

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DE MINAS GERAIS
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Fernanda da Silva Machado

**INFLUÊNCIA DA RUGOSIDADE SUPERFICIAL NA TRANSFERÊNCIA DE
CALOR DE UM TUBO DE AÇO EM ROTAÇÃO SUBMETIDO À TÊMPERA POR
IMERSÃO EM ÁGUA**

Belo Horizonte

2020

Fernanda da Silva Machado

**INFLUÊNCIA DA RUGOSIDADE SUPERFICIAL NA TRANSFERÊNCIA DE
CALOR DE UM TUBO DE AÇO EM ROTAÇÃO SUBMETIDO À TÊMPERA POR
IMERSÃO EM ÁGUA**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Felipe Raúl Ponce Arrieta

Coorientador: Dr. Ricardo Junqueira Silva

Área de concentração: Sistemas Térmicos e Fluidos

Belo Horizonte

2020

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Biblioteca da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

M149i Machado, Fernanda da Silva
Influência da rugosidade superficial na transferência de calor de um tubo de aço em rotação submetido à têmpera por imersão em água / Fernanda da Silva Machado. Belo Horizonte, 2020.
139 f. : il.

Orientador: Felipe Raúl Ponce Arrieta

Coorientador: Ricardo Junqueira Silva

Dissertação (Mestrado) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

1. Calor - Transmissão. 2. Aspereza de superfície. 3. Aço - Tratamento térmico. 4. Tensões residuais. 5. Aço - Corrosão. 6. Aço inoxidável - Propriedades mecânicas. I. Arrieta, Felipe Raúl Ponce. II. Silva, Ricardo Junqueira. III. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

SIB PUC MINAS

CDU: 621.774

Ficha catalográfica elaborada por Fernanda Paim Brito - CRB 6/2999

Fernanda da Silva Machado

**INFLUÊNCIA DA RUGOSIDADE SUPERFICIAL NA TRANSFERÊNCIA DE
CALOR DE UM TUBO DE AÇO EM ROTAÇÃO SUBMETIDO À TÊMPERA POR
IMERSÃO EM ÁGUA**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Prof. Dr. Felipe Raúl Ponce Arrieta - PUC Minas (Orientador)

Dr. Ricardo Junqueira Silva – Vallourec Soluções Tubulares do Brasil (Coorientador)

Prof. Dr. Sérgio de Moraes Hanriot – PUC Minas (Banca Examinadora)

Prof. Dr. Luiz Machado – UFMG (Banca Examinadora)

Belo Horizonte, 26 de junho de 2020.

*À minha família pelo apoio incondicional,
em especial à minha mãe.*

AGRADECIMENTOS

À família, em especial minha mãe Maria Vilma e minha irmã Danyele pelo apoio e amor incondicional.

Ao meu orientador Felipe, pela incansável disposição.

Ao meu coorientador Ricardo, que possibilitou a realização dos testes.

Aos professores do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da PUC Minas pelo conhecimento transmitido e também a Valéria, pelo carinho e acolhimento com que me recebeu.

Aos amigos do mestrado, em especial Hairton e Thaís, pela amizade.

À Vallourec Soluções Tubulares do Brasil, ao Professor Luíz Machado, coordenador do GREA (Grupo de Refrigeração e Aquecimento) da UFMG, e seus alunos, em especial ao Kássio e Túlio, pelo apoio nos ensaios experimentais e suporte técnico.

À Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais pelo suporte fundamental à realização deste trabalho.

A todos aqueles que contribuíram de alguma maneira para a realização deste trabalho.

O presente trabalho foi realizado com o apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – Brasil (CAPES) – Código de financiamento 001.

RESUMO

Este trabalho teve como objetivo a análise, em regime permanente, da influência do acabamento superficial na transferência de calor de um tubo de aço, submetido ao processo de têmpera por imersão. A metodologia proposta consistiu em aquecer o tubo de aço internamente por meio de resistores elétricos com uma potência variável de zero a 36 kW com vistas a determinar o coeficiente de transferência de calor entre a superfície externa do tubo e a água. Os testes foram conduzidos para as rotações de 10, 30, 50 e 60 rpm, temperatura da água igual a 25 °C e temperatura da superfície do tubo variando de 90 a 115°C, sendo repetidos três vezes para cada rotação, em diferentes momentos, a fim de avaliar a influência do acabamento superficial, que modificou-se pela oxidação decorrente do contato do tubo com a água. Os resultados experimentais permitiram quantificar a influência da rugosidade na transferência de calor. De forma geral, o aumento da rugosidade implicou uma troca térmica mais eficiente. Entretanto, com o aumento da temperatura do tubo, essa influência diminuiu para todas as rotações. Além disso, a influência da rugosidade revelou-se mais sensível com o aumento da rotação do tubo de teste. O aumento da influência da rugosidade teve característica aproximadamente linear. Os dados experimentais foram avaliados por meio de correlações propostas na literatura. Nos testes realizados para as rotações iguais a 30, 50 e 60 rpm a transferência de calor foi realizada por meio do processo de convecção mista. As correlações que apresentaram melhor caracterização deste processo foram combinação das equações de Churchill e Chu e Corrêa, a equação proposta por Corrêa e combinação das equações de Morgan e Corrêa. Estas correlações apresentaram erro relativo percentual médio igual a aproximadamente 9%. Além disso, o erro relativo percentual máximo dessas correlações foram 25,52%, 19,80% e 27,15%, respectivamente. A partir da comparação dos valores do coeficiente de transferência de calor experimental com os valores gerados por correlações disponíveis na literatura, foi possível propor duas correlações para a convecção mista que melhor se adequam aos dados empíricos e que consideram as características superficiais do tubo. Essas equações foram desenvolvidas utilizando-se o software EES e apresentaram erros médios iguais a 3,8% e 2,3%. As correlações foram estimadas a partir dos dados experimentais com número de Reynolds variando entre $1,0 \times 10^5$ e $2,3 \times 10^5$ e número de Grashof variando entre $7,2 \times 10^9$ e $1,63 \times 10^{10}$.

Palavras-chave: Transferência de calor; Rugosidade superficial; Têmpera.

