solução aquosa CMC 1%.	100
Figura 5.2.6 – Fator de aumento ( $F_{incr,fp}$ ) em função no número de Reynolds ( $Re_{fp}$ ) na seção de resfriamento para solução aquosa CMC 1%.	101



Figura 5.2.7 – Fator de aumento ( $F_{incr,fp}$ ) em função no número de Reynolds ( $Re_{fp}$ ) e Prandtl ( $Pr_{fp}$ ) para a seção de aquecimento para solução aquosa CMC 1%.	102
Figura 5.2.8 – Fator de aumento ( $F_{incr,fp}$ ) em função no número de Reynolds ( $Re_{fp}$ ) e Prandtl ( $Pr_{fp}$ ) para a seção de aquecimento para solução aquosa CMC 1%.	102
Figura 5.3.1 – Perfis de temperatura do fluido produto no centro e parede do tubo, temperatura média do produto e utilidade ao longo da seção de aquecimento para a vazão de 2,0 L/min e temperatura de processo a 90 °C para a água.	103
Figura 5.3.2 – Perfis de temperatura do fluido produto no centro e parede do tubo, temperatura média do produto ao longo da seção de retenção para a vazão de 2,0 L/min e temperatura de processo a 90 °C para a água.	104
Figura 5.3.3 – Perfis de temperatura do fluido produto no centro e parede do tubo, temperatura média do produto e utilidade ao longo da seção de resfriamento para a vazão de 2,0 L/min e temperatura de processo a 90 °C para a água.	105
Figura 5.3.4 – Perfis de temperatura do fluido produto no centro e parede do tubo, temperatura média do produto e utilidade ao longo da seção de aquecimento para a vazão de 2,0 L/min e temperatura de processo a 90 °C para a mistura glicerina/água 80%.	105
Figura 5.3.5 – Perfis de temperatura do fluido produto no centro e parede do tubo, e temperatura média do produto ao longo da seção de retenção para a vazão de 2,0 L/min e temperatura de processo a 90 °C para a mistura glicerina/água 80%.	106
Figura 5.3.6 – Perfis de temperatura do fluido produto no centro e parede do tubo, temperatura média do produto e utilidade ao longo da seção de resfriamento para a vazão de 2,0 L/min e temperatura de processo a 90 °C para a mistura glicerina/água 80%.	107
Figura 5.3.7 – Perfis de temperatura do fluido produto no centro e parede do tubo, temperatura média do produto e utilidade ao longo da seção de aquecimento para a vazão de 2,0 L/min e temperatura de processo a 90 °C para a solução de CMC 1%.	107
Figura 5.3.8 – Perfis de temperatura do fluido produto no centro e parede do tubo, e temperatura média do produto ao longo da seção de retenção para a vazão de 2,0 L/min e temperatura de processo a 90 °C para a solução de CMC 1%.	108
Figura 5.3.9 – Perfis de temperatura do fluido produto no centro e parede do tubo, temperatura média do produto e utilidade ao longo da seção de retenção para a vazão de 2,0 L/min e temperatura de processo a 90 °C para a solução de CMC 1%.	108

Figura 5.3.10 – Perfis de temperatura média do produto simulado (vermelho) e ideal (preto) do processo para a vazão de 2,0 L/min e processo a 90 °C para a água.	110
Figura 5.3.11 – Perfis de temperatura média do produto simulado (vermelho) e ideal (preto) do processo para a vazão de 2,0 L/min e processo a 90 °C para a mistura glicerina/água 80%.	110
Figura 5.3.12 – Perfis de temperatura média do produto simulado (vermelho) e ideal (preto) do processo para a vazão de 2,0 L/min e processo a 90 °C para a solução de CMC 1%.	111

## Lista de tabelas

Tabela 3.3.1 – Casos especiais do modelo de Herschel-Bulkley	32
Tabela 4.1.1 – Diâmetros, comprimentos estimados e tempo espacial calculado para vazão nominal de 0,5 L/min.	44
Tabela 4.2.1 – Equações propostas para o ajuste dos modelos semi-empíricos.	48
Tabela 4.7.1 – Vazões e temperaturas de pasteurização dos fluidos modelos escolhidas para a validação experimental.	67
Tabela 5.1.1.1 – Valores experimentais de $U$ para as seções de aquecimento, retenção e resfriamento para água.	69
Tabela 5.1.1.2 – Parâmetros ajustados para seção de aquecimento para os Modelos A1, B1 e C1 para água.	70
Tabela 5.1.1.3 – Parâmetros obtidos na seção de retenção para os Modelos A1, B1 e C1 para água.	73
Tabela 5.1.1.4 - Parâmetros obtidos na seção de resfriamento para os Modelos A1, B1 e C1 para água.	75
Tabela 5.1.1.5 – Parâmetros obtidos para a seção de aquecimento para os Modelos A2, B2 e C2 para água.	78
Tabela 5.1.1.6 – Parâmetros obtidos para a seção de resfriamento para os Modelos A2, B2 e C2 para água.	78
Tabela 5.1.2.1 – Valores experimentais de $U$ para as seções de estudo para a mistura de glicerina/água 80 %.	83
Tabela 5.1.2.2 – Parâmetros obtidos para a seção de aquecimento das correlações propostas para a mistura glicerina/água 80%.	84
Tabela 5.1.2.3 – Parâmetros obtidos para a seção de resfriamento das correlações propostas para a mistura glicerina/água 80%.	86
Tabela 5.1.3.1 – Valores experimentais de $U$ preditos para as seções de estudo para a solução aquosa de CMC 1%.	88
Tabela 5.1.3.2 – Parâmetros obtidos para a seção de aquecimento das correlações propostas para a solução aquosa de CMC 1%.	89
Tabela 5.1.3.3 – Parâmetros obtidos para a seção de resfriamento das correlações propostas para a solução aquosa de CMC 1%.	89

Tabela 5.2.1 – Valores ajustados de $F_{incr,fp}$ para as seções de aquecimento e resfriamento para água.	92
Tabela 5.2.2 – Parâmetros ajustados para $F_{incr,fp}$ para a seção de aquecimento para água.	93
Tabela 5.2.3 – Parâmetros ajustados para $F_{incr,fp}$ para a seção de resfriamento para água.	93
Tabela 5.2.4 – Valores ajustados para $F_{incr,fp}$ para as seções de aquecimento e resfriamento para a mistura glicerina/água 80%.	95
Tabela 5.2.5 – Parâmetros ajustados para $F_{incr,fp}$ para seção de aquecimento para a mistura glicerina/água 80%.	96
Tabela 5.2.6 – Parâmetros ajustados do $F_{incr,fp}$ para seção de resfriamento para a mistura glicerina/água 80%.	96
Tabela 5.2.7 – Valores ajustados para $F_{incr,fp}$ para as seções de aquecimento e resfriamento para solução de CMC 1%.	98
Tabela 5.2.8 – Parâmetros ajustados do $F_{incr,fp}$ para seção de aquecimento para a solução de CMC 1%.	99
Tabela 5.2.9 – Parâmetros ajustados do $F_{incr,fp}$ para seção de resfriamento para a solução de CMC 1%.	99
Tabela 5.4.1 – Temperaturas experimentais e previstas na validação para água para as seções em estudo.	112
Tabela 5.4.2 – Temperaturas experimentais e previstas na validação para a mistura glicerina/água 80% para as seções em estudo.	112
Tabela 5.4.3 – Temperaturas experimentais e previstas na validação para a solução de CMC 1% para as seções em estudo.	113
Tabela A.1 – Temperaturas e vazões experimentais registradas nos ensaios com água.	121
Tabela A.2 – Temperaturas e vazões experimentais registradas nos ensaios com a mistura glicerina/água 80%.	122
Tabela A.3 – Temperaturas e vazões experimentais registradas nos ensaios com a solução aquosa de CMC 1%.	123
Tabela B.1 – Calores de aquecimento e números de Reynolds, Prandtl e Dean do fluido produto para as temperaturas e vazões de processo para a seção de aquecimento para a água.	124

Tabela B.2 – Vazões volumétricas estimadas e números de Reynolds e Prandtl do fluido utilidade para as temperaturas e vazões de processo para a seção de aquecimento para a água.	125
Tabela B.3 – Calores de resfriamento e números de Reynolds e Prandtl do fluido produto para as temperaturas e vazões de processo para a seção de retenção para a água.	126
Tabela B.4 – Calores de resfriamento e números de Reynolds, Prandtl e Dean do fluido produto para as temperaturas e vazões de processo para a seção de resfriamento para a água.	127
Tabela B.5 – Vazões volumétricas estimadas e números de Reynolds e Prandtl do fluido utilidade para as temperaturas e vazões de processo para a seção de resfriamento para a água.	128
Tabela B.6 – Calores de aquecimento e números de Reynolds, Prandtl e Dean do fluido produto para as temperaturas e vazões de processo para a seção de aquecimento para a mistura glicerina/água 80%.	129
Tabela B.7 – Vazões volumétricas estimadas e números de Reynolds e Prandtl do fluido utilidade para as temperaturas e vazões de processo para a seção de aquecimento para a mistura glicerina/água 80%.	130
Tabela B.8 – Calores de resfriamento e números de Reynolds e Prandtl do fluido produto para as temperaturas e vazões de processo para a seção de retenção para a mistura glicerina/água 80%.	131
Tabela B.9 – Calores de resfriamento e números de Reynolds, Prandtl e Dean do fluido produto para as temperaturas e vazões de processo para a seção de resfriamento para a mistura glicerina/água 80%.	132
Tabela B.10 – Vazões volumétricas estimadas e números de Reynolds e Prandtl do fluido utilidade para as temperaturas e vazões de processo para a seção de resfriamento para a mistura glicerina/água 80%.	133
Tabela B.11 – Calores de aquecimento e números de Reynolds, Prandtl e Dean do fluido produto para as temperaturas e vazões de processo para a seção de aquecimento para a solução de CMC 1%.	134
Tabela B.12 – Vazões volumétricas estimadas e números de Reynolds e Prandtl do fluido utilidade para as temperaturas e vazões de processo para a seção de aquecimento para a solução de CMC 1%.	135

Tabela B.13 – Calores de resfriamento e números de Reynolds e Prandtl do fluido produto para as temperaturas e vazões de processo para a seção de retenção para a solução de CMC 1%.	136
Tabela B.14 – Calores de resfriamento e números de Reynolds, Prandtl e Dean do fluido produto para as temperaturas e vazões de processo para a seção de resfriamento para a solução de CMC 1%.	137
Tabela B.15 – Vazões volumétricas estimadas e números de Reynolds e Prandtl do fluido utilidade para as temperaturas e vazões de processo para a seção de resfriamento para a solução de CMC 1%.	138
Tabela C.1 – Temperaturas e vazões experimentais registradas para as validações com água.	139
Tabela C.2 – Temperaturas e vazões experimentais registradas para a validações com a mistura glicerina/água 80%.	139
Tabela C.3 – Temperaturas e vazões experimentais registradas para as validações com a solução de CMC 1%.	139

## Lista de abreviaturas e siglas

ANVISA	Agência Nacional de vigilância Sanitária
BFDM	<i>Backwards Finite Differences Method</i>
CFDM	<i>Central Finite Differences Method</i>
CMC	Carboximetilcelulose
CSTR	<i>Continuous Stirred Tank Reactor</i>
DTR	Distribuição de tempos de residência
DTML	Diferença de temperatura média logarítmica
FFDM	<i>Forward Finite Differences Method</i>
PFR	<i>Plug Flow Reactor</i>
UFC	Unidades formadoras de colônia

## Lista de símbolos

$A$	Área de contato ( $m^2$ )
$A_{st}$	Área de seção transversal do escoamento ( $m^2$ )
$a$	Parâmetro térmico do modelo ( $K.W^{-1}$ )
$a_{Fincr}$	Parâmetro do fator de aumento (-)
$b$	Parâmetro térmico do modelo ( $K.W^{-1}$ )
$b_{Fincr}$	Parâmetro do fator de aumento (-)
$\hat{C}_p$	Capacidade calorífica ( $J.kg^{-1}.K^{-1}$ )
$C_t$	Concentração de saída do traçador ( $kg.m^{-3}$ )
$c$	Parâmetro térmico do modelo (-)
$c_{Fincr}$	Parâmetro do fator de aumento (-)
$D$	Tempo de redução decimal (s)
$D_{ef}$	Difusividade térmica efetiva radial do fluido alimentício ( $m^2.s^{-1}$ )
$D_{ref}$	Tempo de redução decimal de referência (s)
$d$	Parâmetro térmico do modelo ( $K.W^{-1}$ )
$d_{int}$	Diâmetro interno da tubulação (m)
$d_{ext}$	Diâmetro externo da tubulação (m)
$d_{heli}$	Diâmetro de curvatura da tubulação (m)
$Dn$	Número de Dean (s)
$E(t)$	Função da distribuição da idade de saída ( $s^{-1}$ )
$e$	Parâmetro térmico do modelo (-)
$e_{placa}$	Espessura da placa (m)
$F$	Tempo necessário do processo isotérmico para atingir o valor de esterilização (s)
$F_c(t)$	Função da distribuição cumulativa (-)
$F_{incr,fp}$	Fator de aumento (-)
$F_0$	Tempo necessário para atingir o valor de esterilização na temperatura de 250 °F (s)
$f$	Parâmetro térmico do modelo (-)
$g$	Parâmetro térmico do modelo (-)
$H_V$	Termo fonte ou de geração ( $W.m^{-3}$ )
$h$	Coefficiente convectivo de troca térmica ( $W.m^{-2}.K^{-1}$ )



$K_{reo}$	Índice de consistência (Pa.s <sup><i>n</i></sup> )
$k$	Condutividade térmica (W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )
$k_{ef}$	Condutividade térmica efetiva (W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )
$k_R$	Constante cinética de primeira ordem (s <sup>-1</sup> )
$L$	Comprimento da tubulação (m)
$L_{aque}$	Comprimento do tubo da seção de aquecimento (m)
$L_{resf}$	Comprimento do tubo da seção de resfriamento (m)
$l_0$	Comprimento característico (m)
$\dot{m}$	Vazão mássica (kg.s <sup>-1</sup> )
$n$	Índice de comportamento (-)
$N$	Número específico de microrganismos viáveis (UFG.m <sup>-3</sup> ou UFG.g <sup>-1</sup> )
$N_0$	Número específico de microrganismos viáveis iniciais (UFG.m <sup>-3</sup> ou UFG.g <sup>-1</sup> )
$Nu$	Número de Nusselt (-)
$Pe$	Número de Péclet (-)
$Pr$	Número de Prandtl (-)
$Q$	Vazão volumétrica (m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> )
$q$	Calor trocado (W)
$q'$	Transferência de calor por unidade de área (W.m <sup>-2</sup> )
$R_{cond}$	Resistência térmica condutiva para uma placa plana (K.W <sup>-1</sup> )
$R_{conv}$	Resistência térmica convectiva (K.W <sup>-1</sup> )
$R_{tubo}$	Resistência térmica condutiva do tubo (K.W <sup>-1</sup> )
$Re$	Número de Reynolds (-)
$r$	Coordenada radial (m)
$SV$	Valor de esterilização (-)
$T$	Temperatura (°C)
$T_{past}$	Temperatura de pasteurização (°C)
$T_R$	Temperatura reduzida (-)
$t$	Tempo (s)
$t_m$	Tempo de residência médio (s)
$t_{term}$	Tempo do processamento térmico (s)
$U$	Coefficiente global de transferência de calor (W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> )
$V_{int}$	Volume interno do sistema (m <sup>3</sup> )

$v$	Velocidade ( $\text{m.s}^{-1}$ )
$v_r$	Velocidade na direção radial ( $\text{m.s}^{-1}$ )
$v_\theta$	Velocidade na direção angular ( $\text{m.s}^{-1}$ )
$v_z$	Velocidade na direção axial ( $\text{m.s}^{-1}$ )
$z$	Posição axial (m)
$z_R$	Aumento da temperatura para provocar uma redução de 90% no valor $D$ ( $^{\circ}\text{C}$ )

## Símbolos gregos

$\alpha$	Difusividade térmica ( $\text{m}^2/\text{s}$ )
$\beta$	Parâmetro da equação do número de Nusselt (-)
$\nabla T$	Gradiente de temperatura ( $\text{K}\cdot\text{m}^{-1}$ )
$\Delta T$	Diferença de temperaturas (K)
$\varepsilon$	Parâmetro geométrico (-)
$\varphi$	Parâmetro geométrico (-)
$\sigma$	Tensão de cisalhamento ( $\text{N}\cdot\text{m}^{-2}$ )
$\sigma_0$	Tensão de cisalhamento residual ( $\text{N}\cdot\text{m}^{-2}$ )
$\mu$	Viscosidade dinâmica ou absoluta ( $\text{Pa}\cdot\text{s}$ )
$\theta$	Coordenada angular (-)
$\dot{\gamma}$	Taxa de cisalhamento ( $\text{s}^{-1}$ )
$\rho$	Massa específica ( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ )
$\tau$	Tempo espacial (s)
$\nu$	Viscosidade cinemática ( $\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$ )
$\sum R$	Somatório das resistências térmicas do sistema ( $\text{K}\cdot\text{W}^{-1}$ )
$\Delta T_{lm}$	Diferença de temperaturas média logarítmica ( $^{\circ}\text{C}$ )

## Subscritos

<i>amb</i>	Ambiente
<i>agua</i>	Água
<i>C</i>	Frio (cold)
<i>Ce</i>	Frio (cold)/entrada
<i>Cs</i>	Frio (cold)/saída
<i>CMC</i>	Solução de CMC 1%
<i>glic</i>	Glicerina
<i>glic80</i>	Mistura glicerina/água 80%
<i>H</i>	Quente (hot)
<i>HC</i>	Quente (hot)/Frio (cold)
<i>m</i>	Média
<i>fp</i>	Fluido produto
<i>ref</i>	Valor de referência
<i>tb</i>	Tubo
<i>fu</i>	Fluido de utilidade

## Sumário

1	INTRODUÇÃO.....	23
2	OBJETIVOS.....	25
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	26
3.1	Tratamento térmico de alimentos.....	26
3.2	Conceitos de cinética de inativação térmica.....	27
3.3	Reologia e escoamento.....	30
3.4	Distribuição do tempo de residência.....	32
3.5	Conceitos de transferência de calor.....	35
3.6	Troca térmica em processos de pasteurização.....	39
4	MATERIAIS E MÉTODOS.....	42
4.1	Unidade piloto.....	42
4.2	Determinação do coeficiente global de transferência de calor.....	45
4.3	Propriedades físicas dos materiais e fluidos.....	49
4.3.1	Água.....	49
4.3.2	Mistura glicerina e água.....	50
4.3.3	Carboximetilcelulose.....	51
4.4	Modelo de distribuição de temperatura unidimensional.....	52
4.5	Modelo de distribuição de temperatura bidimensional.....	57
4.5.1	Modelagem das seções de aquecimento e resfriamento.....	58
4.5.2	Modelagem da seção de retenção.....	64
4.6	Determinação do fator de aumento.....	66
4.7	Validação experimental.....	67
5	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	68
5.1	Correlação para predição de $U$ .....	68
5.1.1	Água.....	68
5.1.2	Mistura glicerina/água 80%.....	82

5.1.3	Solução CMC 1%.....	87
5.2	Determinação do fator de aumento.....	91
5.3	Distribuição da temperatura.....	103
5.4	Validação experimental.....	111
6	CONCLUSÕES.....	114
	REFERÊNCIAS.....	116
	APÊNDICE A – TEMPERATURAS E VAZÕES EXPERIMENTAIS DOS ENSAIOS .....	121
	APÊNDICE B – NÚMEROS DE REYNOLDS, PRANDTL E DEAN DO FLUIDO PRODUTO E UTILIDADE, E CALORES TROCADOS PARA AS TEMPERATURAS E VAZÕES EXPERIMENTAIS DOS ENSAIOS.....	124
	APÊNDICE C – TEMPERATURAS E VAZÕES EXPERIMENTAIS DAS VALIDAÇÕES.....	139
	APÊNDICE D – ARQUIVO FONTE DO gPROMS.....	140

## 1 INTRODUÇÃO

A produção de alimentos com alto valor nutricional e sensorial é de importância para produtos reconhecidos e apreciados pelos consumidores. São necessários procedimentos que eliminem potenciais riscos à saúde e que estendam a vida de prateleira do produto com mínima perda de valor nutricional e sensorial. O estudo e desenvolvimento de tecnologias térmicas e não-térmicas para garantir a segurança dos produtos com menores alterações indesejadas tem intensificado nos últimos anos. Saguy *et al.* (2013) comentam sobre as tendências dominantes que afetarão a engenharia de alimentos, entre elas: crescimento e envelhecimento da população mundial; bancos de dados que podem ser capturados e analisados; personalização dos alimentos e saúde; segurança alimentar, meio-ambiente, sustentabilidade e responsabilidade social; e inovação de ecossistemas.

O processamento ou tratamento térmico possui como principal objetivo a inativação de microrganismos patogênicos e deterioradores por meio da alta temperatura, assim como enzimas indesejadas, garantindo a sua inocuidade e aumento da vida de prateleira (GUT; TADINI, 2015). O tratamento térmico é conduzido por meio de trocadores de calor no processamento contínuo de alimentos fluidos. A pasteurização é um dos métodos mais utilizados para o tratamento térmico contínuo de alimentos, sendo dividido em três etapas principais: (1) aumento da temperatura do produto até a temperatura de processo; (2) retenção na temperatura de processo para inativar microrganismos ou enzimas; e (3) resfriamento até temperatura de armazenamento (SINGH; HELDMAN, 2009).

Dentre os trocadores de calor utilizados nas etapas de aquecimento e resfriamento, os trocadores de calor tubulares helicoidais oferecem vantagens na troca térmica e espaço quando comparados a trocadores de calor tubulares retos. Forma-se um efeito de mistura devido as forças centrífugas que atuam no fluido, aumentando os coeficientes de troca térmica e uniformidade da temperatura radialmente (RUTHVEN, 1971). O aumento do coeficiente de troca térmica está associado com o aumento do número de Reynolds e geometria da tubulação, portanto o coeficiente de troca térmica é maior ao utilizar trocadores de calor tubulares helicoidais quando comparados às tubulações retas nas mesmas condições de processo (PRABHAJAN; RAGHAVAN; RENNIE, 2002). Os trocadores de calor a placas são comumente utilizados para o tratamento térmico de fluidos pouco viscosos, pois oferecem uma maior facilidade de limpeza e manutenção, reaproveitamento de energia, possibilidade de aumento de capacidade pela adição de mais placas e por exigir um investimento capital menor comparado a outros trocadores de calor (SINGH; HELDMAN, 2008).

A inativação de enzimas e microrganismos em produtos alimentícios ocorre em grande parte nas etapas de aquecimento e resfriamento (JUNG; FRYER, 1999). A modelagem matemática permite o estudo da distribuição de temperatura do alimento líquido ao longo do equipamento, resultando em um melhor estudo da inativação e impactos de cada etapa na pasteurização.

A modelagem matemática propõe uma analogia à realidade do processo a partir de modelos físicos ou empíricos, normalmente de uma forma idealizada e simplificada (DATTA; SABLANI, 2007). Para o uso do modelo certo é necessário a base teórica correta, caso contrário, será um ajuste de dados sem fundamento. A validação do modelo é a última etapa da modelagem, sendo necessário o uso de condições diferentes das utilizadas para o ajuste do modelo (SAGUY, 2016).

Saguy (2016) comenta que outro fator importante para a modelagem são os dados utilizados para ajuste e validação, tanto em questão de disponibilidade, como confiabilidade e precisão. Um ótimo controle do sistema para a obtenção dos dados e a escolha do modelo mais adequado são essenciais para a melhor aproximação da simulação à realidade, e otimização do processo com objetivo de minimizar os efeitos indesejáveis. No caso do processamento térmico de alimentos deseja-se manter as especificações nutricionais e sensoriais desejadas, garantindo a inocuidade do produto.



## 2 OBJETIVOS

Os objetivos do presente trabalho são:

- 1) Desenvolver a modelagem matemática para representar o tratamento térmico contínuo de alimentos líquidos em um equipamento de pasteurização com relação à distribuição de temperatura no produto;
- 2) Determinar experimentalmente os coeficientes individuais de transferência de calor nas seções de troca de calor e tubo de retenção (perdas para o ambiente) para diferentes condições de processamento, de forma a ajustar os parâmetros do modelo;
- 3) Determinar experimentalmente a difusividade térmica efetiva na direção radial nas seções de troca de calor e tubo de retenção para diferentes condições de processamento;
- 4) Validar experimentalmente o modelo matemático térmico desenvolvido.

### 3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

#### 3.1 Tratamento térmico de alimentos

No processamento de alimentos, o tratamento térmico é uma das técnicas mais usuais para garantir a qualidade e segurança do produto. Segundo a Agência Nacional de Vigilância Sanitária (ANVISA, Brasil, 2001), a pasteurização por batelada ou contínua deve garantir a segurança do processo, ao eliminar microrganismos patogênicos. Este método se baseia na aplicação de calor no alimento, com objetivo de inativar enzimas e microrganismos indesejados até atingir a letalidade desejada com a menor perda possível da qualidade nutricional e sensorial do produto. A escolha do processo adequado e suas condições operacionais influenciam na qualidade e na vida de prateleira do produto (FELLOWS, 2017).

A pasteurização é a técnica mais comum para o processamento térmico contínuo de alimentos líquidos. O processo pode ser dividido nas seguintes etapas: aquecimento do produto até a temperatura de processo; retenção do produto na temperatura de processo, inativando enzimas e microrganismos; e resfriamento do produto até a temperatura de armazenamento ou embalagem (JUNG; FRYER, 1999; SINGH; HELDMAN, 2009).

Para a avaliação da letalidade do processo, as etapas de aquecimento e resfriamento são consideradas idealmente instantâneas e a temperatura na retenção constante. Porém, na prática, todas as etapas do processo contribuem para sua letalidade. Segundo a *Food and Drug Administration* (USA) apenas a seção de retenção deve ser considerada para a determinação da letalidade do processo, baseada no menor tempo de residência (partícula com maior velocidade). Jung e Fryer (1999) afirmam que o uso de tais hipóteses simplificadoras no dimensionamento do processo resulta em seu superdimensionamento e sobre-processamento, acarretando na perda de qualidade.

Estão disponíveis comercialmente vários sistemas para processamento descontínuo ou contínuo de alimentos fluidos, que incluem trocadores de calor de superfície raspada, trocadores a placa, trocadores de calor tubulares, aplicações de micro-ondas, sistemas com injeção direta de vapor e sistemas para esterilização comercial para enlatamento (KUMAR *et al.*, 2008; MABIT *et al.*, 2008; TUCKER; HEYDON, 1998). Nos processos em batelada (descontínuos), o tempo necessário para atingir a temperatura desejada e garantir a letalidade requerida é suficiente para promover o sobre-processamento do produto. Isto porque o calor é transferido para a parte externa deste, sendo que a parte interna demora mais a atingir a temperatura exigida

para o processamento. Assim a parte externa é aquecida por mais tempo que o necessário (JUNG; FRYER, 1999).

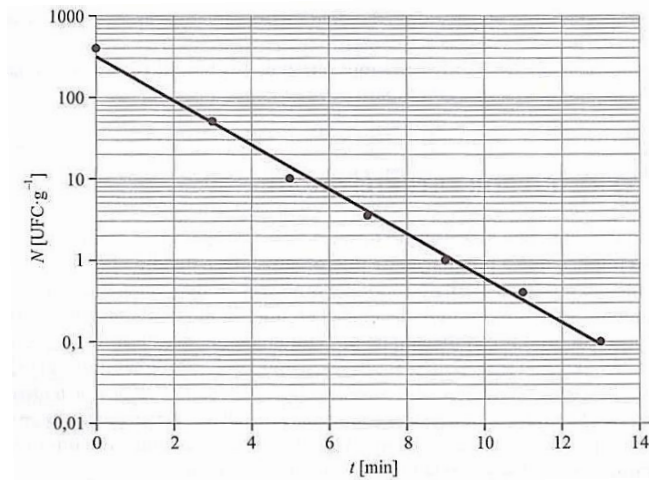
Jung e Fryer (1999) simularam o processamento térmico de alimentos líquidos não-Newtonianos em trocadores de calor bitubulares modelando o perfil de velocidades e temperaturas no tubo interno em todo o processo. Os autores observaram que a inativação térmica ocorre em grande parte nas etapas de aquecimento e resfriamento, acarretando no sobreprocessamento mencionado anteriormente.

Kechichian *et al.* (2012) realizaram a modelagem matemática de um processo térmico contínuo com um fluido pseudoplástico em um sistema tubular. Observaram a contribuição considerável dos processos de aquecimento e resfriamento para a letalidade, a necessidade do aumento da temperatura de entrada no tubo de retenção para compensar a perda de calor ao ambiente, e a influência dos coeficientes difusivos efetivos de calor e massa na distribuição de temperatura e letalidade do processo.

### **3.2 Conceitos de cinética de inativação térmica**

O aquecimento de alimentos com o objetivo de inativar microrganismos e enzimas pode ser realizado por trocadores de calor (aquecimento convencional) ou por outras tecnologias como ultrassom e micro-ondas. Normalmente a redução no número de unidades formadoras de colônias (UFC) por grama de produto a temperatura constante apresenta um perfil linear em um gráfico semilogarítmico, como apresentado na Figura 3.2.1, demonstrando uma cinética de primeira ordem. A alta temperatura é letal à maioria dos microrganismos patogênicos, e o processo de inativação de microrganismos e enzimas depende da temperatura e tempo de exposição para atingir o nível de letalidade desejado (GUT; TADINI, 2015).

Figura 3.2.1 – Exemplo de relação entre a população de microrganismos viáveis e o tempo em processo isotérmico demonstrando uma cinética de primeira ordem.



Fonte: GUT; TADINI, 2015.

Cao *et al.* (2018) estudaram a inativação térmica das enzimas de polifenol oxidase e peroxidase em sucos de *bayberry* por aquecimento convencional e ultrassom, e demonstraram que esses fenômenos seguem uma cinética de primeira ordem. Lavarda *et al.* (2011) observaram que o modelo de Weibull (não linear) apresentou melhor ajuste aos dados experimentais, tanto para o tratamento convencional quanto ôhmico, para a decomposição da vitamina C em suco de acerola.

Dentre os parâmetros utilizados para dimensionar o processo térmico, o valor de  $D$  (tempo de redução decimal) representa a resistência térmica de um microrganismo ou enzima. Ele representa o tempo necessário para reduzir em um ciclo logarítmico (90%) a quantidade de microrganismos ou atividade enzimática de interesse a uma temperatura constante. Este conceito é proveniente da hipótese de que a inativação térmica obedece a uma cinética de primeira ordem. A esterilização comercial é fundamentada no conceito  $12D$ , ou seja, uma redução de 12 ciclos logarítmicos, em relação à população inicial do microrganismo alvo (TOLEDO, 2007; GUT; TADINI, 2015).

A Equação 3.2.1 representa a taxa de letalidade térmica:

$$\frac{dN}{dt_{term}} = -k_R \cdot N \quad (3.2.1)$$

em que  $N$  é o número específico de microrganismos viáveis (UFG.m<sup>-3</sup> ou UFG.g<sup>-1</sup>);  $t_{term}$  é o tempo do processo térmico (s); e  $k_R$  é a constante cinética de primeira ordem (s<sup>-1</sup>).

Ao considerar que em  $t = 0$ ,  $N = N_0$ , e rearranjar e integrar a Equação 3.2.1, obtém-se a Equação 3.2.2:

$$\int_{N_0}^N \frac{dN}{N} = -k_R \int_0^t dt$$

$$\ln\left(\frac{N}{N_0}\right) = -k_R \cdot t \quad (3.2.2)$$

Para a apresentação de um gráfico semilogarítmico linear, é necessária a transformação do logaritmo natural para o logaritmo comum:

$$\ln(x) = \ln(10) \cdot \log(x) = 2,3026 \cdot \log(x)$$

$$\ln\left(\frac{N}{N_0}\right) = 2,3026 \cdot \log\left(\frac{N}{N_0}\right) = -k_R \cdot t$$

$$\log\left(\frac{N}{N_0}\right) = -\frac{k_R \cdot t}{2,3026} \quad (3.2.3)$$

$$\log\left(\frac{N}{N_0}\right) = -\frac{t}{D} \quad (3.2.4)$$

O parâmetro cinético  $D$  é apresentado na Equação 3.2.4, sendo que  $D = 2,3026/k_R$ . Importante ressaltar que o valor de  $D$  é válido para uma dada temperatura de processamento. Ou seja, quando ocorre um processo no qual a temperatura do alimento é diferente da temperatura de referência, torna-se necessário relacionar  $D$  com a temperatura (GUT; TADINI, 2015). A representação matemática é análoga à Equação 3.2.4:

$$\log\left(\frac{D}{D_{ref}}\right) = -\frac{(T - T_{ref})}{z_R} \quad (3.2.5)$$

em que  $D$  é o tempo de redução decimal (s) a uma temperatura  $T$  (K ou °C),  $D_{ref}$  é o tempo de redução decimal (s) a uma dada temperatura de referência  $T_{ref}$  (K ou °C), e  $z_R$  é a aumento de temperatura para provocar uma redução de 90% no valor  $D$  (°C).

O valor de esterilização  $SV$  (-) (do inglês *sterilization value*) é utilizado como critério de letalidade de um processo térmico sobre a população do microrganismo alvo. Na Equação 3.2.6,  $SV$  representa o número de reduções decimais sobre  $N_0$ , sendo um valor de esterilização de  $SV = 12$ , equivalente a “12  $D$ ”, que representa a redução decimal de 12 ciclos logarítmicos.

$$SV = -\log\left(\frac{N}{N_0}\right) \quad (3.2.6)$$

O tempo necessário para o tratamento térmico atingir um dado valor de  $SV$  é  $F$  (s), sendo muito utilizado para representar o grau de letalidade de um processo térmico (CAO *et al.*, 2018; JUNG; FRYER, 1999; KUBO *et al.*, 2018, MOHAMED, 2003; SERGMENT-MORENO; WELTI-CHANES, 2016). A partir das Equações 3.2.4 e 3.2.6, e fazendo  $t = F$ , obtém-se a Equação 3.2.7:

$$F = -\log\left(\frac{N}{N_0}\right) \cdot D = SV \cdot D \quad (3.2.7)$$

A letalidade térmica parte da relação entre tempo e temperatura necessária para atingir o grau de esterilização desejado. Define-se  $F_0$  (s) como o tempo necessário de processo para atingir o valor de  $SV$  desejado na temperatura de referência,  $T_0 = 121,1 \text{ °C} = 250,0 \text{ °F}$  (GUT; TADINI, 2015). Substituindo a Equação 3.2.7 na Equação 3.2.5 para o mesmo valor de  $SV$  desejado, determina-se  $F$  para outras temperaturas, obtendo-se as Equações 3.2.8 e 3.2.9.

$$\log\left(\frac{F}{F_0}\right) = \frac{(121,1 \text{ °C} - T)}{z_R} \quad (3.2.8)$$

$$\frac{F}{F_0} = 10^{\frac{(121,1 \text{ °C} - T)}{z_R}} \quad (3.2.9)$$

Alternativamente, pode-se utilizar uma temperatura de referência diferente do padrão de  $121,1 \text{ °C}$ , gerando as Equações 3.2.10 e 3.2.11:

$$\log\left(\frac{F}{F_{ref}}\right) = \frac{(T_{ref} - T)}{z_R} \quad (3.2.10)$$

$$\frac{F}{F_{ref}} = 10^{\frac{(T_{ref} - T)}{z_R}} \quad (3.2.11)$$

### 3.3 Reologia e escoamento

Reologia é a ciência que estuda o escoamento e deformação de sólidos e fluidos sob influência de forças mecânicas. O estudo das propriedades reológicas de um alimento é importante para o dimensionamento de um processo, fornecendo informações para os cálculos de engenharia em indústrias de alimentos tais como seleção de bombas, trocadores de calor e dimensionamento de tubulações e evaporadores (STEFFE, 1996; IBARZ; BARBOSA-CÁNOVAS, 2002).

Produtos alimentícios normalmente são considerados viscoelásticos, comportamento intermediário entre sólidos (elásticos) e líquidos (inelásticos). Materiais inelásticos podem ser divididos em Newtonianos e não-Newtonianos, sendo o último dependente ou não do tempo de cisalhamento (STEFFE, 1996; IBARZ; BARBOSA-CÁNOVAS, 2002).

Fluidos com comportamento Newtoniano possuem uma relação diretamente proporcional entre a tensão de cisalhamento e taxa de cisalhamento, além de viscosidade constante a uma dada temperatura independente da taxa de cisalhamento. Viscosidade é definida como a resistência interna ao escoamento e é um parâmetro importante para a escolha

e dimensionamento de equipamentos. Refrigerantes, soluções diluídas, mel, chá, café, vinhos, cerveja e leite são fluidos Newtonianos (IBARZ; BARBOSA-CÁNOVAS, 2002). A lei de Newton para esses fluidos é apresentada na Equação 3.3.1 (STEFFE, 1996):

$$\sigma = \mu \cdot \dot{\gamma} \quad (3.3.1)$$

em que  $\sigma$  é a tensão de cisalhamento ( $\text{N.m}^{-2}$ ),  $\mu$  é a viscosidade dinâmica ou absoluta ( $\text{Pa.s}$ ) e  $\dot{\gamma}$  é a taxa de cisalhamento ( $\text{s}^{-1}$ ).

Os fluidos não-Newtonianos são aqueles nos quais a relação entre a taxa e a tensão de cisalhamento não é linear, e em alguns casos ocorre a presença de uma tensão residual, que representa a tensão mínima para se iniciar o escoamento. Pode-se dividir os fluidos não-Newtonianos em pseudoplásticos, em que a viscosidade aparente diminui com o aumento da taxa de cisalhamento; e dilatantes, em que a viscosidade aparente aumenta com o aumento da tensão de cisalhamento. A equação geral que descreve o comportamento de um fluido não-Newtoniano com tensão residual é o modelo Herschel-Bulkley, apresentado na Equação 3.3.2 (STEFFE, 1996). Se o valor de  $\sigma_0$  for igual a 0, a equação é conhecida como Lei de Potência.

$$\sigma = K_{reo} \cdot (\dot{\gamma})^{n_{reo}} + \sigma_0 \quad (3.3.2)$$

em que  $K_{reo}$  é o índice de consistência ( $\text{Pa.s}^n$ ),  $n_{reo}$  é o índice de comportamento (-) e  $\sigma_0$  é a tensão de cisalhamento residual ( $\text{N.m}^{-2}$ ).

Fluidos que apresentam tensão residual e são submetidos a uma tensão abaixo desta, apresentam características de um sólido. Tal efeito é importante no projeto e controle de qualidade no processamento de fluidos com essa característica, como requeijão, margarina e iogurte (STEFFE, 1996; IBARZ; BARBOSA-CÁNOVAS, 2002).

Berto *et al.* (2003) analisaram as propriedades reológicas de solução aquosa de 65% de açúcar e 0,1% de carboximetilcelulose (CMC) para as temperaturas entre -10 e 50 °C utilizando um viscosímetro rotacional equipado com um cilindro coaxial. Os autores concluíram que a Lei de Potência é o melhor modelo que representa o comportamento da solução. O modelo proposto representou o comportamento reológico de suco concentrado de laranja a 65 °Brix e 7% de concentração de polpa entre as temperaturas de 10,1 e 30 °C. Gratão, Silveira Jr. e Telis-Romero (2007) determinaram as propriedades reológicas do suco de graviola para as temperaturas entre 0,4 e 68,8 °C utilizando o mesmo equipamento, considerado como fluido pseudoplástico. Eles utilizaram um procedimento de estimação não linear para o ajuste da curva. A Lei de Potência representou o comportamento reológico do suco de graviola.

A Figura 3.3.1 exemplifica a relação entre a tensão e taxa de cisalhamento dos fluidos Newtonianos e não-Newtonianos. Os parâmetros da Equação 3.3.2 são dependentes do tipo de

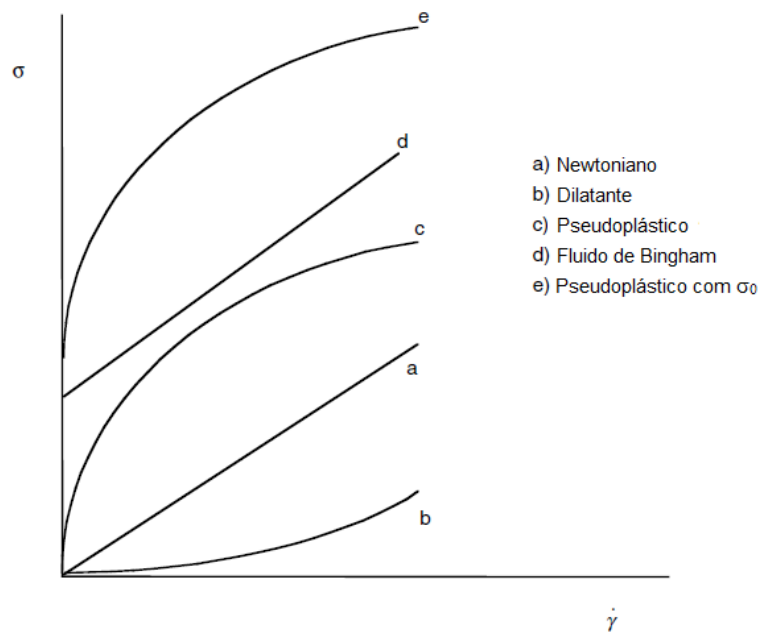
fluido não-Newtoniano estudado. Na Tabela 3.3.1 é apresentada a relação desses parâmetros com o tipo de fluido.

Tabela 3.3.1 – Casos especiais do modelo de Herschel-Bulkley.

Fluido	$K_{reo}$	$n_{reo}$	$\sigma_0$
Herschel-Bulkley	$> 0$	$0 < n < \infty$	$> 0$
Newtoniano	$> 0$	$= 1$	$= 0$
Pseudoplástico	$> 0$	$0 < n < 1$	$= 0$
Dilatante	$> 0$	$1 < n < \infty$	$= 0$
Plástico de Bingham	$> 0$	$= 1$	$> 0$

Fonte: Adaptado de Steffe (1996).

Figura 3.3.1 – Gráfico de tensão de cisalhamento por taxa de cisalhamento para fluidos newtonianos e não-newtonianos.



Fonte: IBARZ; BARBOSA-CÁNOVAS, 2002.

### 3.4 Distribuição do tempo de residência

Assumindo um escoamento em regime permanente e sem mudanças de densidade, o tempo necessário para um elemento de fluido atravessar todo o sistema é chamado de tempo de residência teórico ou de tempo espacial. O tempo espacial ( $\tau$ ) é calculado pela razão entre o



volume interno do sistema ( $V$ ) e a vazão volumétrica ( $Q$ ), conforme a Equação 3.4.1 (FOGLER, 2006; LEVENSPIEL, 1999):

$$\tau = \frac{V}{Q} \quad (3.4.1)$$

Em um reator tubular ideal de escoamento empistonado, todo o elemento de fluido que deixa o sistema permaneceu em seu interior por um período idêntico de tempo. Contudo, nos reatores não ideais, os elementos de fluido podem permanecer por tempos diferentes no seu interior (FOGLER, 2006; LEVENSPIEL, 1999).

Existem dois tipos de reatores ideais, o reator contínuo de mistura perfeita, ou CSTR (do inglês *Continuous Stirred Tank Reactor*); e o reator tubular de escoamento pistonado, ou PFR (do inglês *Plug Flow Reactor*). No CSTR, a alimentação se mistura rapidamente com o material existente no reator. Logo, parte do elemento de fluido deixa o reator quase que imediatamente enquanto o restante permanece por um longo período de tempo. No caso dos PFRs não há mistura axial, e o elemento de fluido atravessa o reator de forma alinhada (FOGLER, 2006).

Os desvios que ocorrem dos modelos ideais são devidos aos fenômenos a seguir: i) escoamento preferencial, que é a diferença de tempo de escoamento entre moléculas do fluido, e que faz algumas partículas escoarem mais rápido que as outras; ii) zonas mortas, regiões nas quais não ocorre mistura do fluido e possuem baixa interação com as regiões ativas; iii) reciclo, em que o fluido é recirculado para o interior do equipamento; iv) curto-circuito, em que elementos do fluido escoam diretamente para a saída sem passar por todo o interior do equipamento (FOGLER, 2006). Tais desvios podem ser detectados experimentalmente pela análise das curvas da distribuição de tempos de residência (DTR) e pela comparação com o esperado para um reator ideal. O estudo da DTR possui dois usos principais para caracterizar reatores não-ideais: diagnosticar problemas de reatores em operação; e prever conversões nos reatores.

Para determinar a DTR experimentalmente injeta-se na entrada do equipamento uma substância química inerte, chamada de traçador; e mede-se a concentração deste, em função do tempo na saída do sistema em regime permanente de operação. É necessária a escolha de um traçador não-reagente que seja facilmente detectável, solúvel e que não altere significativamente as propriedades do fluido do processo. Os traçadores normalmente utilizados são materiais coloridos e/ou radioativos. Os métodos mais usados de injeção para a determinação da DTR são de perturbação em pulso e perturbação em degrau (FOGLER, 2016).

Na perturbação em pulso, uma quantidade de traçador é injetada instantaneamente na corrente de alimentação do reator, no menor tempo possível. Essa técnica possui algumas dificuldades relacionadas com a obtenção de um pulso ideal na entrada do reator, sendo necessária a injeção em um ponto em que é desprezível a dispersão até a entrada para o sistema. A perturbação em degrau consiste na adição constante de traçador na alimentação, medindo-se a concentração ao longo do tempo na saída do reator até que a concentração do efluente seja idêntica à de alimentação (FOGLER, 2006).

A função distribuição da idade de saída, Equação 3.4.2, caracteriza o intervalo de tempo que os elementos de fluido permanecem no reator, podendo ser determinada pelo ensaio de perturbação em pulso (FOGLER, 2006; LEVENSPIEL, 1999):

$$E(t) = \frac{C_t(t)}{\int_0^{\infty} C_t(t) dt} \quad (3.4.2)$$

em que  $E(t)$  é a distribuição da idade de saída ( $s^{-1}$ ) e  $C_t$  é a concentração de saída do traçador ( $kg.m^{-3}$ ) para um determinado tempo  $t$  (s)

No ensaio de perturbação em degrau pode-se determinar diretamente a distribuição cumulativa, Equação 3.4.3 (FOGLER, 2006; LEVENSPIEL, 1999):

$$F_c(t) = \int_0^t E(t) dt \quad (3.4.3)$$

em que  $F_c(t)$  é a distribuição cumulativa (-).

As DTRs podem ser comparadas a partir do tempo médio de residência, definido pela Equação 3.4.4 (FOGLER, 2006; LEVENSPIEL, 1999):

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

sendo,

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

logo,

$$t_m = \int_0^{\infty} t \cdot E(t) dt \quad (3.4.4)$$

em que  $t_m$  é o tempo de residência médio (s).

São utilizados modelos matemáticos para descrever o comportamento do escoamento do fluido como: modelo de dispersão axial, modelo de tanques em série, modelo laminar modificado e modelo compartimentado (FOGLER, 2006; LEVENSPIEL, 1999).

Pegoraro, Marangoni e Gut (2012) estudaram quatro modelos de DTR derivados de perfis de velocidade não ideais em tubos. Todos os modelos apresentaram assimetria na curva  $E$ , um fator característico de escoamento laminar em sistemas reais. Eles utilizaram os modelos propostos para representar a DTR de três sistemas tubulares escoando fluidos Newtonianos e pseudoplásticos a diversas vazões.

Fortes (2018) determinou a DTR de uma unidade piloto de pasteurização contínua assistida por micro-ondas, equipamento *Microwave Lab25-UHT/HTST EMVH* (MicroThermics, EUA). Foram estudadas as seções de pré-aquecimento, resfriamento, diversos tubos de retenção, usando o método da perturbação em pulso. Siguemoto *et al.* (2018) estudaram o mesmo equipamento, determinando os perfis de temperatura no tempo médio de residência para todas as seções.