ABSTRACT

This work aimed to analyze, on a steady state, the influence of the surface finish on the heat transfer of a steel tube, submitted to the immersion quenching process. The proposed methodology consisted of heating a steel tube internally using electrical resistors with a variable power from zero to 36 kW in order to determine the heat transfer coefficient between the outer surface of the tube and the water. The tests were conducted for the rotations of 10, 30, 50 and 60 rpm, water temperature equals to 25°C and surface temperature of the tube varying between 90 and 115°C, being repeated three times for each rotation, at different times, in order to evaluate the influence of the surface finish, which was modified by the oxidation resulting from the contact of the tube with water. The experimental results provided conclusions about the influence of roughness on heat transfer. Initially, it was seen that the roughness increase implies a more efficient thermal exchange, however with the temperature increase this influence was reduced to all rotations. In addition, the influence of roughness proved to be more sensitive with the increase in the rotation of the test tube. The increase in the influence of roughness had an approximately linear characteristic. The experimental data were evaluated using correlations proposed in the literature. The tests conducted for rotation equal to 30, 50 and 60 rpm, the heat transfer was performed through the mixed convection process. The correlations that showed the best characterization of this process were a combination of the Churchill and Chu and Corrêa equations, the equation proposed by Corrêa and a combination of the Morgan and Corrêa equations. These correlations showed an average percentage relative error equal to approximately 9%. In addition, the maximum percentage relative error of these correlations was 25.52%, 19.80% and 27.15%, respectively. From the comparison between the values of the experimental heat transfer coefficient and the values generated by correlations available in the literature, it was possible to propose two correlations for the mixed convection, which are better suited to the empirical data and that consider the surface characteristics of the tube. These equations were developed using the EES software and presented average errors equal to 3.8% and 2.3%. Correlations were estimated from experimental data with Reynolds number ranging between 1.0×10^5 and 2.3×10^5 and Grashof number ranging from 7.2×10^9 to 1.63×10^{10} .

Keywords: Heat transfer; Surface roughness; Quenching.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 - Diagramas esquemáticos representativos dos tratamentos de recozimento e normalização.....	54
FIGURA 2 - Efeito da temperatura de revenimento sobre a dureza e a resistência ao choque de um aço 1045 temperado.....	55
FIGURA 3 - Diagrama esquemático de transformação para a têmpera	56
FIGURA 4 – Camada limite hidrodinâmica.....	60
FIGURA 5 – Camada limite térmica.....	60
FIGURA 6 - Nucleação por ebulição em tanque em a) líquido sub-resfriado e b) líquido saturado.....	65
FIGURA 7 - Regimes de ebulição em tanque de água a temperatura atmosférica	66
FIGURA 8 - Curva de Ebulição para resfriamento	67
FIGURA 9 – Regime de ebulição em filme para cilindro horizontal.....	71
FIGURA 10 – Influência da Rugosidade superficial na ebulição	74
FIGURA 11 – Geração de vapor no processo de ebulição.....	74
FIGURA 12 – Rugosímetro Portátil Surtronic S128.....	75
FIGURA 13 – Procedimento experimental de caracterização da superfície.....	76
FIGURA 14 – Parâmetro R_a	77
FIGURA 15 – Parâmetro R_t	77
FIGURA 16 – Parâmetro R_z	78
FIGURA 17 – Esquema da bancada experimental.....	79
FIGURA 18 – Corpo de prova	80
FIGURA 19 – Esquema da seção transversal do corpo de prova.....	81
FIGURA 20 – Tanque de ensaios.....	82
FIGURA 21 – Circuito hidráulico (A: chiller; B: Trocador de calor a placas e C: Bombas d'água).....	84
FIGURA 22 – Interface utilizada durante os ensaios	85
FIGURA 23 – Procedimento de ensaio	86
FIGURA 24 – Representação do tubo de ensaio e condições iniciais.....	90
FIGURA 25 – Corpo de prova fora do período de testes	93
FIGURA 26 – Resultados para a rotação de 10 rpm	95
FIGURA 27 - Resultados para a rotação de 30 rpm.....	96
FIGURA 28 – Resultados para a rotação de 50 rpm	96

FIGURA 29 – Resultados para a rotação de 60 rpm.....	97
FIGURA 30 – Fator relativo de aumento do coeficiente de transferência de calor (Fa) versus rotação	99
FIGURA 31 – Avaliação dos dados experimentais pela correlação de Morgan	102
FIGURA 32 – Avaliação dos dados experimentais pela correlação de Churchill e Chu.....	103
FIGURA 33 – Avaliação dos dados experimentais pela correlação de Morgan e Becker	104
FIGURA 34 – Avaliação dos dados experimentais pela correlação de Morgan e Corrêa.....	105
FIGURA 35 – Avaliação dos dados experimentais pela correlação de Churchill e Chu e Becker	106
FIGURA 36 – Avaliação dos dados experimentais pela correlação de Churchill e Chu e Corrêa	107
FIGURA 37 – Avaliação dos dados experimentais pela correlação de Corrêa	108
FIGURA 38 – Comparativo entre as correlações utilizadas para a convecção mista.....	110
FIGURA 39 – Constantes F, F ₁ e F ₂	111
FIGURA 40 – Correlações experimentais desenvolvidas.....	112

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 - Correlações de transferência de calor que abordam os efeitos de rugosidade superficial.	45
TABELA 2 - Compilado da revisão bibliográfica.....	48
TABELA 3 – Constantes Empíricas para a correlação da ebulição nucleada em tanque de Rohsesow.....	69
TABELA 4 – Condições Experimentais	85
TABELA 5 – Incertezas das variáveis medidas	88
TABELA 6 – Constantes definidas por Morgan (1975).....	91
TABELA 7 – Rugosidade do corpo de prova (μm).....	94
TABELA 8 – Influência da rugosidade na transferência de calor.....	98
TABELA 9 – Incertezas relativas das variáveis calculadas	99
TABELA 10 – Rugosidade Testes 10 rpm.....	127
TABELA 11 – Rugosidade Testes 30 rpm.....	128
TABELA 12 – Rugosidade Testes 50 rpm.....	129
TABELA 13 – Rugosidade Testes 60 rpm.....	130
TABELA 14 – Resultados dos testes com velocidade de rotação igual a 10 rpm	131
TABELA 15 - Resultados dos testes com velocidade de rotação igual a 30 rpm.....	132
TABELA 16 - Resultados dos testes com velocidade de rotação igual a 50 rpm.....	133
TABELA 17 - Resultados dos testes com velocidade de rotação igual a 60 rpm.....	134

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

EES	<i>Engineering Equation Solver®</i>
CFD	<i>Computacional Fluid Dynamics</i>
DM	Dispositivo Mostrador
GREA	Laboratório do Grupo de Refrigeração e Aquecimento
TR	Transdutor
UFMG	Universidade Federal de Minas Gerais
UTS	Unidade de Tratamento de Sinais
VSB	Vallourec Soluções Tubulares do Brasil
Worldsteel	World Steel Association
PUC Minas	Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras Latinas

a	Aumento relativo
b	Aumento na rugosidade
c_p	Calor específico à pressão constante (kJ/(kg.K))
C_{sf}	Constante (Tabela 3)
C	Constante (Tabela 6)
CHC	Fluxo de calor crítico (W/m ²)
d	Diâmetro (mm)
De	Número adimensional de Dean
e	Altura da rugosidade (μm)
e	Rugosidade na direção radial (μm)
e^+	Parâmetro adimensional de rugosidade
\dot{E}	Taxa de energia (W/s)
E_{med}	Erro percentual relativo
E_{rel}	Erro percentual relativo de cada ponto
f	Fator de atrito
F_p	Distância do Vale a linha média (μm)
g	Aceleração da Gravidade (m/s ²)
F_a	Fator relativo de aumento do coeficiente de transferência de calor
Gr	Número de Grashof
h	Coeficiente de transferência de Calor por convecção (W/(m ² .K))
\bar{h}	Coeficiente convectivo de transferência de Calor Médio (W/(m ² .K))
h_{fg}	Calor latente de Condensação ou Evaporação (kJ/kg)
IHTC	Coeficiente de transferência de calor interfacial (W/(m ² .K))
K	Condutividade Térmica (W/(m.K))
K	Fator de abrangência
l	Comprimento (m)
M	Quantidade de fluxos de calor previstos
N	Constante (Tabela 6)
Nu	Número de Nusselt
Pr	Número de Prandtl
p	Passo da rugosidade (μm)

q''	Fluxo de Calor (W/m ²)
r	Raio (m)
R	constante indicadora de quantidade de etapas
R_a	Rugosidade Média Relativa (μm)
R_p	Altura máxima de rugosidade (μm)
R_z	Média dos maiores picos e vales (μm)
R_{sm}	Média do espaçamento entre as irregularidades (μm)
Ra	Número de Rayleigh
Re	Número de Reynolds
s	Constante (Tabela 3)
S	Coefficiente de sensibilidade
t	Tempo (s)
T	Temperatura (K)
U	Incerteza expandida
V	Velocidade (m/s)
w	Espessura (cm)
Y	Temperatura (K)

Letras gregas

α	Difusividade térmica (m ² /s)
β	Coefficiente de expansão térmica (1/°C)
$\Delta\theta$	Variação Temporal (s)
ε	valor utilizado para diferenciação numérica
λ	Fator de resistência
μ	Viscosidade absoluta (kg/m.s)
ρ	Densidade (kg/m ³)
σ	Tensão Superficial (N/m)
f	Fator de atrito de Darcy
ν	Viscosidade cinemática (m ² /s)

Subscritos

a	aquecimento
acum	acumulação

av	avanço
c	central
d	diâmetro
e	externo
ent	entrada
g	geração
h	hidráulico
i	interno
l	líquido
max	máximo
min	mínimo
rot	rotação
s	superfície
sai	saída
sat	saturação
t	tubo
v	vapor
w	água

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	27
1.1	Objetivo	28
1.1.1	<i>Objetivos específicos</i>	28
1.2	Motivação e Justificativa	29
1.3	Estruturação	29
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	31
2.1	Estudos Preliminares sobre a influência da rugosidade na transferência de calor	31
2.2	Estudos relacionados à Têmpera ou resfriamento	33
2.3	Análises em microcanais	36
2.4	Estudos relacionados à microrugosidade	40
2.5	Estudos relacionados à macrorugosidade	42
2.6	Outros Estudos	47
2.7	Estado da arte	48
3	FUNDAMENTOS TEÓRICOS	53
3.1	Tratamento Térmico	53
3.1.1	<i>Têmpera</i>	55
3.2	Transferência de calor	57
3.2.1	<i>Condução</i>	58
3.2.2	<i>Convecção Forçada</i>	59
3.2.3	<i>Convecção Natural</i>	62
3.2.4	<i>Convecção Mista</i>	63
3.3	Transferência de calor na têmpera	64
3.3.1	<i>Ebulição Nucleada</i>	67
3.3.2	<i>Ebulição em Filme</i>	70
3.3.3	<i>Ebulição em Fluxo</i>	72
3.4	Influência da qualidade superficial na transferência de calor	72
4	METODOLOGIA	75
4.1	Procedimento experimental para caracterização da superfície	75
4.1.1	<i>Média aritmética dos desvios da superfície (R_a)</i>	77
4.1.2	<i>Altura máxima de rugosidade (R_t)</i>	77
4.1.3	<i>Média dos maiores picos e vales (R_z)</i>	78
4.1.4	<i>Parâmetros para comparação</i>	78
4.2	Procedimento experimental para a determinação do coeficiente de transferência de calor	79
4.2.1	<i>Corpo de prova</i>	80
4.2.2	<i>Dispositivo experimental</i>	81
4.2.2.1	<i>Tanque de ensaios</i>	81
4.2.2.2	<i>Acionamento do conjunto mecânico</i>	82
4.2.2.3	<i>Alimentação e medição de potência</i>	82
4.2.2.4	<i>Medição de Temperatura</i>	83
4.2.2.5	<i>Circuito hidráulico</i>	83
4.2.2.6	<i>Sistema de Aquisição de dados</i>	84
4.2.3	<i>Condições experimentais</i>	85
4.2.4	<i>Procedimento de ensaio</i>	85