A introdução do conceito de difusividade mássica efetiva radial possibilita a consideração dos efeitos de mistura separado do perfil de velocidade. O efeito de mistura aumenta a difusividade mássica decorrente da interação e mistura entre as lâminas do fluido, devido a vibrações mecânicas, imperfeições na tubulação, acessórios de tubulação, uso de tubos corrugados, variações de densidade e flutuação das vazões. A consideração da difusividade mássica efetiva radial permite incluir esses efeitos nas equações utilizadas na simulação e modelagem de forma simplificada. A modelagem de um tubo reto considerando a difusividade mássica efetiva radial, proporciona uma boa aproximação do escoamento destes reatores de maior complexidade para modelagem (DANTAS; PEGORARO; GUT, 2014).

A difusividade mássica radial em reatores tubulares para o escoamento não-Newtoniano pode ser estimada a partir da determinação da DTR. Para a modelagem de um reator tubular não-isotérmico, o tempo espacial pode ser substituído pelo tempo médio de residência e a difusividade radial efetiva pode ser introduzida no modelo considerando a dispersão, gerando resultados confiáveis (DANTAS; PEGORARO; GUT, 2014).

### **3.5 Conceitos de transferência de calor**

Transferência de calor é energia térmica em trânsito devido uma diferença de temperatura no espaço (INCROPERA *et al.*, 2013). A diferença de temperatura no espaço pode ser representada pelo gradiente de temperatura, que é comumente utilizado nas equações diferenciais de transferência de calor. A transferência de calor pode ser separada em três modos: condução, convecção e radiação.

Condução é a transferência de energia das partículas mais energéticas para as menos energéticas de uma substância devido às interações de proximidade entre elas. Devido ao seu caráter microscópico, é considerado que não há movimento global ou macroscópico na transferência, sendo que não depende se o meio está em movimento ou estagnado (INCROPERA *et al.*, 2013). A forma tridimensional da lei de Fourier, Equação 3.5.1, descreve o transporte molecular de calor em meios isotrópicos, sem direções preferenciais, que implica que a condutividade térmica não depende da direção. O sinal negativo possui sentido físico, pois o fluxo térmico será positivo quando o gradiente possuir valor negativo (BIRD; STEWART; LIGHTFOOT, 2002):

$$q' = -k\nabla T \quad (3.5.1)$$

em que  $q'$  é o vetor de fluxo de calor ( $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$ ),  $k$  é a condutividade térmica ( $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ) e  $\nabla T$  é o vetor gradiente de temperatura ( $\text{K}\cdot\text{m}^{-1}$ ).

A convecção é caracterizada pelo movimento global, ou macroscópico, do fluido, juntamente com o movimento molecular aleatório (difusão). Comumente, é utilizado o termo convecção para identificar o transporte cumulativo com a condução e o termo advecção para falar exclusivamente sobre o transporte devido ao movimento global do fluido (INCROPERA *et al.*, 2013).

Radiação é a propagação de um conjunto de partículas de fótons ou quantas; ou, alternativamente, pode ser visto como a propagação de ondas eletromagnéticas. Ao contrário da condução e convecção, a radiação não necessita da presença de um meio material para a sua propagação (INCROPERA *et al.*, 2013).

A conservação de energia, que engloba os modos de transferência de calor, pode ser definida pela Equação 3.5.2 (BIRD; STEWART; LIGHTFOOT, 2002; DEEN, 1998):

$$\rho \hat{C}_p \frac{DT}{Dt} = k\nabla^2 T + H_V$$

ou

$$\rho \hat{C}_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho \hat{C}_p \vec{v} \nabla T = k\nabla^2 T + H_V \quad (3.5.2)$$

em que  $\rho$  é a massa específica ( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ),  $\hat{C}_p$  é a capacidade calorífica ( $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ) e  $H_V$  é o termo fonte ou de geração ( $\text{W}\cdot\text{m}^{-3}$ ).

Na equação é possível observar o termo transiente  $\rho \hat{C}_p \frac{\partial T}{\partial t}$ , o termo advectivo ou convectivo  $\rho \hat{C}_p \vec{v} \nabla T$ , o termo de condução  $k\nabla^2 T$  e o termo de geração  $H_V$  em que a radiação pode ser considerada. A Equação 3.5.3 apresenta a equação em coordenadas cilíndricas (BIRD; STEWART; LIGHTFOOT, 2002; DEEN, 1998):

$$\rho \hat{C}_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + v_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] + H_V \quad (3.5.3)$$

em que  $v_r$ ,  $v_\theta$  e  $v_z$  são as velocidades nas direções radial, angular e axial, respectivamente ( $\text{m.s}^{-1}$ ),  $r$  é a coordenada radial (m),  $\theta$  é a coordenada angular (-) e  $z$  a coordenada axial (m).

Nos estudos de fenômenos de transportes, são utilizadas algumas equações adimensionais para a consideração de hipóteses simplificadoras e condições de contorno para as equações de balanço. Alguns exemplos seriam os números de Reynolds, Péclet, Nusselt e Prandtl.

O número de Reynolds, Equação 3.5.4, indica a importância relativa das forças de inércia e viscosas do sistema. Um valor baixo do número de Reynolds demonstra que as forças viscosas são grandes em comparação com as forças inerciais. Valores elevados do número de Reynolds indicam turbulência no escoamento (BIRD; STEWART; LIGHTFOOT, 2002).

$$Re = \frac{\rho v l_0}{\mu} \quad (3.5.4)$$

em que  $Re$  é o número de Reynolds (-),  $v$  é a velocidade ( $\text{m.s}^{-1}$ ),  $l_0$  é o comprimento característico (m) e  $\mu$  é a viscosidade dinâmica ( $\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$ ).

O número de Péclet térmico demonstra a relação entre convecção térmica e condutividade no transporte de energia, enquanto o número de Péclet mássico demonstra a relação entre convecção mássica e difusão no transporte de massa. A Equação 3.5.5 apresenta o número de Péclet térmico. Para valores elevados, a condutividade pode ser desprezada na direção de escoamento, pois a convecção terá a maior influência no processo de transferência de energia térmica (DEEN, 1998).

$$Pe = \frac{v l_0 \rho \hat{C}_p}{k} \quad (3.5.5)$$

em que  $Pe$  é o número de Péclet (-).

O número de Nusselt apresenta a proporção entre convecção e condução na transferência de calor por uma interface, como apresentado na Equação 3.5.6. O número de Biot não deve ser confundido com Nusselt. Apesar de definições similares, para o número de Nusselt os termos de condução e convecção são atribuídos a uma única fase, sólida ou fluida; enquanto no caso do número de Biot é referido às duas fases, sólida e fluida (DEEN, 1998):

$$Nu = \frac{h l_0}{k} \quad (3.5.6)$$

em que  $Nu$  é o número de Nusselt (-) e  $h$  é o coeficiente convectivo de troca térmica ( $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ ).

O problema de Graetz para a transferência de calor para tubos retos em escoamento laminar foi extensivamente estudado e correlações com o número de Nusselt estão disponíveis na literatura para fluidos Newtonianos e não-Newtonianos (LYCHE; BIRD, 1956; JOHNSTON, 1994; RICHARDSON, 1979; WEIGAND; GASSNER, 2007). No caso de tubos helicoidais, a modelagem matemática torna-se complexa e normalmente depende de correlações empíricas (MORAIS; GUT, 2015; PAWAR; SUNNAPWAR, 2013; PIMENTA; CAMPOS, 2013).

Morais e Gut (2015) adaptaram o problema de Graetz para a consideração de efeitos de mistura introduzindo o parâmetro de difusividade térmica efetiva, simplificando a modelagem para a simulação da transferência de calor em sistemas tubulares. A utilização da difusividade térmica efetiva permite a modelagem de sistemas com características de efeitos de mistura como tubulações retas, sem a necessidade de descrever condições e geometrias complexas.

A proporção entre a difusividade de momento e a difusividade térmica é caracterizada pelo número de Prandtl (Equação 3.5.7) representando o tamanho das camadas limites térmica e de momento (DEEN, 1998):

$$Pr = \frac{\mu \hat{C}_p}{k} \quad (3.5.7)$$

em que  $Pr$  é o número de Prandtl (-).

Para a transferência de calor unidimensional sem geração interna de energia, o conceito de resistência térmica pode ser aplicado para estimar o coeficiente global de transferência de calor. A resistência térmica é definida como a razão entre um potencial motriz e a correspondente taxa de transferência de calor. As resistências térmicas para a condução em uma placa plana e para a convecção são apresentadas nas Equações 3.5.8 e 3.5.9, respectivamente (INCROPERA *et al.*, 2013):

$$R_{cond} = \frac{e_{placa}}{k.A} \quad (3.5.8)$$

$$R_{conv} = \frac{1}{h.A} \quad (3.5.9)$$

em que  $R_{cond}$  é a resistência térmica para a condução através de uma placa plana ( $K.W^{-1}$ ),  $R_{conv}$  é a resistência convectiva ( $K.W^{-1}$ ),  $e_{placa}$  é espessura da placa (m), e  $A$  é a área de contato ( $m^2$ ).

O coeficiente global de transferência de calor parte da analogia da lei do resfriamento de Newton, Equação 3.5.10, e pode ser determinado por meio de experimentos. Esta equação é válida para a transferência de energia unidimensional em estado estacionário. O seu uso é conveniente em sistemas compostos por camadas de diferentes materiais, além de ser associado com o somatório das resistências térmicas (Equação 3.5.11) (INCROPERA *et al.*, 2013).

$$q = U.A.\Delta T_{lm} \quad (3.5.10)$$

$$\sum R = \frac{\Delta T_{lm}}{q} = \frac{1}{U.A} \quad (3.5.11)$$

em que  $q$  é o calor transferido (W),  $U$  é o coeficiente global de transferência de calor ( $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ ),  $\sum R$  é o somatório das resistências térmicas convectivas e condutivas do sistema ( $\text{K.W}^{-1}$ ), e  $\Delta T_{lm}$  é a diferença de temperatura média logarítmica, DTML (K).

A difusividade térmica  $\alpha$  ( $\text{m}^2/\text{s}$ ) (Equação 3.5.12) é a relação entre a capacidade do material de conduzir energia térmica e à sua capacidade de armazená-la, sendo essa a relação entre a condutividade térmica e a capacidade calorífica volumétrica. Materiais com números elevados de  $\alpha$  respondem rapidamente a mudanças de temperaturas neles impostas (INCROPERA *et al.*, 2013).

$$\alpha = \frac{k}{\rho \cdot \hat{C}_p} \quad (3.5.12)$$

### 3.6 Troca térmica em processos de pasteurização

Como mencionado na Seção 3.1, a pasteurização contínua pode ser dividida nas etapas de aquecimento do produto até a temperatura desejada, retenção do produto na temperatura de processo e resfriamento do produto até a temperatura de armazenamento ou embalagem (JUNG; FRYER, 1999; SINGH; HELDMAN, 2009). A etapa de aquecimento convencional em sistemas de pasteurização contínuos é realizada por trocadores de calor, podendo ser tubulares, a placas ou de superfície raspada. As propriedades do fluido afetam os processos de aquecimento e resfriamento. Dentre estas propriedades, a viscosidade aparente é a que recebe maior destaque por afetar tanto o escoamento como a transferência de calor (SINGH; HELDMAN, 2008).

Para o tratamento térmico de fluidos pouco viscosos são utilizados trocadores de calor a placas. Eles são amplamente utilizados na indústria de leite e bebidas, devido à facilidade de limpeza e manutenção, reaproveitamento de energia, possibilidade de aumento de capacidade pela adição de mais placas e por exigir um investimento capital menor comparado a outros trocadores de calor (SINGH; HELDMAN, 2008).

Para processos envolvendo alimentos como polpas, produtos lácteos e maionese, que possuem viscosidade alta ou média e partículas em suspensão, como fibras, o uso de trocadores de calor tubulares é mais adequado para o aquecimento e/ou resfriamento. Os trocadores tubulares possuem o canal de escoamento maior quando comparado ao trocador de calor de

placas, o que diminui a chance de entupimento (KAKAÇ; LIU, 2002; LEWIS; HEPPELL, 2000; SINGH; HELDMAN, 2008).

Trocadores de calor tubulares de superfície raspada são comumente utilizados no processamento de produtos alimentícios de elevada viscosidade, com partículas em suspensão e que podem causar incrustação nos equipamentos e tubulações. Devido à vantagem de constante raspagem mecânica nas paredes, a resistência à transferência de calor diminui. No processo de raspagem, a rotação das lâminas deve ser controlada para não provocar alterações nas características sensoriais do alimento e deve garantir uma boa taxa de transferência de calor. Isto resulta em um volume de produção relativamente reduzido (LEWIS; HEPPELL, 2000; SHINGH; HELDMAN, 2008).

Trocadores de calor tubulares helicoidais oferecem vantagens na troca térmica e espaço quando comparados a trocadores de calor tubulares retos. Devido as forças centrífugas que atuam no fluido em escoamento, forma-se um efeito de mistura que resulta no aumento dos coeficientes de troca térmica e distribuição uniforme da temperatura no raio, principalmente para escoamento laminar (RUTHVEN, 1971). Este fenômeno foi detalhado por Dean (1927; 1928) que obteve uma equação aproximada para a velocidade do fluido em função de sua posição, resolvendo analiticamente a equação de Navier-Stokes para o escoamento de um fluido viscoso incompressível. Prabhajan, Raghavan e Rennie (2002) afirmaram que o coeficiente de troca térmica aumenta com a utilização de trocadores de calor tubulares helicoidais quando comparados às tubulações retas nas mesmas condições de processo.

Para estudos de trocadores de calor tubulares helicoidais, o número de Dean (Equação 3.6.1) avalia o comportamento do escoamento quando comparado com trocadores de calor tubulares retos. Para valores do número de Dean abaixo de 17, os efeitos de mistura são desprezíveis e a distribuição de velocidades poder ser descrita pelas equações de Dean (1927). Para valores acima de 100 os efeitos de mistura são predominantes (JANSSEN; HOOGENDOORN, 1978).

$$Dn = Re \cdot \sqrt{\frac{d_{int}}{d_{heli}}} \quad (3.6.1)$$

em que  $Dn$  é o número de Dean (-),  $d_{int}$  é o diâmetro interno da tubulação (m), e  $d_{heli}$  é o diâmetro de curvatura da tubulação (m).

Chen e Zhang (2003) demonstraram que as forças centrífugas transformam de uma forma complexa os perfis de velocidade e temperatura no escoamento. Eles também afirmaram que conforme aumenta a temperatura do fluido, os efeitos de mistura são intensificados. As estruturas dos perfis de temperaturas são dependentes do número de Prandtl; sendo que, para o



valor de 0,71, o perfil de temperatura é similar ao perfil axial de velocidade. Para valor do número de Prandtl de 40, o perfil axial de velocidade pode ser ignorado e o perfil de temperatura é governado pelo escoamento secundário (CHEN; ZHANG, 2003).

O aquecimento convencional em trocadores de calor promove o sobre-processamento do fluido alimentício, pois o tempo necessário para a parte mais interna do material atingir a temperatura desejada resulta no sobreaquecimento da parte mais externa (JUNG; FRYER, 1999). Outra alternativa para o aquecimento de fluidos alimentícios seria pela tecnologia de micro-ondas, que possui como vantagem o aquecimento volumétrico e menor tempo de aquecimento, que impede o superaquecimento das paredes da tubulação em relação ao centro do produto (KUMAR *et al.*, 2008; SALAZAR-GONZÁLEZ *et al.*, 2012).

No processamento térmico assistido por micro-ondas, o alimento não processado escoava por um tubo de vidro ou politetrafluoretileno (Teflon<sup>®</sup>), e é aquecido em uma cavidade ligada a um *magnetron* por uma guia de onda (CORONEL; SIMUNOVIC; SANDEEP, 2003; CORONEL *et al.*, 2005; KUMAR *et al.*, 2007). Ao sair da cavidade, o alimento escoava para a seção de retenção, onde é mantido na temperatura de processo. Posteriormente o alimento é resfriado por um trocador de calor tubular. O sistema possui sensores de temperatura para o controle de temperatura de entrada e saída em cada seção, além de sensores de fibra óptica para o monitoramento da temperatura na cavidade (CORONEL; SIMUNOVIC.; SANDEEP, 2003; CORONEL *et al.*, 2005; KUMAR *et al.*, 2007; KUMAR *et al.*, 2008).

Tuta e Palazoğlu (2017) demonstraram os efeitos da viscosidade em um processo contínuo de aquecimento de alimentos assistido por micro-ondas em tubulações helicoidais. Quando comparadas a água destilada, as soluções com CMC (carboximetilcelulose) apresentaram uma maior taxa de aquecimento, mas com menor uniformidade. Devido ao uso das tubulações helicoidais no aquecimento, as temperaturas das soluções foram mais uniformes quando comparadas com tubulações retas, mesmo com a ausência do efeito de mistura (TUTA; PALAZOĞLU, 2017).

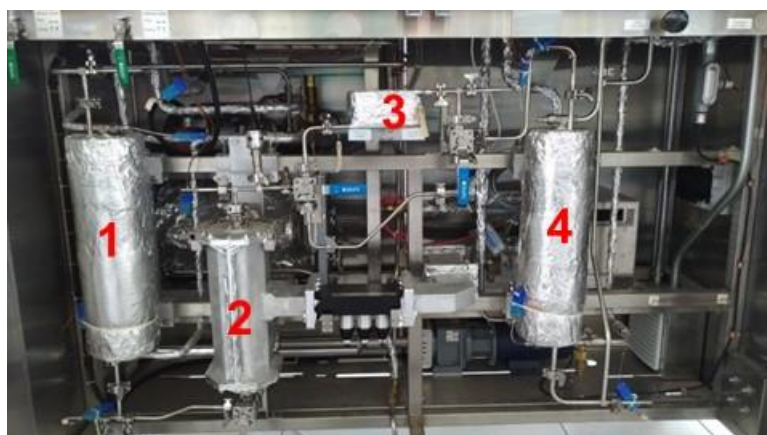
## 4 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste trabalho, foi desenvolvido um modelo matemático semi-empírico para o cálculo dos coeficientes globais de transferência de calor para as seções de aquecimento, retenção e resfriamento de uma unidade piloto de pasteurização assistida por micro-ondas. Com o objetivo de simular um alimento em processamento, utilizaram-se fluidos Newtonianos (água e mistura glicerina/água 80% w/w) e não-Newtoniano (solução aquosa de carboximetilcelulose, CMC 1% w/w), e para o aquecimento e resfriamento o fluido de utilidade foi a água. Foram realizados ensaios experimentais para o ajuste dos parâmetros dos modelos unidimensional e bidimensional propostos para as determinações das distribuições de temperatura do produto e utilidade.

### 4.1 Unidade piloto

Foi utilizada a unidade piloto de pasteurização assistida por micro-ondas *Microwave Lab25-UHT/HTST EMVH* (MicroThermics, EUA), Figura 4.1.1, para o processamento térmico contínuo dos fluidos modelos escolhidos. O equipamento foi desenvolvido para o processamento térmico de alimentos líquidos com vazão nominal de 0,5 L/min e máxima de 3,0 L/min, temperaturas de processamento entre 72 e 150 °C e tempos de retenção de 6, 12 e 18 segundos. O monitoramento das variáveis do processo é realizado por um painel LCD, sensível ao toque, integrado ao equipamento, que disponibiliza informações dos valores de vazão, temperatura e pressão do sistema por meio de controladores e sensores distribuídos ao longo do processo.

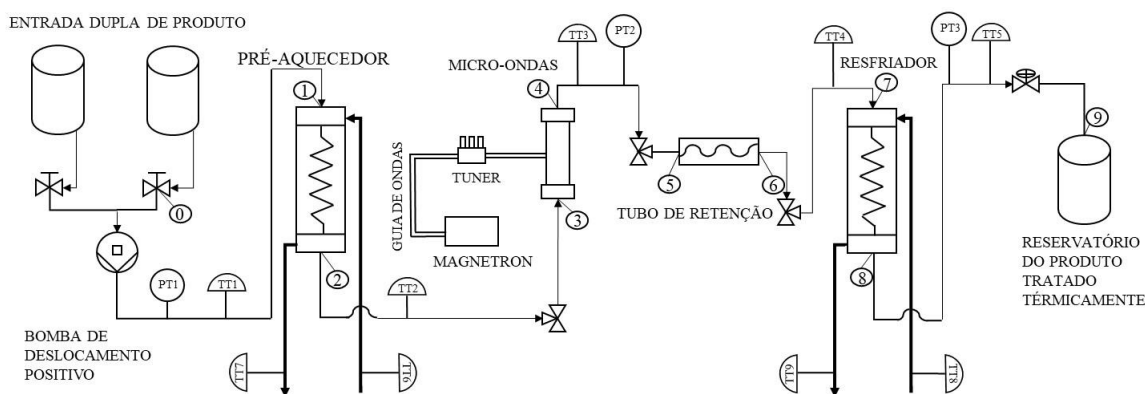
Figura 4.1.1 – Interior do equipamento *Microwave Lab25-UHT/HTST EMVH*.



Fonte: O autor (2018).

A Figura 4.1.2 apresenta o processo esquematicamente, indicando as posições dos medidores de temperatura e de pressão distribuídos ao longo do processo, e as seções separadas por pontos de controle numerados de 0 a 9, em que as seções apresentadas são a alimentação, pré-aquecimento, aquecimento por micro-ondas, retenção, resfriamento e armazenamento delimitadas pelos pontos de controle 0, 1-2, 3-4, 5-6, 7-8 e 9, respectivamente. Na Figura 4.1.1, as seções de pré-aquecimento, aquecimento por micro-ondas, retenção e resfriamento estão numeradas de 1 a 4. O alimento é introduzido no tanque de alimentação de capacidade de 30 L e transportado por uma bomba de deslocamento, tipo monofuso excêntrico, para a unidade de processamento térmico contínuo. O alimento escoa no pré-aquecedor pela serpentina interna, enquanto a utilidade (água quente) escoa no casco em contracorrente e é aquecida em um circuito com controle de temperatura e potência. O aquecedor possui potência máxima de 18 kW e pode operar até 130 °C, mas temperaturas superiores podem danificar a bomba do aquecedor.

Figura 4.1.2 – Fluxograma do processo contínuo de pasteurização.



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

Em seguida o alimento escoa por um aplicador de micro-ondas focalizadas, ligado por guias de ondas a um magnetron, onde pode aquecer o alimento até 150 °C. O magnetron opera a 2450 MHz e com potência nominal de 6 kW, e está equipado com um sensor de potência refletida e conectado ao *Microwave Power Meter*. Este sensor é utilizado para ajustar a potência refletida para o magnetron, por meio do sintonizador de micro-ondas composto por três pinos. É necessário o ajuste manual dos pinos com a finalidade de obter a menor potência refletida possível, máximo de 20 W.

O alimento passa em seguida pelo tubo de retenção. Na sequência, o produto aquecido é resfriado em um trocador de calor, tipo serpentina em casco, com água proveniente do *chiller* MAS-5-RI-220/C (Mecalor, Brasil), que opera com um *set point* de temperatura de 5 °C.

As tubulações da unidade de processamento térmico para escoamento do fluido alimentício possuem diâmetro nominal de 3/8” (diâmetro interno de 7,7 mm) ou 1/2” (diâmetro interno de 9,4 mm) dependendo da seção, sendo o material de construção aço inoxidável (MGNewell, EUA). Os cascos dos trocadores de calor possuem diâmetros externos de 162 mm (diâmetro interno de 156 mm) e 161 mm (diâmetro interno de 155 mm); e raios de curvatura de 66 mm e 65 mm, para as seções de aquecimento e resfriamento, respectivamente. Os comprimentos das tubulações ( $L$ ), diâmetros internos ( $d_{int}$ ) e tempos espaciais ( $\tau$ ) para a vazão nominal do equipamento (0,5 L/min) são apresentados na Tabela 4.1.1. O comprimento das seções foram estimado a partir dos volumes internos medidos por Siguemoto *et al.* (2018), sendo  $V_{int} = (\pi \cdot d_{int}^2 \cdot L)/4$ , em que  $V_{int}$  é o volume interno da seção (m<sup>3</sup>). Contudo, as seções de aquecimento, retenção e resfriamento possuem tubulações até os conectores, que foram incluídas na estimativa dos volumes internos, sendo necessárias as correções de seus comprimentos para os cálculos de troca térmica.

Tabela 4.1.1 – Diâmetros, comprimentos estimados e tempo espacial calculado para vazão nominal de 0,5 L/min.

Seção	Descrição	$\tau$ (s)	$d_{int}$ (mm)	$L$ (m)
0-1	Entrada e bomba	87,1	7,7	15,41
1-2	Aquecedor	52,5	7,7	9,15
2-3	Tubulação entre aquecedor e aplicador de micro-ondas	2,5	7,7	0,52
3-4	Aplicador de micro-ondas	1,9	6,7	0,45
4-5	Tubulação entre aplicador de micro-ondas e tubo de retenção	1,8	7,7	0,37
5-6	Tubo de retenção	14,3	7,7	2,42
6-7	Tubulação entre tubo de retenção e resfriador	3,9	7,7	0,82
7-8	Resfriador	83,5	9,4	9,89
8-9	Tubulação entre resfriador e saída	20,4	7,7	2,52

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

Siguemoto *et al.* (2018) avaliaram a unidade piloto de pasteurização assistida por micro-ondas, Figura 4.1.1, através da determinação e modelagem da distribuição dos tempos de residência, transferência de calor e distribuição de temperatura. Os experimentos de transferência de calor foram realizados para as vazões de 1,0, 1,3, 1,5, 1,7, 1,9 e 2,1 L/min e temperaturas de pasteurização de 70, 80 e 90 °C.

Neste trabalho, para os experimentos de transferência de calor utilizou-se a metodologia descrita por Siguemoto *et al.* (2018) e foram escolhidas cinco condições de temperatura de processo do aquecedor de 60, 75, 90, 105 e 120 °C, e cinco condições de vazão de 0,4, 0,8, 1,2, 1,6 e 2,0 L/min, abrangendo a faixa operacional do equipamento, totalizando 25 condições de processo para cada fluido modelo. Os fluidos modelos escolhidos para simular fluidos alimentícios foram: fluido Newtoniano de baixa viscosidade (água); fluido Newtoniano viscoso (mistura água/glicerina 80% w/w); e fluido não-Newtoniano pseudoplástico (solução aquosa de CMC 1% w/w). Estes fluidos foram escolhidos com base nos estudos de Dantas (2012) e Pegoraro (2012). As temperaturas do produto, ambiente e utilidades, vazão e pressão ao longo do processo foram registradas pelo computador do equipamento em intervalos de 10 segundos. Após a confirmação do estado estacionário, foram registradas durante 2 minutos as condições de processo para as três seções de estudo: pré-aquecimento; retenção; e resfriamento. A seção de aquecimento por micro-ondas não foi utilizada neste trabalho para o aquecimento do produto e a seção de pré-aquecimento será nomeada seção de aquecimento posteriormente no texto.

## 4.2 Determinação do coeficiente global de transferência de calor

O coeficiente global de transferência de calor,  $U$  ( $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ), foi determinado experimentalmente igualando o calor de aquecimento e resfriamento do produto, Equação 4.2.1, com o calor determinado pelo coeficiente global de transferência de calor, Equação 4.2.2, calculados a partir dos dados experimentais obtidos. Considerou-se que  $U$  compreende a transferência de calor devido à convecção do fluido de utilidade (casco), condução pela parede da tubulação e convecção do fluido alimentício (serpentina), assumindo que não há incrustação:

$$q = \rho_m \cdot Q \cdot C_{p,m} \cdot \Delta T \quad (4.2.1)$$

$$q = U \cdot A_{ref} \cdot \Delta T_{lm} \quad (4.2.2)$$

em que  $q$  é o calor de aquecimento na seção de aquecimento ou o calor de resfriamento no tubo de retenção e no resfriador (W),  $\rho_m$  é a massa específica média do produto na seção ( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ),  $Q$  é a vazão volumétrica de escoamento do produto ( $\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$ ),  $C_p$  é o calor específico médio do

produto na seção ( $\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ),  $\Delta T$  é a diferença de temperatura entre saída e entrada do produto na seção,  $A_{ref}$  é a área de referência de troca térmica da seção ( $\text{m}^2$ ), e  $\Delta T_{lm}$  é a diferença de temperatura média logarítmica, DTML ( $^{\circ}\text{C}$  ou  $\text{K}$ ).

O desvio do valor predito de  $U$  foi calculado a partir da propagação do erro da medida das temperaturas, como apresentado na Equação 4.2.3 (BEVINGTON; ROBINSON, 2003). Considerou-se que o erro da medida das temperaturas é de  $0,5^{\circ}\text{C}$ . Os erros de  $A_{ref}$  e  $Q$  foram considerados nulos.

$$\left(\frac{\sigma_U}{U}\right)^2 = \left(\frac{\sigma_{\rho_m}}{\rho_m}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{C_{p,m}}}{C_{p,m}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{\Delta T}}{\Delta T}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{\Delta T_{lm}}}{\Delta T_{lm}}\right)^2 \quad (4.2.3)$$

sendo,

$$\sigma_{\rho_m}^2 = \left(\frac{\partial \rho_m}{\partial T}\right)^2 \sigma_T^2$$

$$\sigma_{C_{p,m}}^2 = \left(\frac{\partial C_{p,m}}{\partial T}\right)^2 \sigma_T^2$$

A correlação apresentada por Siguemoto *et al.* (2018), Coronel e Sandeep (2008) para um trocador de calor de tubulação helicoidal, considera que como a vazão do fluido de utilidade é constante,  $U$  depende essencialmente da vazão e propriedades do fluido produto. Siguemoto *et al.* (2018), Coronel e Sandeep (2008) consideram que o número de Nusselt é dependente dos números de Reynolds e Prandtl (Equação 4.2.4), e que  $U$  pode ser correlacionado com o número de Reynolds do fluido produto a partir da associação do somatório das resistências térmicas, resultando no Modelo A1 (Tabela 4.2.1).

$$Nu = \beta \cdot Re^c \cdot Pr^g \quad (4.2.4)$$

em que  $Nu$ ,  $Re$  e  $Pr$  são os números de Nusselt (-), Reynolds (-) e Prandtl (-), respectivamente,  $\beta$ ,  $c$ , e  $g$  são parâmetros da equação do número de Nusselt (-).

A partir da associação do somatório das resistências térmicas, o coeficiente global de transferência térmica é correlacionado com os adimensionais de  $Re$  e  $Pr$  do fluido de utilidade (subscrito  $fu$ ) e produto (subscrito  $fp$ ), como apresentado na Equação 4.2.6. A resistência térmica condutiva da tubulação foi considerada constante para todos os modelos propostos usando um valor médio de condutividade térmica do metal. A área de referência para a transferência de calor ( $A_{ref}$ ) adotada foi a área externa da serpentina em contato com o fluido de utilidade, sendo  $A_{ref} = \pi \cdot d_{ext} \cdot L$ , em que  $d_{ext}$  é o diâmetro externo da tubulação ( $\text{m}^2$ ).

$$\frac{1}{U \cdot A_{ref}} = \frac{1}{h_{fu} \cdot A_{fu}} + R_{tubo} + \frac{1}{h_{fp} \cdot A_{fp}}$$

sendo,

$$Nu = \beta \cdot Re^c \cdot Pr^g = \frac{h \cdot l_0}{k}$$

$$h = \frac{\beta \cdot Re^c \cdot Pr^g \cdot k}{l_0}$$

$$R_{tubo} = \frac{\ln(d_{ext}/d_{int})}{2\pi \cdot k_{tubo} \cdot L} \quad (4.2.5)$$

logo,

$$\frac{1}{U \cdot A_{ref}} = \frac{l_{0,fu}}{\beta_{fu} \cdot Re_{fu}^c \cdot Pr_{fu}^g \cdot k_{fu} \cdot A_{fu}} + R_{tubo} + \frac{l_{0,fp}}{\beta_{fp} \cdot Re_{fp}^b \cdot Pr_{fp}^f \cdot k_{fp} \cdot A_{fp}} \quad (4.2.6)$$

em que  $l_0$  é o comprimento característico (m),  $d_{ext}$  é o diâmetro externo do tubo (mm),  $R_{tubo}$  é a resistência térmica condutiva da tubulação ( $K \cdot W^{-1}$ ),  $A_{fu}$  e  $A_{fp}$  são a área de transferência de calor da utilidade e produto ( $m^2$ ), respectivamente.

Apesar da impossibilidade de medição da vazão do fluido utilidade, a vazão mássica da utilidade (Equação 4.2.8) pode ser calculada a partir do calor trocado, Equação 4.2.7:

$$q_{fp} = q_{fu} = \rho_{m,fu} \cdot Q_{fu} \cdot C_{pm,fu} \cdot \Delta T_{fu} \quad (4.2.7)$$

sendo,

$$\dot{m}_{fu} = \rho_{m,fu} \cdot Q_{fu} = \rho_{m,fu} \cdot A_{st,fu} \cdot v_{m,fu} \quad (4.2.8)$$

$$A_{st,fu} = \frac{\pi \cdot d_{int}^2}{4}$$

em que  $\dot{m}$  é a vazão mássica ( $kg \cdot m^{-3}$ ),  $A_{st}$  é a área de seção transversal do escoamento ( $m^2$ ), e  $v_m$  é a velocidade média de escoamento ( $m \cdot s^{-1}$ ).

Os números de Reynolds e Prandtl foram calculados a partir das Equações 4.2.9 e 4.2.10 para o produto, e Equações 4.2.11 e 4.2.12 para a utilidade.

$$Re_{fp} = \frac{\rho_{m,fp} \cdot Q_{fp} \cdot d_{int}}{\mu_{m,fp} \cdot A_{st,fp}} \quad (4.2.9)$$

$$Pr_{fp} = \frac{\mu_{m,fp} \cdot C_{pm,fp}}{k_{m,fp}} \quad (4.2.10)$$

$$Re_{fu} = \frac{\rho_{m,fu} \cdot u_{m,fu} \cdot l_{0,fu}}{\mu_{m,fp}}$$

considerando o comprimento característico da utilidade,  $l_{0,fu}$ , como:

$$l_{0,fu} = \frac{4 \cdot A_{st,fu}}{\pi \cdot d_{int,casco}}$$

$$Re_{fu} = \frac{4 \cdot A_{st,fu} \cdot v_{m,fu} \cdot \rho_{m,fu}}{\mu_{m,fp} \cdot \pi \cdot d_{int,casco}} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{fu}}{\mu_{m,fp} \cdot \pi \cdot d_{int,casco}} \quad (4.2.11)$$

$$Pr_{fu} = \frac{\mu_{m,fu} \cdot C_{pm,fu}}{k_{m,fu}} \quad (4.2.12)$$

em que  $\mu_m$  é a viscosidade dinâmica média ( $N.s.m^{-2}$ ), e  $d_{int,casco}$  é o diâmetro interno do casco (m).

Neste trabalho, foram propostos seis modelos semi-empíricos para a correlação de  $U$  a partir da Equação 4.2.6, apresentados na Tabela 4.2.1. O Modelo A1 foi o proposto por Siguemoto *et al.* (2018), Coronel e Sandeep (2008). Os Modelos A1, B1 e C1 consideram que o parâmetro  $a$  é o somatório da resistência térmica condutiva da tubulação,  $R_{tubo}$ , e a resistência térmica convectiva da utilidade, enquanto os Modelos A2, B2 e C2 consideram a influência da temperatura da utilidade na correlação de  $U$  e o parâmetro  $a$  depende apenas de  $R_{tubo}$ . Os Modelos A1 e A2 consideram que  $Pr$  não varia durante o experimento. O número de Prandtl é considerado nos Modelos B1, C1, B2 e C2 para avaliar a influência da temperatura de processo, sendo que nos Modelos B1 e B2, os parâmetros  $g$  e  $f$  são fixados no valor de 1/3, baseado na equação de Colburn (INCROPERA *et al.*, 2013), e nos Modelos C1 e C2 estes parâmetros são estimados pela correlação de  $U$ .

Tabela 4.2.1 – Equações propostas para o ajuste dos modelos semi-empíricos.

Modelo	Equação proposta	Número de parâmetros
A1	$\frac{1}{U \cdot A_{ref}} = a + \frac{b}{Re_{fp}^c}$	3
A2	$\frac{1}{U \cdot A_{ref}} = a + \frac{b}{Re_{fp}^c} + \frac{d}{Re_{fu}^e}$	5
B1	$\frac{1}{U \cdot A_{ref}} = a + \frac{b}{Re_{fp}^c \cdot Pr_{fp}^{1/3}}$	3
B2	$\frac{1}{U \cdot A_{ref}} = a + \frac{b}{Re_{fp}^c \cdot Pr_{fp}^{1/3}} + \frac{d}{Re_{fu}^e \cdot Pr_{fu}^{1/3}}$	5
C1	$\frac{1}{U \cdot A_{ref}} = a + \frac{b}{Re_{fp}^c \cdot Pr_{fp}^f}$	4
C2	$\frac{1}{U \cdot A_{ref}} = a + \frac{b}{Re_{fp}^c \cdot Pr_{fp}^f} + \frac{d}{Re_{fu}^e \cdot Pr_{fu}^g}$	7

Os parâmetros  $a$  (K/W),  $b$  (K/W),  $c$  (-),  $d$  (K/W),  $e$  (-),  $f$  (-) e  $g$  (-) foram determinados para todas as seções estudadas a partir da minimização do erro quadrático na determinação de  $U$ . Os limites superiores dos parâmetros  $c$ ,  $e$ ,  $f$  e  $g$  foram fixados no valor de 1.



### 4.3 Propriedades físicas dos materiais e fluidos

A seguir são apresentadas as correlações utilizadas para o cálculo das propriedades termofísicas dos fluidos e materiais usados neste trabalho. Calcularam-se as propriedades médias do produto e fluido de utilidade pela média aritmética das propriedades calculadas nas temperaturas de entrada e saída.

#### 4.3.1 Água

As propriedades da água foram calculadas usando as correlações reportadas por Incropera *et al.* (2013) e Gut e Pinto (2003). As propriedades físicas utilizadas foram:

- Massa específica da água ( $\rho_{agua}$ ) em  $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$  para uma faixa de temperatura ( $T$ ) em  $^{\circ}\text{C}$  de 0 a  $126^{\circ}\text{C}$  (GUT; PINTO, 2003; INCROPERA, 2013):

$$\rho_{agua} = 1001,4 - 3,50 \cdot 10^{-1} \cdot T + 1,15 \cdot 10^{-3} \cdot T^2 - 2,77 \cdot 10^{-5} \cdot T^3 \quad (4.3.1.1)$$

- Viscosidade cinemática da água ( $\nu_{agua}$ ) em  $\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$  para a faixa de temperatura de 0 a  $126^{\circ}\text{C}$  (CHENLO *et al.*, 2002; INCROPERA *et al.*, 2013):

$$\nu_{agua} = 9,31 \cdot 10^{-8} \cdot e^{\left(\frac{2,94}{T_R^3}\right)}$$

sendo,

$$T_R = \frac{T + 273,1}{273,1}$$

$$\mu_{agua} = \nu_{agua} \cdot \rho_{agua} \quad (4.3.1.2)$$

em que  $T_R$  é a temperatura reduzida (-) e  $T$  deve estar em  $^{\circ}\text{C}$ .

- Calor específico da água ( $C_{p,agua}$ ) em  $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$  para uma faixa de temperatura ( $T$ ) em  $^{\circ}\text{C}$  de 0 a  $260^{\circ}\text{C}$  (PERRY; GREEN; MALONEY, 1997):

$$C_{p,agua} = 5,2013 \cdot 10^{-7} \cdot T^4 - 2,1528 \cdot 10^{-4} \cdot T^3 + 4,1758 \cdot 10^{-2} \cdot T^2 + 2,6171 \cdot T + 4227,1 \quad (4.3.1.3)$$

- Condutividade térmica ( $k_{agua}$ ) em  $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$  para a faixa de temperatura ( $T$ ) em  $^{\circ}\text{C}$  de 0 a  $126^{\circ}\text{C}$  (GUT; PINTO, 2003; INCROPERA, 2013):

$$k_{agua} = 0,5689 + \frac{T}{534} - \frac{T^2}{133333} \quad (4.3.1.4)$$

### 4.3.2 Mistura glicerina e água

As propriedades da glicerina pura foram calculadas usando as correlações reportadas por Yaws (1999). As propriedades físicas utilizadas foram:

- Massa específica da glicerina ( $\rho_{glic}$ ) em  $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$  para uma faixa de temperatura ( $T$ ) em  $^{\circ}\text{C}$  de 18 a  $450^{\circ}\text{C}$  é apresentada na Equação 4.3.2.1 (YAWS, 1999).

$$\rho_{glic} = 349,08.0,24902^{-\left(1-\left(\frac{T+273,15}{723}\right)^{0,1541}\right)} \quad (4.3.2.1)$$

- Viscosidade dinâmica da glicerina ( $\mu_{glic}$ ) em  $\text{Pa}\cdot\text{s}$  para a faixa de temperatura ( $T$ ) em  $^{\circ}\text{C}$  de  $-27$  a  $385^{\circ}\text{C}$  é apresentada na Equação 4.3.2.2 (YAWS, 1999).

$$\mu_{glic} = \frac{10^{\left(-18,2 + \frac{4,23 \cdot 10^3}{T+273,15} + 2,87 \cdot 10^{-2} \cdot (T+273,15) - 1,86 \cdot 10^{-5} \cdot (T+273,15)^2\right)}}{1000} \quad (4.3.2.2)$$

- Calor específico da glicerina ( $C_{p,glic}$ ) em  $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$  para uma faixa de temperatura ( $T$ ) em  $^{\circ}\text{C}$  de 19 a  $378^{\circ}\text{C}$  é mostrada na Equação 4.3.2.3 (YAWS, 1999).

$$C_{p,glic} = (132,145 + 0,86007 \cdot (T + 273,15) - 1,9745 \cdot 10^{-3} \cdot (T + 273,15)^2 + 1,8068 \cdot 10^{-6} \cdot (T + 273,15)^3) / 92,09 \quad (4.3.2.3)$$

- Condutividade térmica da glicerina ( $k_{glic}$ ) em  $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$  para a faixa de temperatura ( $T$ ) em  $^{\circ}\text{C}$  de 20 a  $277^{\circ}\text{C}$  é apresentada na Equação 4.3.2.4 (YAWS, 1999).

$$\log k_{glic} = -0,3550 - 0,2097 \cdot \left(1 - \frac{T + 273,15}{723}\right)^{2/7} \quad (4.3.2.4)$$

As propriedades da mistura glicerina/água 80% foram calculadas a partir das seguintes relações:

- Massa específica da solução glicerina/água 80% ( $\rho_{glic80}$ ) em  $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$  (YAWS,1999):

$$\frac{1}{\rho_{glic80}} = \frac{x_{glic}}{\rho_{glic}} + \frac{1 - x_{glic}}{\rho_{agua}} \quad (4.3.2.5)$$

em que  $x_{glic}$  é a fração mássica de glicerina na mistura e seu valor é igual a 0,80.

- Viscosidade dinâmica da mistura glicerina/água 80% ( $\mu_{glic80}$ ) em  $\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-2}$  (CHENG, 2008):

$$\mu_{glic80} = \mu_{glic}^{(1-\alpha_{visc})} \cdot \mu_{agua}^{\alpha_{visc}} \quad (4.3.2.6)$$

$$\mu_{agua} = \nu_{agua} \cdot \rho_{agua}$$

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

$$a_{visc} = 0,705 - 0,0017 \cdot T$$

$$b_{visc} = (4,9 + 0,36 \cdot T) \cdot a_{visc}^{2,5}$$

- Calor específico da mistura glicerina/água 80% ( $C_{p,glic80}$ ) em  $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$  (YAWS,1999):

$$C_{p,glic80} = x_{glic} \cdot C_{p,glic} + (1 - x_{glic}) \cdot C_{p,agua} \quad (4.3.2.7)$$

- Condutividade térmica da mistura glicerina/água 80% ( $k_{glic80}$ ) em  $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$  (YAWS, 1999):

$$k_{glic80} = \left( k_{glic} \cdot \frac{x_{glic} / \rho_{glic}}{x_{glic} / \rho_{glic} + (1 - x_{glic}) / \rho_{agua}} \right) + \left( k_{agua} \cdot \frac{(1 - x_{glic}) / \rho_{agua}}{x_{glic} / \rho_{glic} + (1 - x_{glic}) / \rho_{agua}} \right) \quad (4.3.2.4)$$

### 4.3.3 Carboximetilcelulose

As propriedades da solução aquosa de carboximetilcelulose (CMC) 1% w/w foram calculadas usando as correlações reportadas por Carezzato *et al.* (2007). As propriedades físicas utilizadas foram:

- Massa específica da solução CMC 1% ( $\rho_{CMC}$ ) é apresentada pela Equação 4.3.1.1. A quantidade de CMC adicionada é muito pequena, logo a massa específica da solução aquosa de CMC 1% é igual à massa específica da água;
- Calor específico da solução CMC 1% ( $C_{p,CMC}$ ) em  $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$  foi considerado constante, pois Carezzato *et al.* (2007) demonstraram que para soluções aquosas de CMC nas concentrações mássicas de 0,5; 1,0 e 1,5% o calor específico não sofria variação significativa com a temperatura. O valor de  $C_{p,CMC}$  é:

$$C_{p,CMC} = 4173 \quad (4.3.3.1)$$

- Condutividade térmica da solução CMC/água 1% ( $k_{CMC}$ ) em  $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$  é apresentada na Equação 4.3.3.2,  $T$  em  $^{\circ}C$  (CAREZZATO *et al.*, 2007):

$$k_{CMC} = 0,579 + 2,04 \cdot 10^{-3} \cdot T - 2,04 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 \quad (4.3.3.2)$$

- Índice de consistência ( $K_{reo,CMC}$ ) em  $Pa \cdot s^n$ , que indica o grau de resistência do fluido diante do escoamento, é calculado pela Equação 4.3.3.3,  $T$  em  $^{\circ}C$  (CAREZZATO *et al.*, 2007):

$$K_{reo,CMC} = 2,259 \cdot 10^{-4} \cdot \exp\left(\frac{2,297 \cdot 10^4}{8,314 \cdot (T + 273,15)}\right) \quad (4.3.3.3)$$

- Índice de comportamento ( $n_{reo,CMC}$ ), que indica fisicamente o afastamento do fluido do comportamento Newtoniano, é calculado pela Equação 4.3.3.4,  $T$  em °C (CAREZZATO *et al.*, 2007):

$$n_{reo,CMC} = 7,078 \cdot 10^{-2} \cdot \exp(5,845 \cdot 10^{-3} \cdot (T + 273,15)) \quad (4.3.3.4)$$

- Para fluidos não-Newtonianos, utiliza-se a viscosidade dinâmica generalizada ( $\mu_{CMC}$ ) para o cálculo dos números de Reynolds e Prandtl generalizados. Esta viscosidade depende da velocidade de escoamento e é calculada pela Equação 4.3.3.5,  $T$  em °C (CAREZZATO *et al.*, 2007). Os parâmetros geométricos  $\varepsilon$  e  $\varphi$  possuem os valores de 8 e 3, respectivamente, para escoamento interno em tubulações (DELPLACE; LEULIET, 1995).

$$\mu_{CMC} = K_{reo,CMC} \cdot \varepsilon^{n-1} \cdot \left(\frac{v_{m,fp}}{d_{int}}\right)^{n-1} \cdot \left(\frac{\varphi \cdot n + 1}{(\varphi + 1) \cdot n}\right)^n \quad (4.3.3.4)$$

#### 4.4 Modelo de distribuição de temperatura unidimensional

A modelagem unidimensional da distribuição de  $T$  do produto teve como objetivo a predição do perfil de temperatura do produto ao longo do equipamento em regime permanente, e o histórico de tempo temperatura do produto, e foi baseada nas metodologias propostas de Siguemoto *et al.* (2018) e Ferrão (2012). O *software Microsoft Excel 2016* (Microsoft, Redmond, USA) foi utilizado para a modelagem unidimensional. O produto escoava por uma série de tubulações e a troca de calor ocorre nas seções de aquecimento, resfriamento e tubo de retenção. A seção de aquecimento por micro-ondas não foi considerada para a troca térmica. Foi realizado um balanço diferencial de energia para as seções de aquecimento, resfriamento e retenção, em que foi considerado um volume de controle infinitesimal de espessura  $dz$  (m) transversal à tubulação de tamanho  $L$  (m).