4.3	Análise das incertezas.....	87
4.3.1	<i>Variáveis medidas.....</i>	88
4.3.2	<i>Variáveis Calculadas.....</i>	88
4.3.3	<i>Avaliação das correlações.....</i>	88
4.4	Determinação experimental do coeficiente de transferência de calor	89
4.5	Validação dos resultados experimentais.....	91
5	RESULTADOS E DISCUSSÃO	93
5.1	Caracterização da superfície	93
5.2	Influência da superfície, temperatura e rotação no Coeficiente de transferência de calor por convecção.....	94
5.3	Incertezas avaliadas.....	99
5.4	Avaliação dos resultados por meio de correlações obtidas na literatura	100
5.4.1	<i>Caracterização da convecção natural por meio da correlação proposta por Morgan (1975).....</i>	101
5.4.2	<i>Caracterização da convecção natural por meio da correlação proposta por Churchill e Chu (1975).....</i>	102
5.4.3	<i>Caracterização da convecção mista por meio da combinação das correlações propostas por Morgan (1975) e por Becker (1963).</i>	103
5.4.4	<i>Caracterização da convecção mista por meio da combinação das correlações propostas por Morgan (1975) e por Corrêa (2019).....</i>	105
5.4.5	<i>Caracterização da convecção mista por meio da combinação das correlações propostas por Churchill e Chu (1975) e por Becker (1963)</i>	106
5.4.6	<i>Caracterização da convecção mista por meio da combinação das correlações propostas por Churchill e Chu (1975) e por Corrêa (2019).....</i>	107
5.4.7	<i>Caracterização da convecção mista por meio da correlação proposta por Corrêa (2019)</i>	108
5.4.8	<i>Análise comparativa das correlações para a convecção mista</i>	109
5.5	Desenvolvimento de correlação experimental para o parâmetro Nusselt	110
6	CONCLUSÃO.....	113
6.1	Sugestões para trabalhos futuros	114
	REFERÊNCIAS	117
	APÊNDICE I: DETERMINAÇÃO DA INCERTEZA DAS VARIÁVEIS CALCULADAS.....	123
	APÊNDICE II: MEDIDAS DE RUGOSIDADE SUPERFICIAL DO TUBO	127
	APÊNDICE III: RESULTADOS DOS TESTES	131
	APÊNDICE IV: MODELO EES	135

1 INTRODUÇÃO

O aço é um material de grande importância para a engenharia tendo em vista a sua versatilidade, diversidade de propriedades mecânicas e baixo custo. De acordo com dados divulgados pela Worldsteel, a produção mundial de aço bruto em 2018 foi de 1.816.611 quilotoneladas e a produção de laminados foi de 1.682.437 quilotoneladas. São várias as formas de manufatura de produtos de aço, entre elas destaca-se a laminação a quente, no qual o material adquire medidas nominais de espessura e comprimento, sendo que as propriedades mecânicas são conferidas ao produto final por meio de tratamentos térmicos, como normalização, revenimento e têmpera.

O tratamento térmico pode ser definido como o conjunto de operações de aquecimento e resfriamento a que são submetidos os aços, sob condições controladas de temperatura, tempo, atmosfera e velocidade de resfriamento, com o objetivo de alterar as suas propriedades mecânicas e conferir determinadas características.

Chiaverini (2005) enumera fatores influentes nos tratamentos térmicos: velocidade de aquecimento, temperatura de aquecimento, tempo de permanência à temperatura de aquecimento, resfriamento e circulação do meio de resfriamento ou agitação da peça no interior desse meio. Entre estes, o autor destaca o resfriamento como o fator de maior importância, uma vez que é o responsável por determinar efetivamente a microestrutura, e conseqüentemente, as propriedades finais do aço.

A têmpera é um tratamento térmico que, por meio do resfriamento brusco, visa à formação de bainita e martensita e previne a obtenção de microestruturas como ferrita e perlita. Para em resfriamento em água, o processo pode ser dividido em três estágios: ebulição pelicular, ebulição nucleada e resfriamento convectivo. No primeiro estágio, um envoltório de vapor é formado na interface da peça assim que se inicia o processo; como o vapor possui baixa condutividade térmica, este atua como isolante. Desta forma, a transferência de calor nesta fase é baixa e principalmente por radiação. Com a diminuição da temperatura, o envoltório de vapor torna-se instável e colapsa, dando início ao processo de ebulição nucleada. Devido à vaporização, a transferência de calor nesta etapa é mais rápida e maior, e persiste até que a temperatura da superfície caia abaixo do ponto de ebulição do meio de resfriamento. Na fase final do processo, a transferência de calor ocorre através da convecção (Totten et al., 1993).

Os processos de evolução microestrutural, como a decomposição da austenita, são conduzidos termicamente e por consequência são diretamente afetados pela intensidade do resfriamento empregado. Diferentes caminhos de resfriamento levam a diferentes produtos de

transformação de fase, como ferrita, perlita, bainita e/ou martensita (Nobari, 2014). Além disso, as condições de resfriamento também apresentam efeitos significativos na distribuição de tensões residuais, bem como na distorção geométrica do produto.

Assim, destaca-se a importância industrial de modelos matemáticos de transferência de calor, como os desenvolvidos por Chen et al (2016) e Gomes et al (2017), que permitem prever ou acompanhar os perfis de temperatura de tubos de aço submetidos ao tratamento térmico de têmpera por anéis, visando ao alcance das microestruturas, propriedades mecânicas desejadas e ao maior controle das variáveis do processo.

A qualidade e validade desses modelos matemáticos estão associadas ao coeficiente de transferência de calor, que sofre as influências de vários fatores, dentre eles o acabamento superficial do produto a ser temperado. Assim, vê-se a necessidade de estudos que correlacionem este coeficiente com fatores determinantes, de forma a obter-se valores cada vez mais confiáveis que possibilitem o uso destes modelos em aplicações industriais.

1.1 Objetivo

Este trabalho tem como objetivo o estudo da influência do acabamento superficial de tubos de aço sem costura no coeficiente de transferência de calor durante o tratamento térmico de têmpera por imersão.

1.1.1 *Objetivos específicos*

Os objetivos específicos são:

- a) Realizar testes em laboratório caracterizando experimentalmente a influência do acabamento superficial de tubos de aço sem costura no coeficiente de transferência de calor por convecção;
- b) Obter equações empíricas que correlacionem os coeficientes de transferência de calor e o acabamento superficial durante a têmpera por imersão;
- c) Validar as equações obtidas por meio da comparação com os resultados experimentais;
- d) Propor metodologia para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção em aplicações de tratamento térmico de têmpera em tubos de aço sem costura.

1.2 Motivação e Justificativa

O tratamento térmico de têmpera é o processo final na produção de tubos de aço sem costura, sendo a parte fundamental do processo, já que por meio deste tratamento o tubo adquire as propriedades mecânicas desejadas. Por isso, existe o desejo da indústria de adquirir cada vez mais conhecimentos sobre tal processo, de forma a garantir maior controle das variáveis operacionais, tais como temperatura inicial de resfriamento, vazão de água, velocidade de avanço, entre outros. Os valores adotados para as variáveis de processo são obtidos através dos históricos operacionais que apresentaram bons resultados. Quando o material novo entra em produção é necessário a realização de testes, visando a obtenção das variáveis de processo mais adequadas a esse tratamento; muitas vezes, esses testes são demorados e possuem custos elevados. A indústria almeja a redução destes testes, por meio do desenvolvimento de modelos matemáticos que possam prever o perfil de temperatura do tubo durante o resfriamento e assim o ajuste das variáveis de processo. Para que esses modelos sejam válidos e confiáveis, é necessário o estudo de variáveis que apresentem influência na transferência de calor durante o resfriamento, e entre elas está o acabamento superficial dos tubos, como fator de importância e objeto de estudo.

O estudo da influência do acabamento superficial na transferência de calor para tubos de aços submetidos ao tratamento térmico de têmpera se justifica pela importância de se quantificar a influência da rugosidade do tubo sobre o valor do coeficiente de transferência de calor. Por sua vez, conhecer bem esse coeficiente é importante para fortalecer modelos para levantar a curva de resfriamento do tubo durante o processo de têmpera. Esse conhecimento permite monitorar de modo mais fácil e rápido os parâmetros de têmpera que interferem na qualidade mecânica do tubo.

1.3 Estruturação

Esta dissertação está dividida em seis capítulos, concentrando nos capítulos 2 a 6 o conteúdo principal do documento. No capítulo 2, descreve-se a revisão da literatura referente ao tratamento térmico de têmpera, transferência de calor durante esse processo e a influência do acabamento superficial na troca de calor, onde são resumidos os estudos sobre o tema. As bases teóricas desta dissertação são apresentadas no capítulo 3. O capítulo 4 apresenta a metodologia adotada, detalhando as etapas seguidas no desenvolvimento do estudo da influência do acabamento superficial na transferência de calor, a partir de parâmetros como o

número adimensional de Nusselt. Os resultados esperados são compilados no capítulo 5. Finalmente, no capítulo 6 são apresentadas as conclusões.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A seguir, abordam-se diversos estudos realizados acerca da relação entre a transferência de calor e a rugosidade superficial em aplicações correlatas ao tema que é objetivo do trabalho.

2.1 Estudos Preliminares sobre a influência da rugosidade na transferência de calor

Cope (1941) realizou trabalho no qual três tubos foram testados, sendo suas superfícies internas artificialmente ásperas por um processo de recartilamento especial que produziu uma série de pirâmides geometricamente semelhantes em forma, mas variando em tamanho absoluto de tubo para tubo. O aparelho utilizado foi um trocador de calor de fluxo paralelo, o fluido de trabalho era água e com Reynolds variando de 2.000 a 60.000. Os resultados indicaram que quando condições totalmente turbulentas são estabelecidas, a rugosidade tem muito pouco efeito sobre o coeficiente de transferência de calor, mas na região de transição entre escoamento laminar e totalmente turbulento, a rugosidade pode aumentar esse coeficiente para um valor consideravelmente maior do que aqueles para tubos lisos. As experiências mostraram que o efeito da rugosidade superficial do tipo testado prejudica a eficácia da transmissão de calor e a velocidade do fluido de trabalho será maior com tubos lisos, o que os tornam mais eficazes.

Nikuradse (1950) realizou um estudo completo do efeito da rugosidade na fricção e distribuição de velocidade, por meio de uma série de experimentos com escoamento interno em tubos ásperos por grãos de areia. O autor buscava verificar a dependência do fator de resistência (λ) e do número de Reynolds (Re) e também a variação das distribuições de velocidade com Re , para tubos com rugosidades relativas semelhantes. As medições mostraram que as distribuições de velocidade possuem ligeira dependência do número de Reynolds, mas apresentam maior dependência da rugosidade relativa. Além disso, foi verificado que: para pequenos Re , os valores de λ são semelhantes aos de tubos lisos; para Re intermediários, λ aumenta para um número crescente de Re ; e para grandes Re , λ independe desta variável e pode ser obtido através de uma fórmula simples, dependendo somente da rugosidade relativa. O autor também desenvolveu um equacionamento para a determinação de λ para qualquer faixa Re e por fim utilizando a fórmula de comprimento de mistura de Prandtl obteve a variação do comprimento de mistura com a distância da parede, aplicável a grandes números de Reynolds e a toda a gama da lei quadrática de resistência.

Dipprey e Sabersky (1963), buscando complementar os estudos de Nikuradse (1950), que não abordou o aspecto da transferência de calor em tubos rugosos, realizaram um estudo

para avaliar a relação entre a transferência de calor e rugosidade em tubos lisos e ásperos. Os experimentos foram conduzidos com água destilada fluindo através de tubos de 0,4 polegadas de diâmetro que foram aquecidos pela passagem de corrente elétrica alternada através das paredes do tubo. Foram utilizados três tubos rugosos. Os autores observaram que para qualquer Re e Pr , o coeficiente convectivo de transferência de calor por convecção (h) aumenta progressivamente para valores mais altos de rugosidade, e, correspondentemente, para maiores coeficientes de atrito. Além disso, observou-se que para um determinado Pr , a tendência geral é de que o h aumente com Re na região de transição, que é a região na qual o coeficiente de atrito muda seu comportamento, de a um tubo liso para um tubo totalmente rugoso. Na região totalmente rugosa, o coeficiente convectivo de transferência de calor por convecção, ao contrário do coeficiente de atrito, diminui monotonamente, para números mais altos de Prandtl.