A modelagem do processo ao longo da tubulação foi resolvida numericamente pelo método das diferenças finitas para frente representado pelas Equações 4.4.1 e 4.4.2 para os lados frio e quente, respectivamente, utilizando a hipótese de temperatura uniforme na seção transversal do tubo (BEERS, 2006; FERRÃO, 2012), utilizando  $\Delta z = L/100$ , em que  $\Delta z$  é um intervalo finito em  $z$  (m).

$$T_C(z + \Delta z) \cong T_C(z) + \frac{dT_C}{dz} \cdot \Delta z \quad (4.4.1)$$

$$T_H(z + \Delta z) \cong T_H(z) + \frac{dT_H}{dz} \cdot \Delta z \quad (4.4.2)$$

Para o escoamento em tubulações de diâmetro constante, o tempo de residência médio é proporcional ao comprimento da tubulação. Logo, a distribuição espacial de temperatura pode ser convertida no histórico de tempo temperatura. O histórico de tempo temperatura foi modelado apenas para o fluido produto. A distribuição da temperatura do produto no tempo de residência médio é avaliada como:

$$\Delta t_m = \frac{\pi \cdot d_{int}^2 \cdot \Delta z}{4 \cdot Q} \quad (4.4.3)$$

em que  $T_H$  é a temperatura do lado quente (°C),  $T_C$  é a temperatura do lado frio (°C),  $t_m$  é o tempo de residência médio (s), e  $d_{int}$  é o diâmetro interno do tubo (m).

Duas condições de contorno são necessárias em cada seção para a resolução das equações diferenciais apresentadas anteriormente. As condições de contorno especificadas para as seções foram:

- Aquecimento: temperaturas de entrada do produto e da água quente, obtidas experimentalmente;
- Retenção: temperatura de entrada do produto igual da saída do produto da seção de aquecimento, e temperatura ambiente, obtidas experimentalmente;
- Resfriamento: temperatura de entrada do produto igual a temperatura de saída do produto após o tubo de retenção, e temperatura de entrada da água fria, obtidas experimentalmente.

Contudo, os trocadores de calor escoam em contracorrente, sendo necessário estimar a temperatura de saída da utilidade, em  $z = 0$ , e convergida para atingir a temperatura desejada de alimentação, em  $z = L$  (*shooting method*). Esta convergência foi resolvida pelo *solver* do *software Microsoft Excel 2016* (Microsoft, Redmond, USA) (FERRÃO, 2012).

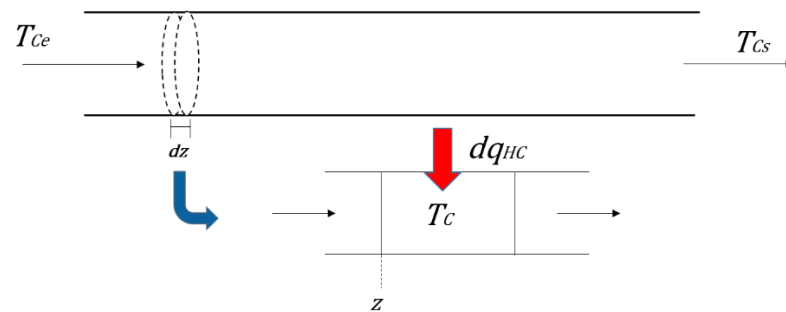
#### 4.4.1 Modelagem da seção de aquecimento

Na seção de aquecimento o produto flui no interior da tubulação (lado frio) enquanto a utilidade flui em contracorrente no casco (lado quente). O balanço de energia da Figura 4.4.1.1 é apresentado a seguir, onde os subscritos  $e$ ,  $s$ ,  $C$  e  $H$ , indicam a entrada, saída, os lados frio e quente, respectivamente. Os balanços globais nos dois lados do trocador são dados pelas Equações 4.4.1.1 e 4.4.1.2. As propriedades dos lados frio e quente foram calculadas pela média

aritmética das propriedades da entrada e saída do respectivo lado. Considerou-se para hipóteses do modelo:

- Estado estacionário;
- Escoamento desenvolvido;
- Aproximação da serpentina como tubo reto, usando  $U$  determinado na Seção 4.2;
- Fluidos incompressíveis;
- Propriedades dos fluidos constantes, calculadas pela propriedade média;
- Troca de calor com o ambiente foi desprezada, pois o casco é envolto por um isolante térmico.

Figura 4.4.1.1 – Balanço microscópico de energia na seção de aquecimento para o lado frio.



Fonte: O autor (2018).

$$q_{HC} = \dot{m}_C \cdot C_{p,C} \cdot (T_{Cs} - T_{Ce}) \quad (4.4.1.1)$$

$$q_{HC} = \dot{m}_H \cdot C_{p,H} \cdot (T_{Hs} - T_{He}) \quad (4.4.1.2)$$

em que  $q_{HC}$  é o calor trocado entre a água de aquecimento e o produto (W),  $C_{p,C}$  é o calor específico médio do lado frio (J/kg.K),  $C_{p,H}$  é o calor específico médio do lado quente (J/kg.K),  $\dot{m}_C$  é a vazão mássica do lado frio ( $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ),  $\dot{m}_H$  é a vazão do lado quente estimada ( $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ),  $T_{Ce}$  é a temperatura do lado frio na entrada ( $^{\circ}\text{C}$ ),  $T_{Cs}$  é a temperatura do lado frio na saída ( $^{\circ}\text{C}$ ),  $T_{He}$  é a temperatura do lado quente na entrada ( $^{\circ}\text{C}$ ), e  $T_{Hs}$  é a temperatura do lado quente na saída ( $^{\circ}\text{C}$ ).

Considerando um corte infinitesimal de espessura  $dz$  no tubo, lado frio, o elemento de fluido correspondente é utilizado como volume de controle para o balanço de energia infinitesimal, como representado pela Figura 4.4.1.1 e Equações 4.4.1.3 a 4.4.1.5. Os três termos da Equação 4.4.1.4 levam em conta o calor trocado com a água quente, o calor carregado pela vazão de entrada, e o calor carregado pela vazão de saída, respectivamente. Rearranjando

a Equação 4.4.1.4 é obtida a Equação 4.4.1.5, em que a mudança de temperatura é proporcional à diferença de temperatura dos fluidos no espaço.

*Entrada de calor – saída de calor = 0*

$$dq_{HC} = U \cdot \pi \cdot d_{ext} \cdot dz \cdot (T_H(z) - T_C(z)) \quad (4.4.1.3)$$

$$U \cdot \pi \cdot d_{ext} \cdot dz \cdot (T_H(z) - T_C(z)) + \dot{m}_C \cdot C_{p,C} \cdot T_C(z) - \dot{m}_C \cdot C_{p,C} \cdot T_C(z + dz) = 0 \quad (4.4.1.4)$$

$$\frac{dT_C(z)}{dz} = \frac{U \cdot \pi \cdot d_{ext}}{\dot{m}_C \cdot C_{p,C}} \cdot (T_H - T_C) \quad (4.4.1.5)$$

em que,  $z$  é a posição axial na tubulação (m),  $T_C(z)$  é a temperatura do lado frio na posição axial  $z$  (°C),  $T_C(z + dz)$  é a temperatura do lado frio na posição axial  $z + dz$  (°C), e  $T_H(z)$  é a temperatura do lado quente na posição axial  $z$  (°C).

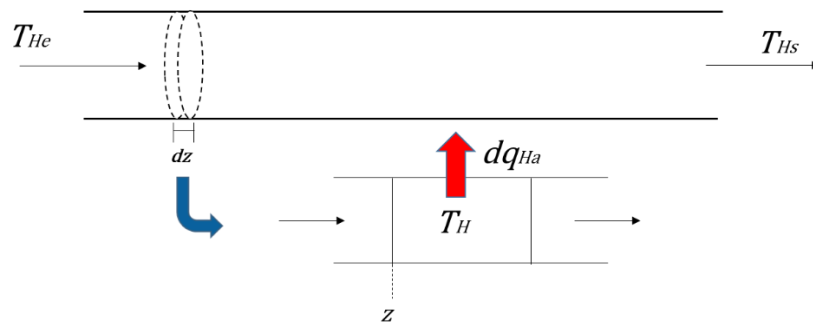
O desenvolvimento para o lado quente do trocador é análogo ao lado frio, resultando na Equação 4.4.1.6:

$$\frac{dT_H(z)}{dz} = \frac{U \cdot \pi \cdot d_{ext}}{\dot{m}_H \cdot C_{p,H}} \cdot (T_H - T_C) \quad (4.4.1.6)$$

#### 4.4.2 Modelagem da seção de resfriamento

Semelhante à seção de aquecimento, na seção de resfriamento a utilidade (água fria) escoa em contracorrente ao produto; porém, a utilidade representa o lado frio e o produto o lado quente. O balanço de energia é representado na Figura 4.4.2.1. As Equações 4.4.2.1 a 4.4.2.2 são análogas às Equações 4.4.1.5 e 4.4.1.6. O sinal negativo representa a diminuição da temperatura ao longo da tubulação. Semelhante à seção de aquecimento, considerou-se para hipóteses do modelo as apresentadas na Seção 4.4.1.

Figura 4.4.2.1 – Balanço microscópico de energia na seção de resfriamento.



Fonte: O autor (2018).

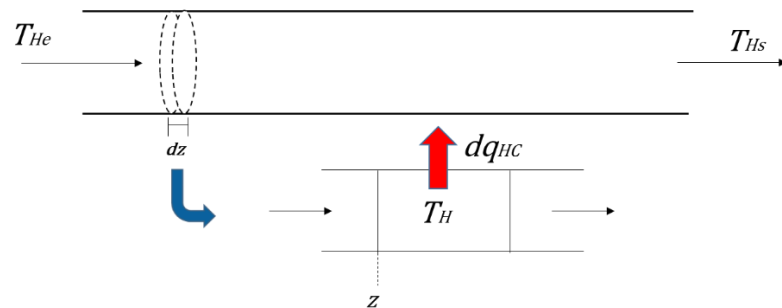
$$\frac{dT_C(z)}{dz} = -\frac{U \cdot \pi \cdot d_{ext}}{\dot{m}_C \cdot C_{p,C}} \cdot (T_H - T_C) \quad (4.4.2.1)$$

$$\frac{dT_H(z)}{dz} = -\frac{U \cdot \pi \cdot d_{ext}}{\dot{m}_H \cdot C_{p,H}} \cdot (T_H - T_C) \quad (4.4.2.2)$$

### 4.4.3 Modelagem da seção de retenção

A modelagem da seção de retenção é análoga à seção de resfriamento. O balanço de energia é mostrado na Figura 4.4.3.1, em que o ar ambiente representa o lado frio e o produto lado quente. As Equações 4.4.3.1 e 4.4.3.2 são análogas às Equações 4.4.2.1 e 4.4.2.2. A temperatura ambiente é uniforme, não sendo necessária a distribuição de temperatura. Semelhante às seções de aquecimento e resfriamento, considerou-se para hipóteses do modelo as apresentadas na Seção 4.4.1.

Figura 4.4.3.1 – Balanço microscópico de energia na seção de resfriamento.



Fonte: O autor (2018).

O balanço de energia fornece:

$$\frac{dT_C(z)}{dz} = -\frac{U \cdot \pi \cdot d_{ext}}{\dot{m}_C \cdot C_{p,C}} \cdot (T_H - T_C)$$

para o tubo de retenção retenção,  $T_C(z) = T_{amb} = \text{uniforme}$ , portanto

$$\frac{dT_{amb}(z)}{dz} = 0 \quad (4.4.3.1)$$

$$\frac{dT_H(z)}{dz} = -\frac{U \cdot \pi \cdot d_{ext}}{\dot{m}_H \cdot C_{p,H}} \cdot (T_H - T_C) \quad (4.4.3.2)$$

em que  $T_{amb}$  é a temperatura ambiente ( $^{\circ}\text{C}$ ).



#### 4.5 Modelo de distribuição de temperatura bidimensional

A modelagem bidimensional de distribuição de temperatura proposta neste trabalho é baseada nos trabalhos de Dantas (2012) e Kechichian *et al.* (2012) e teve como objetivo a determinação dos perfis de temperaturas do produto nas direções axial e radial para as seções em estudo. Utilizou-se o programa gPROMS 3.3.1 (Process Systems Enterprise) para a modelagem e simulação do processo de pasteurização.

Modelou-se as seções de aquecimento, retenção e resfriamento separadamente, sendo a continuidade entre elas representada pelas condições de contorno pertinentes. No entanto, as tubulações entre seções e a seção de micro-ondas foram desconsideradas para o modelo proposto. Consideraram-se as seguintes hipóteses para o modelo:

- Estado estacionário;
- Escoamento desenvolvido;
- Aproximação da serpentina como tubo reto;
- Fluidos incompressíveis;
- Propriedades dos fluidos constantes nos módulos, calculados pela propriedade média;
- Isotropia dos materiais;
- Temperatura ambiente uniforme.

Para a direção axial, o modelo foi resolvido pelo método numérico de diferenças finitas para trás, ou BFDM (do inglês *Backwards Finite Differences Method*), para o fluido produto e tubo interno; ou para frente, ou FFDM (do inglês *Forward Finite Differences Method*), para o fluido utilidade. Para a direção radial, utilizou-se o método das diferenças finitas centradas, ou CFDM (do inglês *Centered Finite Differences Method*). Os domínios axiais e radiais foram discretizados em 120 e 50 elementos, respectivamente. Esta malha foi escolhida baseada no trabalho de Oishi (2019). Utilizou-se um computador disponível no laboratório (LEA 30) com 4,0 Gb de memória RAM e processador de 3,3 GHz para a realização das simulações. O tempo de simulação foi de 15 segundos.

O índice “*fp*” é usado para identificar os parâmetros ou variáveis do fluido produto, o índice “*fu*” para o fluido utilidade e o índice “*tb*” é usado para o tubo.

#### 4.5.1 Modelagem das seções de aquecimento e resfriamento

As seções de aquecimento e de resfriamento do sistema de pasteurização são trocadores de calor de serpentina em casco semelhantes. Portanto, estas seções foram modeladas de forma igual, alterando somente as condições de contorno e parâmetros. As seções estudadas foram divididas em três volumes de controle:

- Fluido produto escoando dentro do tubo helicoidal;
- Tubo metálico;
- Fluido de utilidade escoando dentro do casco.

O casco é isolado termicamente do ar ambiente, portanto, considerou-se que não a perda energética para o ambiente. Os balanços de energia foram realizados para cada volume de controle com as condições de contorno respectivas.

O domínio axial da seção de aquecimento é limitado por:

$$0 \leq z \leq L_{aque}$$

O domínio axial da seção de resfriamento é limitado por:

$$0 \leq z \leq L_{resf}$$

em que  $L_{aque}$  e  $L_{resf}$  são os comprimentos das seções de aquecimento e resfriamento, respectivamente (m).

Os domínios radiais para ambos os trocadores de calor são divididos em:

$$0 \leq r \leq d_{tb,int}/2 \text{ (fluido produto escoando dentro do tubo)}$$

$$d_{tb,int}/2 \leq r \leq d_{tb,ext}/2 \text{ (tubo interno)}$$

$$d_{tb,ext}/2 \leq r \leq d_{casc,int}/2 \text{ (fluido de utilidade escoando no casco)}$$

##### 4.5.1.1 Modelagem do fluido produto

Para a modelagem do escoamento do fluido produto, considera-se um fluido de comportamento representado pela Lei de Potência. Considerando escoamento laminar desenvolvido isotérmico em tubo cilíndrico, tem-se que o perfil de velocidade na direção axial apresentado por Bird, Stewart e Lightfoot (2002):

$$v_{z,fp}(z, r) = v_{m,fp} \cdot \left( \frac{3 \cdot n_{reo,fp}(z) + 1}{n_{reo,fp}(z) + 1} \right) \cdot \left( 1 - \left( \frac{r}{d_{tb,int}} \right)^{\left( \frac{n_{reo,fp}(z) + 1}{n_{reo,fp}(z)} \right)} \right) \quad (4.5.1.1.1)$$

em que  $v_{m,fp}$  é calculado por:

$$v_{m,fp} = \frac{Q_{fp}}{A_{fp}} = \frac{4 \cdot Q_{fp}}{\pi \cdot d_{tb,int}^2} \quad (4.5.1.1.2)$$

em que  $v_{z,fp}(z, r)$  é a velocidade axial do fluido produto (m/s),  $v_{m,fp}$  é a velocidade média do fluido produto (m/s),  $Q_{fp}$  é a vazão volumétrica do fluido produto (m/s) e  $A_{fp}$  é a área de seção do escoamento do fluido produto (m<sup>2</sup>).

Para os fluidos Newtonianos,  $n_{reo,fp}$  é equivalente a 1, logo o perfil de velocidade na direção axial só dependerá do raio. O perfil de  $v_{z,fp}(z, r)$  não depende da temperatura, pois foram utilizados os valores de  $n$  e  $K$  médios.

O número de Reynolds generalizado para escoamento laminar em tubo circular foi calculado a partir das Equações 3.5.4 e 4.3.3.4, como descrito por Carezzato *et al.* (2007).

O balanço diferencial de energia ao volume de controle cilíndrico do fluido produto, tem a seguinte expressão de acordo com Bird, Stewart e Lightfoot (2002):

$$\rho_{fp} \cdot C_{p,fp} \left( \frac{\partial T_{fp}}{\partial t} + \vec{v}_{fp} \cdot \nabla T_{fp} \right) = \nabla (k_{fp} \cdot \nabla T_{fp}) + H_V \quad (4.5.1.1.2)$$

Os termos do lado esquerdo da Equação 4.5.1.1.2 representam o acúmulo de energia e transporte de energia por advecção, e os do lado direito, transporte de energia por difusão e geração volumétrica de energia térmica. Considera-se:

- Estado estacionário:

$$\frac{\partial T_{fp}}{\partial t} = 0;$$

- Tubo cilíndrico e reto com simetria angular:

$$v_{\theta,fp} = \frac{\partial T_{fp}}{\partial \theta} = 0;$$

- Escoamento desenvolvido:

$$v_r = 0 \rightarrow ; \vec{v}_{fp} \cdot \nabla T_{fp} = v_{z,fp} \frac{\partial T_{fp}}{\partial z} ;$$

- Contribuição da transferência de energia associada ao escoamento na direção axial muito maior que a contribuição do transporte difusivo na direção axial:

$$v_{z,fp} \frac{\partial T_{fp}}{\partial z} \gg k_{fp} \frac{\partial^2 T_{fp}}{\partial z^2} \rightarrow k_{fp} \frac{\partial^2 T_{fp}}{\partial z^2} \text{ é desprezível};$$

- Sem geração ou consumo interno de energia térmica e sem dissipação viscosa:

$$H_V = 0;$$

- Material isotrópico;

- Escoamento laminar com difusão radial efetiva em tubo helicoidal: devido o escoamento na tubulação helicoidal, forças centrífugas atuam no fluido em escoamento, formando-se um efeito de mistura que resulta no aumento dos coeficientes de troca térmica e distribuição uniforme da temperatura no raio (RUTHVEN, 1971). Para quantificar esses efeitos de mistura para a hipótese de tubo reto, leva-se em consideração a existência de uma condutividade térmica efetiva radial ( $k_{ef,fp}$ ):

$$k_{fp} \rightarrow k_{ef,fp} = F_{incr,fp} \cdot k_{fp};$$

em que  $F_{incr,fp}$  é o fator de aumento da condutividade térmica do fluido alimentício na direção radial (-) (DANTAS, 2012; MORAIS; GUT, 2015).

Reescrevendo a Equação 4.5.1.1.2, levando as considerações mencionadas:

$$\rho_{fp} \cdot C_{p,fp} \cdot \left( v_{z,fp} \frac{\partial T_{fp}}{\partial z} \right) = k_{ef,fp} \cdot \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T_{fp}}{\partial r} \right) \right) \quad (4.5.1.1.3)$$

Em termos de difusividade térmica efetiva, a Equação 4.5.1.1.2 pode ser escrita como:

$$\left( v_{z,fp} \frac{\partial T_{fp}}{\partial z} \right) = D_{ef,fp} \cdot \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T_{fp}}{\partial r} \right) \right) \quad (4.5.1.1.4)$$

em que  $D_{ef,fp}$  é a difusividade térmica efetiva radial do fluido alimentício ( $m^2 \cdot s^{-1}$ ) e seu valor calculado por:

$$D_{ef,fp} = \frac{k_{ef,fp}}{\rho_{fp} \cdot C_{p,fp}} \quad (4.5.1.1.5)$$

Para resolver a Equação 4.5.1.1.3 são necessárias três condições de contorno, sendo uma na direção axial, devido à derivada parcial de primeira ordem em  $z$ , e duas na direção radial, decorrente da derivada parcial de segunda ordem em  $r$ .

As condições de contorno do balanço diferencial de energia da Equação 4.5.1.1.3 da seção de aquecimento e resfriamento são:

- a) A temperatura de entrada do fluido alimentício é igual a um parâmetro  $T_{fp.in}$  (temperatura na entrada da seção), obtido experimentalmente. Esta condição é válida ao longo de  $0 \leq r \leq d_{t,int}/2$ :

$$T_{fp} \Big|_{z=0} = T_{fp.in}$$

- b) Devido à hipótese de simetria de eixo, não existirá gradiente de temperatura no centro da tubulação para qualquer posição axial:

Para  $r = 0$  e  $0 < z \leq L_{aque}$  no aquecedor e  $r = 0$  e  $0 < z \leq L_{resf}$  no resfriador:

$$k_{ef,fp} \cdot \left( \frac{\partial T_{fp}}{\partial r} \right) \Big|_{r=0} = 0$$

- c) O fluxo de calor ( $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$ ) transferido para o fluido alimentício na parede interna é igual ao fluxo de calor transferido pela parede do tubo helicoidal em contato com o fluido alimentício.

Para  $r = d_{tb,int}/2$  e  $0 \leq z \leq L_{aque}$  no aquecedor e  $r = 0$  e  $0 \leq z \leq L_{resf}$  no resfriador:

$$k_{ef,fp} \cdot \left( \frac{\partial T_{fp}}{\partial r} \right) \Big|_{r=d_{tb,int}/2} = k_{tb,int} \cdot \left( \frac{\partial T_{tb}}{\partial r} \right) \Big|_{r=d_{tb,int}/2}$$

em que  $T_{tb}$  é a temperatura do tubo metálico (K).

Calculam-se as propriedades termofísicas médias de cada seção com a média aritmética da propriedade na temperatura de mistura (*mixing cup*) na entrada e saída da respectiva seção. A temperatura média de mistura ( $T_{m,fp}$ ) é dada por Incropera *et al.* (2013) como:

$$T_{m,fp} = \frac{\int_0^{d_{tb,int}/2} v_{z,fp}(z) \cdot T_{fp}(z, r) \cdot dA_{fp}}{v_{m,fp} \cdot A_{fp}}$$

$$T_{m,fp} = \frac{\int_0^{d_{tb,int}/2} v_{z,fp}(z) \cdot T_{fp}(z, r) \cdot 2\pi \cdot r \cdot dr}{v_{m,fp} \cdot \pi \cdot d_{tb,int}^2 / 4}$$

$$T_{m,fp} = \frac{8}{v_{m,fp} \cdot d_{tb,int}^2} \int_0^{d_{tb,int}/2} v_{z,fp}(z) \cdot T_{fp}(z, r) \cdot r \cdot dr \quad (4.5.1.1.6)$$

#### 4.5.1.2 Modelagem do tubo metálico

O balanço diferencial de energia no volume de controle do tubo metálico, tem-se a seguinte expressão de acordo com Bird, Stewart e Lightfoot (2002):

$$\rho_{tb} \cdot C_{p,tb} \left( \frac{\partial T_{tb}}{\partial t} + \vec{v}_{tb} \cdot \nabla T_{tb} \right) = \nabla(k_{tb} \cdot \nabla T_{tb}) + H_v \quad (4.5.1.2.1)$$

Os termos do lado esquerdo da Equação 4.5.1.1.2 representam o acúmulo de energia e transporte de energia por advecção, e os do lado direito, transporte de energia por difusão e geração volumétrica de energia térmica. Considera-se:

- Estado estacionário:

$$\frac{\partial T_{tb}}{\partial t} = 0;$$

- Tubo cilíndrico e reto com simetria angular:

$$\frac{\partial T_{tb}}{\partial \theta} = 0;$$

- Sem advecção em material sólido:

$$\vec{v}_{tb} \cdot \nabla T_{tb} = 0;$$

- Sem geração ou consumo interno de energia térmica:

$$H_V = 0;$$

- Material isotrópico.

Reescrevendo a Equação 4.5.1.2.1, levando em conta as considerações mencionadas:

$$0 = k_{ef,tb} \cdot \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T_{tb}}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\partial T_{tb}}{\partial z} \right) \right) \quad (4.5.1.2.2)$$

Para resolver a Equação 4.5.1.2.2 são necessárias quatro condições de contorno, sendo duas na direção axial e duas na direção radial, pois em ambas as direções têm-se derivadas parciais de segunda ordem.

As condições de contorno do balanço diferencial de energia da Equação 4.5.1.2.2 para as seções de aquecimento e resfriamento são:

- Como as seções são modeladas e simuladas separadamente, considerou-se as paredes laterais adiabáticas, definindo as duas condições de contorno na direção axial;

Para  $z = 0$ , ou  $z = L_{aque}$  na seção de aquecimento, ou  $z = L_{resf}$  na seção de resfriamento; e  $d_{tb,int}/2 \leq r \leq d_{tb,ext}/2$ :

$$k_{tb} \cdot \left( \frac{\partial T_{tb}}{\partial z} \right) \Big|_{z=0} = k_{tb} \cdot \left( \frac{\partial T_{tb}}{\partial z} \right) \Big|_{z=L_{aque}} = k_{tb} \cdot \left( \frac{\partial T_{tb}}{\partial z} \right) \Big|_{z=L_{resf}} = 0$$

- Igualdade de temperatura na interface parede interna do tubo helicoidal e fluido alimentício;

Para  $0 < z < L_{aque}$  na seção de aquecimento, ou  $0 < z < L_{resf}$  na seção de resfriamento; e  $r = d_{tb,int}/2$ :

$$T_{fp} \Big|_{r=d_{tb,int}/2} = T_{tb} \Big|_{z=d_{tb,int}/2}$$

- Definição do fluxo de calor radialmente trocado entre a parede externa do tubo helicoidal e o fluido utilidade.

Para  $0 < z < L_{aque}$  na seção de aquecimento, ou  $0 < z < L_{resf}$  na seção de resfriamento; e  $r = d_{tb,ext}/2$ :

$$k_{tb} \cdot \left( \frac{\partial T_{tb}}{\partial z} \right) \Big|_{r=d_{tb,ext}/2} = -h_{fu} \cdot \left( T_{tb} \Big|_{r=d_{tb,ext}/2} - T_{fu}(z) \right) \quad (4.5.1.2.3)$$

em que  $h_{fu}$  é o coeficiente convectivo de troca térmica do fluido utilidade ( $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ).

#### 4.5.1.3 Modelagem do fluido utilidade

O balanço diferencial de energia ao volume de controle do fluido utilidade, tem a seguinte expressão de acordo com Bird, Stewart e Lightfoot (2002):

$$\rho_{fu} \cdot C_{p,fu} \left( \frac{\partial T_{fu}}{\partial t} + \vec{v}_{fu} \cdot \nabla T_{fu} \right) = \nabla (k_{fu} \cdot \nabla T_{fu}) + H_V \quad (4.5.1.3.1)$$

Considerando:

- Estado estacionário:

$$\frac{\partial T_{fu}}{\partial t} = 0;$$

- Simetria angular:

$$v_{\theta,fu} = \frac{\partial T_{fu}}{\partial \theta} = 0;$$

- Perfil de velocidade axial pistonado e devido aos efeitos de mistura da turbulência, considera-se que a temperatura ao longo do raio será uniforme, logo o gradiente de temperatura em relação à direção radial será nulo. O fluido utilidade escoo na direção axial em contracorrente ao fluido produto:

$$\frac{\partial T_{fu}}{\partial r} = 0 \rightarrow ; \vec{v}_{fu} \cdot \nabla T_{fu} = -v_{z,fu} \frac{\partial T_{fu}}{\partial z} ;$$

- Sem geração interna de energia. Contudo, considerou-se o calor trocado radialmente como uma geração volumétrica de energia térmica, já que o gradiente de radial de temperatura foi desprezado. No volume de controle em estudo, a taxa de calor trocado pelo fluido no casco por volume de fluido de utilidade é a taxa de calor trocado com o tubo. O calor trocado com o ambiente foi desprezado, pois os trocadores de calor são isolados termicamente:

$$H_V = h_{fu} \cdot \frac{dA_{tb,ext}}{dV_{fu}} \cdot \left( T_{tb} \Big|_{r=\frac{d_{tb,ext}}{2}} - T_{fu}(z) \right) = \dot{q}_{fu} \quad (4.5.1.3.2)$$

$$dA_{tb,ext} = \pi \cdot d_{tb,ext} \cdot dz$$

$$dV_{fu} = \frac{\pi}{4} (d_c^2 - d_{tb,ext}^2) \cdot dz$$

em que  $dV_{fu}$  é o volume infinitesimal de fluido utilidade ( $\text{m}^3$ ),  $dA_{tb,ext}$  é o volume infinitesimal da parede externa do tubo ( $\text{m}^2$ ), e  $\dot{q}_{fu}$  é a taxa de calor trocado radialmente entre o fluido de utilidade e a parede externa do tubo ( $\text{W}\cdot\text{m}^{-3}$ ).

O coeficiente convectivo de troca térmica ( $h_{fu}$ ) pode ser estimado a partir das correlações e parâmetros apresentados na Seção 4.2, ajustados a partir dos dados experimentais:

$$h_{fu} = \frac{Re_{fu}^e \cdot Pr_{fu}^g}{d \cdot \pi \cdot L \cdot d_{ext}} \quad (4.5.1.3.3)$$

- A velocidade na direção axial será considerada constante e seu valor será o valor da velocidade média do fluido:

$$v_{m,fu} = \frac{Q_{fu}}{A_{fu}} = \frac{4 \cdot Q_{fu}}{\pi \cdot d_{c,int}^2} \quad (4.5.1.3.4)$$

Reescrevendo a Equação 4.5.1.3.1, levando as considerações mencionadas:

$$\rho_{fu} \cdot C_{p,fu} \cdot \left( -\overline{v_{z,fu}} \cdot \frac{\partial T_{fu}}{\partial z} \right) = k_{fu} \cdot \left( \frac{\partial^2 T_{fu}}{\partial z^2} \right) + \dot{q}_{fu} \quad (4.5.1.3.5)$$

Para resolver a Equação 4.5.1.3.5 são necessárias duas condições de contorno na direção axial.

As condições de contorno para o balanço diferencial de energia para o fluido utilidade nas seções de aquecimento e resfriamento são:

- a) O gradiente axial de temperatura é nulo no início da seção (fluxo de calor desprezível).

Para  $z = 0$ :

$$k_{fu} \cdot \left( \frac{\partial T_{fu}}{\partial z} \right) \Big|_{z=0} = 0$$

- b) A temperatura de entrada do fluido utilidade (final da seção na posição axial) é igual a um parâmetro  $T_{fu.in}$  (temperatura de alimentação do fluido utilidade) obtido experimentalmente.

Para  $z = L_{aque}$  ou  $z = L_{resf}$  nas seções de aquecimento ou resfriamento, respectivamente:

$$T_{fu} \Big|_{z=L_{aque}} = T_{fu} \Big|_{z=L_{resf}} = T_{fu.in}$$

## 4.5.2 Modelagem da seção de retenção

A seção de retenção do sistema de pasteurização é onde o fluido alimentício passa o tempo necessário na temperatura de processo, para garantir a inocuidade desejada. A seção de retenção foi dividida em dois volumes de controle:

- Fluido produto escoando dentro do tubo;
- Tubo.



O isolante térmico e o ar ambiente não foram modelados, mas foram considerados como resistências térmicas que foram obtidas com os dados experimentais utilizando a metodologia da Seção 4.2. Os balanços de energia foram realizados para cada volume de controle com as condições de contorno respectivas.

O domínio axial da seção de retenção é limitado por:

$$0 \leq z \leq L_{ret}$$

em que  $L_{ret}$  é o comprimento da seção de retenção (m).

O domínio radial é dividido em:

$$0 \leq r \leq d_{tb,int}/2 \text{ (fluido produto escoando dentro do tubo)}$$

$$d_{tb,int}/2 \leq r \leq d_{tb,ext}/2 \text{ (tubo interno)}$$

#### 4.5.2.1 Modelagem do fluido produto

As condições de contorno do balanço diferencial de energia da Equação 4.5.1.1.3 para a seção de retenção são:

- a) A temperatura de entrada do fluido alimentício é igual a um parâmetro  $T_{fp.in}$  (temperatura na entrada da seção), obtido experimentalmente;

Para  $z = 0$  e  $0 \leq r \leq d_{t,int}/2$ :

$$T_{fp}|_{z=0} = T_{fp.in}$$

- b) Devido à hipótese de simetria de eixo, não existirá gradiente de temperatura no centro da tubulação para qualquer posição axial;

Para  $r = 0$  e  $0 < z \leq L_{ret}$ :

$$k_{ef,fp} \cdot \left( \frac{\partial T_{fp}}{\partial r} \right) \Big|_{r=0} = 0$$

- c) O fluxo de calor ( $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$ ) transferido para o fluido alimentício na parede interna é igual ao fluxo de calor transferido pela parede do tubo helicoidal em contato com o fluido alimentício.

Para  $r = d_{tb,int}/2$  e  $0 < z \leq L_{ret}$ :

$$k_{ef,fp} \cdot \left( \frac{\partial T_{fp}}{\partial r} \right) \Big|_{r=d_{tb,int}/2} = k_{tb,int} \cdot \left( \frac{\partial T_{tb}}{\partial r} \right) \Big|_{r=d_{tb,int}/2}$$

#### 4.5.2.2 Modelagem do tubo

As condições de contorno do balanço diferencial de energia da Equação 4.5.1.2.2 para a seção de retenção são:

- a) Como as seções foram modeladas e simuladas separadamente, considerou-se as paredes laterais adiabáticas, definindo as duas condições de contorno na direção axial;

Para  $z = 0$ , ou  $z = L_{ret}$ ; e  $d_{tb,int}/2 \leq r \leq d_{tb,ext}/2$ :

$$k_{tb} \cdot \left( \frac{\partial T_{tb}}{\partial z} \right) \Big|_{z=0} = k_{tb} \cdot \left( \frac{\partial T_{tb}}{\partial z} \right) \Big|_{z=L_{ret}} = 0$$

- b) Igualdade de temperatura na interface parede interna do tubo helicoidal e fluido alimentício;

Para  $r = d_{tb,int}/2$  e  $0 < z < L_{ret}$ :

$$T_{fp} \Big|_{r=d_{tb,int}/2} = T_{tb} \Big|_{z=d_{tb,int}/2}$$

- c) Condição análoga à explicitada na Equação 4.5.1.2.3.

Para  $r = d_{tb,ext}/2$  e  $0 < z < L_{ret}$ :

$$k_{tb} \cdot \left( \frac{\partial T_{tb}}{\partial z} \right) \Big|_{r=d_{tb,ext}/2} = -U_{amb} \cdot (T_{tb} \Big|_{r=d_{tb,ext}/2} - T_{amb})$$

em que  $U_{amb}$  é o coeficiente de troca térmica entre a parede externa do tubo interno e o ambiente ( $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ), obtido a partir das correlações da Seção 4.2 ajustadas pelos os dados experimentais.

#### 4.6 Determinação do fator de aumento

O fator de aumento do fluido produto para as seções em estudo,  $F_{incr,fp}$  (-), será ajustado a partir da modelagem apresentada na Seção 4.5, correlações de  $U$  ajustadas na Seção 4.2 e dados experimentais. O  $F_{incr,fp}$  foi introduzido para adaptar os tubos helicoidais como tubos retos nas seções em estudo. O  $F_{incr,fp}$  influencia na transferência de calor das seções em estudo, alterando o valor da condutividade térmica efetiva radial (Seção 4.5.1).

Morais e Gut (2015) apresentaram duas correlações para o ajuste de  $F_{incr,fp}$  com o número de Reynolds do fluido produto, Equações 4.6.1 e 4.6.2. A Equação 4.6.3 apresenta mais uma proposta para o ajuste, em que é adicionado o número de Prandtl e um parâmetro.

$$F_{incr,fp} = a_{Fincr} \cdot Re_{fp} + b_{Fincr} \quad (4.6.1)$$

$$F_{incr,fp} = a_{Fincr} \cdot Re_{fp}^{b_{Fincr}} \quad (4.6.2)$$

$$F_{incr,fp} = a_{Fincr} \cdot Re_{fp}^{b_{Fincr}} / Pr_{fp}^{c_{Fincr}} \quad (4.6.3)$$

sendo,

$$F_{incr,fp} \geq 1$$

em que  $a_{Fincr}$ ,  $b_{Fincr}$  e  $c_{Fincr}$  são os parâmetros do fator de aumento (-).

A partir da modelagem apresentada na Seção 4.5, variou-se o valor de  $F_{incr,fp}$  com o objetivo de atingir a temperatura média na seção transversal do fluido produto no final do comprimento da tubulação para as seções em estudo (*shooting method*). Os parâmetros das Equações 4.6.1, 4.6.2 e 4.6.3 foram ajustados para todas as seções estudadas a partir da minimização do erro quadrático na determinação de  $F_{incr,fp}$ .

#### 4.7 Validação experimental

A validação experimental foi realizada a partir da modelagem proposta na Seção 4.5, correlações de  $U$  ajustadas na Seção 4.2, correlações de  $F_{incr,fp}$  ajustadas na Seção 4.6 e dados experimentais para as vazões ( $Q$ ) e temperaturas de pasteurização ( $T_{past}$ ) dos fluidos modelos apresentadas na Tabela 4.7.1. Três condições de processo arbitrárias foram escolhidas para a validação experimental

Tabela 4.7.1 – Vazões e temperaturas de pasteurização dos fluidos modelos escolhidas para a validação experimental.

Água		Mistura glicerina/água 80%		Solução CMC 1%	
$Q$ (L/min)	$T_{past}$ (°C)	$Q$ (L/min)	$T_{past}$ (°C)	$Q$ (L/min)	$T_{past}$ (°C)
1,0	70,0	1,5	70,0	1,3	70,0
1,5	80,0	1,3	80,0	1,0	80,0
1,3	100,0	1,0	100,0	1,5	100,0

As temperaturas de entrada de cada seção em estudo e temperatura ambiente foram utilizadas como condições de contorno para a modelagem bidimensional apresentada na Seção 4.2. Em seguida, a temperatura média ao final da tubulação de cada seção foi comparada com a temperatura registrada experimentalmente.

## 5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nesta seção são apresentados e discutidos os resultados experimentais, correlações para predição de  $U$ , modelagem e simulação do processo pasteurização para água, soluções aquosas de glicerina 80% w/w e carboximetilcelulose (CMC) 1% w/w. Os dados experimentais são apresentados no Apêndice A. Os valores calculados para os calores trocados, números de Reynolds e Prandtl para fluido produto e utilidade, e vazões volumétricas do fluido utilidade estimadas são apresentados no Apêndice B. Os dados experimentais utilizados para a validação experimental são apresentados no Apêndice C. O código fonte utilizado nas simulações da modelagem bidimensional proposta na Seção 4.5 é apresentado no Apêndice D. Os Apêndices A e C seguem a numeração dos termopares apresentados na Figura 4.1.2.

O estudo com água apresentou um intervalo abrangente do número de Reynolds ( $Re_{fp}$ ), enquanto a mistura glicerina/água 80% e solução de CMC 1% tiveram valores de  $Re_{fp} \leq 2000$ . Koutsky e Adler (1964) em seus estudos identificaram escoamento transiente para valores do número de Reynolds entre 3000 e 7000 em tubos helicoidais de diversas condições geométricas. Para o equipamento utilizado neste trabalho, devem ser realizados experimentos a fim de determinar o tipo de escoamento para valores de  $Re_{fp}$ .

A partir das Equações 4.2.1 e 4.2.2 foi possível estimar as vazões volumétricas das utilidades. Para o aquecedor, a vazão de água quente calculada foi de  $18,7 \pm 2,3$  L/min e para o resfriador a vazão de água fria calculada foi de  $11,9 \pm 1,7$  L/min.

As altas vazões dos fluidos de utilidade comparadas a vazão de processo (vazão nominal de 0,5 L/min) contribuem para uma maior homogeneidade de temperatura nas tubulações dos trocadores de calor. Siguemoto *et al.* (2018) obtiveram a mesma vazão de água quente para um estudo semelhante, mas a vazão de água fria foi superior (15 L/min), pois o *chiller* operou em condição diferente de vazão.

### 5.1 Correlação para predição de $U$

#### 5.1.1 Água

Os resultados dos valores experimentais de  $U$  para as seções de aquecimento, retenção e resfriamento, nas vazões ( $Q$ ) e temperaturas de pasteurização ( $T_{past}$ ), são apresentados na

Tabela 5.1.1.1. O desvio do valor predito de  $U$  foi calculado a partir da propagação do erro da medida das temperaturas, considerado de  $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ , como apresentado na Seção 4.2.

Tabela 5.1.1.1 – Valores experimentais de  $U$  para as seções de aquecimento, retenção e resfriamento para água.

$Q$ (L/min)	$T_{past}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	$U$ (W/m <sup>2</sup> .K)		
		Aquecedor	Tubo de retenção	Resfriador
0,4	60,0	614 ± 19	10,5 ± 12,8	246 ± 6
0,8	60,0	1074 ± 34	9,6 ± 25,0	323 ± 9
1,2	60,0	1543 ± 43	9,8 ± 37,5	377 ± 12
1,6	60,0	1620 ± 46	10,6 ± 49,9	421 ± 15
2,0	60,0	1724 ± 55	11,8 ± 62,6	464 ± 18
0,4	75,0	624 ± 14	11,4 ± 9,3	257 ± 5
0,8	75,0	1065 ± 25	12,8 ± 18,0	343 ± 8
1,2	75,0	1574 ± 34	14,1 ± 27,0	393 ± 9
1,6	75,0	1740 ± 42	14,7 ± 36,0	456 ± 12
2,0	75,0	1825 ± 45	17,3 ± 45,1	510 ± 16
0,4	90,0	554 ± 11	13,9 ± 7,3	250 ± 4
0,8	90,0	1067 ± 21	14,1 ± 14,1	357 ± 6
1,2	90,0	1682 ± 33	13,3 ± 21,0	429 ± 8
1,6	90,0	1872 ± 35	13,6 ± 27,8	491 ± 11
2,0	90,0	1985 ± 42	14,7 ± 34,7	558 ± 14
0,4	105,0	512 ± 8	13,5 ± 5,9	257 ± 4
0,8	105,0	1058 ± 18	13,9 ± 11,4	374 ± 6
1,2	105,0	1620 ± 27	15,5 ± 17,0	454 ± 8
1,6	105,0	1893 ± 30	16,2 ± 22,5	526 ± 10
2,0	105,0	2099 ± 39	17,9 ± 28,1	597 ± 13
0,4	120,0	566 ± 8	14,4 ± 5,0	270 ± 3
0,8	120,0	1119 ± 16	15,8 ± 9,6	390 ± 5
1,2	120,0	1685 ± 25	17,5 ± 14,2	476 ± 7
1,6	120,0	1978 ± 28	18,1 ± 18,8	559 ± 9
2,0	120,0	2206 ± 35	17,7 ± 23,5	632 ± 12

Os parâmetros ajustados dos Modelos A1, B1 e C1, que foram apresentados na Tabela 4.2.1, e coeficiente de determinação para a seção de aquecimento são apresentados na Tabela 5.1.1.2 ( $1,5 \cdot 10^3 \leq Re_{fp} \leq 1,1 \cdot 10^4$ ;  $3,1 \leq Pr_{fp} \leq 5,4$ ).

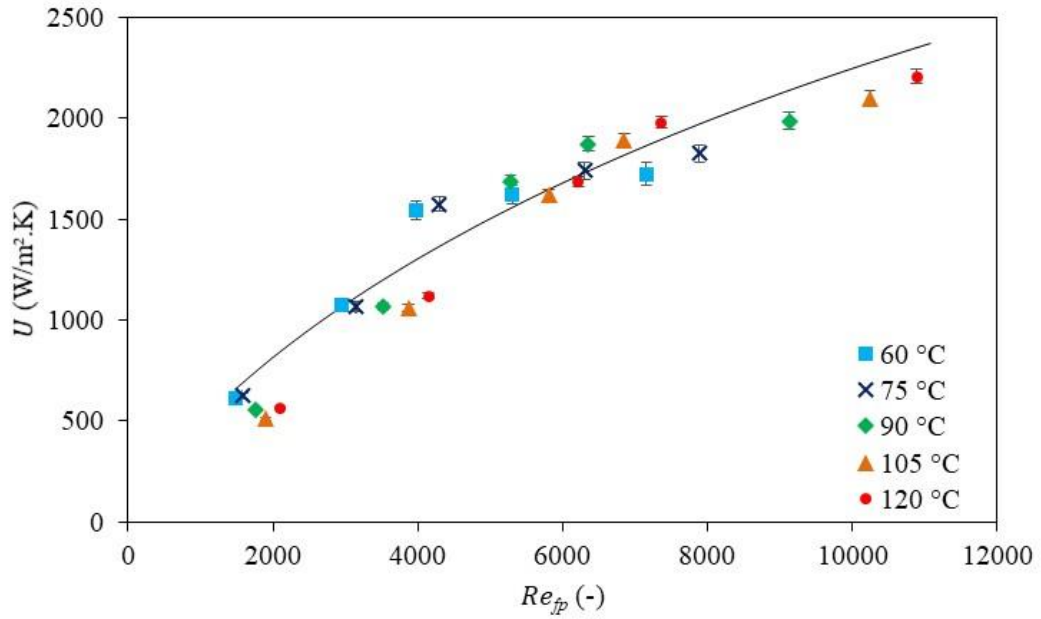
Tabela 5.1.1.2 – Parâmetros ajustados para seção de aquecimento para os Modelos A1, B1 e C1 para água.

<b>Modelo</b>	<b><i>a</i></b>	<b><i>b</i></b>	<b><i>c</i></b>	<b><i>f</i></b>	<b>R<sup>2</sup></b>
A1	$5,41 \cdot 10^{-4}$	1,72	0,800	-	0,910
B1	$5,41 \cdot 10^{-4}$	4,98	0,864	-	0,932
C1	$5,41 \cdot 10^{-4}$	3,20	0,814	0,336	0,936

A influência de  $Re_{fp}$  na correlação de  $U$  na seção de aquecimento demonstrou influência semelhante para os Modelos A1, B1 e C1, devido aos valores próximos do parâmetro  $c$ . O Modelo C1 apresentou o maior coeficiente de correlação, o que era esperado por ter um número maior de parâmetros. Contudo o Modelo C1 apresentou o parâmetro  $f$  similar ao valor proposto de  $1/3$  para o Modelo B1 e coeficiente de determinação próximo, indicando que o Modelo B1 é preferencial.

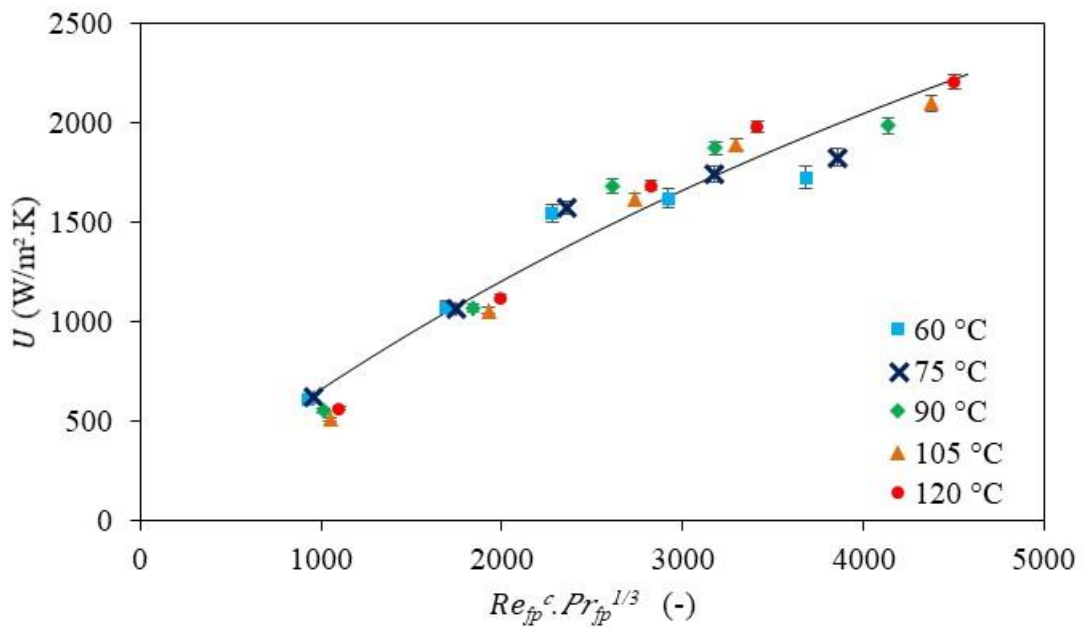
O coeficiente  $a$ , para os Modelos A1, B1 e C1, representa o somatório das resistências térmicas condutiva da tubulação interna e convectiva da água de aquecimento. Para estes modelos citados, foi considerado que  $U$  dependeria em maior parte da vazão e propriedades do fluido produto. O ajuste dos Modelos A1, B1 e C1 para a seção de aquecimento são apresentados nas Figuras 5.1.1.1, 5.1.1.2 e 5.1.1.3, respectivamente.

Figura 5.1.1.1 – Valores experimentais de  $U$  e preditos pelo Modelo A1 na seção de aquecimento para água.



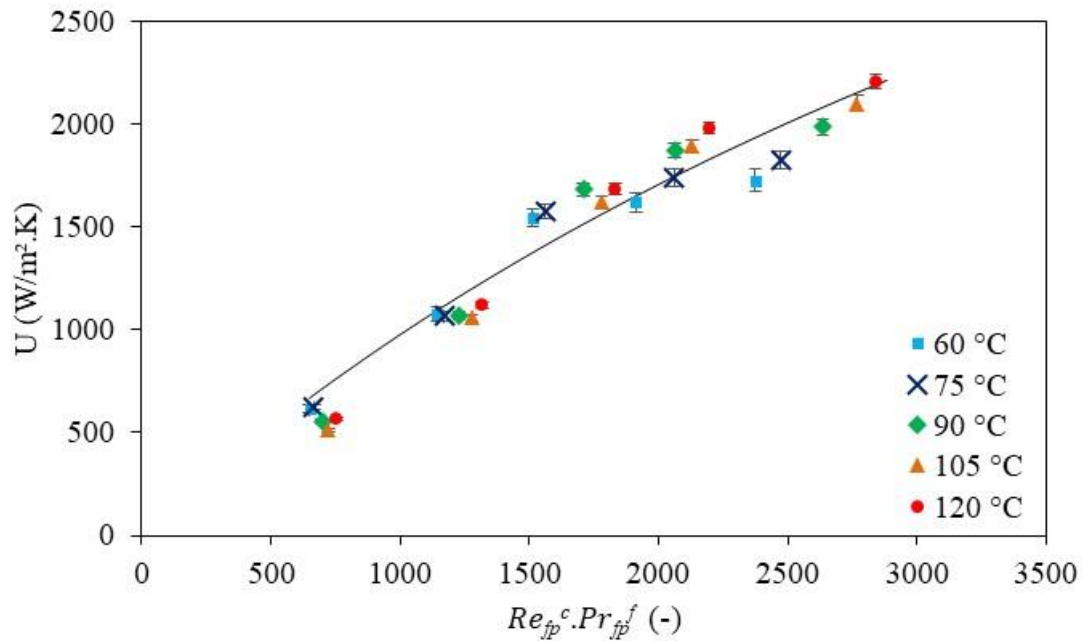
Fonte: O autor (2018).

Figura 5.1.1.2 – Valores experimentais de  $U$  e preditos pelo Modelo B1 para a seção de aquecimento para água.



Fonte: O autor (2018).

Figura 5.1.1.3 – Valores experimentais de  $U$  e preditos pelo Modelo C1 para a seção de aquecimento para água.



Fonte: O autor (2018).

As Figuras 5.1.1.1, 5.1.1.2 e 5.1.1.3 apresentam a distribuição dos valores experimentais de  $U$  dependentes dos valores  $Re_{fp}$  e  $Pr_{fp}$ . O aumento da temperatura para uma mesma vazão impacta no valor do número de Reynolds, pois o aumento da temperatura diminui a viscosidade, logo, aumentando o valor do número de Reynolds. Os Modelos B1 e C1 para o aquecedor apresentaram aspecto semelhante devido aos valores próximos dos parâmetros. Para as vazões de 0,4 e 0,8 L/min os valores experimentais de  $U$  apresentam valores próximos, mas para vazões elevadas de 1,6 e 2,0 L/min quanto maior a temperatura de processo, maior o afastamento entre os pontos.

Os parâmetros ajustados para os Modelos A1, B1 e C1, e coeficiente de determinação para água na seção de retenção são apresentados na Tabela 5.1.1.3 ( $2,2 \cdot 10^3 \leq Re_{fp} \leq 2,1 \cdot 10^4$ ;  $1,4 \leq Pr_{fp} \leq 3,0$ ).



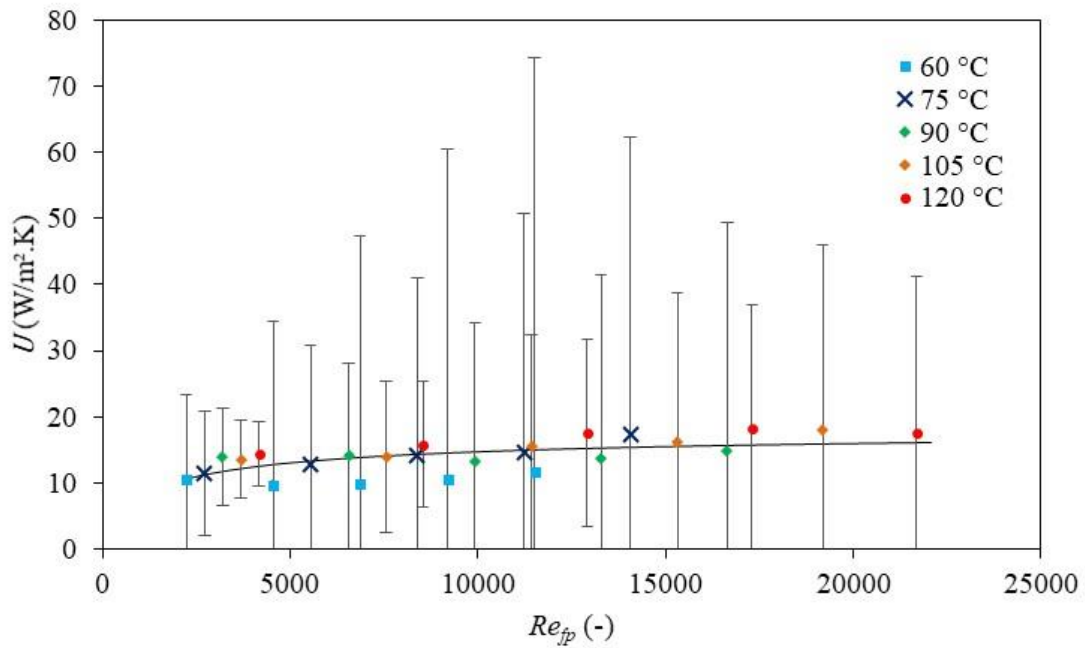
Tabela 5.1.1.3 – Parâmetros obtidos na seção de retenção para os Modelos A1, B1 e C1 para água.

<b>Modelo</b>	<b><i>a</i></b>	<b><i>b</i></b>	<b><i>c</i></b>	<b><i>f</i></b>	<b>R<sup>2</sup></b>
A1	0,753	136	0,713	-	0,473
B1	0,758	316	0,809	-	0,360
C1	0,753	136	0,713	0	0,473

A seção de retenção apresentou os menores valores do coeficiente de determinação dentre as três seções estudadas. Obtiveram-se valores elevados do parâmetro *a* na seção de retenção comparado às outras seções estudadas, pois o tubo de retenção possui a maior resistência térmica devido ao isolamento térmico e a convecção natural com o ar. O coeficiente global de transferência de calor no tubo de retenção não apresentou grande dependência com a vazão, como apresentado na Tabela 5.1.1.1. Logo, para vazões menores a perda de calor no tubo de retenção foi maior, como apresentado no Apêndice A.

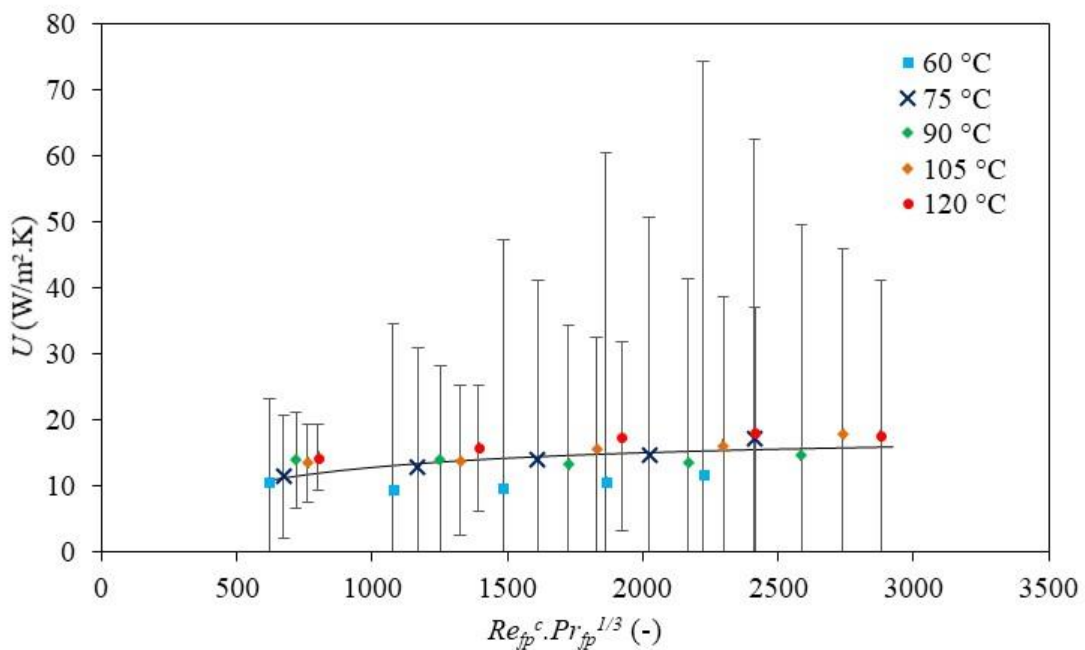
O ajuste dos Modelos A1, B1 e C1 para a seção de retenção são apresentados nas Figuras 5.1.1.4, 5.1.1.5 e 5.1.1.6, respectivamente. As correlações dos Modelos A1 e C1 foram similares, e a inclusão do número de Prandtl não melhorou a correlação. Na seção de retenção as diferenças de temperaturas entre a entrada e saída do fluido produto foram pequenas e próximas à incerteza das medidas das temperaturas, resultando em uma grande incerteza no valor obtido de *U*. Decidiu-se a adoção de um valor médio de *U* para o tubo de retenção de  $14,1 \pm 2,5$  W/m<sup>2</sup>.K, calculado pelos dados experimentais. Siguemoto *et al.* (2018) reportaram para o mesmo equipamento em seus estudos que o coeficiente *U* não apresentou dependência significativa com a vazão.

Figura 5.1.1.4 – Valores experimentais de  $U$  e preditos pelo Modelo A1 para a seção de retenção para água.



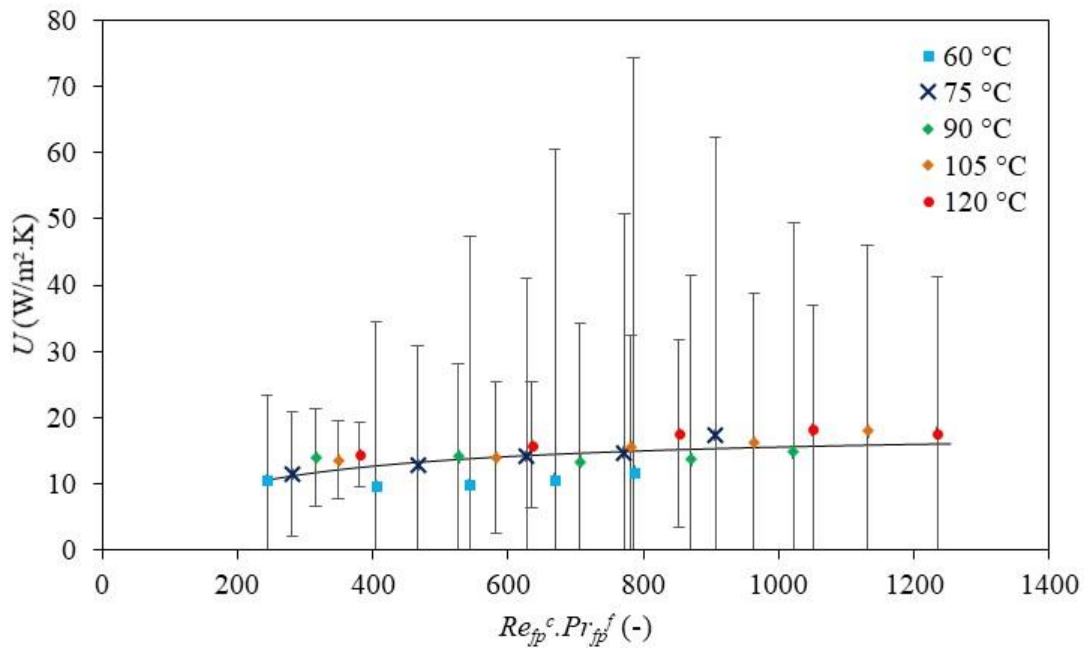
Fonte: O autor (2018).

Figura 5.1.1.5 – Valores experimentais de  $U$  e preditos pelo Modelo B1 para a seção de retenção para água para água.



Fonte: O autor (2018).

Figura 5.1.1.6 – Valores experimentais de  $U$  e preditos pelo Modelo C1 para a seção de retenção para água.



Fonte: O autor (2018).

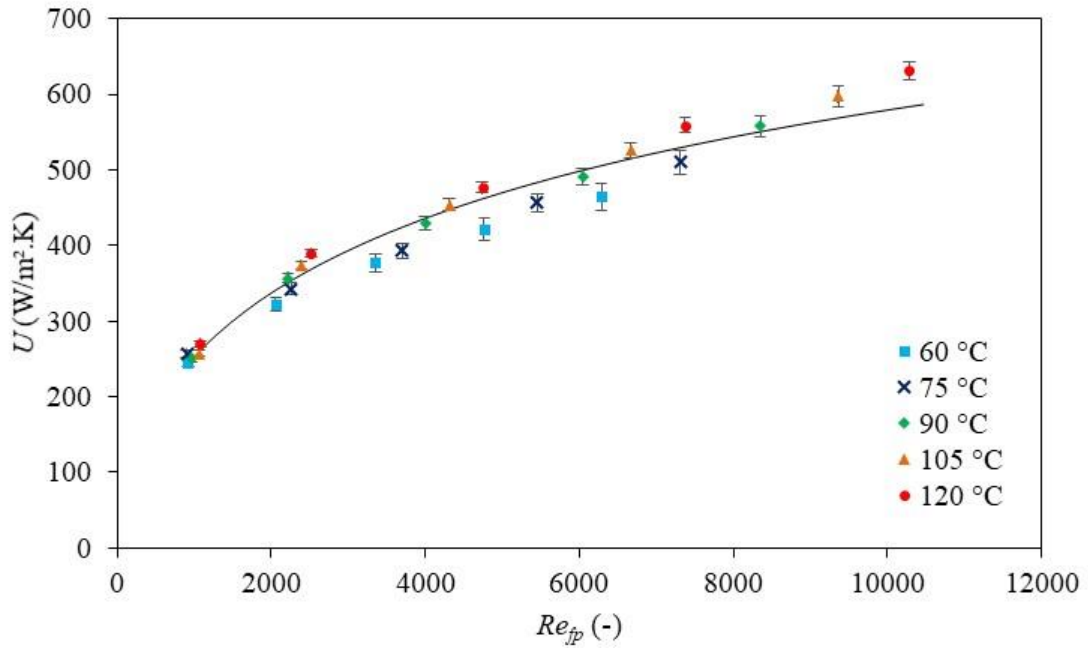
Os resultados obtidos do ajuste dos parâmetros dos Modelos A1, B1 e C1, e coeficiente de determinação para a seção de resfriamento são apresentados na Tabela 5.1.1.4 ( $9,1 \cdot 10^2 \leq Re_{fp} \leq 1,0 \cdot 10^4$ ;  $2,7 \leq Pr_{fp} \leq 6,6$ ).

Tabela 5.1.1.4 – Parâmetros obtidos na seção de resfriamento para os Modelos A1, B1 e C1 para água.

Modelo	$a$	$b$	$c$	$f$	$R^2$
A1	0,00224	0,378	0,562	-	0,959
B1	0,00325	4,98	0,857	-	0,914
C1	0,00224	0,378	0,562	0	0,959

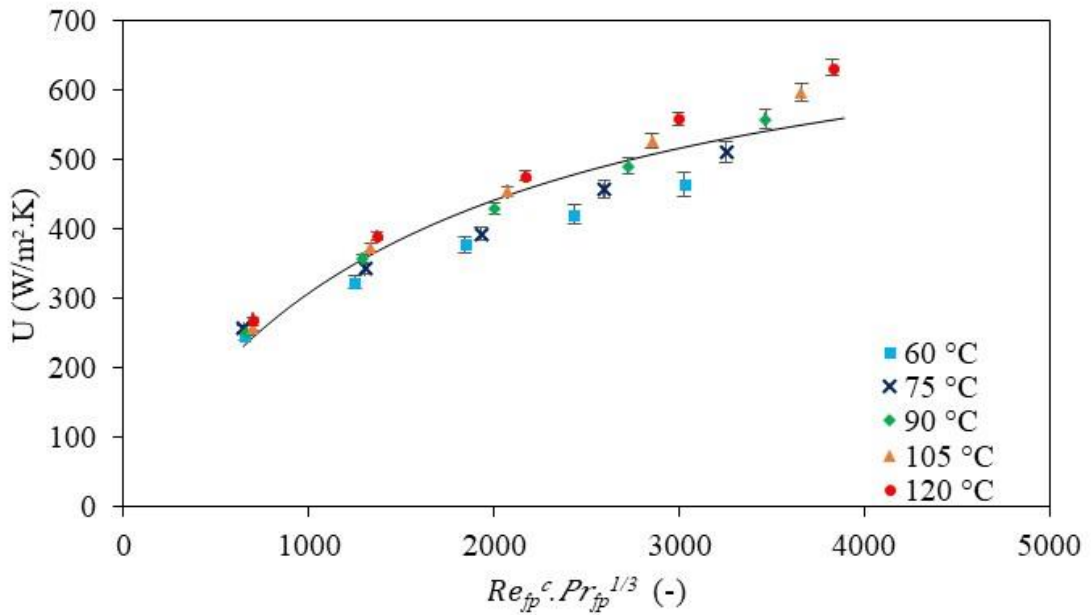
O ajuste do Modelo A1 para a seção de resfriamento é apresentado na Figura 5.1.1.7. Similar à seção de aquecimento, nota-se o agrupamento de pontos para uma mesma vazão. Para uma mesma temperatura de processo, os pontos se alinham ao variar a vazão, como se para cada temperatura houvesse um perfil de  $U$  individual. Os Modelos B1 e C1 apresentam estes alinhamentos nas Figuras 5.1.1.8 e 5.1.1.9, respectivamente.

Figura 5.1.1.7 – Valores experimentais de  $U$  e preditos pelo Modelo A1 para a seção de resfriamento para água.



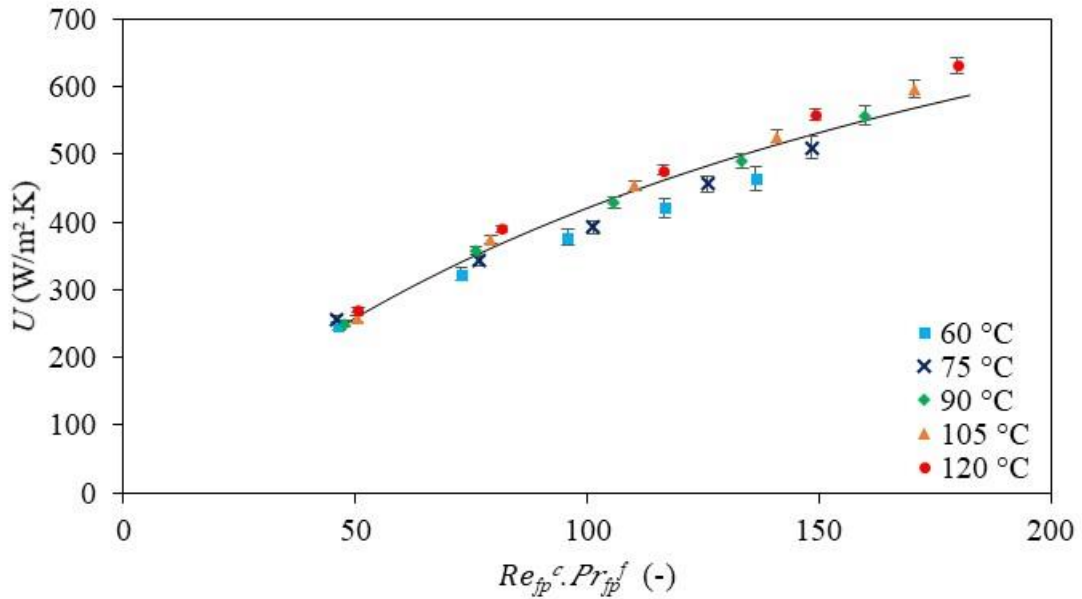
Fonte: O autor (2018).

Figura 5.1.1.8 – Valores experimentais de  $U$  e preditos pelo Modelo B1 para a seção de resfriamento para água.



Fonte: O autor (2018).

Figura 5.1.1.9 – Valores experimentais de  $U$  e preditos pelo Modelo C1 para a seção de resfriamento para água.



Fonte: O autor (2018).

Para melhorar o resultado dos ajustes propostos, a variação do coeficiente convectivo do fluido utilidade ( $h_{fu}$ ) foi introduzido. Os Modelos A2, B2 e C2 foram propostos para o estudo da influência do fluido utilidade para a predição de  $U$  nas seções de aquecimento e resfriamento.

Com a mudança dos Modelos A1, B1 e C1 para os Modelos A2, B2 e C2 (Tabela 4.2.1), respectivamente, a resistência térmica da utilidade não está mais incluída no parâmetro  $a$  e adiciona-se os parâmetros  $d$ ,  $e$  e  $g$  que dependem das propriedades e vazão do fluido utilidade. O parâmetro  $a$  representará a resistência térmica condutiva da tubulação interna para as novas correlações. Os resultados obtidos para ajuste dos parâmetros dos Modelos A2, B2 e C2, e coeficiente de determinação para seções de aquecimento e resfriamento são apresentados nas Tabelas 5.1.1.5 ( $4,9 \cdot 10^3 \leq Re_{fu} \leq 1,0 \cdot 10^4$ ;  $1,5 \leq Pr_{fu} \leq 3,0$ ) e 5.1.1.6 ( $9,3 \cdot 10^2 \leq Re_{fu} \leq 1,9 \cdot 10^3$ ;  $5,2 \leq Pr_{fu} \leq 11,9$ ), respectivamente.

Tabela 5.1.1.5 – Parâmetros obtidos para a seção de aquecimento para os Modelos A2, B2 e C2 para água.

<b>Modelo</b>	<b><i>a</i></b>	<b><i>b</i></b>	<b><i>c</i></b>	<b><i>d</i></b>	<b><i>e</i></b>	<b><i>f</i></b>	<b><i>g</i></b>	<b>R<sup>2</sup></b>
A2	5,41.10 <sup>-4</sup>	1,72	0,800	0,00218	0,800	-	-	0,916
B2	1,83.10 <sup>-4</sup>	4,58	0,865	0,510	0,766	-	-	0,945
C2	2,47.10 <sup>-4</sup>	24,2	0,991	5,08	1,00	0,832	0,285	0,970

Tabela 5.1.1.6 – Parâmetros obtidos para a seção de resfriamento para os Modelos A2, B2 e C2 para água.

<b>Modelo</b>	<b><i>a</i></b>	<b><i>b</i></b>	<b><i>c</i></b>	<b><i>d</i></b>	<b><i>e</i></b>	<b><i>f</i></b>	<b><i>g</i></b>	<b>R<sup>2</sup></b>
A2	3,36.10 <sup>-4</sup>	0,170	0,479	3,01	1,00	-	-	0,990
B2	3,35.10 <sup>-5</sup>	3,21	0,820	2,82	0,835	-	-	0,980
C2	3,36.10 <sup>-4</sup>	0,175	0,471	3,01	1,00	0	7,00. 10 <sup>-2</sup>	0,991

Percebe-se o aumento do coeficiente de determinação em comparação com os dados fornecidos nas Tabelas 5.1.1.2 e 5.1.1.4, o que era esperado pelo aumento de parâmetros nas correlações. No Modelo C2 os parâmetros *f* e *g* distanciaram do valor proposto (1/3) pela equação de Colburn para ambas seções.

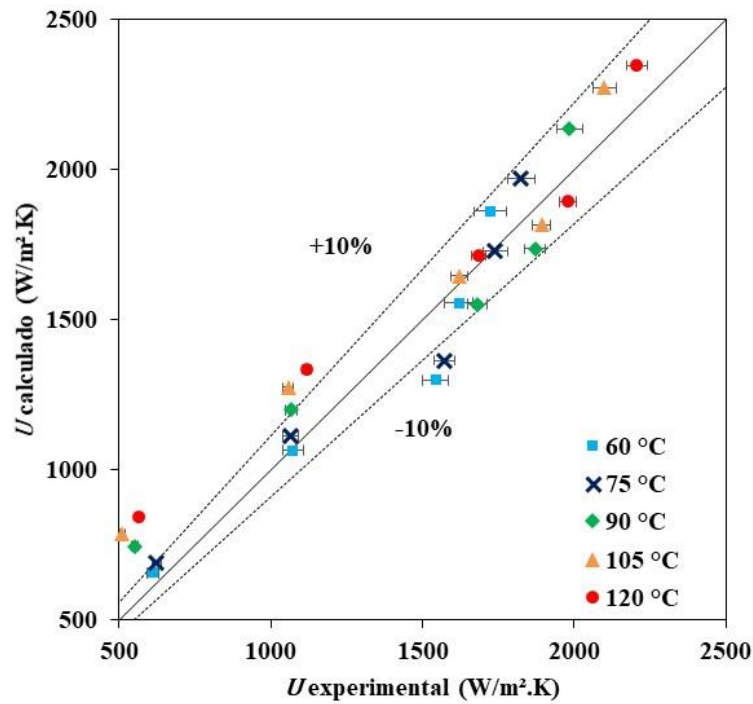
Para a seção de aquecimento a correlação do Modelo C2 apresentou o maior coeficiente de determinação. Contudo, as correlações dos Modelos A2 e C2 para a seção de resfriamento apresentaram resultados similares, apesar do aumento de parâmetros utilizados na correlação. Os Modelos C2 e A2 foram os escolhidos para a estimativa de *U* para as seções de aquecimento e resfriamento, respectivamente.

Os valores de *U* calculados para a vazão de 0,4 L/min e temperaturas de processo 90, 105 e 120 °C apresentam um maior desvio no ajuste dos Modelos A2, B2 e C2 da seção de aquecimento comparado aos demais pontos. A alta eficiência do aquecedor gera uma diferença de temperatura entre a entrada do fluido utilidade e saída do fluido produto de 0,1 °C, impactando no ajuste de *U* para a vazão de 0,4 L/min.

Os gráficos de paridade para o ajuste dos Modelos A2, B2 e C2 para a seção de aquecimento são apresentados nas Figuras 5.1.1.10, 5.1.1.11 e 5.1.1.12, respectivamente, e para a seção de resfriamento nas Figuras 5.1.1.13, 5.1.1.14 e 5.1.1.15. Para as vazões de 0,4 e 0,8 L/min o agrupamento dos pontos ocorre nos gráficos de paridade, semelhante aos perfis de *U* dos Modelos A1, B1 e C1 (Figuras 5.1.1.1, 5.1.1.2, 5.1.1.3, 5.1.1.7, 5.1.1.8, 5.1.1.9).

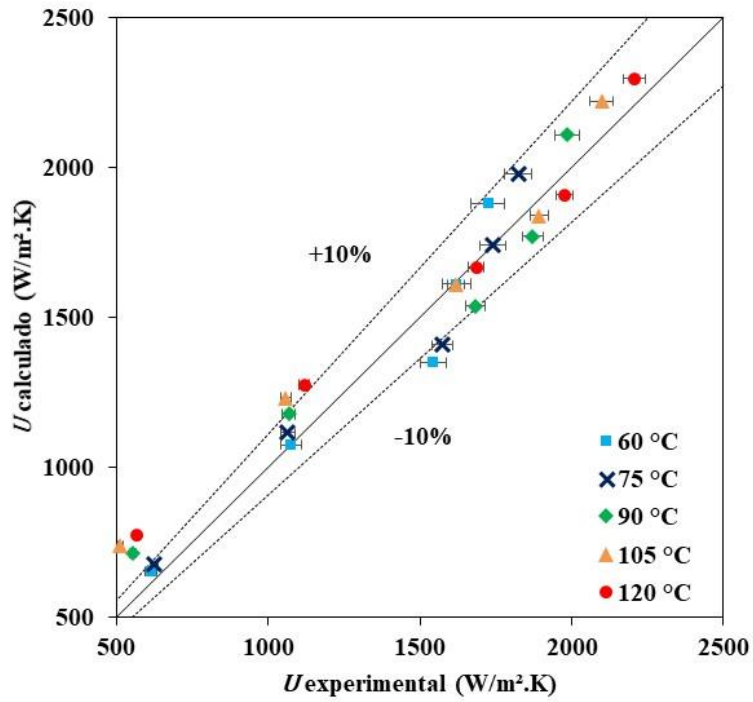
Considerando a condutividade térmica do aço inoxidável igual a  $14,5 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  (INCROPERA *et al.*, 2013), o parâmetro  $a$  pode ser calculado pela Equação 4.2.5 para as seções de aquecimento e resfriamento. Os valores teóricos de  $a$  são de  $2,47.10^{-4}$  e  $3,34.10^{-4} \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$  para as seções de aquecimento e resfriamento, respectivamente. O valor teórico teve uma boa aproximação com o parâmetro  $a$  para o Modelo A2, na seção de resfriamento, e o Modelo C2, para as seções de aquecimento e resfriamento.

Figura 5.1.1.10 – Gráfico de paridade da estimativa de  $U$  pelo o Modelo A2 para a seção de aquecimento para água.



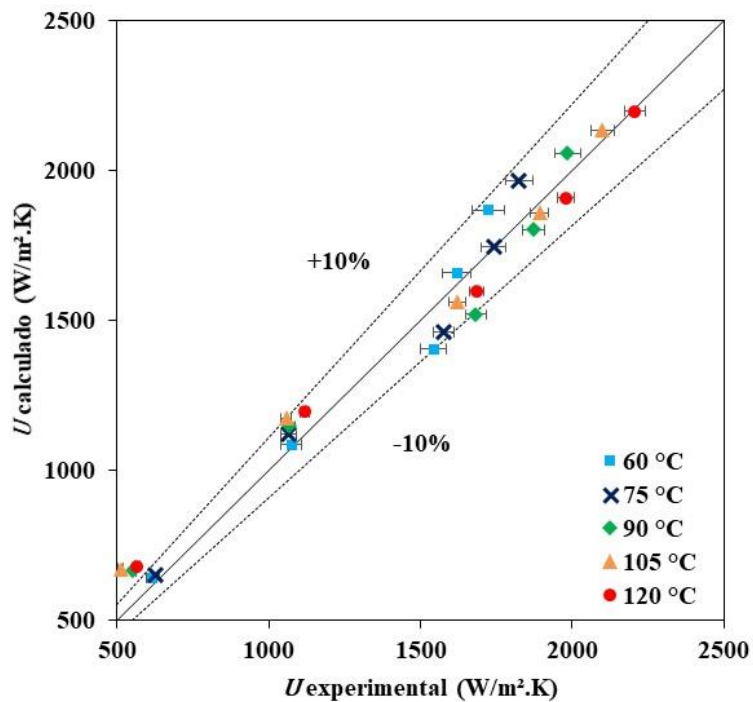
Fonte: O autor (2018).

Figura 5.1.1.11 – Gráfico de paridade da estimação de  $U$  pelo o Modelos B2 para a seção de aquecimento para água.



Fonte: O autor (2018).

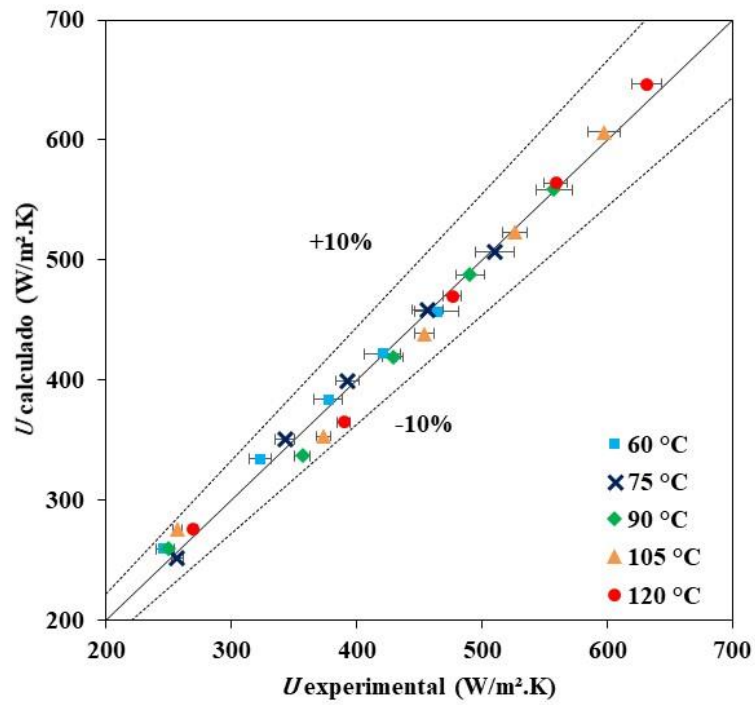
Figura 5.1.1.12 – Gráfico de paridade da estimação de  $U$  pelo o Modelo C2 para a seção de aquecimento para água.



Fonte: O autor (2018).

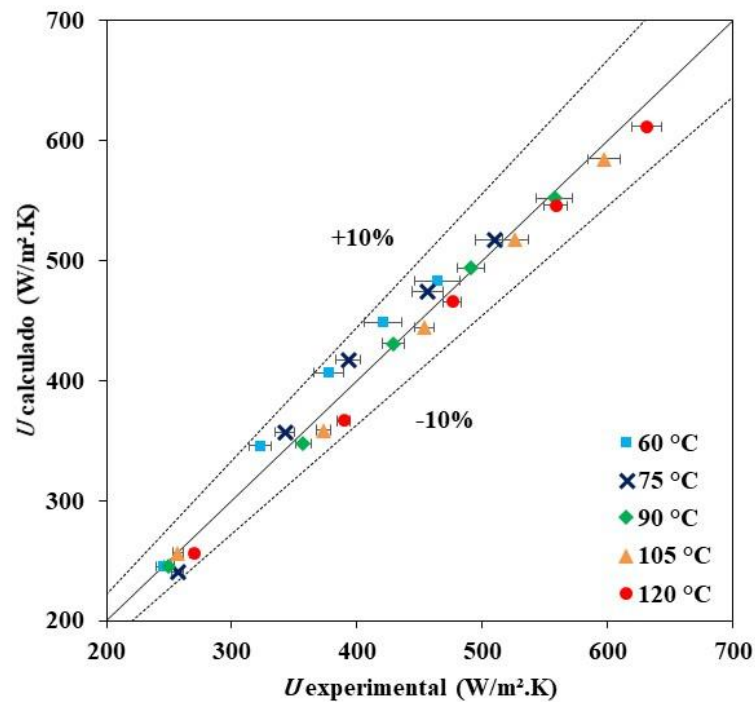


Figura 5.1.1.13 – Gráfico de paridade da estimação de  $U$  pelo o Modelo A2 para a seção de resfriamento para água.



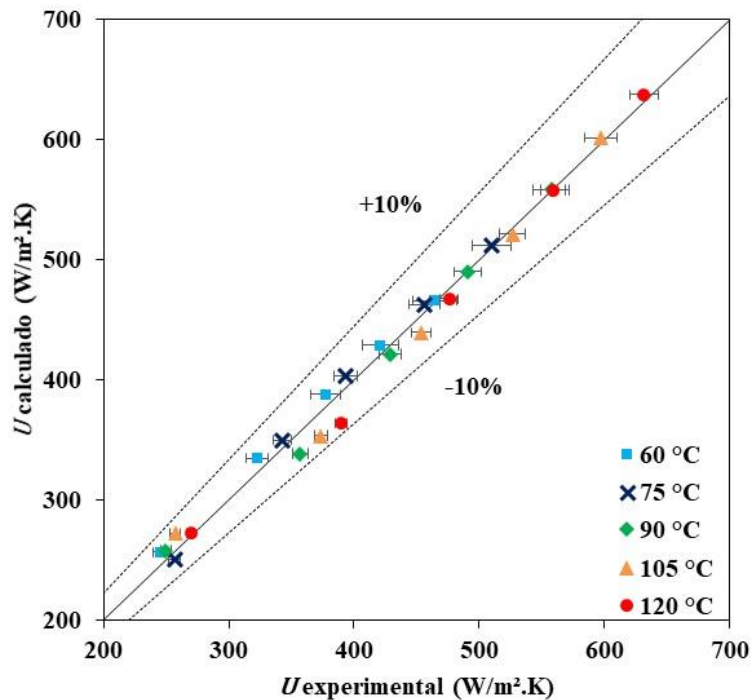
Fonte: O autor (2018).

Figura 5.1.1.14 – Gráfico de paridade da estimação de  $U$  pelo o Modelo B2 para a seção de resfriamento para água.



Fonte: O autor (2018).

Figura 5.1.1.15 – Gráfico de paridade da estimativa de  $U$  pelo o Modelo C2 para a seção de resfriamento para água.



Fonte: O autor (2018).

### 5.1.2 Mistura glicerina/água 80%

Os resultados dos valores experimentais de  $U$  obtidos para as seções de aquecimento, retenção e resfriamento para a mistura glicerina/água 80%, nas vazões ( $Q$ ) e temperaturas de pasteurização ( $T_{past}$ ), são apresentados na Tabela 5.1.2.1. Os valores obtidos de  $U$  para as mesmas condições de processo foram menores quando comparados com os da água na Tabela 5.1.1.1. A mistura glicerina/água 80% w/w possui valores elevados de viscosidade comparada a água pura, diminuindo os valores do número de Reynolds para as mesmas condições de contorno, e aumentando a resistência térmica convectiva do fluido produto. Os ensaios para a seção de retenção apresentaram resultados similares ao da Seção 5.1.1 para água (Figuras 5.1.1.4, 5.1.1.5 e 5.1.1.6), e foi adotado o valor experimental médio de  $U$  foi de  $13,0 \pm 3,5$  W/m².K, próximo do valor obtido nos ensaios com água. Nesta seção de estudo a soma das resistências térmicas condutiva do isolante e convectiva do ar são as predominantes na transferência de energia, pois a vazão do fluido produto não influenciou significativamente na predição de  $U$ .

Tabela 5.1.2.1 – Valores experimentais de  $U$  para as seções de estudo para a mistura de glicerina/água 80 %.

$Q$ (L/min)	$T_{past}$ (°C)	$U$ (W/m <sup>2</sup> .K)		
		Aquecedor	Tubo de retenção	Resfriador
0,4	60,0	542 ± 20	15,8 ± 8,4	115 ± 3
0,8	60,0	498 ± 18	16,7 ± 16,4	200 ± 6
1,2	60,0	599 ± 19	16,6 ± 24,5	219 ± 8
1,6	60,0	643 ± 25	9,3 ± 33,1	258 ± 11
2,0	60,0	796 ± 31	7,8 ± 42,5	261 ± 12
0,4	75,0	550 ± 15	15,6 ± 5,8	123 ± 3
0,8	75,0	537 ± 14	18,4 ± 11,2	222 ± 5
1,2	75,0	654 ± 18	6,0 ± 16,9	224 ± 6
1,6	75,0	787 ± 22	10,3 ± 22,7	264 ± 8
2,0	75,0	877 ± 26	10,8 ± 28,2	269 ± 10
0,4	90,0	546 ± 12	19,6 ± 4,2	129 ± 2
0,8	90,0	609 ± 13	6,3 ± 8,4	240 ± 5
1,2	90,0	733 ± 15	12,3 ± 12,6	245 ± 5
1,6	90,0	834 ± 17	12,8 ± 16,7	265 ± 7
2,0	90,0	893 ± 21	13,0 ± 20,9	300 ± 9
0,4	105,0	682 ± 12	19,0 ± 3,5	130 ± 2
0,8	105,0	671 ± 12	13,5 ± 6,8	251 ± 4
1,2	105,0	774 ± 14	13,2 ± 10,1	262 ± 5
1,6	105,0	859 ± 16	13,1 ± 13,4	278 ± 6
2,0	105,0	950 ± 18	13,5 ± 16,8	303 ± 8
0,4	120,0	762 ± 12	14,0 ± 3,0	136 ± 2
0,8	120,0	712 ± 11	15,7 ± 5,7	254 ± 3
1,2	120,0	817 ± 13	15,9 ± 8,5	275 ± 4
1,6	120,0	925 ± 14	15,6 ± 11,2	295 ± 6
2,0	120,0	996 ± 17	14,9 ± 13,9	323 ± 7

Os resultados obtidos pelo o ajuste dos parâmetros das correlações (Tabela 4.2.1) e coeficientes de determinação da seção de aquecimento são apresentados na Tabela 5.1.2.2

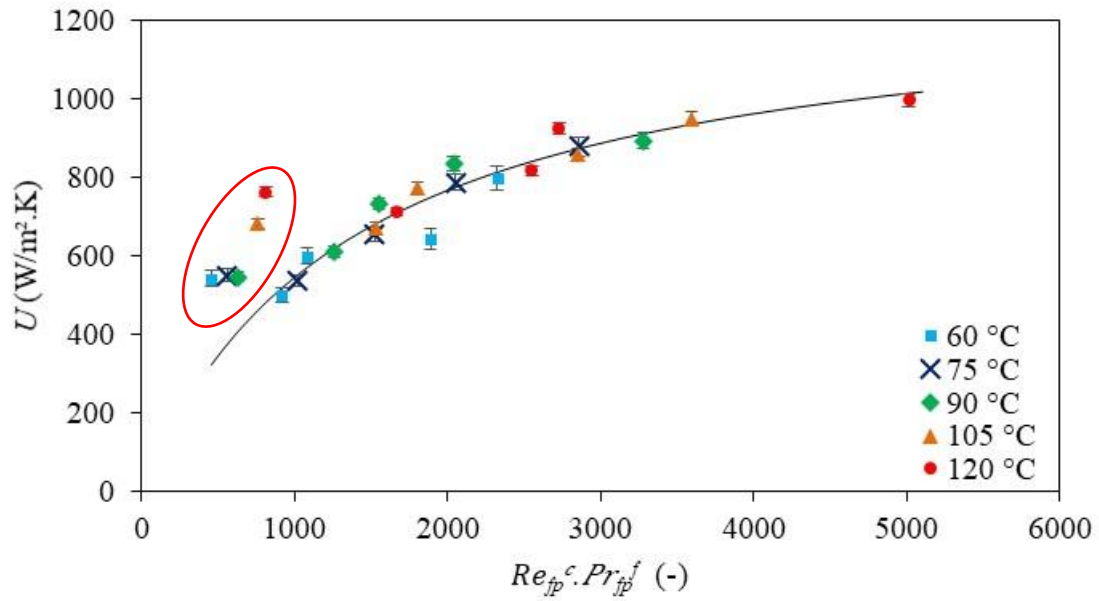
( $6,9 \cdot 10^1 \leq Re_{fp} \leq 1,2 \cdot 10^3$ ;  $4,2 \cdot 10^1 \leq Pr_{fp} \leq 2,27 \cdot 10^2$ ;  $5,8 \cdot 10^3 \leq Re_{fu} \leq 1,2 \cdot 10^4$ ;  $1,4 \leq Pr_{fu} \leq 3,0$ ):

Tabela 5.1.2.2 – Parâmetros obtidos para a seção de aquecimento das correlações propostas para a mistura glicerina/água 80%.

<b>Modelo</b>	<b><i>a</i></b>	<b><i>b</i></b>	<b><i>c</i></b>	<b><i>d</i></b>	<b><i>e</i></b>	<b><i>f</i></b>	<b><i>g</i></b>	<b>R<sup>2</sup></b>
A1	$3,06 \cdot 10^{-3}$	0,341	0,901	-	-	-	-	0,877
B1	$3,03 \cdot 10^{-3}$	2,85	1,00	-	-	-	-	0,919
C1	$2,83 \cdot 10^{-3}$	3,87	1,00	-	-	0,376	-	0,927
A2	$2,68 \cdot 10^{-3}$	0,137	0,792	3,01	1,00	-	-	0,807
B2	$1,36 \cdot 10^{-5}$	0,871	0,788	2,82	0,835	-	-	0,914
C2	$2,49 \cdot 10^{-4}$	0,246	0,480	5,08	1,00	0,281	0	0,929

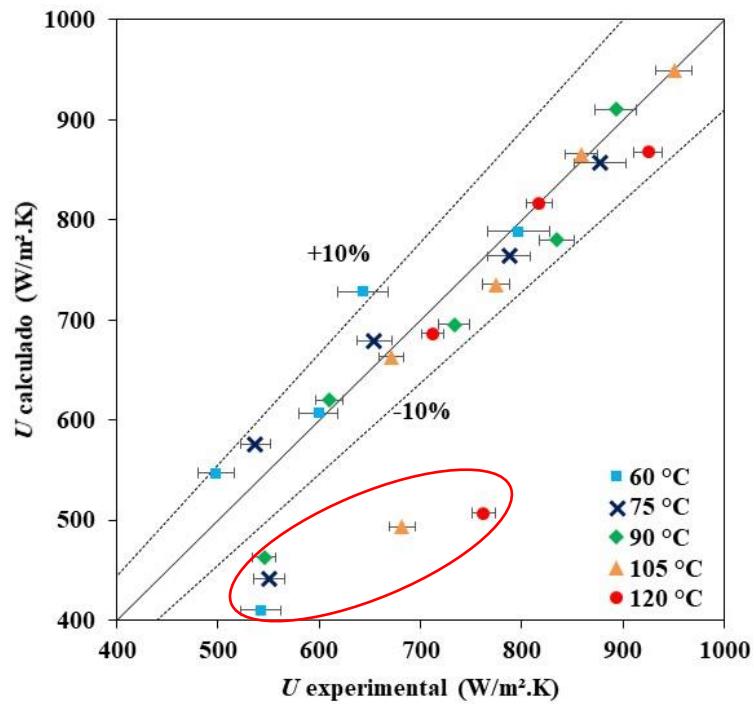
As correlações dos Modelos C1 e C2 apresentaram coeficientes de correlação próximos para a seção de aquecimento. A Figura 5.1.2.1 demonstra uma boa aproximação para a correlação proposta. Os valores experimentais de  $U$  para a vazão de 0,4 L/min (circulados de vermelho nas Figuras 5.1.2.1 e 5.1.2.2) apresentaram um distanciamento dos demais pontos, e não foram considerados para o ajuste das correlações utilizadas. O gráfico de paridade do Modelo C2 é apresentada na Figura 5.1.2.2, e novamente se nota o distanciamento dos pontos ditos anteriormente. O parâmetro  $a$  do Modelo C2 se aproximou do valor teórico, e os parâmetros que influenciam a resistência térmica convectiva do fluido utilidade foram próximos quando comparados com os da Tabela 5.1.1.5.