Kolar (1965) realizou análise do mecanismo de transferência de calor em tubos lisos e rugosos. O estudo experimental foi realizado para o aquecimento de ar e água em tubos de 33/26 mm de diâmetro e de rugosidade (r/e , no qual e é a rugosidade na direção radial e r é o raio do tubo) igual a 26,39; 13,5 e 9,15; e também para um tubo liso de mesmo diâmetro; a rugosidade foi formada por um fio triangular de 60°. O número de Reynolds variou de $1,45 \times 10^3$ a $4,5 \times 10^3$, o número de Prandtl de 0,71 a 5,52. Foram dispostas relações da transferência de calor que correlacionaram com sucesso os resultados de outros autores, que também analisaram sistemas com várias formas de rugosidade.

Sheriff e Gumley (1966) estudaram as características da transferência de calor e atrito de uma superfície com rugosidade discreta experimentalmente. Seu aparato experimental consistia em soprador de ar aquecido, que passava por uma curva de 180° para depois atingir a seção de teste, uma passagem de fluxo anular formada por um tubo de aço inoxidável, com diâmetro de 3,13'' e comprimento da seção de teste de aproximadamente 100''. A rugosidade da superfície foi produzida enrolando-se firmemente um fio de arame em volta do tubo aquecido. Em seus estudos, os autores verificaram que mesmo com o aumento do fator de atrito a transferência de calor foi melhorada e mostrou-se mais eficiente em superfícies rugosas. Além disso, a resistência a transferência de calor na parede atingiu um valor mínimo, quando o parâmetro adimensional da rugosidade (e^+) foi aproximadamente 35, o que configurou uma condição ótima.

Gowen e Smith (1968) apresentaram parte de estudo realizado previamente por Gowen (1967) sobre perfis de temperatura para a transferência de calor em condições turbulentas em tubo áspero. Foram utilizados dados sobre perfis de temperatura e coeficientes de transferência de calor para ar ($Pr=0,7$), água ($Pr=0,57$) e solução de 30% de etileno glicol aquoso ($Pr=14,3$),

para Reynolds variando entre 10.000 e 50.000. Uma bomba centrífuga foi usada para bombear a água e as soluções aquosas de etileno glicol através da seção de teste. A seção de teste de transferência de calor consistiu em um tubo de latão liso de 2'', com 24'' de comprimento. A parede foi enrugada por estanhagem e, em seguida, foi soldada uma tela de latão de malha de 12 para a superfície interna do tubo. Perfis de temperatura radial foram medidos por um termopar móvel. Os autores sugeriram uma equação para o cálculo do coeficiente convectivo de transferência de calor por convecção, com um desvio padrão de $\pm 25\%$.

2.2 Estudos relacionados à Têmpera ou resfriamento

Bernardin e Mudawar (1996) analisaram as mudanças na rugosidade da superfície de amostras submetidas a tratamento de têmpera por spray. Para isto, foram realizados testes de perfilometria em amostras de alumínio comercialmente puro (AI-1100) com acabamentos polidos, granalhados e moídos; e liga de alumínio A1-2024 com acabamentos polidos, jateados e extrudados. Os resultados indicaram que após cada ciclo de aquecimento, as amostras apresentaram mudanças significativas na rugosidade da superfície. Tais alterações foram de pequena escala, influenciando na taxa de resfriamento e aumentando o número de locais de nucleação de bolhas durante a transição e a ebulição nucleada, bem como mudanças de grandes características que influenciam o impacto e espalhamento de gotas de pulverização, e a temperatura de Leidenfrost. Os autores encontraram como principal causa da mudança da rugosidade o fenômeno de difusão de hidrogênio, resultante da quebra do vapor d'água em altas temperaturas dentro de fornos carregados de umidade.

Hsieh e Yao (2006) realizaram um estudo sobre as características de transferência de calor do resfriamento por spray, por meio da evaporação de água em superfícies de silício micro texturizadas com fluxos de massa de pulverização muito baixos. Os efeitos de diferentes texturas de superfície foram testados. Os autores verificaram que as microestruturas fornecem um meio eficaz para aumentar as taxas de evaporação. Quatro regimes distintos de transferência de calor, que são o regime inundado, o regime de película fina, o regime de secagem parcial e o regime de secagem foram observados. A textura superficial tem efeito insignificante no desempenho de transferência de calor nos regimes de inundação e secagem, pois a superfície de transferência de calor é totalmente coberta por líquido. No entanto, no regime de película fina e secagem parcial, as superfícies com microtexturas proporcionam maiores taxas de transferência de calor do que a superfície plana de silício. Descobriu-se que o número de

ligações das microestruturas é o principal fator responsável pelo aumento da transferência de calor do resfriamento por spray evaporativo na superfície do silício microtexturizado.

Mozumder et al (2006) estudaram o fluxo de calor máximo durante a têmpera por meio de um jato líquido de superfície de alta temperatura. O objetivo do estudo foi investigar os parâmetros que influenciam o fluxo máximo de calor. Parâmetros como temperatura inicial do bloco, velocidade do jato, subresfriamento do líquido e propriedades do material do bloco foram considerados. Os experimentos foram realizados com blocos cilíndricos aquecidos de cobre, latão e aço com temperatura inicial de bloco de 250°C a 400°C e resfriados por um jato de água sub-resfriado de 2 mm de diâmetro. O subresfriamento foi de 5 a 80 °C e a velocidade do jato foi de 3 a 15 m/s. Após o impacto, o jato ficou estagnado por um certo período de tempo em uma pequena região perto do centro e, em seguida, a frente molhada começou a se mover para fora. Durante este movimento, quando a temperatura da superfície na frente molhada caiu para 120–200°C, o fluxo de calor da superfície atingiu o seu valor máximo devido à ebulição da nucleação por convecção forçada. O fluxo de calor máximo foi resultado da posição na superfície quente, velocidade do jato, propriedades do material do bloco e subresfriamento do jato.