Figura 5.1.2.1 – Valores experimentais de  $U$  e preditos pelo Modelo C1 para a seção de aquecimento para a mistura glicerina/água 80%.



Fonte: O autor (2019).

Figura 5.1.2.2 – Gráfico de paridade da estimação de  $U$  pelo o Modelo C2 para a seção de aquecimento para a mistura glicerina/água 80%.



Fonte: O autor (2019).

Os resultados obtidos dos ajustes dos parâmetros das correlações e coeficientes de determinação da seção de resfriamento são apresentados na Tabela 5.1.2.3 ( $2,1 \cdot 10^1 \leq Re_{fp} \leq 1,9 \cdot 10^5$ ;  $2,2 \cdot 10^1 \leq Pr_{fp} \leq 4,2 \cdot 10^2$ ;  $1,1 \cdot 10^3 \leq Re_{fu} \leq 1,8 \cdot 10^3$ ;  $6,9 \leq Pr_{fu} \leq 1,2 \cdot 10^1$ ):

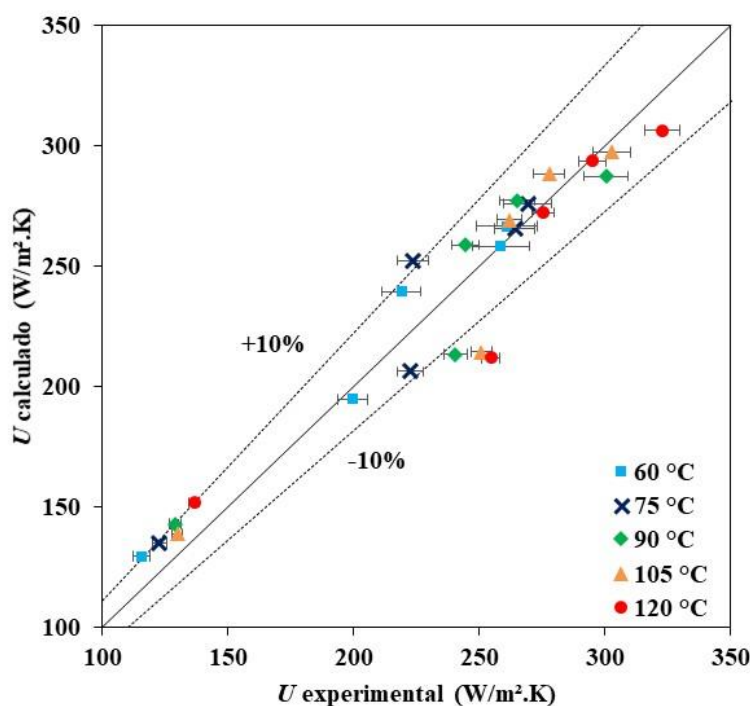
Tabela 5.1.2.3 – Parâmetros obtidos para a seção de resfriamento das correlações propostas para a mistura glicerina/água 80%.

<b>Modelo</b>	<b><i>a</i></b>	<b><i>b</i></b>	<b><i>c</i></b>	<b><i>d</i></b>	<b><i>e</i></b>	<b><i>f</i></b>	<b><i>g</i></b>	<b>R<sup>2</sup></b>
A1	$8,60 \cdot 10^{-3}$	0,341	1,00	-	-	-	-	0,900
B1	$8,22 \cdot 10^{-3}$	1,76	1,00	-	-	-	-	0,900
C1	$8,48 \cdot 10^{-3}$	0,481	1,00	-	-	0,376	-	0,900
A2	$6,46 \cdot 10^{-3}$	0,226	1,00	3,03	1,00	-	-	0,918
B2	$1,43 \cdot 10^{-5}$	1,25	1,00	3,36	0,744	-	-	0,889
C2	$6,46 \cdot 10^{-3}$	0,226	1,00	3,03	1,00	0	$2,85 \cdot 10^{-4}$	0,918

Apesar da adição dos parâmetros *f* e *g*, ambos tenderam a 0, transformando o Modelo C2 no A2. Ambos apresentaram os maiores coeficientes de correlação, e os parâmetros pertencentes ao fluido utilidade foram similares em comparação ao estudo com água. O parâmetro *a* não ficou próximo do teórico para todas as correlações estudadas. O gráfico de paridade dos Modelos A2 e C2 é apresentado pela Figura 5.1.2.3. Identifica-se dois conjuntos de pontos próximos, referentes às vazões de 0,4 e 0,8 L/min.

Os Modelos C2 e A2 foram os escolhidos para a estimação de *U* para as seções de aquecimento e resfriamento, respectivamente.

Figura 5.1.2.2 – Gráfico de paridade da estimação de  $U$  pelos os Modelos A2 e C2 para a seção de resfriamento para a mistura glicerina/água 80%.



Fonte: O autor (2019).

### 5.1.3 Solução CMC 1%

Os resultados dos valores experimentais de  $U$  obtidos para as seções de aquecimento, retenção e resfriamento para a solução CMC 1%, nas vazões ( $Q$ ) e temperaturas de pasteurização ( $T_{past}$ ), são apresentados na Tabela 5.1.3.1. Os valores obtidos de  $U$  para as mesmas condições de processo foram menores quando comparados com os da água na Tabela 5.1.1.1 e próximos do estudo com a mistura glicerina/água 80% na Tabela 5.1.2.1.

A seção de retenção apresentou resultados semelhantes aos das Seções 5.1.1 e 5.1.2 e será utilizado um valor médio. O valor experimental médio de  $U$  foi de  $15,5 \pm 7,2$  W/m².K, próximo do valor obtido nos ensaios com água e mistura glicerina/água, demonstrando novamente que nesta seção de estudo a soma das resistências térmicas condutiva do isolante e convectiva do ar são as predominantes na transferência de energia. Contudo, o desvio padrão foi o maior comparado aos estudos anteriores.

Tabela 5.1.3.1 – Valores experimentais de  $U$  preditos para as seções de estudo para a solução aquosa de CMC 1%.

$Q$ (L/min)	$T_{past}$ (°C)	$U$ (W/m <sup>2</sup> .K)		
		Aquecedor	Tubo de retenção	Resfriador
0,4	60,0	637 ± 22	12,7 ± 8,9	140 ± 4
0,8	60,0	579 ± 20	15,0 ± 16,9	147 ± 6
1,2	60,0	618 ± 20	13,6 ± 25,4	151 ± 8
1,6	60,0	697 ± 26	23,2 ± 34,2	194 ± 12
2,0	60,0	799 ± 31	14,9 ± 42,2	235 ± 13
0,4	75,0	637 ± 17	22,0 ± 6,0	151 ± 3
0,8	75,0	596 ± 16	3,59 ± 11,6	156 ± 5
1,2	75,0	695 ± 19	18,3 ± 17,5	216 ± 7
1,6	75,0	787 ± 21	10,2 ± 23,2	256 ± 9
2,0	75,0	871 ± 29	7,49 ± 29,4	303 ± 11
0,4	90,0	612 ± 14	20,9 ± 4,5	154 ± 3
0,8	90,0	678 ± 15	18,7 ± 8,8	169 ± 4
1,2	90,0	787 ± 18	4,85 ± 13,4	219 ± 6
1,6	90,0	804 ± 17	17,9 ± 17,8	299 ± 8
2,0	90,0	822 ± 22	38,2 ± 22,3	388 ± 10
0,4	105,0	619 ± 12	8,22 ± 3,6	161 ± 2
0,8	105,0	756 ± 15	14,0 ± 7,2	172 ± 3
1,2	105,0	830 ± 17	12,2 ± 10,8	239 ± 5
1,6	105,0	800 ± 15	13,4 ± 14,3	327 ± 7
2,0	105,0	958 ± 18	13,5 ± 18,0	411 ± 9
0,4	120,0	651 ± 11	22,6 ± 3,1	165 ± 2
0,8	120,0	842 ± 14	7,86 ± 6,0	180 ± 3
1,2	120,0	814 ± 14	21,9 ± 8,7	264 ± 5
1,6	120,0	943 ± 15	14,4 ± 11,7	355 ± 6
2,0	120,0	1128 ± 18	17,6 ± 14,8	389 ± 8

A solução de CMC 1% possui viscosidade elevada quando comparada à água pura, diminuindo os valores do número de Reynolds para as mesmas condições de processo, e aumentando a resistência térmica convectiva do fluido produto.



Os resultados obtidos dos ajustes dos parâmetros das correlações e coeficientes de determinação das seções de aquecimento e resfriamento são apresentados nas Tabelas 5.1.3.2 ( $10 \leq Re_{fp} \leq 1,4 \cdot 10^3$ ;  $2,5 \cdot 10^2 \leq Pr_{fp} \leq 7,3 \cdot 10^2$ ;  $5,1 \cdot 10^3 \leq Re_{fu} \leq 1,1 \cdot 10^4$ ;  $1,4 \leq Pr_{fu} \leq 3,0$ ) e 5.1.3.3 ( $5,4 \leq Re_{fp} \leq 98$ ;  $2,8 \cdot 10^2 \leq Pr_{fp} \leq 1,1 \cdot 10^1$ ;  $1,0 \cdot 10^3 \leq Re_{fu} \leq 1,6 \cdot 10^3$ ;  $6,7 \leq Pr_{fu} \leq 12$ ), respectivamente:

Tabela 5.1.3.2 – Parâmetros obtidos para a seção de aquecimento das correlações propostas para a solução aquosa de CMC 1%.

Modelo	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	R <sup>2</sup>
A1	$3,27 \cdot 10^{-4}$	$1,16 \cdot 10^{-2}$	0,234	-	-	-	-	0,464
B1	$3,47 \cdot 10^{-3}$	0,398	0,936	-	-	-	-	0,421
C1	$6,99 \cdot 10^{-4}$	$1,16 \cdot 10^{-2}$	0,256	-	-	0	-	0,464
A2	$2,45 \cdot 10^{-4}$	$8,01 \cdot 10^{-3}$	0,186	5,26	1,00	-	-	0,708
B2	$1,87 \cdot 10^{-3}$	$9,17 \cdot 10^{-2}$	0,294	5,57	1,00	-	-	0,596
C2	$2,45 \cdot 10^{-4}$	$8,01 \cdot 10^{-3}$	0,186	5,26	1,00	0	0	0,708

Tabela 5.1.3.3 – Parâmetros obtidos para a seção de resfriamento das correlações propostas para a solução aquosa de CMC 1%.

Modelo	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	R <sup>2</sup>
A1	$5,17 \cdot 10^{-5}$	$8,41 \cdot 10^{-2}$	0,543	-	-	-	-	0,721
B1	$2,48 \cdot 10^{-3}$	1,49	0,844	-	-	-	-	0,692
C1	$1,75 \cdot 10^{-4}$	$8,67 \cdot 10^{-2}$	0,553	-	-	0	-	0,721
A2	$3,34 \cdot 10^{-4}$	0,118	0,706	3,14	1,00	-	-	0,796
B2	$1,77 \cdot 10^{-4}$	1,97	1,00	11,5	1,00	-	-	0,784
C2	$3,27 \cdot 10^{-4}$	0,118	0,706	3,14	1,00	0	0	0,796

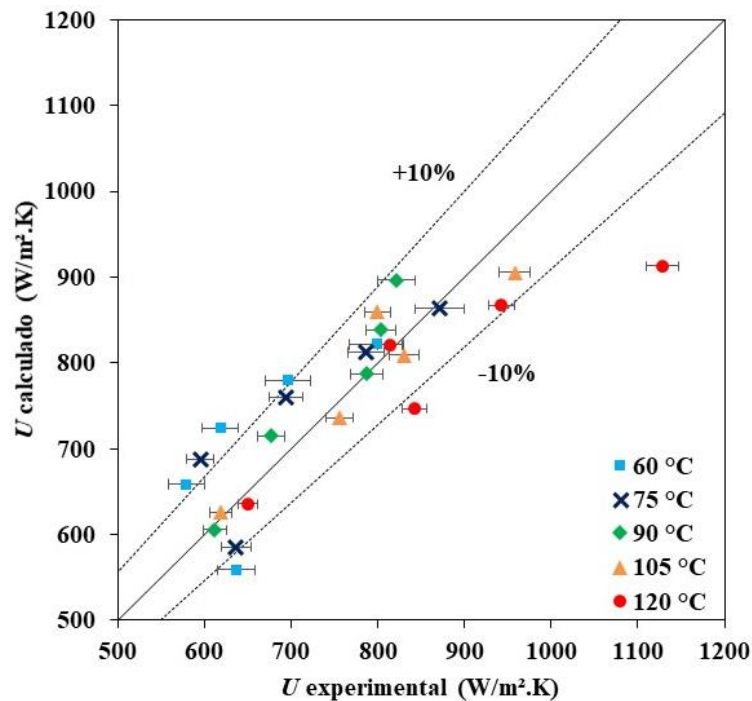
Os Modelos A1 e C1 apresentaram resultados semelhantes para as seções de aquecimento e resfriamento. Contudo, o parâmetro *a* apresentou um valor menor que os Modelos A2 e C2, sendo que representam também a soma da resistência térmica convectiva do fluido utilidade.

Os parâmetros dos Modelos A2 e C2 foram semelhantes para ambas as seções, demonstrando novamente que o aumento de parâmetros não aumentou o coeficiente de correlação como o esperado. Para o ajuste de *U* pelos Modelos A2 e C2 para as seções de

aquecimento e resfriamento, os valores de  $a$  foram próximos aos teóricos de  $2,47 \cdot 10^{-4}$  e  $3,34 \cdot 10^{-4} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ , respectivamente. Os parâmetros  $d$ ,  $e$  e  $g$  foram próximos aos valores obtidos para os estudos com água (Tabelas 5.1.1.5, 5.1.1.6) e mistura glicerina/água 80% (Tabelas 5.1.2.2 e 5.1.2.3), demonstrando uma aproximação das resistências térmicas convectivas do fluido utilidade para ambas as seções. Os gráficos de paridades das correlações dos Modelos A2 e C2 para as seções de aquecimento e resfriamento são apresentados nas Figuras 5.1.3.1 e 5.1.3.2, respectivamente.

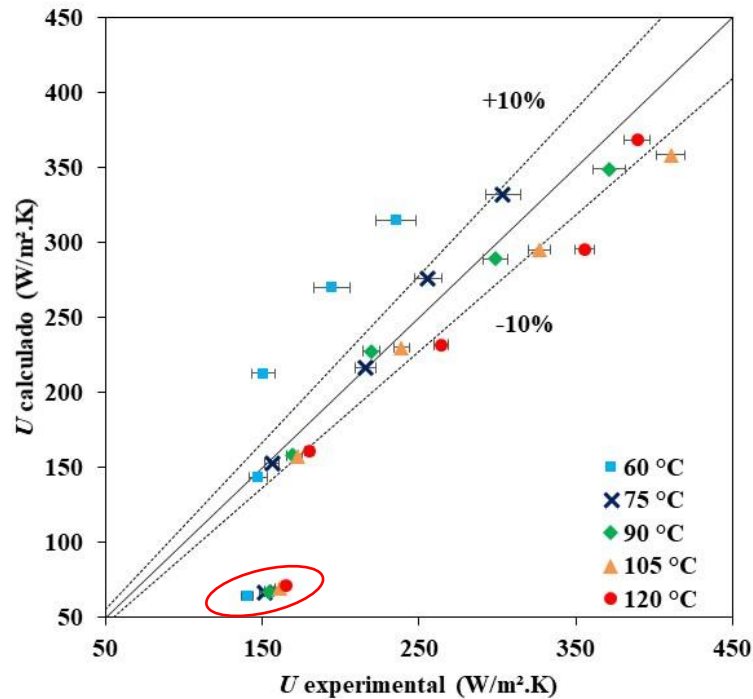
O Modelo A2 foi escolhido para a estimativa de  $U$  para as seções de aquecimento e resfriamento.

Figura 5.1.3.1 – Gráfico de paridade da estimativa de  $U$  pelo os Modelos A2 e C2 para a seção de aquecimento para a solução aquosa de CMC 1%.



Fonte: O autor (2019).

Figura 5.1.3.2 – Gráfico de paridade da estimação de  $U$  pelos os Modelos A2 e C2 para a seção de resfriamento para a solução aquosa de CMC 1%.



Fonte: O autor (2019).

Os dados obtidos para a vazão de 0,4 L/min (circulado de vermelho na Figura 5.1.3.2) apresentaram um grande desvio dos demais pontos plotados para a seção de resfriamento, e não foram utilizados no ajuste dos parâmetros. Os pontos de mesma temperatura de processo apresentaram tendências no gráfico de paridade. As medições de temperaturas ao longo do equipamento foram impactadas nos estudos com a solução aquosa de CMC 1%.

## 5.2 Determinação do fator de aumento

A partir das correlações de  $U$ , Seção 5.1, e equações descritas na Seção 4.2, o coeficiente convectivo do fluido utilidade ( $h_{fu}$ ) pôde ser determinado pela Equação 4.5.1.3.3, permitindo a determinação dos fatores de aumento do fluido produto para as seções em estudo ( $F_{incr,fp}$ ) e os perfis de temperaturas bidimensionais para as condições operacionais estudadas que serão apresentadas na Seção 5.3. O fator de aumento para a seção de retenção para os fluidos em estudo não foi possível ser determinado. O fator de aumento tem como objetivo a aproximação das tubulações helicoidais em tubulações retas.

Os resultados dos valores ajustados de  $F_{incr,fp}$  para as seções de aquecimento e resfriamento para a água para vazões volumétricas ( $Q$ ) e temperatura de pasteurização ( $T_{past}$ ) são apresentados na Tabela 5.2.1:

Tabela 5.2.1 – Valores ajustados de  $F_{incr,fp}$  para as seções de aquecimento e resfriamento para água.

$Q$ (L/min)	$T_{past}$ (°C)	$F_{incr,fp}$ (-)	
		Aquecedor	Resfriador
0,4	60,0	2,91	1,87
0,8	60,0	6,12	2,62
1,2	60,0	9,90	3,32
1,6	60,0	10,51	3,86
2,0	60,0	11,88	4,57
0,4	75,0	2,99	2,10
0,8	75,0	5,66	2,87
1,2	75,0	8,88	3,54
1,6	75,0	11,15	4,24
2,0	75,0	11,77	4,95
0,4	90,0	2,42	1,95
0,8	90,0	5,26	3,26
1,2	90,0	9,49	3,91
1,6	90,0	11,63	4,57
2,0	90,0	12,61	5,17
0,4	105,0	2,19	1,92
0,8	105,0	5,29	3,36
1,2	105,0	8,81	4,14
1,6	105,0	11,20	4,77
2,0	105,0	13,27	5,28
0,4	120,0	2,46	2,07
0,8	120,0	5,29	3,52
1,2	120,0	9,29	4,18
1,6	120,0	11,84	4,88
2,0	120,0	13,57	5,51

Os resultados obtidos do ajuste dos parâmetros para as Equações 4.6.1, 4.6.2 e 4.6.3, e coeficientes de determinação para a seção de aquecimento para água é apresentado na Tabela 5.2.2 ( $1,5 \cdot 10^3 \leq Re_{fp} \leq 1,1 \cdot 10^4$ ;  $3,1 \leq Pr_{fp} \leq 5,4$ ;  $3,6 \cdot 10^2 \leq Dn_{fp} \leq 2,6 \cdot 10^3$ ):

Tabela 5.2.2 – Parâmetros ajustados para  $F_{incr,fp}$  para a seção de aquecimento para água.

<b>Equação</b>	<b><math>a_{F_{incr}}</math></b>	<b><math>b_{F_{incr}}</math></b>	<b><math>c_{F_{incr}}</math></b>	<b><math>R^2</math></b>
$F_{incr,fp} = a_{F_{incr}} \cdot Re_{fp} + b_{F_{incr}}$	0,00132	1,42	-	0,860
$F_{incr,fp} = a_{F_{incr}} \cdot Re_{fp}^{b_{F_{incr}}}$	0,0114	0,774	-	0,882
$F_{incr,fp} = a_{F_{incr}} \cdot Re_{fp}^{b_{F_{incr}}} / Pr_{fp}^{c_{F_{incr}}}$	0,0114	0,774	0	0,882

A função tipo potência (Equação 4.6.2) teve um ajuste com um maior coeficiente de determinação quando comparado a função linear (Equação 4.6.1). A inclusão do número de Prandtl (Equação 4.6.3) não melhorou o ajuste para a seção de aquecimento para água.

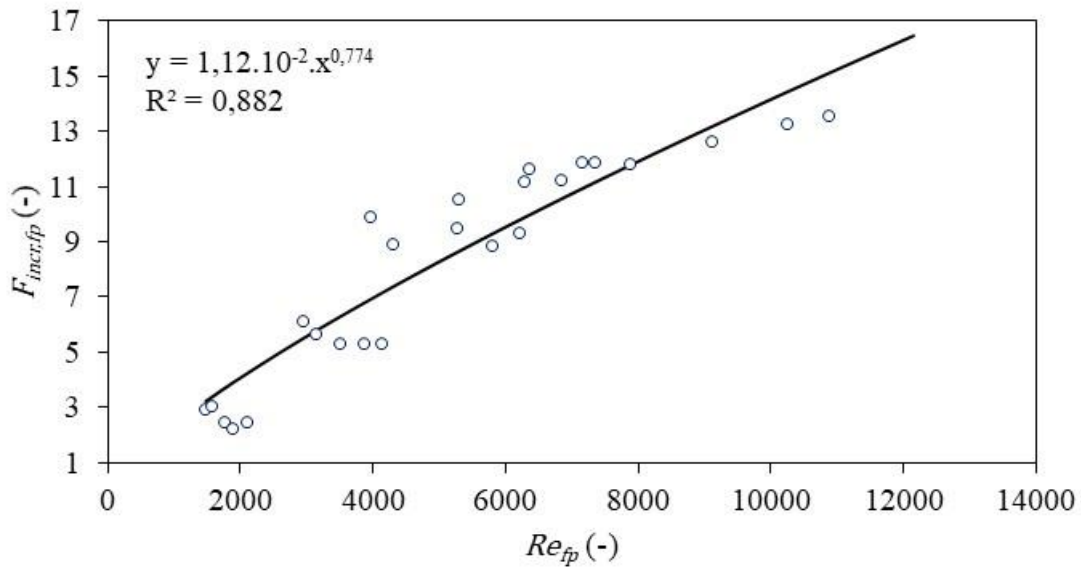
Os resultados obtidos do ajuste dos parâmetros para as Equações 4.6.1, 4.6.2 e 4.6.3, e coeficientes de determinação para a seção de resfriamento para água é apresentado na Tabela 5.2.3 ( $9,1 \cdot 10^2 \leq Re_{fp} \leq 1,0 \cdot 10^4$ ;  $2,7 \leq Pr_{fp} \leq 6,6$ ;  $2,4 \cdot 10^2 \leq Dn_{fp} \leq 2,8 \cdot 10^3$ ):

Tabela 5.2.3 – Parâmetros ajustados para  $F_{incr,fp}$  para a seção de resfriamento para água.

<b>Equação</b>	<b><math>a_{F_{incr}}</math></b>	<b><math>b_{F_{incr}}</math></b>	<b><math>c_{F_{incr}}</math></b>	<b><math>R^2</math></b>
$F_{incr,fp} = a_{F_{incr}} \cdot Re_{fp} + b_{F_{incr}}$	$3,94 \cdot 10^{-4}$	1,42	-	0,922
$F_{incr,fp} = a_{F_{incr}} \cdot Re_{fp}^{b_{F_{incr}}}$	0,115	0,423	-	0,975
$F_{incr,fp} = a_{F_{incr}} \cdot Re_{fp}^{b_{F_{incr}}} / Pr_{fp}^{c_{F_{incr}}}$	0,143	0,404	0,0513	0,975

Semelhantemente a seção de aquecimento, a função tipo potência (Equação 4.6.2) apresentou um melhor ajuste e a adição do número de Prandtl não melhorou o ajuste. As Figuras 5.2.1 e 5.2.2 apresentam o ajuste pela Equação 4.6.2 para as seções de aquecimento e resfriamento para água, respectivamente (MORAIS; GUT, 2015).

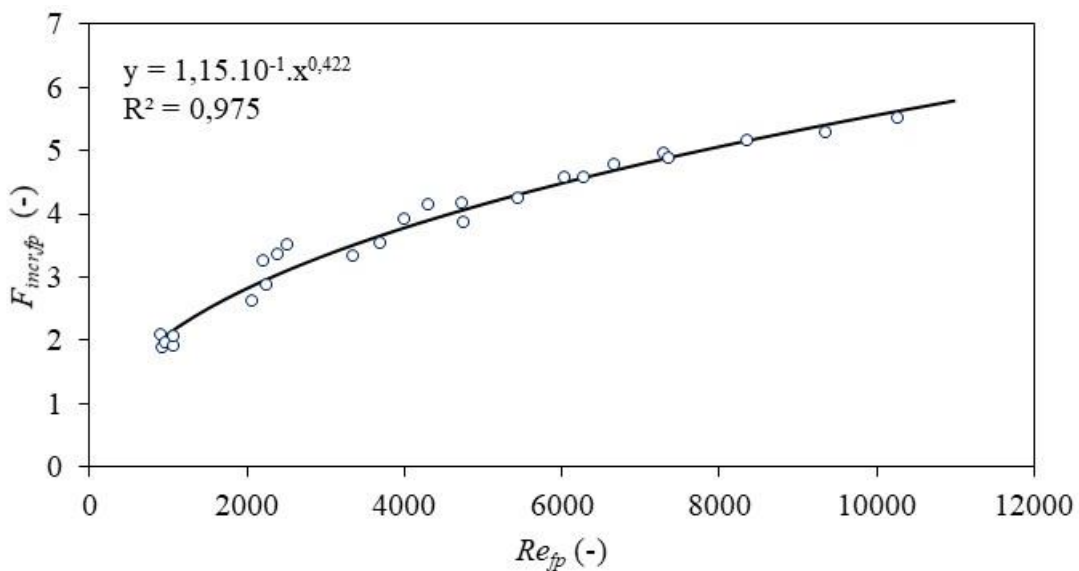
Figura 5.2.1 – Fator de aumento ( $F_{incr,fp}$ ) em função no número de Reynolds ( $Re_{fp}$ ) para a seção de aquecimento para água.



Fonte: O autor (2019).

A seção de resfriamento apresentou um melhor ajuste e uma melhor distribuição dos pontos para os ensaios com água. Dentre todos os fluidos estudados, a água obteve os maiores valores de  $F_{incr,fp}$ , que pode ser relacionado pelos maiores valores do número de Reynolds. Valores elevados do número de Reynolds favorecem os efeitos mistura e de escoamento secundário, assim aumentando os valores do fator de aumento.

Figura 5.2.2 – Fator de aumento ( $F_{incr,fp}$ ) em função no número de Reynolds ( $Re_{fp}$ ) para a seção de resfriamento para água.



Fonte: O autor (2019).

Os resultados dos valores ajustados de  $F_{incr,fp}$  para as seções de aquecimento e resfriamento para a mistura aquosa de glicerina nas vazões volumétricas ( $Q$ ) e temperatura de pasteurização ( $T_{past}$ ) são apresentados na Tabela 5.2.4:

Tabela 5.2.4 – Valores ajustados para  $F_{incr,fp}$  para as seções de aquecimento e resfriamento para a mistura glicerina/água 80%.

$Q$ (L/min)	$T_{past}$ (°C)	$F_{incr,fp}$ (-)	
		Aquecedor	Resfriador
0,4	60,0	4,30	1,13
0,8	60,0	3,83	2,15
1,2	60,0	4,48	2,30
1,6	60,0	4,74	2,59
2,0	60,0	6,15	2,71
0,4	75,0	4,39	1,22
0,8	75,0	4,10	2,46
1,2	75,0	4,96	2,35
1,6	75,0	4,13	2,87
2,0	75,0	6,82	2,79
0,4	90,0	4,52	1,30
0,8	90,0	4,69	2,73
1,2	90,0	5,58	2,62
1,6	90,0	6,33	2,85
2,0	90,0	6,75	3,27
0,4	105,0	4,60	1,34
0,8	105,0	5,14	2,97
1,2	105,0	5,86	2,90
1,6	105,0	6,42	2,95
2,0	105,0	7,20	3,15
0,4	120,0	4,69	1,48
0,8	120,0	5,36	3,05
1,2	120,0	6,14	3,12
1,6	120,0	6,97	3,16
2,0	120,0	7,53	3,34

Os resultados obtidos do ajuste dos parâmetros para as Equações 4.6.1, 4.6.2 e 4.6.3, e coeficientes de determinação para as seções de aquecimento ( $6,9 \cdot 10^1 \leq Re_{fp} \leq 1,2 \cdot 10^3$ ;  $4,2 \cdot 10^1 \leq Pr_{fp} \leq 2,27 \cdot 10^2$ ;  $17 \leq Dn_{fp} \leq 3,0 \cdot 10^2$ ) e resfriamento ( $2,1 \cdot 10^1 \leq Re_{fp} \leq 1,9 \cdot 10^5$ ;  $2,2 \cdot 10^1 \leq Pr_{fp} \leq 4,2 \cdot 10^2$ ;  $5,7 \leq Dn_{fp} \leq 5,3 \cdot 10^2$ ) para a mistura glicerina/água 80% são apresentados nas Tabelas 5.2.5 e 5.2.6, respectivamente:

Tabela 5.2.5 – Parâmetros ajustados para  $F_{incr,fp}$  para seção de aquecimento para a mistura glicerina/água 80%.

<b>Equação</b>	<b><math>a_{F_{incr}}</math></b>	<b><math>b_{F_{incr}}</math></b>	<b><math>c_{F_{incr}}</math></b>	<b><math>R^2</math></b>
$F_{incr,fp} = a_{F_{incr}} \cdot Re_{fp} + b_{F_{incr}}$	0,00364	4,12	-	0,722
$F_{incr,fp} = a_{F_{incr}} \cdot Re_{fp}^{b_{F_{incr}}}$	1,21	0,263	-	0,779
$F_{incr,fp} = a_{F_{incr}} \cdot Re_{fp}^{b_{F_{incr}}} / Pr_{fp}^{c_{F_{incr}}}$	1,01	0,2733	-0,0260	0,780

Tabela 5.2.6 – Parâmetros ajustados do  $F_{incr,fp}$  para seção de resfriamento para a mistura glicerina/água 80%.

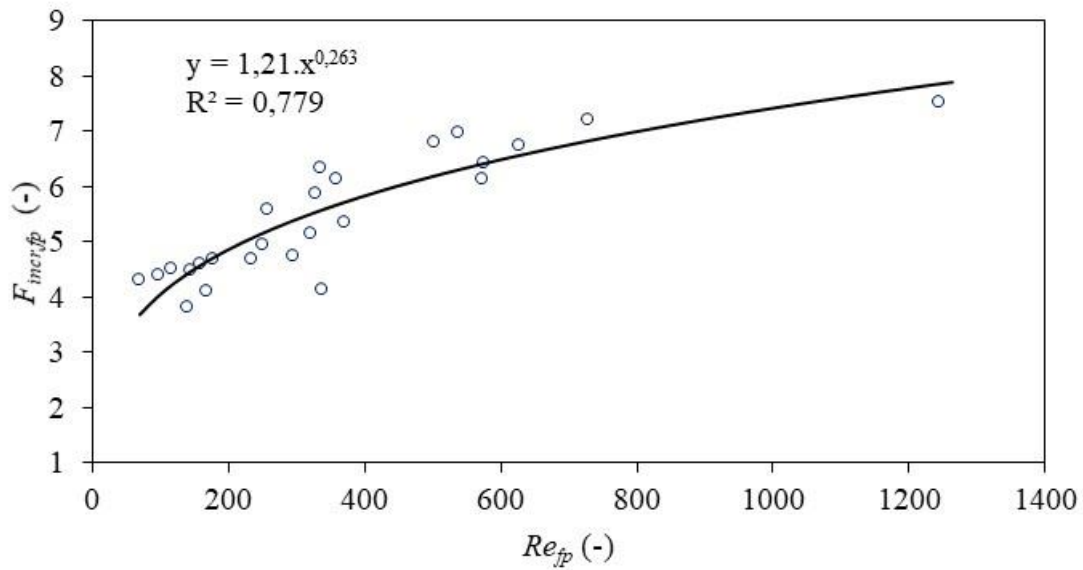
<b>Equação</b>	<b><math>a_{F_{incr}}</math></b>	<b><math>b_{F_{incr}}</math></b>	<b><math>c_{F_{incr}}</math></b>	<b><math>R^2</math></b>
$F_{incr,fp} = a_{F_{incr}} \cdot Re_{fp} + b_{F_{incr}}$	$8,78 \cdot 10^{-4}$	2,17	-	0,377
$F_{incr,fp} = a_{F_{incr}} \cdot Re_{fp}^{b_{F_{incr}}}$	1,09	0,157	-	0,670
$F_{incr,fp} = a_{F_{incr}} \cdot Re_{fp}^{b_{F_{incr}}} / Pr_{fp}^{c_{F_{incr}}}$	0,143	0,404	0,0513	0,703

Para as seções de aquecimento e resfriamento, a função tipo potência (Equação 4.6.2) apresentou o melhor ajuste. A inclusão do número de Prandtl (Equação 4.6.3) melhorou o ajuste levemente, mas a utilização de um ajuste com o menor número de parâmetros foi preferencial.

Os gráficos dos fatores de aumento em função do número de Reynolds (Equação 4.6.2) para as seções de aquecimento e resfriamento para a mistura glicerina/água 80% são apresentados nas Figuras 5.2.3 e 5.2.4, respectivamente:

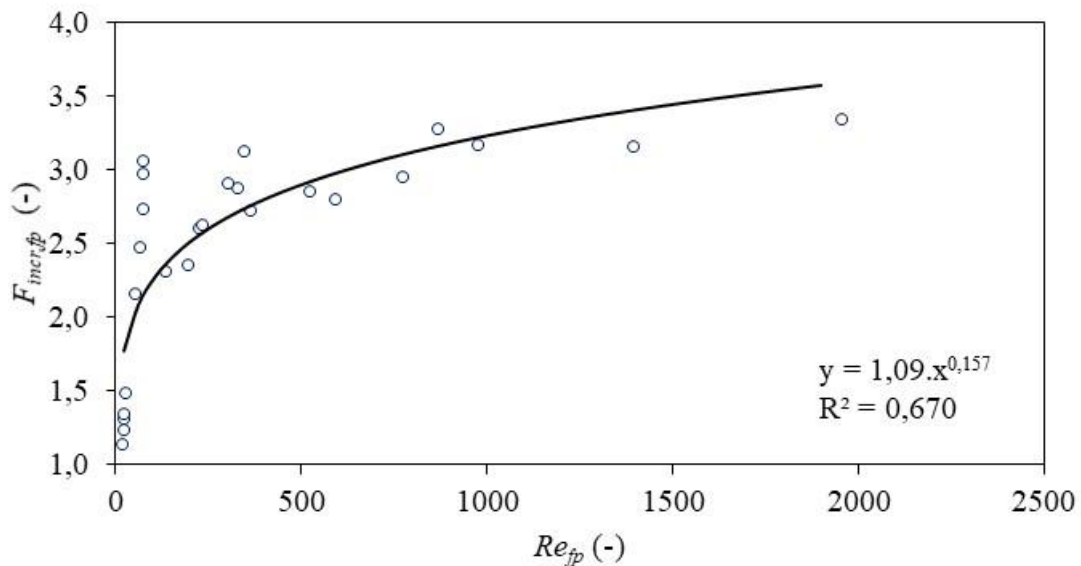


Figura 5.2.3 – Fator de aumento ( $F_{incr,fp}$ ) em função no número de Reynolds ( $Re_{fp}$ ) para a seção de aquecimento para a mistura glicerina/água 80%.



Fonte: O autor (2019).

Figura 5.2.4 – Fator de aumento ( $F_{incr,fp}$ ) em função no número de Reynolds ( $Re_{fp}$ ) para a seção de resfriamento para a mistura glicerina/água 80%.



Fonte: O autor (2019).

Observou-se novamente o aumento da velocidade de transferência de energia ( $F_{incr} > 1,0$ ) para as seções de aquecimento e resfriamento. Ao contrário dos ensaios utilizando água, em que os números de Dean eram elevados a baixas vazões ( $Dn \gg 100$ ), os ensaios com a

mistura glicerina/água 80% apresentou valores do número de Dean entre 17 e 301 (Apêndice B) para as seções em estudo, em que os efeitos de mistura ainda não são predominantes (JANSSEN; HOOGENDOORN, 1978). Logo, obteve-se resultados de  $F_{incr} < 1,5$  para a seção de resfriamento para a vazão de 0,4 L/min.

Os resultados dos valores estimados de  $F_{incr}$  para as seções de aquecimento e resfriamento para a solução de CMC 1% para as vazões volumétricas ( $Q$ ) e temperatura de pasteurização ( $T_{past}$ ), são apresentados na Tabela 5.2.7.

Tabela 5.2.7 – Valores ajustados para  $F_{incr,fp}$  para as seções de aquecimento e resfriamento para solução de CMC 1%.

$Q$ (L/min)	$T_{past}$ (°C)	$F_{incr,fp}$ (-)	
		Aquecedor	Resfriador
0,4	60,0	2,68	1,00
0,8	60,0	2,45	1,00
1,2	60,0	2,57	1,00
1,6	60,0	2,90	1,00
2,0	60,0	3,38	1,00
0,4	75,0	2,70	1,00
0,8	75,0	2,47	1,00
1,2	75,0	2,88	1,11
1,6	75,0	3,26	1,39
2,0	75,0	3,64	1,73
0,4	90,0	2,75	1,00
0,8	90,0	2,79	1,00
1,2	90,0	3,29	1,13
1,6	90,0	3,24	1,73
2,0	90,0	3,21	2,54
0,4	105,0	2,74	1,00
0,8	105,0	3,16	1,00
1,2	105,0	3,48	1,28
1,6	105,0	3,19	1,96
2,0	105,0	3,92	2,68

Continua.

Tabela 5.2.7 – Conclusão.

Q (L/min)	$T_{past}$ (°C)	$F_{incr,fp}$ (-)	
		Aquecedor	Resfriador
0,4	120,0	2,81	1,00
0,8	120,0	3,62	1,00
1,2	120,0	3,33	1,49
1,6	120,0	3,94	2,24
2,0	120,0	4,90	2,35

Os resultados obtidos do ajuste dos parâmetros para as Equações 4.6.1, 4.6.2 e 4.6.3, e coeficientes de determinação para as seções de aquecimento ( $10 \leq Re_{fp} \leq 1,4 \cdot 10^3$ ;  $2,5 \cdot 10^2 \leq Pr_{fp} \leq 7,3 \cdot 10^2$ ;  $3,3 \leq Dn_{fp} \leq 33$ ) e resfriamento ( $5,4 \leq Re_{fp} \leq 98$ ;  $2,8 \cdot 10^2 \leq Pr_{fp} \leq 1,1 \cdot 10^4$ ;  $1,4 \leq Dn_{fp} \leq 26$ ) para a solução de CMC 1% são apresentados na Tabela 5.2.8 e 5.2.9, respectivamente:

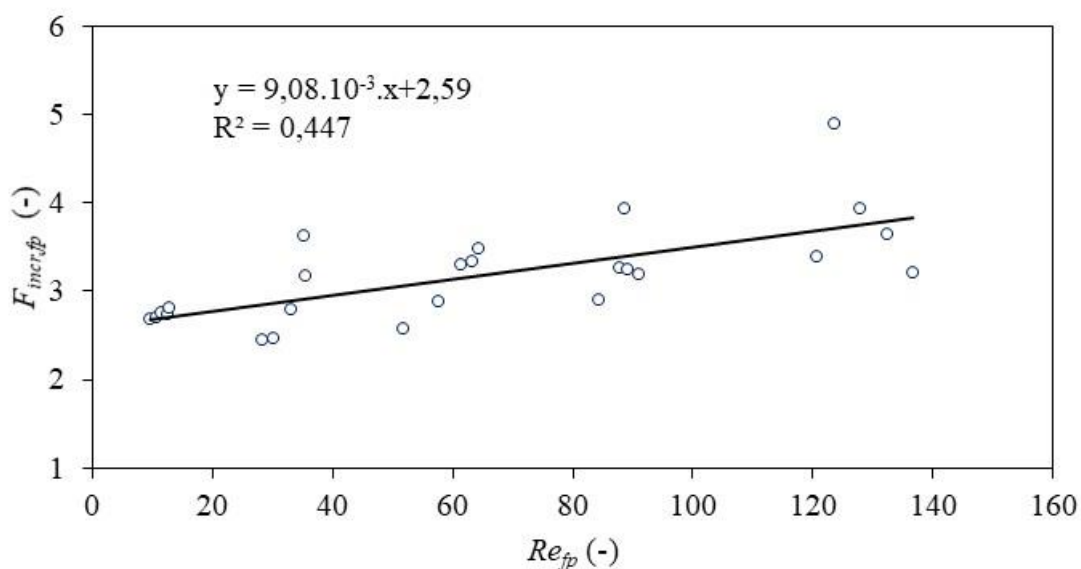
Tabela 5.2.8 – Parâmetros ajustados do  $F_{incr,fp}$  para seção de aquecimento para a solução de CMC 1%.

Equação	$a_{F_{incr}}$	$b_{F_{incr}}$	$c_{F_{incr}}$	$R^2$
$F_{incr,fp} = a_{F_{incr}} \cdot Re_{fp} + b_{F_{incr}}$	0,00908	2,59	-	0,477
$F_{incr,fp} = a_{F_{incr}} \cdot Re_{fp}^{b_{F_{incr}}}$	1,84	0,139	-	0,428
$F_{incr,fp} = a_{F_{incr}} \cdot Re_{fp}^{b_{F_{incr}}} / Pr_{fp}^{c_{F_{incr}}}$	5,39	0,100	0,156	0,455

Tabela 5.2.9 – Parâmetros ajustados do  $F_{incr,fp}$  para seção de resfriamento para a solução de CMC 1%.

Equação	$a_{F_{incr}}$	$b_{F_{incr}}$	$c_{F_{incr}}$	$R^2$
$F_{incr,fp} = a_{F_{incr}} \cdot Re_{fp} + b_{F_{incr}}$	0,133	0,769	-	0,629
$F_{incr,fp} = a_{F_{incr}} \cdot Re_{fp}^{b_{F_{incr}}}$	0,0383	0,885	-	0,637
$F_{incr,fp} = a_{F_{incr}} \cdot Re_{fp}^{b_{F_{incr}}} / Pr_{fp}^{c_{F_{incr}}}$	$1,30 \cdot 10^4$	0,145	1,65	0,762

Figura 5.2.5 – Fator de aumento ( $F_{incr,fp}$ ) em função no número de Reynolds ( $Re_{fp}$ ) na seção de aquecimento para solução aquosa CMC 1%.

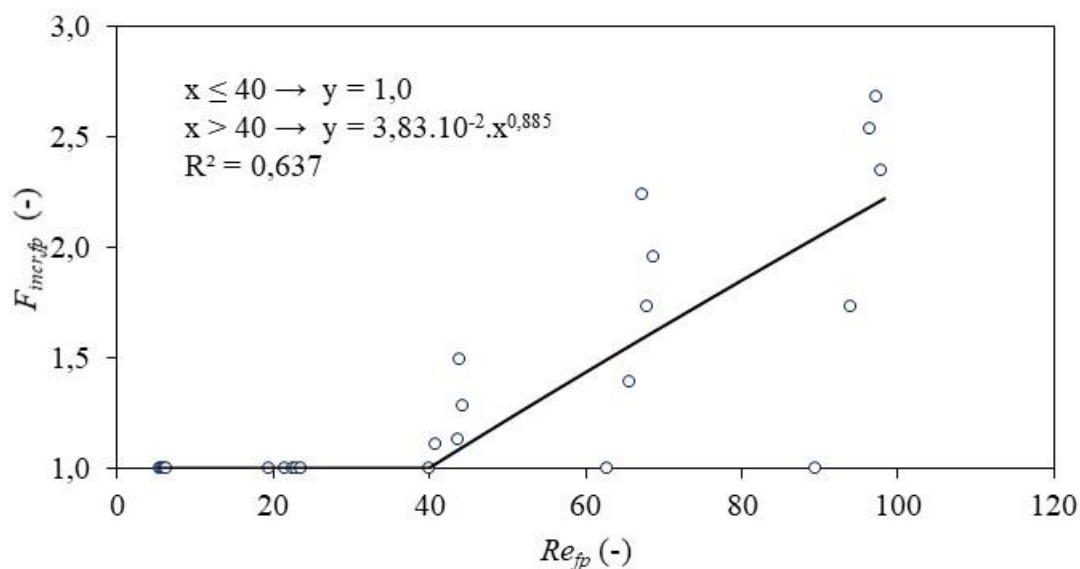


Fonte: O autor (2019).

A Equação 4.6.1 apresentou o melhor ajuste para a seção de aquecimento para a solução de CMC 1%. O fator de aumento da solução de CMC 1% para a seção de aquecimento apresentou alta dispersão dos pontos com  $Re$ , diferentemente das correlações demonstradas para água e a mistura glicerina/água 80%. A solução aquosa de CMC 1% possui o maior valor de viscosidade dentre os fluidos produtos estudados, resultando em valores do número de Reynolds menores e consequentemente fatores de aumento baixos.

A seção de resfriamento apresentou duas regiões distintas para a correlação do fator de aumento com o número de Reynolds generalizado. O número de Dean ( $Dn$ ) é utilizado para avaliar o escoamento de líquidos em tubos, em que valores baixos o escoamento comporta-se de forma similar ao escoamento em uma tubulação reta. Os valores de  $Dn$  para as seções e fluidos de estudos são apresentados no Apêndice B. Esta faixa passa tanto pelos valores de  $Dn$  em que o escoamento secundário é negligenciável, como também a faixa anterior em que o escoamento secundário e efeitos de mistura são predominantes (JANSSEN; HOOGENDOORN, 1978). Para valores de  $Re_{fp} \leq 40$  para a seção de resfriamento para a solução CMC 1%, o fluido produto não demonstrou características dos efeitos de mistura e escoamento secundário, em que  $F_{incr,fp} = 1$ .

Figura 5.2.6 – Fator de aumento ( $F_{incr,fp}$ ) em função no número de Reynolds ( $Re_{fp}$ ) na seção de resfriamento para solução aquosa CMC 1%.