Prabhu e Fernandes (2007) estudaram os efeitos da rugosidade superficial durante o tratamento térmico da têmpera num forno tubular e corpos de prova de aço inoxidável AISI 304 de três diferentes rugosidades (ranhurada, $R_a=3$ e $1 \mu\text{m}$), aquecidos a 850°C. Os resultados dos experimentos mostraram que ocorre um pico de fluxo de calor durante o estágio da ebulição nucleada do resfriamento. A transferência de calor sofreu acréscimo com o aumento da rugosidade da superfície na têmpera em água e em salmoura, porém, tendência oposta foi observada para os meios de resfriamento em óleo e corpos de prova com uma textura de superfície lisa. Por fim, os autores concluíram que o efeito da rugosidade superficial no tratamento térmico não deve ser ignorado particularmente durante a têmpera em meios de aquosos.

Mascarenhas e Mudawar (2010) estudaram o uso da têmpera em spray como uma alternativa a têmpera por imersão que geralmente é utilizada no tratamento térmico de cilindros de ligas sólidas. Para isso, um sistema de resfriamento por pulverização foi configurado e examinado. Foram utilizados no experimento cilindros de 0,5 m de diâmetro e bocais de pulverização com ângulo de 45°, sendo que os materiais considerados na análise foram Alumínio 2024 e o aço ASTM A322. Água a 23°C foi utilizada como fluido de pulverização e a temperatura inicial do cilindro 427°C. Durante o resfriamento, grandes gradientes térmicos ocorrem momentaneamente na superfície, devido a diferentes regimes de ebulição ocorrendo

em distintos locais expostos ao jato. A temperatura da superfície foi mais baixa no eixo de pulverização. Os resultados deste estudo destacaram várias vantagens práticas associadas a aplicação de sprays para têmpera de cilindros sólidos, em comparação com a têmpera de banho.

Wang et al. (2012) realizaram experiências, sob condições transientes, para investigar os fenômenos de transferência de calor de uma placa de aço aquecida e estacionária sob múltiplos jatos circulares superiores. Baseado no modelo de condução de calor inverso, um programa bidimensional de diferenças finitas foi desenvolvido para calcular os coeficientes de transferência de calor convectivos da superfície local e as temperaturas correspondentes. A vazão do jato de água de resfriamento variou de 15L/min a 35L/min e seu efeito no coeficiente de transferência de calor convectivo e temperatura da superfície foi analisado. Os resultados mostraram que os coeficientes de transferência de calor por convecção são funções não-lineares da temperatura da superfície. A taxa de fluxo de resfriamento não afeta o coeficiente de transferência de calor por convecção e a temperatura da superfície no ponto de estagnação. A uma distância de 70 mm da linha de estagnação, o coeficiente de transferência de calor muda ligeiramente de 0,87 para 0,97.

Zhang et al. (2014) investigaram os efeitos da pressão de pulverização e rugosidade da superfície no fluxo de calor (q'') e coeficiente de transferência de calor (h) na interface entre uma superfície de alumínio aquecida e água de resfriamento por pulverização, para simular o processo de têmpera de ligas de alumínio 6082. Q'' e h foram determinados pelo método de inversão de calor. O aparato experimental consistia em sistema de resfriamento por aspersão de água e sistema de aquisição de amostras e dados. Com os testes, os autores verificaram que maior pressão de pulverização tende a produzir maior fluxo de calor interfacial e coeficiente de transferência de calor por convecção. Além disso, verificaram que para a temperatura da superfície (T_s) maior que 300°C, a rugosidade superficial tem pouco efeito sobre q'' e h . Entretanto, sua influência é óbvia no regime de ebulição nucleada ($100^\circ\text{C} < T_s < 300^\circ\text{C}$). Quando o T_s é menor que 170°C, o q'' e h diminuem e depois aumentam à medida que a rugosidade da superfície aumenta.

Lo e Liu (2018) estudaram os efeitos do impacto do jato em superfícies com sulcos longitudinais e transversais. Os contornos detalhados de transferência de calor na superfície do alvo foram medidos usando a técnica de cristal líquido transitório, que proporcionou a visão sobre os fenômenos de transferência de calor do impacto em superfícies semi-lisas e semi-onduladas. Uma placa alvo foi inicialmente mantida à temperatura ambiente e quatro termopares foram usados para a medição de temperatura. O fluxo de ar de um soprador pré-aquecido foi direcionado para a superfície do alvo, causando a mudança de cor em um

revestimento de cristal líquido termocrômico. Uma câmera CCD registrou imagens coloridas do revestimento de cristal líquido na superfície de teste. De forma simplificada, os autores concluíram que superfícies alvo semi-lisas e semi-rugosas produziram maior transferência de calor em comparação com a superfície completamente rugosa, principalmente por causa da maior transferência de calor do impacto em regiões lisas e ásperas, gerando a possível taxa de melhoria de mais de 50%.

Corrêa (2019) realizou um estudo experimental para a determinação do coeficiente de transferência de calor entre a superfície externa de um tubo de aço e água. Para isto, foi utilizado um banco e testes capaz de representar as condições de um processo real de têmpera, o mesmo utilizado nos testes realizados para o presente estudo. Durante os ensaios foi utilizado um tubo de aço aquecido por meio de resistores elétricos disposto em seu interior, com potência máxima igual a 36 kW. Foram realizados testes em regime permanente com a temperatura da superfície do tubo variando entre 50 °C e 115 °C, velocidades de rotação do tubo entre 0 e 40 rpm, e duas temperaturas da água de resfriamento, 25 °C e 35 °C. O autor verificou que para a região testada, o regime de transferência de calor predominante na região monofásica foi o da convecção mista. Além disso o autor analisou que para temperaturas maiores da superfície e rotações mais altas, maiores coeficientes de troca de calor foram avaliados. A variação entre as duas temperaturas da água testadas resultou em efeitos mínimos sobre o coeficiente. O autor propôs duas correlações para representar os dados obtidos para essa região. A primeira, baseada em correlações já existentes na literatura, retornou um erro médio absoluto de 13,97 %. A segunda, proposta com base em uma ferramenta de otimização, retornou um erro médio absoluto de 6,29 %.