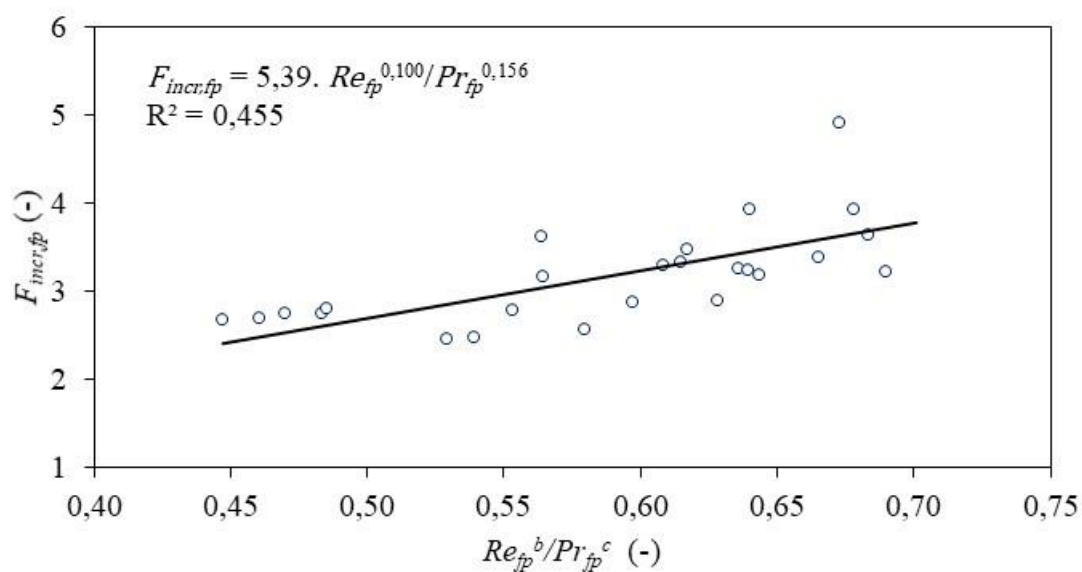
Fonte: O autor (2019).

Observou-se uma dispersão dos pontos plotados para valores próximos de Reynolds na Figura 5.2.6. Utilizou-se a viscosidade generalizada para o cálculo do número de Reynolds generalizado para a solução de CMC 1%, como apresentado na Seção 4.3.3. Os termos  $K_{CMC}$  e  $n$  são dependentes da temperatura, sendo que  $K_{CMC}$  diminui consideravelmente com o aumento da temperatura enquanto  $n$  aumenta levemente. Contudo, ao utilizar as propriedades médias, a velocidade média de escoamento influencia fortemente a viscosidade generalizada, de forma que o número de Reynolds generalizado da solução de CMC 1% depende mais da vazão de processamento do que da temperatura.

$$\mu_{CMC} = K_{CMC} \cdot \varepsilon^{n-1} \cdot \left( \frac{\bar{v}}{d_{int}} \right)^{n-1} \cdot \left( \frac{\varphi \cdot n + 1}{(\varphi + 1) \cdot n} \right)^n$$

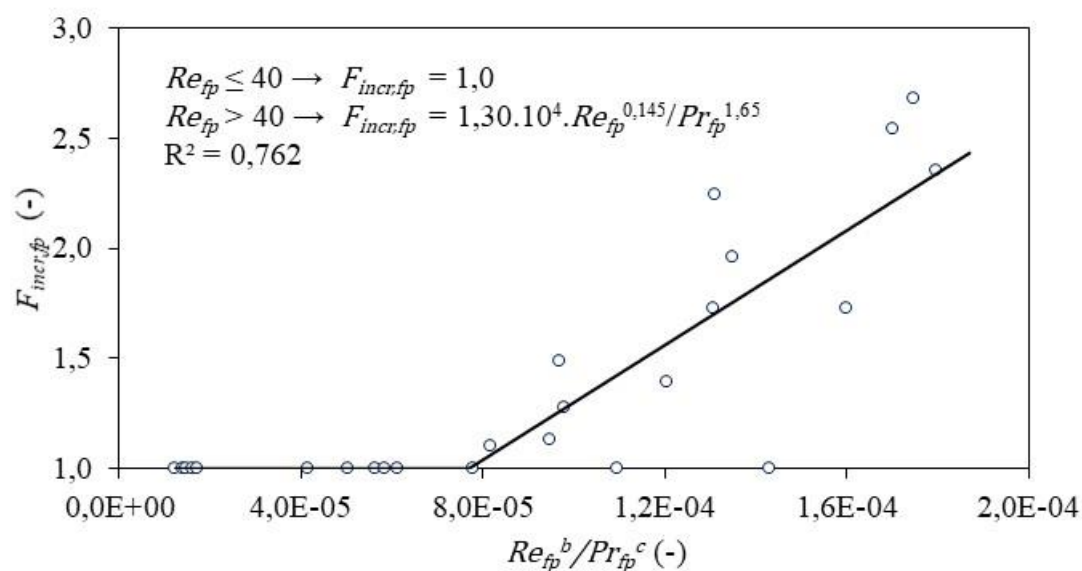
Ao observar o comportamento do número de Prandtl generalizado, foi proposta uma correlação de  $F_{incr,fp}$  que o considerasse no fenômeno estudado, Equação 4.6.3. Para os ensaios com os menores valores de temperatura, o valor de  $Pr_{fp}$ . As Figuras 5.2.7 e 5.2.8 apresentam a correlação alternativa para as seções de aquecimento e resfriamento, respectivamente. A nova correlação (Equação 4.6.3) proposta não melhorou o ajuste de  $F_{incr}$  para a seção de aquecimento, ao contrário da seção de resfriamento.

Figura 5.2.7 – Fator de aumento ( $F_{incr,fp}$ ) em função no número de Reynolds ( $Re_{fp}$ ) e Prandtl ( $Pr_{fp}$ ) para a seção de aquecimento para solução aquosa CMC 1%.



Fonte: O autor (2019).

Figura 5.2.8 – Fator de aumento ( $F_{incr,fp}$ ) em função no número de Reynolds ( $Re_{fp}$ ) e Prandtl ( $Pr_{fp}$ ) para a seção de aquecimento para solução aquosa CMC 1%.



Fonte: O autor (2019).

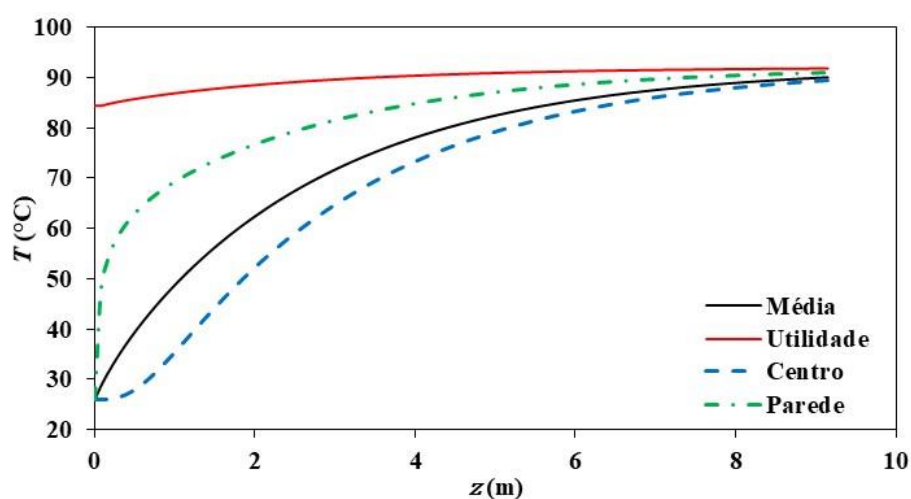
Para todos os fluidos produto estudados, as seções de aquecimento apresentaram valores de  $F_{incr}$  maiores que as de seções de resfriamento dos fluidos respectivos.

Morais e Gut (2015) obtiveram resultados de  $F_{incr}$  para a mistura de glicerina/água 80% e solução de CMC 1% iguais a neste trabalho em resfriadores duplo tubo. No trabalho foram utilizadas vazões de 0,3 a 1,0 L/min e temperaturas de entrada de 60 a 84 °C para a mistura glicerina/água 80%, e de 58 a 85 °C para a solução CMC 1,0%, em que se obtiveram valores de  $F_{incr}$  entre 1,3 a 2,0 e 1,1 a 2,1 para a mistura glicerina/água 80% e solução de CMC 1%, respectivamente.

### 5.3 Distribuição da temperatura

O modelo térmico foi resolvido utilizando a modelagem bidimensional apresentada na Seção 4.5 e as correlações ajustadas para as estimativas do coeficiente global de troca térmica e fator de aumento para as seções e fluidos em estudo, Seções 5.1 e 5.2, respectivamente. Os perfis de temperatura das seções de aquecimento, retenção e resfriamento para água, Figuras 5.3.1, 5.3.2 e 5.3.3, respectivamente, foram gerados para a vazão de 2,0 L/min e temperatura de processo de 90 °C. Os diâmetros internos e os comprimentos das tubulações estimados são apresentados na Seção 4.1. O código fonte do *software* utilizado para a modelagem e simulação das seções e fluido de estudo é apresentado no Apêndice D.

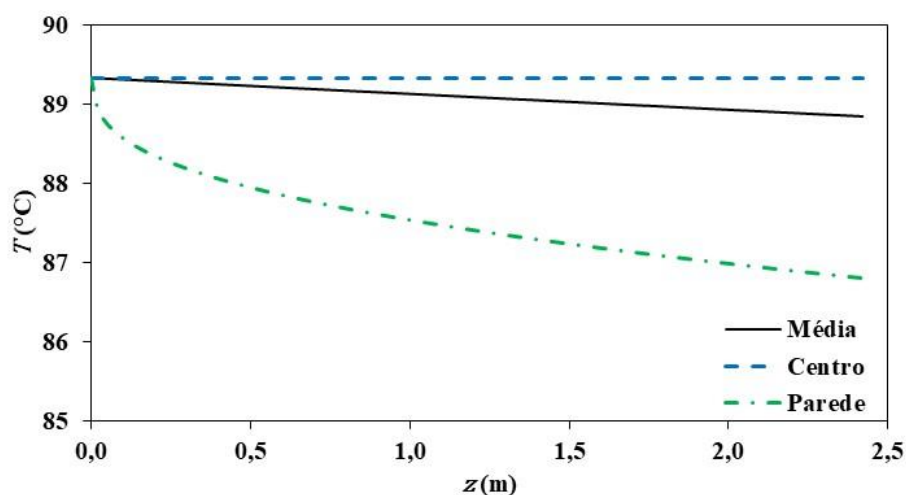
Figura 5.3.1 – Perfis de temperatura do fluido produto no centro e parede do tubo, temperatura média do produto e utilidade ao longo da seção de aquecimento para a vazão de 2,0 L/min e temperatura de processo a 90 °C para a água.



Fonte: O autor (2019).

O fluido produto em contato com a parede da tubulação aquece rapidamente quando comparada com o fluido produto no centro da tubulação. Isto pode ocasionar o sobreprocessamento do fluido produto em contato com a parede da tubulação.

Figura 5.3.2 – Perfis de temperatura do fluido produto no centro e parede do tubo, temperatura média do produto ao longo da seção de retenção para a vazão de 2,0 L/min e temperatura de processo a 90 °C para a água.



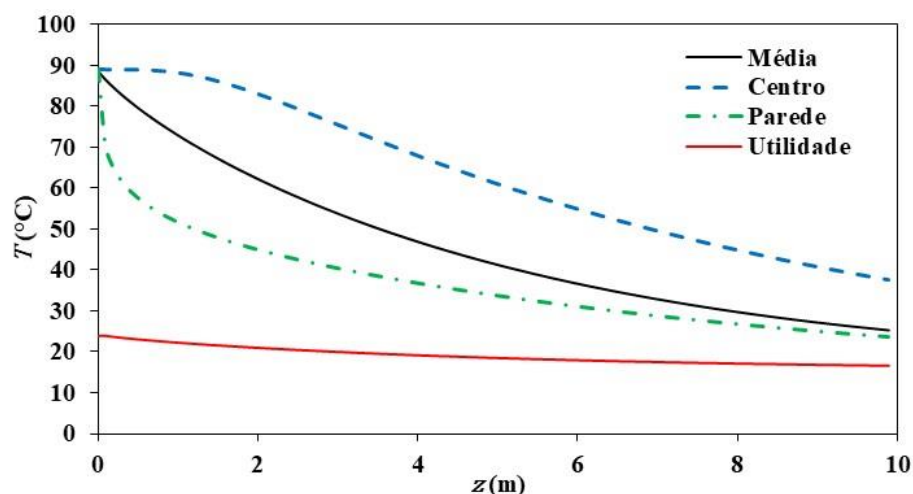
Fonte: O autor (2019).

No tubo de retenção a temperatura no centro da tubulação permanece praticamente constante, enquanto o fluido produto na parede do tubo troca calor com o ambiente. Mesmo com a utilização do isolante térmico, o fluido produto perde energia térmica para o ambiente.

Comparado a seção de aquecimento, a diferença de temperaturas entre a entrada do fluido de utilidade e saída do fluido produto é maior para a seção de resfriamento. Apesar do fluido produto em contato com a parede da tubulação resfriar rapidamente, o fluido em contato com a parede do tubo chega no final do processo próximo a uma temperatura de 40 °C.



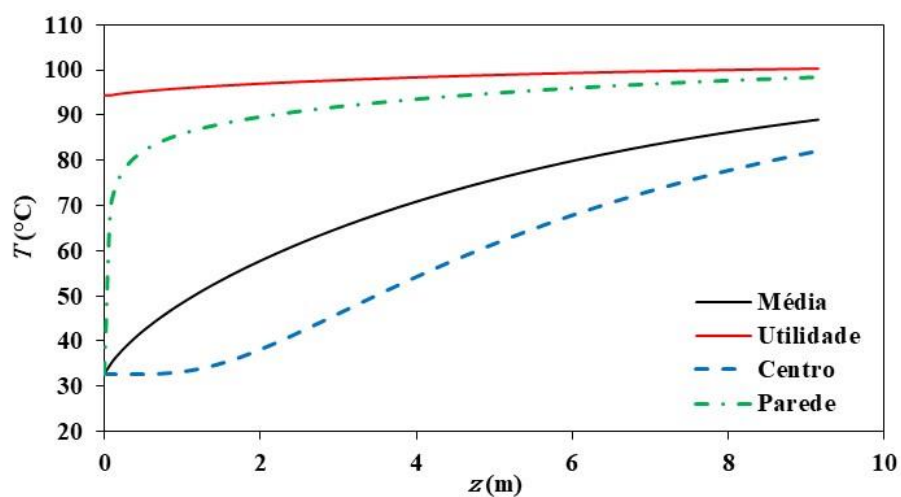
Figura 5.3.3 – Perfis de temperatura do fluido produto no centro e parede do tubo, temperatura média do produto e utilidade ao longo da seção de resfriamento para a vazão de 2,0 L/min e temperatura de processo a 90 °C para a água.



Fonte: O autor (2019).

Os perfis de temperatura das seções de aquecimento, retenção e resfriamento para a mistura glicerina/água 80%, Figuras 5.3.4, 5.3.5 e 5.3.5, respectivamente, para a vazão de 2,0 L/min e temperatura de processo de 90 °C.

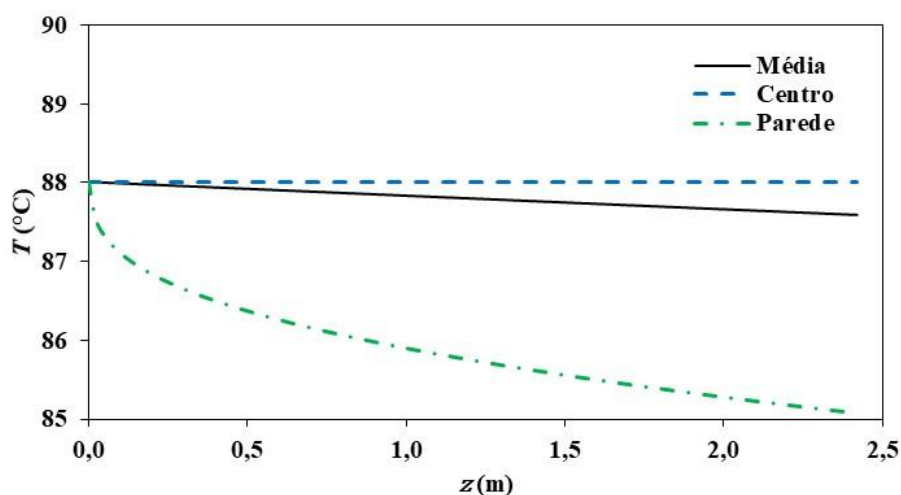
Figura 5.3.4 – Perfis de temperatura do fluido produto no centro e parede do tubo, temperatura média do produto e utilidade ao longo da seção de aquecimento para a vazão de 2,0 L/min e temperatura de processo a 90 °C para a mistura glicerina/água 80%.



Fonte: O autor (2019)

O fluido produto em contato com a parede da tubulação aquece rapidamente e se mantém em temperaturas elevadas ao longo do aquecedor, como demonstrado na Figura 5.3.4. Contudo, a transferência de energia para o centro da tubulação é lenta para a mistura de glicerina/água 80%, resultando em uma diferença de temperatura de mais de 15 °C entre a parede e o centro do tubo.

Figura 5.3.5 – Perfis de temperatura do fluido produto no centro e parede do tubo, e temperatura média do produto ao longo da seção de retenção para a vazão de 2,0 L/min e temperatura de processo a 90 °C para a mistura glicerina/água 80%.

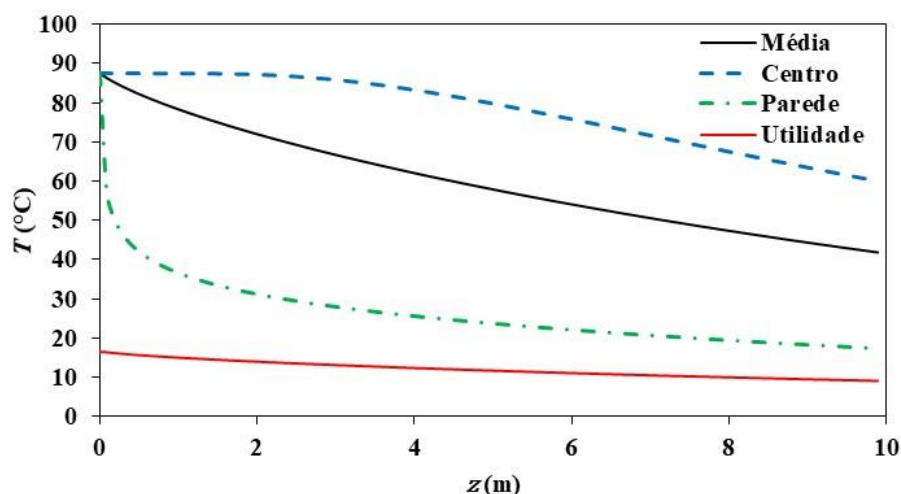


Fonte: O autor (2019)

Os perfis obtidos para a seção de retenção para a mistura glicerina/água 80%, Figura 5.3.5, foram similares aos obtidos para a água, Figura 5.3.2. Por outro lado, o fluido produto em contato com a parede da tubulação atingiu uma menor temperatura no final da seção de retenção.

Para os perfis de temperatura da seção de resfriamento para a mistura glicerina/água 80% (Figura 5.3.6), a temperatura do fluido produto em contato com a parede da tubulação diminuiu rapidamente, chegando a uma temperatura perto dos 17 °C. Por outro lado, o fluido produto no centro da tubulação chega no final da tubulação a uma temperatura em torno de 60 °C.

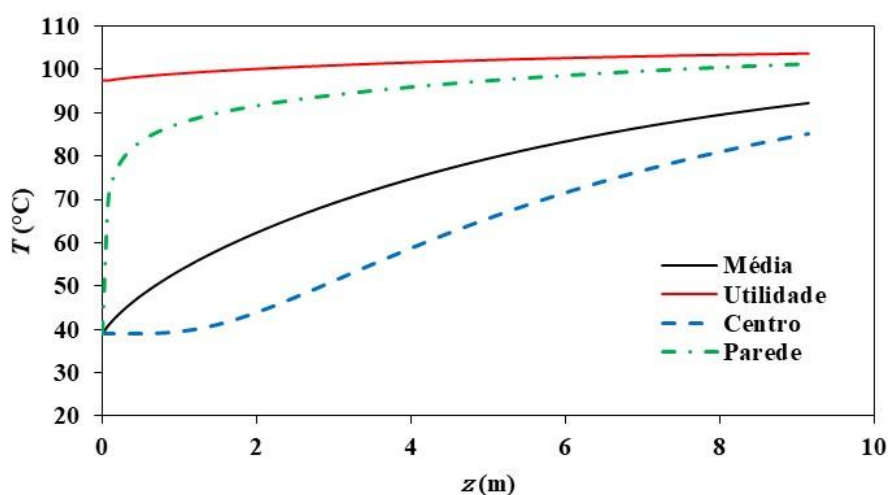
Figura 5.3.6 – Perfis de temperatura do fluido produto no centro e parede do tubo, temperatura média do produto e utilidade ao longo da seção de resfriamento para a vazão de 2,0 L/min e temperatura de processo a 90 °C para a mistura glicerina/água 80%.



Fonte: O autor (2019).

Os perfis de temperatura da solução aquosa de CMC na seção de aquecimento foram similares aos obtidos para a mistura glicerina/água, Figura 5.3.7. O fluido produto em contato com a parede do tubo atinge a temperatura desejada 90 °C após 1,5 m do comprimento da tubulação, e na saída do aquecedor atinge temperaturas acima de 100 °C, enquanto o fluido produto no centro da tubulação sai a temperatura de 85 °C.

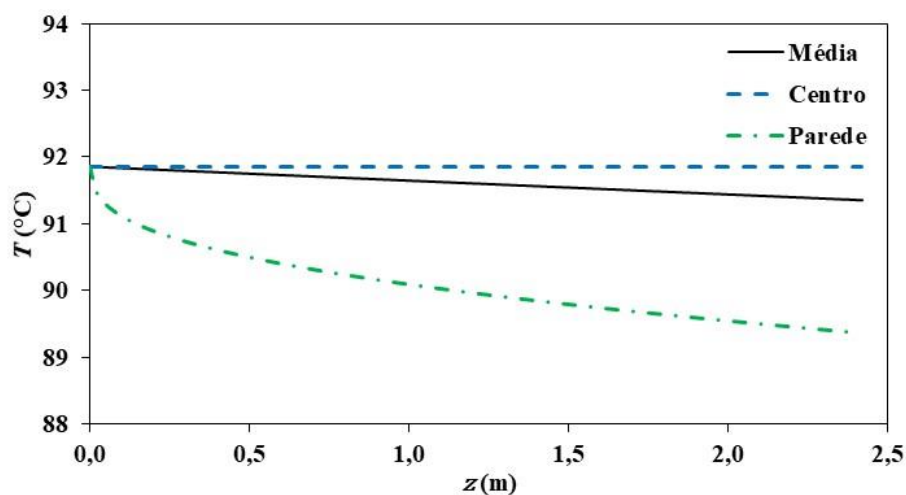
Figura 5.3.7 – Perfis de temperatura do fluido produto no centro e parede do tubo, temperatura média do produto e utilidade ao longo da seção de aquecimento para a vazão de 2,0 L/min e temperatura de processo a 90 °C para a solução de CMC 1%.



Fonte: O autor (2019).

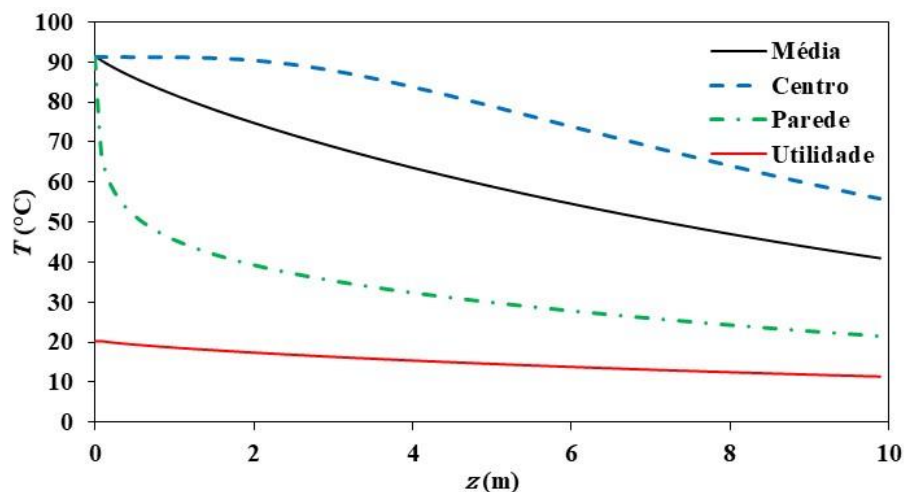
A solução aquosa de CMC obteve perfis de temperatura semelhantes aos perfis de temperatura da seção de retenção para a mistura glicerina/água, Figura 5.3.8. O fluido produto em contato com a parede do tubo teve uma queda  $2,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  entre saída e entrada da seção de retenção.

Figura 5.3.8 – Perfis de temperatura do fluido produto no centro e parede do tubo, e temperatura média do produto ao longo da seção de retenção para a vazão de  $2,0\text{ L/min}$  e temperatura de processo a  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$  para a solução de CMC 1%.



Fonte: O autor (2019).

Figura 5.3.9 – Perfis de temperatura do fluido produto no centro e parede do tubo, temperatura média do produto e utilidade ao longo da seção de retenção para a vazão de  $2,0\text{ L/min}$  e temperatura de processo a  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$  para a solução de CMC 1%.



Fonte: O autor (2019).

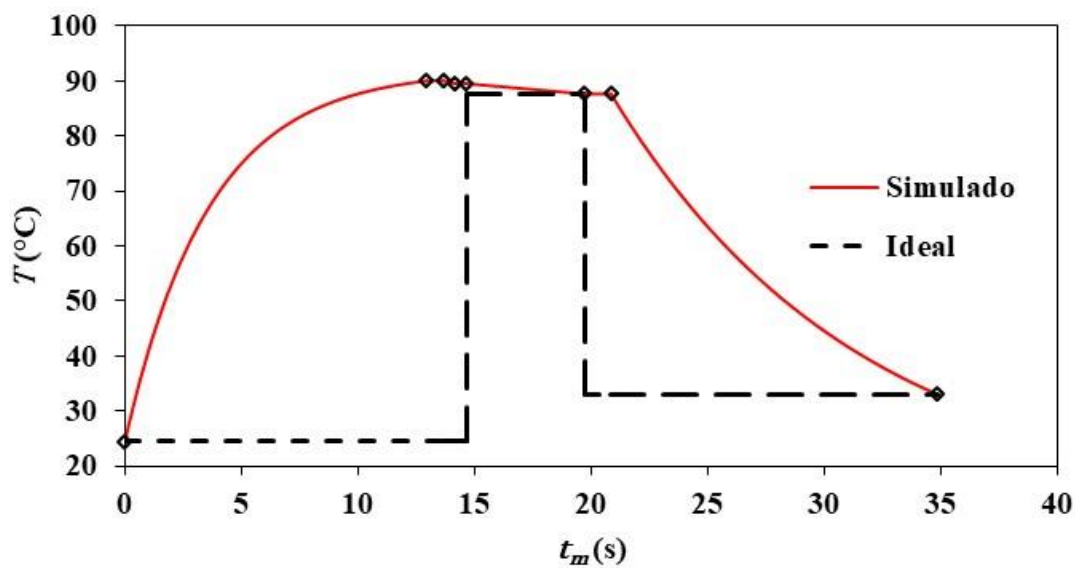
Os perfis de temperatura da solução aquosa de CMC 1% ao longo da seção de resfriamento (Figura 5.3.9) foram visualmente similares aos perfis obtidos para a mistura glicerina/água 80 % (Figura 5.3.6). A diferença de temperatura da solução de CMC 1% entre a parede e o centro do tubo no final da seção de resfriamento é superior a 30 °C, sendo o produto localizado no centro sai do sistema com uma temperatura próxima a 55 °C.

Ao observar as Figuras 5.3.1 a 5.3.9, nota-se que entre os fluidos produtos estudados, a água aparentemente obteve a melhor uniformidade de temperatura quando comparado aos outros dois fluidos produtos. Como dito na Seção 5.2 e dados apresentados no Apêndice B, devido a sua baixa viscosidade, os valores do número de Reynolds foram os maiores, assim resultando em valores maiores do fator de aumento.

Observou-se que as simulações bidimensionais para as seções de aquecimento e resfriamento, os fluidos produtos estudados que estão em contato a parede transferem energia rapidamente. O tempo necessário para o fluido produto no centro da tubulação atingir a temperatura de processo, pode ocasionar o sobreprocessamento do produto. Jung e Fryer (1999) realizaram um estudo do processamento térmico de alimentos em trocadores bitubulares e observaram que a inativação térmica ocorre em grande parte nas etapas de aquecimento e resfriamento.

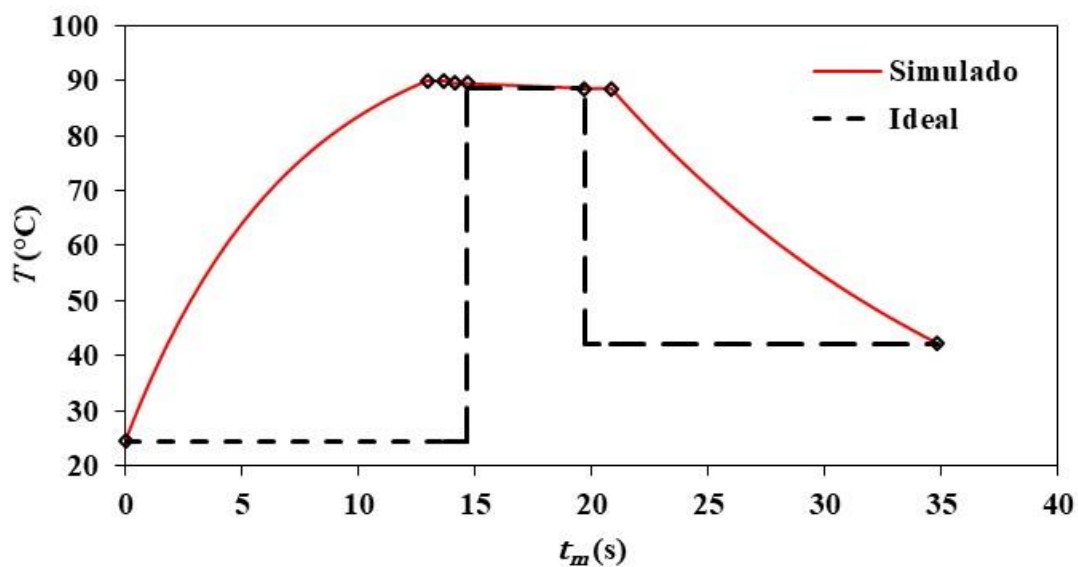
Os perfis de temperatura média do processo no tempo médio de residência foram construídos a partir das equações da Seção 4.2, modelagem unidimensional, para a vazão de 2,0 L/min e temperatura de processo de 90 °C para as os fluidos produtos de água, mistura glicerina/água 80% e solução aquosa CMC 1%, Figuras 5.3.10, 5.3.11 e 5.3.12, respectivamente. Os losangos pretos nas Figuras 5.3.10, 5.3.11 e 5.3.12 representam as separações entre as seções de aquecimento e retenção, e ligações entre as seções. A temperatura foi considerada uniforme para as tubulações entre as seções de troca de calor e tubo de retenção, e considerou-se uma queda de temperatura de 0,5; 1,0 e 0,4 °C para a seção de aquecimento por micro-ondas (obtida experimentalmente) para água, mistura glicerina/água 80% e solução aquosa de CMC 1%, respectivamente. O simulado é representado pela linha vermelha, enquanto o ideal é representado pela linha tracejada preta.

Figura 5.3.10 – Perfis de temperatura média do produto simulado (vermelho) e ideal (preto) do processo para a vazão de 2,0 L/min e processo a 90 °C para a água.



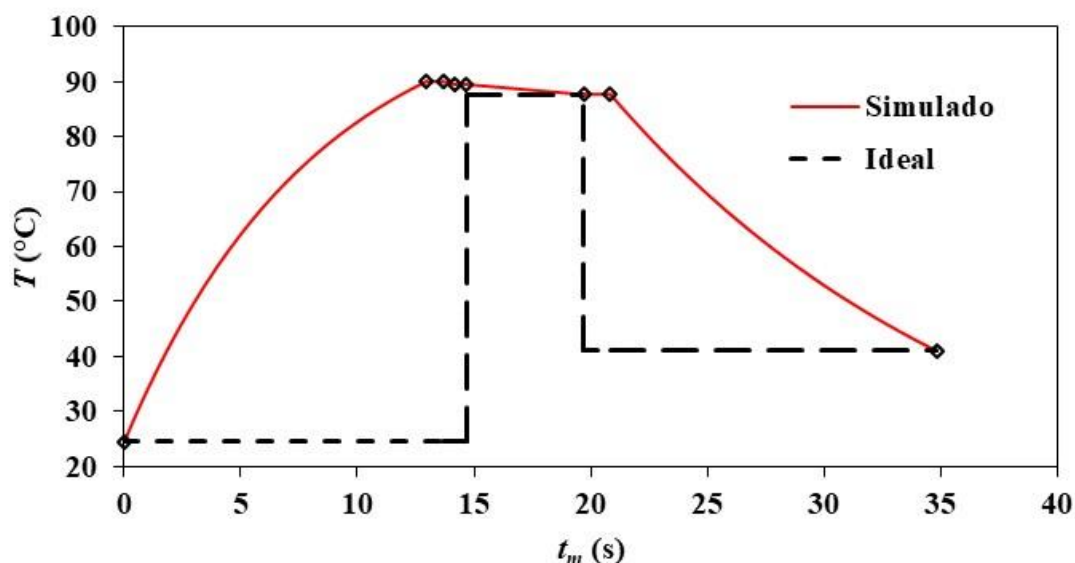
Fonte: O autor (2019).

Figura 5.3.11 – Perfis de temperatura média do produto simulado (vermelho) e ideal (preto) do processo para a vazão de 2,0 L/min e processo a 90 °C para a mistura glicerina/água 80%.



Fonte: O autor (2019).

Figura 5.3.12 – Perfis de temperatura média do produto simulado (vermelho) e ideal (preto) do processo para a vazão de 2,0 L/min e processo a 90 °C para a solução de CMC 1%.



Fonte: O autor (2019).

Os perfis gerados pela modelagem unidimensional apresentam curvas semelhantes aos gráficos de temperaturas ao longo das seções de estudo. A Figura 5.3.10 demonstra que a água atinge a temperatura de 33 °C no final da seção de resfriamento. Para a mistura glicerina/água 80% e solução de CMC 1%, Figuras 5.3.11 e 5.3.12, respectivamente; a temperatura média no final da seção de resfriamento permanece a uma temperatura acima de 40 °C. A partir do estudo da letalidade e a modelagem bidimensional de todas as seções ligadas umas às outras, será possível estimar a contribuição das seções de aquecimento e resfriamento na inativação do fluido produto.

#### 5.4 Validação experimental

A validação experimental foi realizada utilizando três condições de temperatura de processo e vazão dentro da faixa estudada, mas que não foram incorporadas no ajuste dos parâmetros. As temperaturas experimentais de entrada do fluido de utilidade e temperatura do fluido do produto na entrada do aquecedor foram utilizadas como as condições de contorno da modelagem bidimensional (Seção 4.5) e as temperaturas medidas na saída das seções de aquecimento, tubo de retenção e resfriamento foram comparadas com as obtidas pela simulação.

Os dados experimentais utilizados para comparação entre o experimental e previsto são apresentados no Apêndice C.

O Modelo C2 foi utilizado para a estimativa do coeficiente global de troca térmica para a seção de aquecimento para água e mistura glicerina/água 80%, enquanto o Modelo A2 foi utilizado para a seção de resfriamento para água, mistura glicerina/água 80% e solução de CMC 1%, e para a seção de aquecimento para a solução de CMC 1%. Utilizou-se os valores médios da estimativa do coeficiente global de troca térmica para a seção de retenção, apresentados na Seção 5.1. Para a seção de micro-ondas foi utilizada o valor da queda de temperatura experimental. As estimativas dos fatores de aumento para as seções e fluidos de estudos respectivas são apresentadas na Seção 5.2.

As Tabelas 5.4.1, 5.4.2 e 5.4.3 apresentam as temperaturas experimentais ( $T_{exp}$ ) e previstas pela modelagem ( $T_{prev}$ ) para as temperaturas de processo ( $T_{past}$ ) e vazão ( $Q$ ) para água, mistura glicerina/água 80% e solução de CMC 1%, respectivamente:

Tabela 5.4.1 – Temperaturas experimentais e previstas na validação para água para as seções em estudo.

$T_{past}$ (°C)	$Q$ (L/min)	Aquecedor		Tubo de Retenção		Resfriador	
		$T_{exp}$ (°C)	$T_{prev}$ (°C)	$T_{exp}$ (°C)	$T_{prev}$ (°C)	$T_{exp}$ (°C)	$T_{prev}$ (°C)
70	1,0	70,0	70,4	68,3	68,7	14,8	13,5
80	1,5	79,9	79,7	78,7	78,5	26,8	25,9
100	1,3	100,1	99,6	97,9	97,6	27,1	24,6

Tabela 5.4.2 – Temperaturas experimentais e previstas na validação para a mistura glicerina/água 80% para as seções em estudo.

$T_{past}$ (°C)	$Q$ (L/min)	Aquecedor		Tubo de Retenção		Resfriador	
		$T_{exp}$ (°C)	$T_{prev}$ (°C)	$T_{exp}$ (°C)	$T_{prev}$ (°C)	$T_{exp}$ (°C)	$T_{prev}$ (°C)
70	1,5	70,0	70,0	68,5	68,3	27,1	27,9
80	1,3	80,0	80,0	78,1	78,2	27,7	28,2
100	1,0	100,0	99,6	97,1	97,4	27,7	27,6



Tabela 5.4.3 – Temperaturas experimentais e previstas na validação para a solução de CMC 1% para as seções em estudo.

$T_{past}$ (°C)	$Q$ (L/min)	Aquecedor		Tubo de Retenção		Resfriador	
		$T_{exp}$ (°C)	$T_{prev}$ (°C)	$T_{exp}$ (°C)	$T_{prev}$ (°C)	$T_{exp}$ (°C)	$T_{prev}$ (°C)
70	1,3	70,0	70,7	69,2	70,0	35,5	35,9
80	1,0	79,9	80,4	78,9	79,3	33,9	30,4
100	1,5	100,0	100,3	99,0	98,5	39,6	41,2

Os desvios entre os valores da temperatura prevista e experimental para a seção de aquecimento foram menores que 1,0 °C, sendo que era esperado devido à alta vazão volumétrica de alimentação do trocador de calor. No tubo de retenção o desvio entre o previsto e experimental continuou abaixo do 1,0 °C. Contudo, para a seção de resfriamento os desvios chegaram até 3,5 °C de diferença em uma das validações com água. O ajuste da modelagem bidimensional através da correlação do coeficiente global de transferência de energia (Seção 5.1) e fator de aumento (Seção 5.2) com o número de Reynolds foi satisfatório, gerando resultados próximos entre as temperaturas experimentais e temperaturas médias previstas.

## 6 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi possível determinar o coeficiente global de transferência de calor dos fluidos em estudo (água, mistura glicerina/água 80% w/w e solução aquosa de CMC 1% w/w) para as seções de aquecimento, retenção e resfriamento para as vazões de 0,4, 0,8, 1,2, 1,6 e 2,0 L/min e temperaturas de processo de 60, 75, 90, 105 e 120 °C e correlacioná-los com os números de Reynolds e Prandtl. A introdução do fator de aumento foi proposta com o objetivo de simular tubos helicoidais como tubos retos. Os fatores de aumento foram determinados para os mesmos fluidos produtos, seções estudadas e condições de processo do coeficiente global de transferência de calor. Modelos semi-empíricos propostos foram ajustados aos dados experimentais, e foram determinados parâmetros pela minimização da soma do erro quadrático. Os perfis de temperatura ao longo das seções estudadas e os perfis de temperatura no tempo médio de residência do processo foram determinados pela modelagem bidimensional por seção e pelo método das diferenças finitas, respectivamente.

A seção de retenção apresentou coeficientes de correlação insatisfatórios para a determinação do coeficiente global de transferência de calor, comparado as outras seções, e não apresentou grande dependência da vazão de processo. A incerteza da medição de temperatura foi menor que a diferença de temperatura para o cálculo do calor, resultando em um desvio elevado no coeficiente de troca térmica. Não foi possível obter o fator de aumento para a seção de retenção, pois o isolante e ar ambiente controlavam a maior parte da troca térmica. Deste modo as condições de processo do fluido produto não influenciaram a troca energética no tubo de retenção.

A baixa diferença de temperaturas entre a saída do fluido produto e entrada do fluido utilidade para a seção de aquecimento dificulta os cálculos da estimação de  $U$  da água para vazões baixas. Os dados para a vazão de 0,4 L/min e temperaturas de processo 90, 105 e 120 °C apresentaram erros maiores que 30% na estimação de  $U$ .

O alinhamento dos pontos experimentais de  $U$  com a variação de temperatura de processo para os Modelos A1, B1 e C1 demonstra equívoco com a hipótese adotada que a resistência térmica convectiva do fluido utilidade permaneceria constante. As correlações dos Modelos A2, B2 e C2 foram propostas para considerar a resistência térmica do fluido produto dependente da temperatura e vazão.

Para os Modelos A2, B2 e C2, o parâmetro  $a$  depende apenas da resistência térmica condutiva da tubulação em serpentina. Ao adicionar os parâmetros  $d$ ,  $e$  e  $g$ , que dependem das propriedades e vazão da utilidade, a resistência térmica convectiva da utilidade na estimação

do coeficiente global de transferência de calor nas seções de aquecimento e resfriamento é considerada. Esta mudança proporcionou o aumento do coeficiente de correlação e diminuiu a soma dos erros quadráticos para todas as situações. As correlações com os maiores valores do coeficiente de correlação apresentaram valores do parâmetro  $a$  próximos aos valores calculados pelas propriedades da tubulação encontradas na literatura.

A correlação do Modelo C2 foi a que apresentou o melhor ajuste para as seções de aquecimento e resfriamento. Nos estudos com a mistura glicerina/água no resfriador e solução aquosa de CMC 1% em ambas as seções, os Modelos A2 e C2 foram semelhantes. Nestes casos, a introdução do número de Prandtl não melhorou o ajuste para a correlação com o coeficiente global de transferência de calor.

Os estudos com a água apresentaram os melhores ajustes do coeficiente global de troca térmica e fator de aumento. Para os estudos com a solução aquosa de CMC 1%, o equipamento apresentou dificuldades para a medição da temperatura.

O fator de aumento foi correlacionado com o número de Reynolds e Prandtl. Os estudos com a solução aquosa de CMC 1% apresentaram uma dispersão dos pontos para valores próximos de número de Reynolds. Foi proposto um ajuste em que incluí o número de Prandtl na estimativa do fator de aumento.

Por fim, a simulação bidimensional gerou os perfis de temperatura ao longo das seções de estudo, enquanto a simulação unidimensional gerou o perfil de temperatura média no tempo médio de residência. Os perfis demonstraram o rápido aquecimento do fluido produto na parede do tubo e lento resfriamento no centro da tubulação. Estes fenômenos observados podem impactar na inativação de enzimas e microrganismos, resultando no sobre-processamento do produto alimentício.

Os resultados deste trabalho serão importantes em estudos de modelagem e simulação de processos de pasteurização de alimentos líquidos na unidade *Microwave Lab25-UHT/HTST EHVH* (MicroThermics, EUA) para o grupo de pesquisa. As correlações obtidas permitem estudar a inativação térmica de microrganismos e enzimas ao longo do processo, além de estudos da distribuição de temperatura e letalidade com alimentos reais. A seção de aquecimento de micro-ondas pode ser utilizada para o estudo da distribuição de temperatura e inativação térmica, comparando-se com os dados obtidos do aquecimento convencional

## REFERÊNCIAS

- BEERS, K. J. **Numerical Methods for Chemical Engineering**. Cambridge University Press, Cambridge, p. 154-208. 2006.
- BERTO, M. I.; GRATÃO, A. C.; VITALI, A. A.; SILVEIRA JR.; V. Rheology of sucrose-CMC model solution. **Journal of Texture Studies**, v. 34, n. 4, p. 391–400, 2003.
- BEVINGTON, P. R.; ROBINSON, D. K. Data Reduction and error analysis for the physical sciences. **McGraw-Hill**. 3 ed. p. 39-49, 2003.
- BIRD, R. B.; STEWART, W. E.; LIGHTFOOT, E. N. **Transport phenomena**. 2.ed. Nova York: John Wiley & Sons, 895p, 2002.
- CHEN, H.; ZHANG, B. Fluid flow and mixed convection heat transfer in a rotating curved pipe. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 42, n. 11, p. 1047–1059, 2003.
- CORONEL, P.; SANDEEP, K. P. Heat Transfer Coefficient in Helical Heat Exchangers under Turbulent Flow Conditions. **International Journal of Food Engineering**, v. 4, n. 1, 2008.
- CORONEL, P.; SIMUNOVIC, J.; SANDEEP, K. P. Temperature profiles within milk after heating in a continuous-flow tubular microwave system operating at 915 MHz. **Journal of Food Science**, v. 68, n. 6, p. 1976–1981, 2003.
- CORONEL, P.; TRUONG, V. D.; SANDEEP, K. P.; CARTIWRIGHT, G. D. Aseptic Processing of Sweetpotato Purees Using a Continuous Flow Microwave System. **Journal of Food Science**, v. 70, n. 9, p. 531–536, 2005.
- DANTAS, J. A. T A. **Modelagem e validação do escoamento laminar não isotérmico, reativo e difusivo, aplicado ao processamento térmico contínuo de alimentos líquidos em trocadores bitubulares**. 2012, 169 p. Dissertação (Mestrado). Orientador: Jorge Andrey Wilhelms Gut. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2012.
- 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.
- DATTA, A. K.; ANANTHESWARAN, R. C. **Handbook of Microwave Technology for Food Application**. New York: Marcel Dekker, Inc., 2001.
- DATTA, A. K.; SABLANI, S. S. Mathematical modeling techniques in food and bioprocesses: an overview. In: SABLANI, S. S.; DATTA, A. K.; RAHMAN, M. S.; MUJUMDAR, A. S. (Eds). **Handbook of Food and Bioprocess Modelling Techniques**. CRC Press, Boca Raton, FL, p. 1-12, 2007.
- DEAN, W. R. XVI. Note on the motion of fluid in a curved pipe. **The London, Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science**, v. 4, n. 20, p. 208–223, 1927.

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, 1928.

DEEN, W. M. **Analysis of Transport Phenomena**. New York: Oxford; Oxford University Press, 597p. 1998.

FELLOWS, P. J. **Properties of food and principles of processing**. 4.ed. Cambridge: Woodhead Publishing; Boca Raton: CRC Press, 2017.

FERRÃO, E. S. **Modelagem e validação da transferência de calor e da distribuição de temperatura no processamento térmico contínuo de alimentos líquidos em trocadores bitubulares**. Dissertação (Mestrado). Orientador: Jorge Andrey Wilhelms Gut. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2012.

OISHI, T. K. **Modelagem da letalidade do processo térmico contínuo de uma unidade piloto de pasteurização assistida por micro-ondas**. Texto de qualificação (Mestrado). Orientador: Jorge Andrey Wilhelms Gut. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2019.

FOGLER, H. S. **Elements of chemical reaction engineering**. 4.ed. Upper Saddle River, NJ: Prentice Hall PTR, 1080p, 2006.

FORTES, N. H. M. **Estudo da distribuição do tempo de residência em um processo de pasteurização assistido por micro-ondas**. 2018, 132 p. Dissertação de mestrado apresentada para obtenção do título de Mestre em Engenharia - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2018.

GRATÃO, A. C. A.; SILVEIRA, V.; TELIS-ROMERO, J. Laminar flow of soursop juice through concentric annuli: Friction factors and rheology. **Journal of Food Engineering**, v. 78, n. 4, p. 1343–1354, 2007.

GUT, J. A. W.; PINTO, J. M. Modeling of plate heat exchangers with generalized configurations. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 46, n. 14, p. 2571–2585, 2003.

GUT, J. A. W.; TADINI, C. C. Processamento térmico de alimentos. In: TADINI, C. C.; TELIS, V. R. N.; MEIRELLES, A. J. A.; PESSOA FILHO, P. A. (Eds). **Operações Unitárias na Indústria de Alimentos – Volume 1**. Rio de Janeiro: LTC, p. 443-488, 2015.

IBARZ, A.; BARBOSA-CÁNOVAS, G. V. **Unit Operations in Food Engineering**. Boca Raton: CRC Press, 865p, 2002.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S.; **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 6.ed. Rio de Janeiro: LTC, 643p, 2013.

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.

KAKAÇ, S.; LIU, H. **Heat exchangers: selection, rating, and thermal design**. 2nd ed. Boca Raton: CRC Press, 2002.

KECHICHIAN, V.; CRIVELLARI, G. P.; GUT, J. A. W.; TADINI, C. C. Modeling of continuous thermal processing of a non-Newtonian liquid food under diffusive laminar flow in a tubular system. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 55, n. 21–22, p. 5783–5792, 2012.

KOUTSKY, J. A.; ADLER, R. J. Minimization of Axial Dispersion by Use of Secondary Flow in Helical Tubes. **The Canadian Journal of Chemical Engineering**, December, 1964.

KUMAR, P. CORONEL, P.; SIMUNOVIC, J.; SANDEEP, K. P. Feasibility of aseptic processing of a low-acid multiphase food product (salsa con queso) using a continuous flow microwave system. **Journal of Food Science**, v. 72, n. 3, 2007.

KUMAR, P.; CORONEL, P.; TRUONG, V. D.; SIMUNOVIC, J.; SWARTZEL, K. R.; SANDEEP, K. P.; CARTIWRIGHT, G. D. Overcoming issues associated with the scale-up of a continuous flow microwave system for aseptic processing of vegetable purees. **Food Research International**, v. 41, n. 5, p. 454–461, 2008.

LAVARDA, L.; MERCALI, G. D.; SARKIS, J. R.; CASSINI, A. S. Determinação da cinética de degradação térmica da vitamina C em polpa de acerola via aquecimento ôhmico. In: **Simpósio Latino Americano de Ciências de Alimentos**, 9, 2011, Campinas/Brasil.

LEWIS, M. J.; HEPPELL, N. **Continuous Thermal Processing of Foods: Pasteurization and UHT Sterilization**. USA: 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.

KUBO, M. T. K.; ROJAS, M. L.; CURET, S.; BOILLEREAUX, L.; AUGUSTO, P. E. D. Peroxidase inactivation kinetics is affected by the addition of calcium chloride in fruit beverages. **LWT - Food Science and Technology**, v. 89, n. July 2017, p. 610–616, 2018.

MABIT, J.; BELHAMRI, R.; RAYOLLE, F.; LEGRAND, J. Development of a time temperature integrator for quantification of thermal treatment in scraped surface heat exchanger. **Innovative Food Science and Emerging Technologies**, v. 9, p. 516-526, 2008.

MOHAMED, I. O. Computer simulation of food sterilization using an alternating direction implicit finite difference method. **Journal of Food Engineering**, v. 60, n. 3, p. 301–306, 2003.

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.

JUNG, A.; FRYER, P. J. Optimising the quality of safe food: Computational modelling of a continuous sterilisation process. **Chemical Engineering Science**, v. 54, n. 6, p. 717–730, 1999.

PRABHANJAN, D. G.; RAGHAVAN, G. S. V.; RENNIE, T. J. Comparison of heat transfer rates between a straight tube heat exchanger and a helically coiled heat exchanger. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 29, n. 2, p. 185–191, 2002.

PEGORARO, P.R. **Distribuição do tempo de residência e letalidade no processamento térmico contínuo de líquidos com escoamento laminar não ideal em trocadores bitubulares**. Dissertação (Mestrado). Orientador: Jorge Andrey Wilhelms Gut. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2012.

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.

PERRY, R. H.; GREEN, D. W.; MALONEY, J. O. Perry's Chemical Engineers' Handbook, 7.ed. McGraw-Hill, New York, 1997.

RICHARDSON, S. M. Extended leveque solutions for flows of power law fluids in pipes and channels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 22, n. 10, p. 1417–1423, 1979.

RUTHVEN, D. M. The residence time distribution for ideal laminar flow in helical tube. **Chemical Engineering Science**, v. 26, n. 7, p. 1113–1121, 1971.

SAGUY, I. S. et al. Challenges facing food engineering. **Journal of Food Engineering**, v. 119, n. 2, p. 332–342, 2013.

SAGUY, I. S. Challenges and opportunities in food engineering: Modeling, virtualization, open innovation and social responsibility. **Journal of Food Engineering**, v. 176, p. 2–8, 2016.

SALAZAR-GONZÁLEZ, C.; MARTÍN-GONZÁLEZ, M. F.; LÓPEZ-MALO, A.; SOSA-MORALES M. E. Recent Studies Related to Microwave Processing of Fluid Foods. **Food and Bioprocess Technology**, v. 5, n. 1, p. 31–46, 2012.

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. III, p. 45-53, 2018.

SINGH, R. P.; HELDMAN, D. R. Heat transfer in food processing. In: SINGH, R. P.; HELDMAN, D. R. **Introduction to Food Engineering**. 4.ed. USA: Academic Press, p. 247-402, 2008.

STEFFE, J. F. **Rheological methods in food process engineering**. 2.ed. East Lansing: Freeman Press, 418p, 1996.

TOLEDO, R. T. **Fundamentals of food process engineering**. 3.ed. Nova York: Springer, 2007.

TUCKER, G.; HEYDON, C. Food particle residence time measurement for the design of commercial tubular heat exchangers suitable for processing suspensions of solids in liquids. **Institution of Chemical Engineers**, v. 76, part C, p. 208-216, 1998.

TUTA, S.; PALAZOĞLU, T. K. Finite element modeling of continuous-flow microwave heating of fluid foods and experimental validation. **Journal of Food Engineering**, v. 192, p. 79–92, 2017.

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.



## APÊNDICE A – TEMPERATURAS E VAZÕES EXPERIMENTAIS DOS ENSAIOS

Tabela A.1 – Temperaturas e vazões experimentais registradas nos ensaios com água.

$Q$ (L/min)	Temperaturas (°C)								
	TT1	TT2	TT3	TT4	TT5	TT6	TT7	TT8	TT9
0,4	19,8	60,0	57,8	56,8	6,1	60,1	59,3	4,4	6,2
0,8	19,7	60,0	58,7	58,2	11,0	60,2	58,3	5,0	8,8
1,2	13,7	60,0	59,1	58,7	15,2	60,4	57,3	5,4	10,2
1,6	13,7	60,1	59,4	59,1	18,7	61,2	57,0	5,3	11,9
2,1	17,9	60,0	59,4	59,2	22,0	61,9	57,3	6,5	13,2
0,4	20,3	75,0	72,3	70,8	3,4	75,1	74,0	1,5	3,9
0,8	20,0	75,0	73,5	72,6	13,1	75,3	72,5	6,8	11,0
1,2	14,9	75,0	74,0	73,4	17,5	75,5	71,2	6,1	12,0
1,6	20,1	75,0	74,3	73,8	23,1	76,0	70,7	9,0	16,5
2,0	20,1	75,0	74,4	74,0	27,5	77,1	70,5	11,3	19,5
0,4	24,0	90,0	86,6	84,3	4,9	90,3	89,0	2,4	5,3
0,8	23,9	90,0	88,2	87,0	10,4	90,4	87,2	3,1	8,6
1,2	23,8	90,0	88,7	88,0	19,4	90,4	85,7	7,7	15,5
1,6	18,1	90,0	89,1	88,5	26,5	91,0	84,0	11,7	20,3
2,0	26,0	90,1	89,3	88,8	33,0	91,8	84,1	16,6	26,1
0,4	26,3	105,0	100,9	98,1	7,8	105,5	103,8	5,2	8,8
0,8	27,3	105,0	102,8	101,3	12,5	105,4	101,5	5,2	11,4
1,2	27,3	105,0	103,5	102,4	21,6	105,5	99,7	9,7	18,3
1,6	20,4	105,0	103,9	103,0	30,2	106,1	97,7	15,3	25,3
2,0	30,9	105,0	104,1	103,3	38,2	106,6	97,8	21,5	32,6
0,4	30,4	120,0	115,2	111,7	7,2	120,3	118,3	4,8	8,7
0,8	29,7	120,0	117,4	115,4	13,8	120,4	116,0	6,6	13,4
1,2	29,6	120,0	118,3	116,8	25,4	120,4	113,7	13,6	22,9
1,6	22,9	120,0	118,7	117,6	34,8	120,9	111,3	20,1	31,1
2,0	32,7	119,9	119,0	118,1	42,7	121,3	110,8	25,8	37,3

Tabela A.2 – Temperaturas e vazões experimentais registradas nos ensaios com a mistura glicerina/água 80%.

$Q$ (L/min)	Temperaturas (°C)								
	TT1	TT2	TT3	TT4	TT5	TT6	TT7	TT8	TT9
0,4	25,6	60,0	58,2	56,8	13,2	60,1	59,6	4,7	6,1
0,8	25,7	60,0	59,0	58,3	16,3	62,4	61,5	5,0	7,1
1,2	20,5	60,1	59,4	59,0	22,5	65,3	63,4	5,1	8,0
1,6	26,4	60,0	59,2	59,0	25,6	67,4	65,1	4,6	11,9
2,0	26,0	60,0	59,1	58,9	29,3	67,7	64,8	5,1	9,2
0,4	29,4	75,0	73,0	71,1	13,9	75,1	74,4	4,2	5,7
0,8	27,4	74,9	73,9	72,7	18,0	77,6	76,1	6,2	8,9
1,2	27,3	74,9	73,6	73,4	26,8	80,0	77,5	5,3	9,0
1,6	27,5	75,0	73,6	73,3	30,0	81,6	78,2	5,4	10,0
2,0	30,0	75,0	73,8	73,5	35,6	83,3	79,4	5,8	11,1
0,4	31,7	90,0	87,7	84,4	15,0	90,1	89,0	4,6	6,2
0,8	31,8	89,9	87,4	86,8	19,1	92,1	90,1	6,8	10,0
1,2	27,4	90,0	88,4	87,7	28,9	94,9	91,5	5,6	10,4
1,6	27,1	90,0	88,9	88,4	36,4	97,8	92,8	6,9	12,8
2,0	32,8	90,0	89,0	88,6	40,9	100,3	95,0	9,1	15,6
0,4	35,9	105,1	102,2	98,3	14,5	105,1	103,7	2,1	4,2
0,8	36,1	105,0	102,5	101,1	19,4	106,8	104,2	6,0	9,7
1,2	30,6	105,0	103,2	102,3	32,3	110,0	105,7	7,6	13,5
1,6	34,4	105,1	103,8	103,1	42,2	113,2	107,8	10,1	17,0
2,0	34,6	105,0	103,8	103,2	48,5	116,0	109,3	12,3	20,1
0,4	37,4	120,0	114,8	111,4	16,4	120,1	118,2	4,0	6,4
0,8	38,0	120,0	117,4	115,4	19,2	121,8	118,5	3,9	8,6
1,2	38,5	120,0	118,1	116,7	34,0	124,7	119,8	7,5	14,2
1,6	33,3	120,0	118,5	117,5	45,7	128,3	121,3	11,3	19,7
2,0	42,7	120,0	118,5	117,8	54,2	130,8	123,4	16,2	25,4

Tabela A.3 – Temperaturas e vazões experimentais registradas nos ensaios com a solução aquosa de CMC 1%.

$Q$ (L/min)	Temperaturas (°C)								
	TT1	TT2	TT3	TT4	TT5	TT6	TT7	TT8	TT9
0,4	24,1	60,0	57,8	56,8	11,4	60,1	59,5	4,0	5,6
0,8	24,0	60,0	59,1	58,5	24,4	62,3	60,9	5,2	8,2
1,2	21,0	60,0	59,6	59,2	31,9	66,3	63,8	4,7	8,4
1,6	24,9	60,0	59,2	58,7	33,1	68,2	65,2	4,8	11,9
2,0	25,9	60,0	59,7	59,5	33,6	69,7	66,2	5,0	9,9
0,4	29,4	75,0	73,0	71,1	13,9	75,1	74,4	4,2	5,7
0,8	26,3	74,9	74,5	74,2	29,0	77,8	75,7	6,1	9,7
1,2	28,4	75,0	74,4	73,7	30,6	80,6	77,5	5,3	10,0
1,6	26,3	75,0	74,5	74,2	34,2	83,9	79,7	5,8	11,3
2,0	34,3	75,0	74,2	74,0	36,6	84,7	80,3	7,8	13,3
0,4	32,9	90,0	88,9	85,7	12,1	90,1	88,6	2,7	4,8
0,9	33,7	90,0	89,6	88,1	31,9	92,2	89,7	7,1	11,2
1,2	34,4	90,0	88,6	88,4	36,3	94,8	91,3	6,9	12,3
1,6	27,3	90,1	89,3	88,6	37,3	101,0	95,1	9,0	15,1
2,0	38,9	90,0	89,6	88,4	39,3	103,7	97,6	11,4	18,7
0,4	41,7	105,0	103,5	101,8	13,8	105,1	103,4	3,8	6,7
0,8	42,3	105,0	103,2	101,8	33,1	106,6	103,8	4,2	8,6
1,2	42,7	105,0	102,3	101,5	38,2	109,5	105,6	7,1	13,4
1,6	31,8	105,0	103,1	102,4	40,2	117,7	110,8	10,6	17,8
2,0	33,2	105,0	103,9	103,3	42,8	119,1	110,7	13,9	22,3
0,4	44,1	120,0	117,8	112,6	15,5	120,1	117,7	5,2	8,3
0,8	45,2	120,0	116,7	115,8	36,4	121,2	117,8	5,7	10,9
1,2	46,0	120,0	119,9	118,1	40,5	125,7	120,7	9,0	15,7
1,6	34,4	120,0	119,2	118,3	42,5	130,0	122,0	11,7	20,0
2,0	35,9	120,0	117,9	117,0	51,0	131,2	121,8	16,9	26,4

**APÊNDICE B – NÚMEROS DE REYNOLDS, PRANDTL E DEAN DO FLUIDO PRODUTO E UTILIDADE, E CALORES TROCADOS PARA AS TEMPERATURAS E VAZÕES EXPERIMENTAIS DOS ENSAIOS**

Tabela B.1 – Calores de aquecimento e números de Reynolds, Prandtl e Dean do fluido produto para as temperaturas e vazões de processo para a seção de aquecimento para a água.

$Q$ (L/min)	$T_{past}$ (°C)	$q$ (W)	$Re_{fp}$ (-)	$Pr_{fp}$ (-)	$Dn_{fp}$ (-)
0,4	60,0	$1,11 \cdot 10^3$	$1,48 \cdot 10^3$	4,9	$3,58 \cdot 10^2$
0,8	60,0	$2,22 \cdot 10^3$	$2,95 \cdot 10^3$	4,9	$7,15 \cdot 10^2$
1,2	60,0	$3,83 \cdot 10^3$	$3,98 \cdot 10^3$	5,5	$9,65 \cdot 10^2$
1,6	60,0	$5,12 \cdot 10^3$	$5,30 \cdot 10^3$	5,5	$1,29 \cdot 10^3$
2,0	60,0	$5,80 \cdot 10^3$	$7,16 \cdot 10^3$	5,0	$1,74 \cdot 10^3$
0,4	75,0	$1,50 \cdot 10^3$	$1,58 \cdot 10^3$	4,5	$3,83 \cdot 10^2$
0,8	75,0	$3,02 \cdot 10^3$	$3,15 \cdot 10^3$	4,5	$7,63 \cdot 10^2$
1,2	75,0	$4,96 \cdot 10^3$	$4,30 \cdot 10^3$	5,0	$1,04 \cdot 10^3$
1,6	75,0	$6,03 \cdot 10^3$	$6,30 \cdot 10^3$	4,5	$1,53 \cdot 10^3$
2,0	75,0	$7,53 \cdot 10^3$	$7,89 \cdot 10^3$	4,5	$1,91 \cdot 10^3$
0,4	90,0	$1,80 \cdot 10^3$	$1,77 \cdot 10^3$	3,9	$4,28 \cdot 10^2$
0,9	90,0	$3,61 \cdot 10^3$	$3,52 \cdot 10^3$	4,0	$8,54 \cdot 10^2$
1,2	90,0	$5,42 \cdot 10^3$	$5,28 \cdot 10^3$	4,0	$1,28 \cdot 10^3$
1,6	90,0	$7,87 \cdot 10^3$	$6,36 \cdot 10^3$	4,4	$1,54 \cdot 10^3$
2,0	90,0	$8,74 \cdot 10^3$	$9,13 \cdot 10^3$	3,8	$2,21 \cdot 10^3$
0,4	105,0	$2,14 \cdot 10^3$	$1,90 \cdot 10^3$	3,6	$4,61 \cdot 10^2$
0,8	105,0	$4,22 \cdot 10^3$	$3,87 \cdot 10^3$	3,6	$9,38 \cdot 10^2$
1,2	105,0	$6,33 \cdot 10^3$	$5,81 \cdot 10^3$	3,6	$1,41 \cdot 10^3$
1,6	105,0	$9,21 \cdot 10^3$	$6,85 \cdot 10^3$	4,1	$1,66 \cdot 10^3$
2,0	105,0	$1,00 \cdot 10^4$	$1,03 \cdot 10^4$	3,3	$2,48 \cdot 10^3$
0,4	120,0	$2,42 \cdot 10^3$	$2,10 \cdot 10^3$	3,2	$5,09 \cdot 10^2$
0,8	120,0	$4,87 \cdot 10^3$	$4,15 \cdot 10^3$	3,3	$1,01 \cdot 10^3$
1,2	120,0	$7,31 \cdot 10^3$	$6,22 \cdot 10^3$	3,3	$1,51 \cdot 10^3$
1,6	120,0	$1,05 \cdot 10^4$	$7,37 \cdot 10^3$	3,7	$1,79 \cdot 10^3$
2,0	120,0	$1,18 \cdot 10^4$	$1,09 \cdot 10^4$	3,1	$2,64 \cdot 10^3$

Tabela B.2 – Vazões volumétricas estimadas e números de Reynolds e Prandtl do fluido utilidade para as temperaturas e vazões de processo para a seção de aquecimento para a água.

$Q$ (L/min)	$T_{past}$ (°C)	$Q_{fu}$ (L/min)	$Re_{fu}$ (-)	$Pr_{fu}$ (-)
0,4	60,0	20,0	$4,95 \cdot 10^3$	3,0
0,8	60,0	16,8	$4,91 \cdot 10^3$	3,0
1,2	60,0	18,5	$4,88 \cdot 10^3$	3,0
1,6	60,0	18,0	$4,90 \cdot 10^3$	3,0
2,0	60,0	18,5	$4,94 \cdot 10^3$	3,0
0,4	75,0	20,3	$6,09 \cdot 10^3$	2,4
0,8	75,0	15,9	$6,04 \cdot 10^3$	2,4
1,2	75,0	17,0	$5,99 \cdot 10^3$	2,4
1,6	75,0	17,0	$5,99 \cdot 10^3$	2,4
2,0	75,0	17,0	$6,03 \cdot 10^3$	2,4
0,4	90,0	21,4	$7,31 \cdot 10^3$	1,9
0,9	90,0	16,8	$7,24 \cdot 10^3$	2,0
1,2	90,0	17,3	$7,17 \cdot 10^3$	2,0
1,6	90,0	16,8	$7,13 \cdot 10^3$	2,0
2,0	90,0	16,9	$7,16 \cdot 10^3$	2,0
0,4	105,0	18,6	$8,56 \cdot 10^3$	1,7
0,8	105,0	16,2	$8,46 \cdot 10^3$	1,7
1,2	105,0	16,4	$8,38 \cdot 10^3$	1,7
1,6	105,0	16,5	$8,32 \cdot 10^3$	1,7
2,0	105,0	17,2	$8,34 \cdot 10^3$	1,7
0,4	120,0	18,6	$9,83 \cdot 10^3$	1,4
0,8	120,0	16,6	$9,73 \cdot 10^3$	1,5
1,2	120,0	16,5	$9,63 \cdot 10^3$	1,5
1,6	120,0	16,6	$9,53 \cdot 10^3$	1,5
2,0	120,0	17,2	$9,55 \cdot 10^3$	1,5

Tabela B.3 – Calores de resfriamento e números de Reynolds e Prandtl do fluido produto para as temperaturas e vazões de processo para a seção de retenção para a água.

$Q$ (L/min)	$T_{past}$ (°C)	$q$ (W)	$Re_{fp}$ (-)	$Pr_{fp}$ (-)
0,4	60,0	27,6	$2,23 \cdot 10^3$	3,1
0,8	60,0	25,7	$4,54 \cdot 10^3$	3,0
1,2	60,0	26,2	$6,86 \cdot 10^3$	3,0
1,6	60,0	28,4	$9,19 \cdot 10^3$	3,0
2,0	60,0	31,4	$1,15 \cdot 10^4$	3,0
0,4	75,0	40,7	$2,72 \cdot 10^3$	2,5
0,8	75,0	47,2	$5,55 \cdot 10^3$	2,4
1,2	75,0	52,1	$8,39 \cdot 10^3$	2,4
1,6	75,0	54,2	$1,12 \cdot 10^4$	2,4
2,0	75,0	63,7	$1,41 \cdot 10^4$	2,4
0,4	90,0	62,8	$3,21 \cdot 10^3$	2,1
0,9	90,0	65,7	$6,56 \cdot 10^3$	2,0
1,2	90,0	62,8	$9,92 \cdot 10^3$	2,0
1,6	90,0	64,6	$1,33 \cdot 10^4$	2,0
2,0	90,0	70,0	$1,66 \cdot 10^4$	2,0
0,4	105,0	74,6	$3,69 \cdot 10^3$	1,7
0,8	105,0	79,5	$7,56 \cdot 10^3$	1,7
1,2	105,0	89,6	$1,14 \cdot 10^4$	1,7
1,6	105,0	93,9	$1,53 \cdot 10^4$	1,7
2,0	105,0	104	$1,92 \cdot 10^4$	1,7
0,4	120,0	93,7	$4,17 \cdot 10^3$	1,5
0,8	120,0	107	$8,53 \cdot 10^3$	1,5
1,2	120,0	119	$1,29 \cdot 10^4$	1,5
1,6	120,0	124	$1,73 \cdot 10^4$	1,5
2,0	120,0	121	$2,17 \cdot 10^4$	1,5

Tabela B.4 – Calores de resfriamento e números de Reynolds, Prandtl e Dean do fluido produto para as temperaturas e vazões de processo para a seção de resfriamento para a água.

$Q$ (L/min)	$T_{past}$ (°C)	$q$ (W)	$Re_{fp}$ (-)	$Pr_{fp}$ (-)	$Dn_{fp}$ (-)
0,4	60,0	$1,40 \cdot 10^3$	$9,23 \cdot 10^2$	6,6	$2,48 \cdot 10^2$
0,8	60,0	$2,61 \cdot 10^3$	$2,06 \cdot 10^3$	5,9	$5,53 \cdot 10^2$
1,2	60,0	$3,60 \cdot 10^3$	$3,35 \cdot 10^3$	5,4	$9,01 \cdot 10^2$
1,6	60,0	$4,45 \cdot 10^3$	$4,76 \cdot 10^3$	5,0	$1,28 \cdot 10^3$
2,0	60,0	$5,12 \cdot 10^3$	$6,29 \cdot 10^3$	4,7	$1,69 \cdot 10^3$
0,4	75,0	$1,86 \cdot 10^3$	$9,08 \cdot 10^2$	6,7	$2,44 \cdot 10^2$
0,8	75,0	$3,28 \cdot 10^3$	$2,26 \cdot 10^3$	5,2	$6,08 \cdot 10^2$
1,2	75,0	$4,60 \cdot 10^3$	$3,70 \cdot 10^3$	4,8	$9,96 \cdot 10^2$
1,6	75,0	$5,55 \cdot 10^3$	$5,45 \cdot 10^3$	4,3	$1,47 \cdot 10^3$
2,0	75,0	$6,36 \cdot 10^3$	$7,31 \cdot 10^3$	4,0	$1,97 \cdot 10^3$
0,4	90,0	$2,19 \cdot 10^3$	$9,70 \cdot 10^2$	6,1	$2,61 \cdot 10^2$
0,9	90,0	$4,21 \cdot 10^3$	$2,22 \cdot 10^3$	5,3	$5,97 \cdot 10^2$
1,2	90,0	$5,63 \cdot 10^3$	$4,00 \cdot 10^3$	4,4	$1,08 \cdot 10^3$
1,6	90,0	$6,77 \cdot 10^3$	$6,04 \cdot 10^3$	3,8	$1,63 \cdot 10^3$
2,0	90,0	$7,59 \cdot 10^3$	$8,35 \cdot 10^3$	3,4	$2,24 \cdot 10^3$
0,4	105,0	$2,47 \cdot 10^3$	$1,07 \cdot 10^3$	5,5	$2,87 \cdot 10^2$
0,8	105,0	$4,85 \cdot 10^3$	$2,39 \cdot 10^3$	4,9	$6,43 \cdot 10^2$
1,2	105,0	$6,60 \cdot 10^3$	$4,31 \cdot 10^3$	4,0	$1,16 \cdot 10^3$
1,6	105,0	$7,90 \cdot 10^3$	$6,66 \cdot 10^3$	3,4	$1,79 \cdot 10^3$
2,0	105,0	$8,82 \cdot 10^3$	$9,36 \cdot 10^3$	3,0	$2,52 \cdot 10^3$
0,4	120,0	$2,85 \cdot 10^3$	$1,08 \cdot 10^3$	5,4	$2,89 \cdot 10^2$
0,8	120,0	$5,52 \cdot 10^3$	$2,52 \cdot 10^3$	4,6	$6,77 \cdot 10^2$
1,2	120,0	$7,42 \cdot 10^3$	$4,74 \cdot 10^3$	3,6	$1,27 \cdot 10^3$
1,6	120,0	$8,93 \cdot 10^3$	$7,37 \cdot 10^3$	3,0	$1,98 \cdot 10^3$
2,0	120,0	$1,02 \cdot 10^4$	$1,03 \cdot 10^4$	2,7	$2,76 \cdot 10^3$

Tabela B.5 – Vazões volumétricas estimadas e números de Reynolds e Prandtl do fluido utilidade para as temperaturas e vazões de processo para a seção de resfriamento para a água.

$Q$ (L/min)	$T_{past}$ (°C)	$Q_{fu}$ (L/min)	$Re_{fu}$ (-)	$Pr_{fu}$ (-)
0,4	60,0	11,2	$1,00 \cdot 10^3$	10,9
0,8	60,0	9,8	$1,05 \cdot 10^3$	10,3
1,2	60,0	10,5	$1,07 \cdot 10^3$	10,1
1,6	60,0	9,6	$1,10 \cdot 10^3$	9,8
2,0	60,0	11,0	$1,14 \cdot 10^3$	9,4
0,4	75,0	11,1	$9,23 \cdot 10^2$	11,9
0,8	75,0	11,2	$1,11 \cdot 10^3$	9,7
1,2	75,0	11,2	$1,11 \cdot 10^3$	9,7
1,6	75,0	10,7	$1,23 \cdot 10^3$	8,6
2,0	75,0	11,1	$1,32 \cdot 10^3$	8,0
0,4	90,0	10,4	$9,57 \cdot 10^2$	11,5
0,9	90,0	10,9	$1,01 \cdot 10^3$	10,7
1,2	90,0	10,4	$1,19 \cdot 10^3$	9,0
1,6	90,0	11,2	$1,34 \cdot 10^3$	7,9
2,0	90,0	11,6	$1,53 \cdot 10^3$	6,8
0,4	105,0	10,0	$1,05 \cdot 10^3$	10,3
0,8	105,0	11,3	$1,09 \cdot 10^3$	9,9
1,2	105,0	11,0	$1,27 \cdot 10^3$	8,3
1,6	105,0	11,4	$1,49 \cdot 10^3$	7,0
2,0	105,0	11,5	$1,75 \cdot 10^3$	5,8
0,4	120,0	10,6	$1,04 \cdot 10^3$	10,4
0,8	120,0	11,6	$1,14 \cdot 10^3$	9,4
1,2	120,0	11,5	$1,42 \cdot 10^3$	7,4
1,6	120,0	11,7	$1,69 \cdot 10^3$	6,1
2,0	120,0	12,2	$1,93 \cdot 10^3$	5,2



Tabela B.6 – Calores de aquecimento e números de Reynolds, Prandtl e Dean do fluido produto para as temperaturas e vazões de processo para a seção de aquecimento para a mistura glicerina/água 80%.

$Q$ (L/min)	$T_{past}$ (°C)	$q$ (W)	$Re_{fp}$ (-)	$Pr_{fp}$ (-)	$Dn_{fp}$ (-)
0,4	60,0	$8,49 \cdot 10^2$	69,4	156	16,8
0,8	60,0	$1,69 \cdot 10^3$	140	155	33,9
1,2	60,0	$2,93 \cdot 10^3$	144	227	34,8
1,6	60,0	$3,32 \cdot 10^3$	294	147	71,3
2,0	60,0	$4,19 \cdot 10^3$	358	151	86,8
0,4	75,0	$1,12 \cdot 10^3$	96,1	112	23,3
0,8	75,0	$2,34 \cdot 10^3$	167	129	40,4
1,2	75,0	$3,52 \cdot 10^3$	249	130	60,3
1,6	75,0	$4,68 \cdot 10^3$	337	128	81,7
2,0	75,0	$5,54 \cdot 10^3$	501	107	121
0,4	90,0	$1,43 \cdot 10^3$	117	91,3	28,3
0,9	90,0	$2,86 \cdot 10^3$	234	91,0	56,8
1,2	90,0	$4,63 \cdot 10^3$	256	125	62,1
1,6	90,0	$6,20 \cdot 10^3$	335	128	81,1
2,0	90,0	$7,05 \cdot 10^3$	627	85,0	152
0,4	105,0	$1,70 \cdot 10^3$	159	66,7	38,5
0,8	105,0	$3,39 \cdot 10^3$	321	65,9	77,9
1,2	105,0	$5,49 \cdot 10^3$	328	97,0	79,6
1,6	105,0	$6,96 \cdot 10^3$	574	73,8	139
2,0	105,0	$8,65 \cdot 10^3$	728	72,8	176
0,4	120,0	$2,03 \cdot 10^3$	177	59,5	42,9
0,8	120,0	$4,03 \cdot 10^3$	370	56,9	89,6
1,2	120,0	$6,01 \cdot 10^3$	573	55,1	139
1,6	120,0	$8,52 \cdot 10^3$	537	78,6	130
2,0	120,0	$9,49 \cdot 10^3$	$1,24 \cdot 10^3$	42,2	301

Tabela B.7 – Vazões volumétricas estimadas e números de Reynolds e Prandtl do fluido utilidade para as temperaturas e vazões de processo para a seção de aquecimento para a mistura glicerina/água 80%.

$Q$ (L/min)	$T_{past}$ (°C)	$Q_{fu}$ (L/min)	$Re_{fu}$ (-)	$Pr_{fu}$ (-)
0,4	60,0	26,5	$5,79 \cdot 10^3$	3,0
0,8	60,0	27,9	$5,98 \cdot 10^3$	2,9
1,2	60,0	21,7	$6,19 \cdot 10^3$	2,7
1,6	60,0	21,1	$6,36 \cdot 10^3$	2,7
2,0	60,0	21,8	$6,36 \cdot 10^3$	2,7
0,4	75,0	23,7	$7,14 \cdot 10^3$	2,4
0,8	75,0	22,0	$7,33 \cdot 10^3$	2,3
1,2	75,0	20,4	$7,50 \cdot 10^3$	2,2
1,6	75,0	20,3	$7,62 \cdot 10^3$	2,2
2,0	75,0	21,3	$7,75 \cdot 10^3$	2,2
0,4	90,0	18,9	$8,53 \cdot 10^3$	2,0
0,9	90,0	21,2	$8,68 \cdot 10^3$	1,9
1,2	90,0	20,1	$8,88 \cdot 10^3$	1,9
1,6	90,0	18,8	$9,08 \cdot 10^3$	1,8
2,0	90,0	19,8	$9,31 \cdot 10^3$	1,8
0,4	105,0	18,6	$9,98 \cdot 10^3$	1,7
0,8	105,0	19,1	$1,01 \cdot 10^4$	1,6
1,2	105,0	19,3	$1,03 \cdot 10^4$	1,6
1,6	105,0	19,4	$1,06 \cdot 10^4$	1,6
2,0	105,0	19,4	$1,08 \cdot 10^4$	1,5
0,4	120,0	17,0	$1,15 \cdot 10^4$	1,4
0,8	120,0	18,4	$1,16 \cdot 10^4$	1,4
1,2	120,0	18,6	$1,18 \cdot 10^4$	1,4
1,6	120,0	18,7	$1,20 \cdot 10^4$	1,4
2,0	120,0	19,7	$1,23 \cdot 10^4$	1,4

Tabela B.8 – Calores de resfriamento e números de Reynolds e Prandtl do fluido produto para as temperaturas e vazões de processo para a seção de retenção para a mistura glicerina/água 80%.

$Q$ (L/min)	$T_{past}$ (°C)	$q$ (W)	$Re_{fp}$ (-)	$Pr_{fp}$ (-)
0,4	60,0	32,5	308	34,6
0,8	60,0	35,5	656	32,5
1,2	60,0	35,5	$1,01 \cdot 10^3$	31,5
1,6	60,0	19,7	$1,35 \cdot 10^3$	31,7
2,0	60,0	16,0	$1,67 \cdot 10^3$	31,9
0,4	75,0	46,8	629	16,8
0,8	75,0	57,1	$1,33 \cdot 10^3$	15,8
1,2	75,0	18,5	$2,01 \cdot 10^3$	15,7
1,6	75,0	31,5	$2,68 \cdot 10^3$	15,7
2,0	75,0	33,2	$3,38 \cdot 10^3$	15,6
0,4	90,0	80,4	$1,11 \cdot 10^3$	9,4
0,9	90,0	26,1	$2,32 \cdot 10^3$	9,0
1,2	90,0	50,8	$3,60 \cdot 10^3$	8,7
1,6	90,0	53,1	$4,90 \cdot 10^3$	8,5
2,0	90,0	54,1	$6,16 \cdot 10^3$	8,4
0,4	105,0	94,4	$1,80 \cdot 10^3$	5,7
0,8	105,0	68,7	$3,78 \cdot 10^3$	5,4
1,2	105,0	67,7	$5,83 \cdot 10^3$	5,3
1,6	105,0	67,7	$7,95 \cdot 10^3$	5,2
2,0	105,0	69,9	$9,95 \cdot 10^3$	5,2
0,4	120,0	82,2	$2,59 \cdot 10^3$	4,0
0,8	120,0	95,3	$5,62 \cdot 10^3$	3,6
1,2	120,0	97,5	$8,65 \cdot 10^3$	3,5
1,6	120,0	96,7	$1,17 \cdot 10^4$	3,5
2,0	120,0	92,8	$1,47 \cdot 10^4$	3,5

Tabela B.9 – Calores de resfriamento e números de Reynolds, Prandtl e Dean do fluido produto para as temperaturas e vazões de processo para a seção de resfriamento para a mistura glicerina/água 80%.

$Q$ (L/min)	$T_{past}$ (°C)	$q$ (W)	$Re_{fp}$ (-)	$Pr_{fp}$ (-)	$Dn_{fp}$ (-)
0,4	60,0	$1,08 \cdot 10^3$	21,4	422	5,75
0,8	60,0	$2,07 \cdot 10^3$	55,7	323	15,0
1,2	60,0	$2,70 \cdot 10^3$	137	197	36,7
1,6	60,0	$3,30 \cdot 10^3$	228	156	61,4
2,0	60,0	$3,65 \cdot 10^3$	367	122	98,6
0,4	75,0	$1,41 \cdot 10^3$	23,2	386	6,24
0,8	75,0	$2,70 \cdot 10^3$	65,9	271	17,7
1,2	75,0	$3,45 \cdot 10^3$	196	136	52,8
1,6	75,0	$4,27 \cdot 10^3$	329	108	88,5
2,0	75,0	$4,68 \cdot 10^3$	592	74,6	159
0,4	90,0	$1,71 \cdot 10^3$	25,9	344	6,96
0,9	90,0	$3,34 \cdot 10^3$	73,4	242	19,7
1,2	90,0	$4,35 \cdot 10^3$	236	112	63,5
1,6	90,0	$5,12 \cdot 10^3$	525	66,8	141
2,0	90,0	$5,87 \cdot 10^3$	868	50,4	233
0,4	105,0	$2,06 \cdot 10^3$	24,9	355	6,70
0,8	105,0	$4,02 \cdot 10^3$	75,9	233	20,4
1,2	105,0	$5,17 \cdot 10^3$	305	86,2	82,0
1,6	105,0	$6,00 \cdot 10^3$	777	44,8	209
2,0	105,0	$6,74 \cdot 10^3$	$1,39 \cdot 10^3$	31,1	375
0,4	120,0	$2,34 \cdot 10^3$	29,5	298	7,94
0,8	120,0	$4,73 \cdot 10^3$	75,3	233	20,2
1,2	120,0	$6,10 \cdot 10^3$	347	75,3	93,2
1,6	120,0	$7,06 \cdot 10^3$	978	35,4	263
2,0	120,0	$7,80 \cdot 10^3$	$1,96 \cdot 10^3$	22,0	526

Tabela B.10 – Vazões volumétricas estimadas e números de Reynolds e Prandtl do fluido utilidade para as temperaturas e vazões de processo para a seção de resfriamento para a mistura glicerina/água 80%.

$Q$ (L/min)	$T_{past}$ (°C)	$Q_{fu}$ (L/min)	$Re_{fu}$ (-)	$Pr_{fu}$ (-)
0,4	60,0	10,7	$1,19 \cdot 10^3$	10,9
0,8	60,0	13,9	$1,21 \cdot 10^3$	10,6
1,2	60,0	13,3	$1,23 \cdot 10^3$	10,5
1,6	60,0	6,5	$1,28 \cdot 10^3$	10,0
2,0	60,0	12,9	$1,25 \cdot 10^3$	10,3
0,4	75,0	13,5	$1,17 \cdot 10^3$	11,0
0,8	75,0	14,0	$1,26 \cdot 10^3$	10,1
1,2	75,0	13,4	$1,25 \cdot 10^3$	10,3
1,6	75,0	13,3	$1,27 \cdot 10^3$	10,1
2,0	75,0	12,8	$1,29 \cdot 10^3$	9,9
0,4	90,0	15,1	$1,19 \cdot 10^3$	10,9
0,9	90,0	14,6	$1,30 \cdot 10^3$	9,8
1,2	90,0	13,1	$1,28 \cdot 10^3$	10,0
1,6	90,0	12,3	$1,35 \cdot 10^3$	9,4
2,0	90,0	13,0	$1,44 \cdot 10^3$	8,7
0,4	105,0	13,8	$1,11 \cdot 10^3$	11,7
0,8	105,0	15,5	$1,27 \cdot 10^3$	10,0
1,2	105,0	12,7	$1,37 \cdot 10^3$	9,2
1,6	105,0	12,4	$1,49 \cdot 10^3$	8,4
2,0	105,0	12,3	$1,60 \cdot 10^3$	7,8
0,4	120,0	13,6	$1,18 \cdot 10^3$	11,0
0,8	120,0	14,5	$1,22 \cdot 10^3$	10,6
1,2	120,0	13,1	$1,38 \cdot 10^3$	9,2
1,6	120,0	12,2	$1,56 \cdot 10^3$	8,0
2,0	120,0	12,3	$1,79 \cdot 10^3$	6,9

Tabela B.11 – Calores de aquecimento e números de Reynolds, Prandtl e Dean do fluido produto para as temperaturas e vazões de processo para a seção de aquecimento para a solução de CMC 1%.

$Q$ (L/min)	$T_{past}$ (°C)	$q$ (W)	$Re_{fp}$ (-)	$Pr_{fp}$ (-)	$Dn_{fp}$ (-)
0,4	60,0	$9,88 \cdot 10^2$	9,62	731	2,33
0,8	60,0	$1,98 \cdot 10^3$	28,4	495	6,88
1,2	60,0	$3,22 \cdot 10^3$	51,8	409	12,6
1,6	60,0	$3,85 \cdot 10^3$	84,5	333	20,5
2,0	60,0	$4,69 \cdot 10^3$	121	291	29,3
0,4	75,0	$1,26 \cdot 10^3$	10,7	646	2,60
0,8	75,0	$2,67 \cdot 10^3$	30,2	460	7,32
1,2	75,0	$3,82 \cdot 10^3$	57,7	360	14,0
1,6	75,0	$5,33 \cdot 10^3$	88,0	316	21,3
2,0	75,0	$5,56 \cdot 10^3$	132	260	32,1
0,4	90,0	$1,55 \cdot 10^3$	11,5	594	2,79
0,9	90,0	$3,07 \cdot 10^3$	33,1	412	8,03
1,2	90,0	$4,54 \cdot 10^3$	61,4	333	14,9
1,6	90,0	$6,84 \cdot 10^3$	89,2	309	21,6
2,0	90,0	$6,95 \cdot 10^3$	137	249	33,1
0,4	105,0	$1,71 \cdot 10^3$	12,7	530	3,08
0,8	105,0	$3,39 \cdot 10^3$	35,5	380	8,59
1,2	105,0	$5,05 \cdot 10^3$	64,5	313	15,6
1,6	105,0	$7,93 \cdot 10^3$	91,0	300	22,1
2,0	105,0	$9,74 \cdot 10^3$	128	266	31,0
0,4	120,0	$2,04 \cdot 10^3$	12,9	522	3,12
0,8	120,0	$4,02 \cdot 10^3$	35,3	381	8,54
1,2	120,0	$5,96 \cdot 10^3$	63,3	318	15,3
1,6	120,0	$9,22 \cdot 10^3$	88,7	306	21,5
2,0	120,0	$1,13 \cdot 10^4$	124	274	30,0

Tabela B.12 – Vazões volumétricas estimadas e números de Reynolds e Prandtl do fluido utilidade para as temperaturas e vazões de processo para a seção de aquecimento para a solução de CMC 1%.

$Q$ (L/min)	$T_{past}$ (°C)	$Q_{fu}$ (kg/m <sup>3</sup> )	$Re_{fu}$ (-)	$Pr_{fu}$ (-)
0,4	60,0	22,3	$5,08 \cdot 10^3$	3,0
0,8	60,0	20,4	$5,22 \cdot 10^3$	2,9
1,2	60,0	18,6	$5,49 \cdot 10^3$	2,7
1,6	60,0	18,5	$5,62 \cdot 10^3$	2,7
2,0	60,0	19,3	$5,72 \cdot 10^3$	2,6
0,4	75,0	16,9	$6,25 \cdot 10^3$	2,4
0,8	75,0	18,8	$6,43 \cdot 10^3$	2,3
1,2	75,0	18,1	$6,62 \cdot 10^3$	2,2
1,6	75,0	18,8	$6,84 \cdot 10^3$	2,1
2,0	75,0	18,8	$6,90 \cdot 10^3$	2,1
0,4	90,0	15,6	$7,48 \cdot 10^3$	2,0
0,9	90,0	18,6	$7,61 \cdot 10^3$	1,9
1,2	90,0	19,5	$7,79 \cdot 10^3$	1,9
1,6	90,0	17,5	$8,21 \cdot 10^3$	1,8
2,0	90,0	17,0	$8,43 \cdot 10^3$	1,7
0,4	105,0	14,9	$8,75 \cdot 10^3$	1,7
0,8	105,0	18,7	$8,83 \cdot 10^3$	1,6
1,2	105,0	19,5	$9,04 \cdot 10^3$	1,6
1,6	105,0	17,4	$9,62 \cdot 10^3$	1,5
2,0	105,0	17,5	$9,68 \cdot 10^3$	1,5
0,4	120,0	13,1	$1,00 \cdot 10^4$	1,5
0,8	120,0	17,9	$1,01 \cdot 10^4$	1,4
1,2	120,0	18,3	$1,04 \cdot 10^4$	1,4
1,6	120,0	17,7	$1,07 \cdot 10^4$	1,4
2,0	120,0	18,5	$1,07 \cdot 10^4$	1,4

Tabela B.13 – Calores de resfriamento e números de Reynolds e Prandtl do fluido produto para as temperaturas e vazões de processo para a seção de retenção para a solução de CMC 1%.

$Q$ (L/min)	$T_{past}$ (°C)	$q$ (W)	$Re_{fp}$ (-)	$Pr_{fp}$ (-)
0,4	60,0	27,6	12,0	566
0,8	60,0	34,4	34,8	390
1,2	60,0	31,1	64,4	316
1,6	60,0	52,4	98,9	274
2,0	60,0	34,1	139	244
0,4	75,0	70,8	13,9	477
0,8	75,0	11,9	38,8	342
1,2	75,0	60,2	70,1	284
1,6	75,0	33,6	107	249
2,0	75,0	24,4	148	225
0,4	90,0	87,5	15,2	431
0,9	90,0	80,7	40,9	321
1,2	90,0	20,6	72,5	272
1,6	90,0	76,4	109	241
2,0	90,0	163	149	220
0,4	105,0	43,2	15,9	409
0,8	105,0	73,6	41,0	318
1,2	105,0	64,1	71,4	274
1,6	105,0	70,4	105	247
2,0	105,0	70,7	142	229
0,4	120,0	138	15,9	409
0,8	120,0	48,6	39,3	330
1,2	120,0	140	65,7	296
1,6	120,0	91,6	95,6	271
2,0	120,0	111	129	251



Tabela B.14 – Calores de resfriamento e números de Reynolds, Prandtl e Dean do fluido produto para as temperaturas e vazões de processo para a seção de resfriamento para a solução de CMC 1%.

$Q$ (L/min)	$T_{past}$ (°C)	$q$ (W)	$Re_{fp}$ (-)	$Pr_{fp}$ (-)	$Dn_{fp}$ (-)
0,4	60,0	$1,25 \cdot 10^3$	5,38	1,10E+03	1,45
0,8	60,0	$1,88 \cdot 10^3$	19,5	595	5,25
1,2	60,0	$2,25 \cdot 10^3$	39,9	432	10,7
1,6	60,0	$2,82 \cdot 10^3$	62,8	365	16,9
2,0	60,0	$3,54 \cdot 10^3$	89,4	320	24,0
0,4	75,0	$1,64 \cdot 10^3$	5,67	$1,04 \cdot 10^3$	1,52
0,8	75,0	$2,48 \cdot 10^3$	21,5	532	5,77
1,2	75,0	$3,54 \cdot 10^3$	40,7	420	11,0
1,6	75,0	$4,38 \cdot 10^3$	65,6	346	17,6
2,0	75,0	$5,12 \cdot 10^3$	94,0	301	25,3
0,4	90,0	$2,02 \cdot 10^3$	5,80	$1,00 \cdot 10^3$	1,56
0,9	90,0	$3,07 \cdot 10^3$	22,6	500	6,07
1,2	90,0	$4,25 \cdot 10^3$	43,7	386	11,7
1,6	90,0	$5,59 \cdot 10^3$	67,9	330	18,3
2,0	90,0	$6,68 \cdot 10^3$	96,5	290	25,9
0,4	105,0	$2,40 \cdot 10^3$	6,07	953	1,63
0,8	105,0	$3,73 \cdot 10^3$	23,0	490	6,18
1,2	105,0	$5,15 \cdot 10^3$	44,2	379	11,9
1,6	105,0	$6,75 \cdot 10^3$	68,8	324	18,5
2,0	105,0	$8,19 \cdot 10^3$	97,2	286	26,1
0,4	120,0	$2,64 \cdot 10^3$	6,26	920	1,68
0,8	120,0	$4,28 \cdot 10^3$	23,5	476	6,31
1,2	120,0	$6,27 \cdot 10^3$	43,8	381	11,8
1,6	120,0	$8,16 \cdot 10^3$	67,3	330	18,1
2,0	120,0	$8,87 \cdot 10^3$	97,9	281	26,3

Tabela B.15 – Vazões volumétricas estimadas e números de Reynolds e Prandtl do fluido utilidade para as temperaturas e vazões de processo para a seção de resfriamento para a solução de CMC 1%.

$Q$ (L/min)	$T_{past}$ (°C)	$Q_{fp}$ (L/min)	$Re_{fp}$ (-)	$Pr_{fp}$ (-)
0,4	60,0	10,9	$1,05 \cdot 10^3$	11,1
0,8	60,0	9,10	$1,11 \cdot 10^3$	10,4
1,2	60,0	8,50	$1,10 \cdot 10^3$	10,5
1,6	60,0	5,69	$1,16 \cdot 10^3$	9,9
2,0	60,0	10,4	$1,13 \cdot 10^3$	10,2
0,4	75,0	13,3	$1,05 \cdot 10^3$	11,0
0,8	75,0	9,93	$1,15 \cdot 10^3$	10,0
1,2	75,0	10,8	$1,14 \cdot 10^3$	10,1
1,6	75,0	11,5	$1,17 \cdot 10^3$	9,8
2,0	75,0	13,3	$1,24 \cdot 10^3$	9,2
0,4	90,0	13,4	$1,01 \cdot 10^3$	11,5
0,9	90,0	10,7	$1,19 \cdot 10^3$	9,6
1,2	90,0	11,3	$1,20 \cdot 10^3$	9,5
1,6	90,0	13,0	$1,29 \cdot 10^3$	8,8
2,0	90,0	13,1	$1,39 \cdot 10^3$	8,0
0,4	105,0	11,9	$1,06 \cdot 10^3$	10,9
0,8	105,0	12,0	$1,10 \cdot 10^3$	10,5
1,2	105,0	11,8	$1,22 \cdot 10^3$	9,3
1,6	105,0	13,6	$1,36 \cdot 10^3$	8,3
2,0	105,0	14,1	$1,51 \cdot 10^3$	7,4
0,4	120,0	12,3	$1,11 \cdot 10^3$	10,4
0,8	120,0	11,6	$1,16 \cdot 10^3$	9,9
1,2	120,0	13,4	$1,30 \cdot 10^3$	8,7
1,6	120,0	14,0	$1,42 \cdot 10^3$	7,9
2,0	120,0	13,5	$1,64 \cdot 10^3$	6,7

## APÊNDICE C - TEMPERATURAS E VAZÕES EXPERIMENTAIS DAS VALIDAÇÕES

Tabela C.1 – Temperaturas e vazões experimentais registradas para as validações com água.

$Q$ (L/min)	Temperaturas (°C)								
	TT1	TT2	TT3	TT4	TT5	TT6	TT7	TT8	TT9
1,0	22,8	70,0	68,8	68,3	11,4	70,8	67,4	6,1	11,2
1,5	23,4	79,9	79,3	78,7	26,8	80,8	75,4	13,8	21,7
1,3	23,6	100,1	98,8	97,9	27,1	100,5	94,4	14,3	23,3

Tabela C.2 – Temperaturas e vazões experimentais registradas para a validações com a mistura glicerina/água 80%.

$Q$ (L/min)	Temperaturas (°C)								
	TT1	TT2	TT3	TT4	TT5	TT6	TT7	TT8	TT9
1,5	29,0	70,0	68,7	68,5	27,1	76,0	73,3	4,7	8,7
1,3	30,3	80,0	78,6	78,1	27,7	85,3	82,4	4,9	9,3
1,0	36,3	100,0	98,1	97,1	27,7	103,2	100,1	6,2	10,8

Tabela C.3 – Temperaturas e vazões experimentais registradas para as validações com a solução de CMC 1%.

$Q$ (L/min)	Temperaturas (°C)								
	TT1	TT2	TT3	TT4	TT5	TT6	TT7	TT8	TT9
1,3	28,6	70,0	69,7	69,2	35,5	76,1	73,1	4,7	9,7
1,0	35,0	79,9	79,8	78,9	33,9	83,5	81,0	6,2	10,3
1,5	40,4	100,0	99,3	99,0	39,6	108,6	103,4	11,6	18,0

## APÊNDICE D – ARQUIVO FONTE DO gPROMS

### Variable Types

Calor	-1.0E15	1000.0	1.0E15	W/m3
CalorEspecifico	1.0E-15	4000.0	1.0E15	J/Kg.K
CondTermica	1.0E-15	0.5	1.0E15	W/m.K
ConvTermica	1.0E-15	0.5	1.0E15	W/m <sup>2</sup> .K
MassaEspecifica	1.0E-15	900.0	1.0E15	Kg/m3
Temperatura	1.0E-15	320.0	1.0E15	K
Tempo	0.0	0.5	1.0E15	s
Velocidade	-1.0E15	0.5	1.0E15	m/s
ViscosidadeCinematica	1.0E-15	0.5	1.0E15	m <sup>2</sup> /s

### Seção de aquecimento

#### MODELS PASTEURIZADOR

```

=====
                                PARAMETER
=====
#TEMPERATURA DE ENTRADA DO FLUIDO PRODUTO
T1_in          AS REAL
#TEMPERATURA DE ENTRADA DO FLUIDO UTILIDADE NA SEÇÃO DE AQUECIMENTO
T2in_aq       AS REAL
# TEMPERATURA DO AMBIENTE
T_amb         AS REAL
#NÚMERO PI
PI            AS REAL
=====
                                UNIT
=====
aq          AS Trocador
=====
                                BOUNDARY
=====
#-----CONDIÇÕES DE CONTORNO PARA A SEÇÃO DE AQUECIMENTO-----
within aq do
#-->PARA O FLUIDO PRODUTO
#BALANÇO DE ENERGIA

```

```

#NA DIREÇÃO AXIAL
#EM Z=0          (TEMP. DE ENTRADA CONHECIDA)
for r:=0 to Raio_int_tubo1 do
    T1(A,r)= T1_in;
end
#NA DIREÇÃO RADIAL
#EM R=0          (SIMETRIA DE EIXO)
for z:=A|+ to B do
    Fef_FP*K_FP*partial(T1(z,0),radial1)=0;
end
#EM R=Raio_int_1 (TRANSF. DE CALOR PELO CONTORNO)
for z:=A|+ to B do
    Fef_FP*K_FP*partial(T1(z,Raio_int_tubo1),radial1)=
K_tubo*partial(T_tubo_1(z,Raio_int_tubo1),radialtubo1);
end
#-->PARA A PAREDE DO TUBO INTERNO
#BALANÇO DE ENERGIA
#NA DIREÇÃO AXIAL
#EM Z=A
for r:=Raio_int_tubo1 to Raio_ext_tubo1 do
    K_tubo*partial(T_tubo_1(A,r),axial)=0;
end
#EM Z=B
for r:=Raio_int_tubo1 to Raio_ext_tubo1 do
    K_tubo*partial(T_tubo_1(B,r),axial)=0;
end
#NA DIREÇÃO RADIAL
#EM R=Raio_int_1 (TEMP.FLUIDO PRODUTO IGUAL A TEMP.
PAREDE DO TUBO INTERNO)
for z:=A|+ to B|- do
    T_tubo_1(z,Raio_int_tubo1)=T1(z,Raio_int_tubo1);
end
#EM R=Raio_ext_1 (TAXA DE CALORES TROCADOS IGUAL)
for z:=A|+ to B|- do
K_tubo*(partial(T_tubo_1(z,Raio_ext_tubo1),radialtubo1))= -
h2*(T_tubo_1(z,Raio_ext_tubo1)-T2(z));
end
#-->PARA O FLUIDO UTILIDADE
#BALANÇO DE ENERGIA
#NA DIREÇÃO AXIAL
#EM Z=A

```

```

Fef_FU*K_FU*partial (T2 (A) , axial2)=0;
#EM Z=B
T2 (B)=T2in_aq;

```

End

## MODELS TROCADOR

```

#=====
                                PARAMETER
#=====
# TEMPERATURA DO AMBIENTE
T_amb                AS  REAL
#CONDUTIVIDADE TÉRMICA
Fef_FU                AS  REAL
#TEMPERATURA DE ENTRADA DA ÁGUA QUENTE
T2in_aq              AS  REAL
#TEMPERATURA DE SAÍDA DO PRODUTO ESTIMADA
T1_out               AS  REAL
#PARÂMETROS
Par_d                 AS  REAL
Par_e                 AS  REAL
Par_g                 AS  REAL
#-----PROPRIEDADES TERMO-FÍSICAS DO TUBO 1 E 2-----
#CONDUTIVIDADE TÉRMICA
K_tubo                AS  REAL
#-----PARAMETROS DE REOLOGIA-----
#ÍNDICE DE COMPORTAMENTO
Exp_n                 AS  REAL
#-----CARACTERÍSTICAS DO ESCOAMENTO DO FLUIDO PRODUTO-----
#VAZAO VOLUMÉTRICA
Vazao1                AS  REAL
#VELOCIDADE MÉDIA
Vb1                   AS  REAL
#-----CARACTERÍSTICAS DO ESCOAMENTO DO FLUIDO UTILIDADE-----
#VAZAO VOLUMÉTRICA
Vazao2                AS  REAL
#VELOCIDADE MÉDIA
Vb2                   AS  REAL
#-----CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DO TROCADOR-----
#COMPRIMENTO DA SEÇÃO EM ESTUDO
L                      AS  REAL

```



```

Cp_FP          AS                      CalorEspecifico
#CONDUTIVIDADE TÉRMICA
K_FP           AS                      CondTermica
#VISCOSIDADE CINEMÁTICA
Visc_FP        AS                      ViscosidadeCinematica
#NÚMERO DE REYNOLDS
Re_FP          AS                      Admensional
#VELOCIDADE AXIAL DO FLUIDO (Vz=f(r))
Vz             AS  DISTRIBUTION (Radial1)  OF  Velocidade
#FATOR DE AUMENTO
Fef_FP         AS  Admensional
#-----PAREDE DO TUBO INTERNO-----
#TEMPERATURA DO PAREDE (Ttubo1=f(z,r))
T_tubo_1       AS  DISTRIBUTION (Axial,Radialtubo1)OF  Temperatura
#-----FLUIDO UTILIDADE-----
#TEMPERATURA DO FLUIDO (T2=f(z))
T2             AS  DISTRIBUTION (Axial2)      OF  Temperatura
#TAXA DE CALOR TROCADO, POR VOL. DE FLUIDO UTILIDADE, PELO FLUIDO
UTILIDADE
#COM A PAREDE EXTERNA DO TUBO INTERNO
Q2_tubo1       AS  DISTRIBUTION (Axial)      OF  Calor
#ROPRIEDADES TERMO-FÍSICAS
#MASSA ESPECÍFICA
Rho_FU         AS                      MassaEspecificica
#CALOR ESPECÍFICO
Cp_FU          AS                      CalorEspecifico
#CONDUTIVIDADE TÉRMICA
K_FU           AS                      CondTermica
#VISCOSIDADE CINEMÁTICA
Visc_FU        AS                      ViscosidadeCinematica
#NÚMERO DE REYNOLDS
Re_FU          AS                      Admensional
#NÚMERO DE PRADTL
Pr_FU          AS                      Admensional
#COEFICIENTE CONVECTIVO DO FLUIDO UTILIDADE
h2             AS                      ConvTermica
#=====
                                EQUATION
#=====
#           z = direção Axial           r = direção radial
#-----EQUAÇÕES PARA O FLUIDO PRODUTO-----

```



```

#VELOCIDADE AXIAL DO FLUIDO
  #NÃO- NEWTONIANO (Lei de Potência)
  for r := 0 to Raio_int_tubo1 do
    Vz(r) = Vb1*((3*Exp_n + 1)/(Exp_n + 1)) *
              (1 - (r/Raio_int_tubo1)^((Exp_n + 1)/Exp_n));
  end
#BALANÇO DE ENERGIA
  #Domínios:
  # y=]0:Raio_int_1[ , 0 e Raio_int_1 são C.C
  # x=]A:B] , A é C.C
  for r :=0|+ to Raio_int_tubo1|- do
    for z := A|+ to B do
      r*Rho_FP*Cp_FP*Vz(r)*partial(T1(z,r),Axial) = +
      partial(r*Fef_FP*K_FP*partial(T1(z,r),Radial1),Radial1);
    end
  end
#TEMPERATURA MEDIA RADIAL, PONDERADA NA VELOCIDADE, DO FLUIDO
for z := A to B do
T1_media(z) = integral(r:=0:Raio_int_tubo1;Vz(r)*T1(z,r)*2*r)/
Vb1*(Raio_int_tubo1^2));
end #FOR
#-----EQUAÇÕES PARA O TUBO INTERNO-----
#BALANÇO DE ENERGIA
  #Domínios:
  # r=]Raio_int_1:Raio_ext_1[ , Raio_int_1 e Raio_ext_1 são C.C
  # z=]A:B[ , A e B são C.C
  for r :=Raio_int_tubo1|+ to Raio_ext_tubo1|- do
    for z := A|+ to B|- do
      ((partial(r*K_tubo*partial(T_tubo_1(z,r),Radialtubo1),Radialtubo1))+
      r*(partial(K_tubo*partial(T_tubo_1(z,r),Axial),Axial))) =0;
    end
  end
#-----EQUAÇÕES PARA O FLUIDO ESCOANDO NA REGIÃO ANULAR-----
#BALANÇO DE ENERGIA
  #Domínios:
  # z=]B:A[ , A e B são C.C
  for z := A|+ to B|- do
    Rho_FU*Cp_FU*Vb2*partial(T2(z),Axial2) = +
    partial(K_FU*Fef_FU*partial(T2(z),Axial2),Axial2) + Q2_tubo1(z);
  end

```

```

#TAXA DE CALOR, POR VOL. DE FLUIDO UTILIDADE, TROCADO PELO FLUIDO
UTILIDADE
for z := A to B do
  Q2_tubo1(z) = h2*
    (2*Raio_ext_tubo1/(Raio_int_tubo2^2-(Raio_ext_tubo1)^2))*
    (T_tubo_1(z,Raio_ext_tubo1)-T2(z));
end
h2= Re_FU^(Par_e)*Pr_FU^(Par_g)/(Par_d*3.1415*2*Raio_ext_tubo1*L);
#-----PACOTE DE PROPRIEDADES-----
#AGUA
#MASSA ESPECÍFICA
Rho_FP=(1001.4 - 3.5e-1*(T1_media(A)-273.15) + 1.15e-
3*((T1_media(A)-273.15)^2) - 2.77e-5*((T1_media(A)-273.15)^3)
+1001.4 - 3.5e-1*(T1_media(B)-273.15) + 1.15e-
3*((T1_media(B)-273.15)^2) - 2.77e-5*((T1_media(B)-273.15)^3))/2;
#CALOR ESPECÍFICO
Cp_FP=(5.2019e-7*(T1_media(A)-273.15)^4 - 2.1528e-4*(T1_media(A)-
273.15)^3 + 4.1758e-2*(T1_media(A)-273.15)^2 - 2.6171*(T1_media(A)-
273.15) + 4227.1+5.2019e-7*(T1_media(B)-273.15)^4 - 2.1528e-4*(T1_media(B)-
273.15)^3 + 4.1758e-2*(T1_media(B)-273.15)^2 - 2.6171*(T1_media(B)-
273.15) + 4227.1)/2;
#CONDUTIVIDADE TÉRMICA
K_FP=(0.56890554 + (T1_media(A)-273.15)/534.3636 - (T1_media(A)-
273.15)^2/133333
+ 0.56890554 + (T1_media(B)-273.15)/534.3636 - (T1_media(B)-
273.15)^2/133333)/2;
#VISCOSIDADE CINEMÁTICA estimada
Visc_FP = (9.311e-8*exp(2.943/(T1_media(A)/273.1)^3)+9.311e-
8*exp(2.943/(T1_out/273.1)^3))/2;
#NÚMERO DE REYNOLDS
Re_FP = Raio_int_tubo1*2*Vb1/(Visc_FP);
#FATOR DE AUMENTO
Fef_FP = 1.14e-2*Re_FP^(7.74e-1);
#FLUIDO UTILIDADE
#MASSA ESPECÍFICA
Rho_FU=(1001.4 - 3.5e-1*(T2(A)-273.15) + 1.15e-3*((T2(A)-273.15)^2)
- 2.77e-5*((T2(A)-273.15)^3) +1001.4 - 3.5e-1*(T2(B)-273.15) + 1.15e-
3*((T2(B)-273.15)^2) - 2.77e-5*((T2(B)-273.15)^3))/2;
#CALOR ESPECÍFICO

```

```

Cp_FU=(5.2019e-7*(T2(A)-273.15)^4 - 2.1528e-4*(T2(A)-273.15)^3 +
4.1758e-2*(T2(A)-273.15)^2 - 2.6171*(T2(A)-273.15) +4227.1
+5.2019e-7*(T2(B)-273.15)^4 - 2.1528e-4*(T2(B)-273.15)^3 + 4.1758e-2*(T2(B)-
273.15)^2 - 2.6171*(T2(B)-273.15) + 4227.1)/2;
#CONDUTIVIDADE TÉRMICA
K_FU=(0.56890554 + (T2(A)-273.15)/534.3636 - (T2(A)-273.15)^2/133333
+ 0.56890554 + (T2(B)-273.15)/534.3636 - (T2(B)-273.15)^2/133333)/2;
#NÚMERO DE REYNOLDS
Re_FU = 0.280*4/(3.1415*0.156*Rho_FU*Visc_FU);
#VISCOSIDADE CINEMÁTICA
Visc_FU = (9.311e-8*exp(2.943/(T2(A)/273.1)^3)+9.311e-
8*exp(2.943/(T2(B)/273.1)^3))/2;
#NÚMERO DE PRANDTL
Pr_FU = Cp_FU*Visc_FU*Rho_FU/K_FU;

```

## PROCESS SIMULAC

```

#=====
UNIT
#=====
past as Pasteurizador
#=====
SET
#-----VALORES DOS PARAMETROS GERAIS DO PASTEURIZADOR-----
within past do
#TEMPERATURA DE ENTRADA DO FLUIDO PRODUTO
T1_in {K} := 273.15+26;
#TEMPERATURA DE ENTRADA DO FLUIDO UTILIDADE NA SEÇÃO DE AQUECIMENTO
T2in_aq {K} := 273.15+91.8;
# TEMPERATURA DO AMBIENTE
T_amb := 273.15+25;
#NÚMERO PI
PI :=3.141592654;
end #WITHIN
#-----VALORES DOS PARAMETROS DA SECAO DE AQUEC. DO PASTEURIZADOR-----
-----
within past.aq do
# TEMPERATURA DO AMBIENTE

```

```

T_amb                := past.T_amb;
#--->PROPRIEDADES TERMO-FÍSICAS DA ÁGUA (FLUIDO UTILIDADE)
#--->PARAMETROS DE REOLOGIA
#ÍNDICE DE COMPORTAMENTO
Exp_n                := 1;
#--->PROPRIEDADES TERMO-FÍSICAS DO TUBO 1 E 2
#CONDUTIVIDADE TÉRMICA
K_tubo               := 14.5;
#--->CARACTERÍSTICAS DO ESCOAMENTO DO FLUIDO PRODUTO
#VAZAO VOLUMÉTRICA
Vazao1{m3/s}        := 2{L/min}/60000{(m3/s)/(L/m)};
#VELOCIDADE MÉDIA
Vb1{m/s}            := Vazao1/(past.PI*Raio_int_tubo1^2);
#--->CARACTERÍSTICAS DO ESCOAMENTO DO FLUIDO UTILIDADE
#VAZAO VOLUMÉTRICA
Vazao2{m3/s}        := 17.5{L/min}/60000{(m3/s)/(L/min)};
#VELOCIDADE MÉDIA
Vb2{m/s}            := -Vazao2/(past.PI*(Raio_int_tubo2^2-
Raio_ext_tubo1^2));
#--->CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DO TROCADOR
#COMPRIMENTO DA SEÇÃO EM ESTUDO
L{m}                 := 9.15;
#RAIO INTERNO DO TUBO INTERNO
Raio_int_tubo1{m}    := 3.88e-3;
#RAIO EXTERNO DO TUBO INTERNO
Raio_ext_tubo1{m}    := 4.79e-3;
#RAIO INTERNO DO TUBO EXTERNO
Raio_int_tubo2       := 7.78e-2; {Diametro=2.54cm}
#--->CARACTERÍSTICAS TERMICAS DO TROCADOR DE CALOR
#PARÂMETROS
Par_d := 5.079;
Par_e := 1.0;
Par_g := 0.2853;
#DOMÍNIOS DIMENSIONAIS
#INFERIOR (Início da seção em estudo)
A                    :=0;
#SUPERIOR (Final da seção em estudo)
B                    :=L;
#TEMPERATURA DE ENTRADA DA ÁGUA QUENTE (K)
T2in_aq := past.T2in_aq;
#TEMPERATURA DE SAIDA ESTIMADA DA ÁGUA QUENTE (K)

```

```

#T2out_aq := 89.8 +273.15;
#TEMPERATURA DE SAIDA ESTIMADA DO FLUIDO PRODUTO (K)
T1_OUT := 90 +273.15;
Fef_FU := 1;
    #--->METODOS UTILIZADOS PARA DISCRETIZAR OS DOMINIOS
        Axial      := [BFDM,1,120];
        Axial2     := [FFDM,1,120];
        Radial1    := [CFDM,2, 50];
        Radialtubo1 := [CFDM,2, 50];
end #WITHIN
#=====
                                INITIAL
#=====
                                STEADY_STATE
#=====

```

## Seção de retenção

### MODELS PASTEURIZADOR

```

#=====
                                PARAMETER
#=====
#TEMPERATURA DE ENTRADA DO FLUIDO PRODUTO
T1_in      AS REAL
# TEMPERATURA DO AMBIENTE
T_amb      AS REAL
#NÚMERO PI
PI         AS REAL
#COEFICIENTE CONVECTIVO EFETIVO DO AR AMBIENTE (Levando-se em conta a radiação
e convecção natural)
Uamb       AS REAL
#=====
                                UNIT
#=====
                                Ret AS Retencao
#=====
                                BOUNDARY
#=====
#-----CONDIÇÕES DE CONTORNO NA SEÇÃO DE RETENÇÃO-----

```

```

within ret do
#-->PARA O FLUIDO PRODUTO
  #BALANÇO DE ENERGIA
    #NA DIREÇÃO AXIAL
      #EM Z=A (TEMP. DE ENTRADA CONHECIDA)
      for r:=0 to Raio_int_tubo1 do
        T1(A,r)= T1_in;
      end
    #NA DIREÇÃO RADIAL
      #EM R=0 (SIMETRIA DE EIXO)
      for z:=A|+ to B do
        Fef_FP*K_FP*partial(T1(z,0),radial1)=0;
      end
      #EM R=Raio_int_1 (TRANSF. DE CALOR PELO CONTORNO)
      for z:=A|+ to B do
        Fef_FP*K_FP*partial(T1(z,Raio_int_tubo1),radial1)=K_tubo*partial(T_tubo_1(z
,Raio_int_tubo1),radialtubo1);
      end
#-->PARA A PAREDE DO TUBO INTERNO
  #BALANÇO DE ENERGIA
    #NA DIREÇÃO AXIAL
      #EM Z=A
      for r:=Raio_int_tubo1 to Raio_ext_tubo1 do # (TEMP. DO
TUBO NA ENTRADA DA RETENÇÃO IGUAL A TEMP. DO TUBO NA SAIDA DO AQUEC.
        #T_tubo_1(A,r)=aq.T_tubo_1(aq.B,r);
        K_tubo*partial(T_tubo_1(A,r),Axial)= 0;
        #K_tubo*partial(aq.T_tubo_1(aq.B,r),aq.Axial);
      end
      #EM Z=B
      for r:=Raio_int_tubo1 to Raio_ext_tubo1 do# (TEMP. DO TUBO NA
SAIDA DA RETENÇÃO IGUAL A TEMP. DO TUBO NA ENTRADA DO RESF.
        #T_tubo_1(B,r)=resf.T_tubo_1(resf.A,r);
        K_tubo*partial(T_tubo_1(B,r),Axial)= 0;
      end
    #NA DIREÇÃO RADIAL
      #EM R=Raio_int_1 (TEMP.FLUIDO PRODUTO IGUAL A TEMP.
PAREDE DO TUBO INTERNO)
      for z:=A|+ to B|- do
        T_tubo_1(z,Raio_int_tubo1)=T1(z,Raio_int_tubo1);
      end
      #EM R=Raio_ext_1 (TAXA DE CALORES TROCADOS IGUAL)

```



```

#-----DOMÍNIO DIMENSIONAL NA DIREÇÃO AXIAL DA SEÇÃO EM ESTUDO-
#RETENCAO
    #A=COMPR. SEÇÃO AQUEC.
    #B=COMPR. SEÇÃO AQUEC. + COMPR. SEÇÃO RETENÇÃO
    Axial      AS  [A:B]
#-----DOMÍNIO DIMENSIONAL NA DIREÇÃO RADIAL DO FLUIDO PRODUTO-
    Radial1    AS  [0:Raio_int_tubo1]
#-----DOMÍNIO DIMENSIONAL NA DIREÇÃO RADIAL DA PAREDE DO TUBO INTERNO-
    Radialtubo1 AS  [Raio_int_tubo1:Raio_ext_tubo1]
#=====
                                VARIABLE
#=====
#-----FLUIDO PRODUTO-----
#TEMPERATURA DO FLUIDO (T1=f(z, r))
    T1          AS  DISTRIBUTION (Axial,Radial1)  OF  Temperatura
#TEMPERATURA MÉDIA RADIAL, PONDERADA NA VELOCIDADE, DO FLUIDO
    T1_media    AS  DISTRIBUTION (Axial)          OF  Temperatura
#VELOCIDADE AXIAL DO FLUIDO (Vz=f(r))
    Vz          AS  DISTRIBUTION (Radial1)       OF  Velocidade
#ROPRIEDADES TERMO-FÍSICAS
#MASSA ESPECÍFICA
    Rho_FP      AS                               MassaEspecificica
#CALOR ESPECÍFICO
    Cp_FP       AS                               CalorEspecifico
#CONDUTIVIDADE TÉRMICA
    K_FP        AS                               CondTermica
#-----PAREDE DO TUBO INTERNO-----
#TEMPERATURA DO PAREDE (Ttubo1=f(z, r))
    T_tubo_1    AS  DISTRIBUTION (Axial,Radialtubo1)OF  Temperatura
#=====
                                EQUATION
#=====
#          z = direção Axial          r = direção radial
#-----EQUAÇÕES PARA O FLUIDO PRODUTO-----
#VELOCIDADE AXIAL DO FLUIDO
    #NEWTONIANO (Lei de Potência)
    for r := 0 to Raio_int_tubo1 do
        Vz(r) = Vb1*((3*Exp_n + 1)/(Exp_n + 1)) *
                (1 - (r/Raio_int_tubo1)^((Exp_n + 1)/Exp_n));
    end
#BALANÇO DE ENERGIA

```



```

#Domínios:
# r=]0:Raio_int_1[ , 0 e Raio_int_1 são C.C
# z=]A:B] , A é C.C
for r :=0|+ to Raio_int_tubo1|- do
  for z := A|+ to B do
    r*Rho_FP*Cp_FP*Vz(r)*partial(T1(z,r),Axial) = +
    Fef_FP*K_FP*partial(r*partial(T1(z,r),Radial1),Radial1);
  end
end

#TEMPERATURA E CONCENTRAÇÃO MEDIA RADIAL, PONDERADA NA VELOCIDADE, DO
FLUIDO
for z := A to B do
  T1_media(z) = integral(r:=0:Raio_int_tubo1;Vz(r)*T1(z,r)*2*r)/
  (Vb1*(Raio_int_tubo1^2));
end #FOR

#-----EQUAÇÕES PARA O TUBO INTERNO-----
#BALANÇO DE ENERGIA
#Domínios:
# r=]Raio_int_1:Raio_ext_1[ , Raio_int_1 e Raio_ext_1 são C.C
# z=]A:B[ , A e B são C.C
for r :=Raio_int_tubo1|+ to Raio_ext_tubo1|- do
  for z := A|+ to B|- do
K_tubo*((partial(r*partial(T_tubo_1(z,r),Radialtubo1),Radialtubo1))+
  r*(partial(partial(T_tubo_1(z,r),Axial),Axial))) = 0;
  end
end

#-----PACOTE DE PROPRIEDADES-----
#AGUA
#MASSA ESPECÍFICA
Rho_FP=(1001.4 - 3.5e-1*(T1_media(A)-273.15) + 1.15e-
3*((T1_media(A)-273.15)^2) - 2.77e-5*((T1_media(A)-273.15)^3)
+1001.4 - 3.5e-1*(T1_media(B)-273.15) + 1.15e-3*((T1_media(B)-273.15)^2) -
2.77e-5*((T1_media(B)-273.15)^3))/2;
#CALOR ESPECÍFICO
Cp_FP=(5.2019e-7*(T1_media(A)-273.15)^4 - 2.1528e-4*(T1_media(A)-
273.15)^3 + 4.1758e-2*(T1_media(A)-273.15)^2 - 2.6171*(T1_media(A)-273.15) +
4227.1+5.2019e-7*(T1_media(B)-273.15)^4 - 2.1528e-4*(T1_media(B)-273.15)^3 +
4.1758e-2*(T1_media(B)-273.15)^2 - 2.6171*(T1_media(B)-
273.15) + 4227.1)/2;
#CONDUTIVIDADE TÉRMICA

```

```

      K_FP=(0.56890554 + (T1_media (A)-273.15)/534.3636 - (T1_media (A)-
273.15)^2/1333333
      + 0.56890554 + (T1_media (B)-273.15)/534.3636 - (T1_media (B)-
273.15)^2/1333333)/2;

```

## PROCESS SIMULAC

```

=====
                                UNIT
=====
past as Pasteurizador
=====
                                SET
=====
#-----VALORES DOS PARAMETROS GERAIS DO PASTEURIZADOR-----
within past do
  #TEMPERATURA DE ENTRADA DO FLUIDO PRODUTO
  T1_in      {K}      := 363.1804-0.7;
  # TEMPERATURA DO AMBIENTE
  T_amb      := 273.15+23.5;
  #NÚMERO PI
  PI         :=3.141592654;
  #COEFICIENTE GLOBAL DE TROCA TÉRMICA
  Uamb       := 14.1;
end #WITHIN
#-----VALORES DOS PARAMETROS DA SECAO DE RETEN. DO PASTEURIZADOR----
-----
  within past.ret do
    # TEMPERATURA DO AMBIENTE
    T_amb          := past.T_amb;
    #--->PROPRIEDADES TERMO-FÍSICAS DA ÁGUA (FLUIDO UTILIDADE)
Fef_FP := 1;

#--->PARAMETROS DE REOLOGIA
  #ÍNDICE DE COMPORTAMENTO
  Exp_n           := 1;
#--->PROPRIEDADES TERMO-FÍSICAS DO TUBO 1 E 2
  #CONDUTIVIDADE TÉRMICA
  K_tubo          := 14.5;
#--->CARACTERISTICAS DO ESCOAMENTO DO FLUIDO PRODUTO

```

```

#VAZAO VOLUMÉTRICA
Vazao1{m3/s}                := 2.0{L/min}/60000{(m3/s)/(L/m)};
#VELOCIDADE MÉDIA
Vb1{m/s}                    := Vazao1/(past.PI*Raio_int_tubo1^2);
#--->CARACTERISTICAS FÍSICAS DO TROCADOR
#COMPRIMENTO DA SEÇÃO EM ESTUDO
L                            := 2.42 {m};
#RAIO INTERNO DO TUBO INTERNO
Raio_int_tubo1{m}           := 3.88e-3;
#RAIO EXTERNO DO TUBO INTERNO
Raio_ext_tubo1{m}           := 4.79e-3;
#--->CARACTERISTICAS TERMICAS DO TROCADOR DE CALOR
#DOMÍNIOS DIMENSIONAIS
#INFERIOR (Início da seção em estudo)
A                            :=0;
#SUPERIOR (Final da seção em estudo)
B                            :=A+L;
#--->METODOS UTILIZADOS PARA DISCRETIZAR OS DOMINIOS
Axial                        := [BFDM,1,120];
Radial1                      := [CFDM,2, 50];
Radialtubo1                  := [CFDM,2, 50];
end #WITHIN
#=====
INITIAL
#=====
STEADY_STATE
#=====

```

## Seção de resfriamento

### MODELS PASTEURIZADOR

```

PARAMETER
#=====
#TEMPERATURA DE ENTRADA DO FLUIDO PRODUTO
T1_in      AS REAL
#TEMPERATURA DE ENTRADA DO FLUIDO UTILIDADE NA SEÇÃO DE AQUECIMENTO
T2in_resf  AS REAL
# TEMPERATURA DO AMBIENTE
T_amb      AS REAL

```

```

#NÚMERO PI
PI          AS REAL
#=====
                                UNIT
#=====
    resf    AS Trocador
#=====
                                BOUNDARY
#=====
#-----CONDIÇÕES DE CONTORNO NA SEÇÃO DE AQUECIMENTO-----
    within resf do
#-->PARA O FLUIDO PRODUTO
    #BALANÇO DE ENERGIA
        #NA DIREÇÃO AXIAL
            #EM Z=0                (TEMP. DE ENTRADA CONHECIDA)
            for r:=0 to Raio_int_tubo1 do
                T1(A,r) = T1_in;
            end
        #NA DIREÇÃO RADIAL
            #EM R=0                (SIMETRIA DE EIXO)
            for z:=A|+ to B do
                Fef_FP*K_FP*partial(T1(z,0),radial1)=0;
            end
            #EM R=Raio_int_1        (TRANSF. DE CALOR PELO CONTORNO)
            for z:=A|+ to B do
                Fef_FP*K_FP*partial(T1(z,Raio_int_tubo1),radial1)=
K_tubo*partial(T_tubo_1(z,Raio_int_tubo1),radialtubo1);
            end
#-->PARA A PAREDE DO TUBO INTERNO
    #BALANÇO DE ENERGIA
        #NA DIREÇÃO AXIAL
            #EM Z=A
            for r:=Raio_int_tubo1 to Raio_ext_tubo1 do
                K_tubo*partial(T_tubo_1(A,r),axial)=0;
            end
            #EM Z=B
            for r:=Raio_int_tubo1 to Raio_ext_tubo1 do
                K_tubo*partial(T_tubo_1(B,r),axial)=0;
            end
        #NA DIREÇÃO RADIAL

```

```

#EM R=Raio_int_1          (TEMP.FLUIDO PRODUTO IGUAL A TEMP.
PAREDE DO TUBO INTERNO)
  for z:=A|+ to B|- do
    T_tubo_1(z,Raio_int_tubo1)=T1(z,Raio_int_tubo1);
  end
#EM R=Raio_ext_1          (TAXA DE CALORES TROCADOS IGUAL)
  for z:=A|+ to B|- do
K_tubo*(partial(T_tubo_1(z,Raio_ext_tubo1),radialtubo1))=-h2*
(T_tubo_1(z,Raio_ext_tubo1)-T2(z));
  end
#-->PARA O FLUIDO UTILIDADE
  #BALANÇO DE ENERGIA
  #NA DIREÇÃO AXIAL
  #EM Z=A
  Fef_FU*K_FU*partial(T2(A),axial2)=0;
  #EM Z=B
  T2(B)=T2in_resf;

End

```

## MODELS TROCADOR

```

#=====
PARAMETER
#=====
# TEMPERATURA DO AMBIENTE
T_amb          AS  REAL
#CONDUTIVIDADE TÉRMICA
fef_FU         AS  REAL
#TEMPERATURA DE SAÍDA DO PRODUTO ESTIMADA
T1_out         AS  REAL
#PARÂMETROS
Par_d          AS  REAL
Par_e          AS  REAL
Par_g          AS  REAL

#-----PROPRIEDADES TERMO-FÍSICAS DO TUBO 1 E 2-
#CONDUTIVIDADE TÉRMICA
K_tubo        AS  REAL
#-----PARAMETROS DE REOLOGIA-
#ÍNDICE DE COMPORTAMENTO
Exp_n         AS  REAL

```

```

#-----CARACTERISTICAS DO ESCOAMENTO DO FLUIDO PRODUTO--
#VAZAO VOLUMÉTRICA
Vazao1          AS  REAL
#VELOCIDADE MÉDIA
Vb1             AS  REAL
#-----CARACTERISTICAS DO ESCOAMENTO DO FLUIDO UTILIDADE--
#VAZAO VOLUMÉTRICA
Vazao2          AS  REAL
#VELOCIDADE MÉDIA
Vb2             AS  REAL
#-----CARACTERISTICAS FÍSICAS DO TROCADOR--
#COMPRIMENTO DA SEÇÃO EM ESTUDO
L               AS  REAL
#RAIO INTERNO DO TUBO INTERNO
Raio_int_tubo1 AS  REAL
#RAIO EXTERNO DO TUBO INTERNO
Raio_ext_tubo1 AS  REAL
#RAIO INTERNO DO TUBO EXTERNO
Raio_int_tubo2 AS  REAL
#-----CARACTERISTICAS TERMICAS DO TROCADOR DE CALOR--
#COEFICIENTE CONVECTIVO DO FLUIDO UTILIDADE
#h2            AS  REAL
#DOMÍNIOS DIMENSIONAIS
#INFERIOR (Início da seção em estudo)
A              AS  REAL
#SUPERIOR (Final da seção em estudo)
B              AS  REAL
#=====
                        DISTRIBUTION_DOMAIN
#=====
#-----DOMÍNIO DIMENSIONAL NA DIREÇÃO AXIAL DA SEÇÃO EM ESTUDO--
#AQUECIMENTO
#A=0
#B=COMPR. SEÇÃO AQUEC.

#RESFRIAMENTO
#A=COMPR. SEÇÃO AQUEC. + COMPR. SEÇÃO RETENÇÃO
#B=COMPR. SEÇÃO AQUEC. + COMPR. SEÇÃO RETENÇÃO + COMPR. SEÇÃO RESFR.
Axial         AS  [A:B]
Axial2        AS  [A:B]
#-----DOMÍNIO DIMENSIONAL NA DIREÇÃO RADIAL DO FLUIDO PRODUTO--

```



```

Cp_FU          AS          CalorEspecifico
#CONDUTIVIDADE TÉRMICA
K_FU           AS          CondTermica
#VISCOSIDADE CINEMÁTICA
Visc_FU        AS          ViscosidadeCinematica
#NÚMERO DE REYNOLDS
Re_FU          AS          Admensional
#NÚMERO DE PRADTL
Pr_FU          AS          Admensional
#COEFICIENTE CONVECTIVO DO FLUIDO UTILIDADE
h2             AS          ConvTermica
#=====
                                EQUATION
#=====
#           z = direção Axial           r = direção radial
#-----EQUAÇÕES PARA O FLUIDO PRODUTO-----
#VELOCIDADE AXIAL DO FLUIDO
#NÃO- NEWTONIANO (Lei de Potência)
for r := 0 to Raio_int_tubo1 do
Vz(r) = Vb1*((3*Exp_n + 1)/(Exp_n + 1)) *
        (1 - (r/Raio_int_tubo1)^((Exp_n + 1)/Exp_n));
end
#BALANÇO DE ENERGIA
#Domínios:
# y=]0:Raio_int_1[ , 0 e Raio_int_1 são C.C
# x=]A:B]           , A é           C.C
for r :=0|+ to Raio_int_tubo1|- do
for z := A|+ to B do
r*Rho_FP*Cp_FP*Vz(r)*partial(T1(z,r),Axial) = +
partial(r*Fef_FP*K_FP*partial(T1(z,r),Radial1),Radial1);
end
end
#TEMPERATURA MEDIA RADIAL, PONDERADA NA VELOCIDADE, DO FLUIDO
for z := A to B do
T1_media(z) = integral(r:=0:Raio_int_tubo1;Vz(r)*T1(z,r)*2*r)/
(Vb1*(Raio_int_tubo1^2));
end #FOR
#-----EQUAÇÕES PARA O TUBO INTERNO-----
#BALANÇO DE ENERGIA
#Domínios:
# r=]Raio_int_1:Raio_ext_1[ , Raio_int_1 e Raio_ext_1 são C.C

```



```

# z=]A:B[           ,           A           e           B           são C.C
for r :=Raio_int_tubo1|+ to Raio_ext_tubo1|- do
  for z := A|+ to B|- do
    ((partial(r*K_tubo*partial(T_tubo_1(z,r),Radialtubo1),Radialtubo1))+
      r*(partial(K_tubo*partial(T_tubo_1(z,r),Axial),Axial))) =0;
  end
end

#-----EQUAÇÕES PARA O FLUIDO ESCOANDO NA REGIÃO ANULAR-----
#BALANÇO DE ENERGIA
#Domínios:
# z=]B:A[           ,           A e B são C.C
for z := A|+ to B|- do
  Rho_FU*Cp_FU*Vb2*partial(T2(z),Axial2) = +
  partial(Fef_FU*K_FU*partial(T2(z),Axial2),Axial2) + Q2_tubo1(z);
end

#TAXA DE CALOR, POR VOL. DE FLUIDO UTILIDADE, TROCADO PELO FLUIDO
UTILIDADE
for z := A to B do
  Q2_tubo1(z) = h2*
    (2*Raio_ext_tubo1/(Raio_int_tubo2^2-(Raio_ext_tubo1)^2))*
    (T_tubo_1(z,Raio_ext_tubo1)-T2(z));
end
h2 = Re_FU^(Par_e)*Pr_FU^(Par_g)/(Par_d*3.1415*2*Raio_ext_tubo1*L);
#-----PACOTE DE PROPRIEDADES-----
#AGUA
#MASSA ESPECÍFICA
Rho_FP=(1001.4 - 3.5e-1*(T1_media(A)-273.15) + 1.15e-
3*((T1_media(A)-273.15)^2) - 2.77e-5*((T1_media(A)-273.15)^3)
+1001.4 - 3.5e-1*(T1_media(B)-273.15) + 1.15e-3*((T1_media(B)-273.15)^2) -
2.77e-5*((T1_media(B)-273.15)^3))/2;
#CALOR ESPECÍFICO
Cp_FP=(5.2019e-7*(T1_media(A)-273.15)^4 - 2.1528e-4*(T1_media(A)-
273.15)^3 + 4.1758e-2*(T1_media(A)-273.15)^2 - 2.6171*(T1_media(A)-273.15) +
4227.1+5.2019e-7*(T1_media(B)-273.15)^4 - 2.1528e-4*(T1_media(B)-273.15)^3 +
4.1758e-2*(T1_media(B)-273.15)^2 - 2.6171*(T1_media(B)-273.15) + 4227.1)/2;
#CONDUTIVIDADE TÉRMICA
K_FP=(0.56890554 + (T1_media(A)-273.15)/534.3636 - (T1_media(A)-
273.15)^2/133333 + 0.56890554 + (T1_media(B)-273.15)/534.3636 - (T1_media(B)-
273.15)^2/133333)/2;
#VISCOSIDADE CINEMÁTICA estimada

```

```

      Visc_FP      =      (9.311e-8*exp(2.943/(T1_media(A)/273.1)^3)+9.311e-
8*exp(2.943/(T1_out/273.1)^3))/2;
      #NÚMERO DE REYNOLDS
      Re_FP = Raio_int_tubo1*2*Vb1/(Visc_FP);
      #FATOR DE AUMENTO
      Fef_FP = 1.15e-1*Re_FP^(4.22e-1);
#FLUIDO UTILIDADE
      #MASSA ESPECÍFICA
      Rho_FU=(1001.4 - 3.5e-1*(T2(A)-273.15) + 1.15e-3*((T2(A)-273.15)^2)
- 2.77e-5*((T2(A)-273.15)^3) + 1001.4 - 3.5e-1*(T2(B)-273.15) + 1.15e-
3*((T2(B)-273.15)^2) - 2.77e-5*((T2(B)-273.15)^3))/2;
      #CALOR ESPECÍFICO
      Cp_FU=(5.2019e-7*(T2(A)-273.15)^4 - 2.1528e-4*(T2(A)-273.15)^3 +
4.1758e-2*(T2(A)-273.15)^2 - 2.6171*(T2(A)-273.15) +4227.1
+5.2019e-7*(T2(B)-273.15)^4 - 2.1528e-4*(T2(B)-273.15)^3 + 4.1758e-2*(T2(B)-
273.15)^2 - 2.6171*(T2(B)-273.15) + 4227.1)/2;
      #CONDUTIVIDADE TÉRMICA
      K_FU=(0.56890554 + (T2(A)-273.15)/534.3636 - (T2(A)-273.15)^2/133333
+ 0.56890554 + (T2(B)-273.15)/534.3636 - (T2(B)-273.15)^2/133333)/2;
      #NÚMERO DE REYNOLDS
      Re_FU = 0.280*4/(3.1415*0.156*Rho_FU*Visc_FU);
      #VISCOSIDADE CINEMÁTICA
      Visc_FU      =      (9.311e-8*exp(2.943/(T2(A)/273.1)^3)+9.311e-
8*exp(2.943/(T2(B)/273.1)^3))/2;
      #NÚMERO DE PRANDTL
      Pr_FU = Cp_FU*Visc_FU*Rho_FU/K_FU;

```

## PROCESS SIMULAC

```

#=====
                                UNIT
#=====
past as Pasteurizador
#=====
                                SET
#=====
#-----VALORES DOS PARAMETROS GERAIS DO PASTEURIZADOR-----
within past do
      #TEMPERATURA DE ENTRADA DO FLUIDO PRODUTO
      T1_in      {K}      := 361.9965;
      #TEMPERATURA DE ENTRADA DO FLUIDO UTILIDADE NA SEÇÃO DE RESFRIAMENTO

```

```

T2in_resf      {K}      := 273.15+16.6;
# TEMPERATURA DO AMBIENTE
T_amb          := 273.15+25;
#NÚMERO PI
PI             :=3.141592654;
end #WITHIN

#-----VALORES DOS PARAMETROS DA SECAO DE RESF. DO PASTEURIZADOR-
within past.resf do
  # TEMPERATURA DO AMBIENTE
  T_amb          := past.T_amb;
  #TEMPERATURA ESTIMADA DE SAÍDA DO FLUIDO PRODUTO
  T1_out := 273.15 + 33;
  #--->PROPRIEDADES TERMO-FÍSICAS DA ÁGUA (FLUIDO UTILIDADE)
#--->PARAMETROS DE REOLOGIA
  #ÍNDICE DE COMPORTAMENTO
  Exp_n          := 1;
#--->PROPRIEDADES TERMO-FÍSICAS DO TUBO 1 E 2
  #CONDUTIVIDADE TÉRMICA
  K_tubo         := 14.5;
#--->CARACTERISTICAS DO ESCOAMENTO DO FLUIDO PRODUTO
  #VAZAO VOLUMÉTRICA
  Vazao1{m3/s}   := 2.0{L/min}/60000{ (m3/s) / (L/m) };
  #VELOCIDADE MÉDIA
  Vb1{m/s}       := Vazao1/(past.PI*Raio_int_tubo1^2);
#--->CARACTERISTICAS DO ESCOAMENTO DO FLUIDO UTILIDADE
  #VAZAO VOLUMÉTRICA
  Vazao2{m3/s}   := 11.0{L/min}/60000{ (m3/s) / (L/min) };
  #VELOCIDADE MÉDIA
  Vb2{m/s}       := -Vazao2/(past.PI*(Raio_int_tubo2^2-
Raio_ext_tubo1^2));
#--->CARACTERISTICAS FÍSICAS DO TROCADOR
  #COMPRIMENTO DA SEÇÃO EM ESTUDO
  L{m}           := 9.89;
  #RAIO INTERNO DO TUBO INTERNO
  Raio_int_tubo1{m} := 9.40e-3{Diâmetro}/2;
  #RAIO EXTERNO DO TUBO INTERNO
  Raio_ext_tubo1{m} := 1.27e-2{Diâmetro}/2;
  #RAIO INTERNO DO TUBO EXTERNO
  Raio_int_tubo2 := 1.55e-1{Diâmetro}/2;
#PARÂMETROS

```