2.3 Análises em microcanais

Qu et al. (2000) realizaram experimentos para investigar as características de transferência de calor da água escoando através de microcanais de silício trapezoidais com um diâmetro hidráulico variando de 62 a 169 μm e fizeram análise numérica. Os resultados experimentais foram comparados com as previsões numéricas e diferença significativa foi encontrada. Estes resultados indicaram que o número de Nusselt determinado experimentalmente é muito menor que o dado pela análise numérica. Os autores sugerem que os números mais baixos medidos de Nusselt podem ser devidos aos efeitos da rugosidade superficial das paredes dos microcanais. Por fim, baseado em um modelo de rugosidade-

viscosidade estabelecido em trabalho anterior, a relação modificada que considera os efeitos de rugosidade-viscosidade foi proposta para interpretar os resultados experimentais.

As taxas altas de transferência de calor obtidas pelo uso de microcanais tornam-nas uma alternativa atraente aos métodos convencionais de dissipação de calor. Por isso, Sobhan e Garimella (2001) fizeram uma compilação e análise dos resultados de investigações sobre o fluxo de fluidos e transferência de calor em micro e minicanais e microtubos na literatura. Correlações para o fator de atrito monofásico e o número de Nusselt proposto por vários pesquisadores baseados em seus experimentos foram comparados e contrastados com correlações convencionais para tubos e canais convencionais maiores nos regimes de fluxo laminar e turbulento. Os autores concluíram que pouca concordância é vista entre as previsões de diferentes pesquisadores, devido a efeitos de entrada e saída, diferenças na rugosidade superficial, diferentes microcanais investigados, não uniformidade das dimensões do canal, natureza das condições de contorno térmicas e de fluxo e incertezas e erros na instrumentação, medição e locais de medição.

Wu e Cheng (2003) realizaram investigação experimental sobre a transferência de calor convectiva laminar e a queda de pressão da água em 13 diferentes microcanais de silício trapezoidais. Os resultados experimentais indicaram que o número de Nusselt e da constante de atrito aparente dependem muito dos diferentes parâmetros geométricos. Os resultados experimentais também mostram que o número de Nusselt aumenta quase linearmente com o número de Reynolds em números baixos de Reynolds ($Re < 100$), mas aumenta lentamente em um número de Reynolds maior que 100. Baseado em 168 dados experimentais, os autores obtiveram correlações adimensionais para o número de Nusselt e a constante de atrito aparente. A comparação dos resultados, do desempenho dos 13 microcanais, mostrou que os parâmetros geométricos têm efeito mais significativo no desempenho do que a rugosidade superficial e a propriedade hidrofílica da superfície.

Kandilkar et al. (2003) estudaram o efeito da rugosidade da superfície nas características de transferência de calor e escoamento em tubos de pequeno diâmetro, para baixos números de Reynolds. A rugosidade da superfície interna do tubo foi alterada, gravando-a com uma solução ácida. Dois tubos de 1,067 e 0,62 mm de diâmetro interno foram tratados com soluções ácidas para fornecer três diferentes valores de rugosidade para cada tubo. A faixa de números da Reynolds para os testes é de 500 a 2600 para o tubo de 1,067 mm e de 900 a 3000 para o tubo de 0,62 mm. Os valores experimentais do número de Nusselt local foram comparados com a correlação teórica na região de entrada térmica e também para fluxo totalmente desenvolvido, correlacionando bem dentro das incertezas experimentais. Os autores

ressaltam que tubos de grande diâmetro, acima de 1,067 mm com $e/d=0,003$, podem ser considerados como tubos lisos. No entanto, para tubos de pequeno diâmetro ($<0,62$ mm), o mesmo valor de rugosidade aumenta as características de transferência de calor e queda de pressão. A transição para a turbulência também foi afetada pela alteração dos valores de rugosidade acima desse limite para os tubos de pequeno diâmetro.

Li et al. (2003) realizaram estudo experimental sobre as características de fluxo de líquido em microtubos circulares. Para os ensaios foram empregados microtubos de vidro, silício e aço inoxidável com diâmetros de 79,9–166,3 μm , 100,25–205,3 μm e 128,76–179 μm , respectivamente. Foram estudadas as características de resistência ao atrito do fluxo de água desionizada. Os microtubos de vidro e silício podem ser tratados como lisos, enquanto microtubos de aço inoxidável com rugosidade relativa de 3% a 4% devem ser tratados como grosseiros. Pode-se concluir a partir de resultados experimentais que para o fluxo de água totalmente desenvolvido em microtubos de vidro liso e silício, o produto do fator de atrito de Darcy (f) e o número Reynolds (Re) permanece aproximadamente 64, o que é consistente com os resultados em macrotubos. Enquanto o valor de $f \cdot Re$ para o fluxo de água em microtubos de aço inoxidável é 15%–37% superior a 64, o que é diferente da conclusão convencional de que a rugosidade relativa abaixo de 5% não tem efeito na resistência do fluxo incompressível em macrotubos.

Croce e Agaro (2004) analisaram o efeito de rugosidade na transferência de calor e o desempenho de perda de pressão de tubos e canais de microescala, através de um código CFD de elementos finitos. A simulação numérica foi realizada através de procedimento de elementos finitos baseado na abordagem por etapas ou projeções fracionárias. Diferentes formas de pico e distribuições foram consideradas: obstruções retangulares com distribuição de tamanho aleatório para largura e altura e picos triangulares. Os parâmetros geométricos abordados foram representativos para microtubos na faixa de diâmetro de 50 a 150 μm . O uso de uma malha fina o suficiente permitiu o cálculo direto do desempenho de tubos sob a suposição de fluxo incompressível totalmente desenvolvido. Como resultado, o aumento significativo no número de Poiseuille foi detectado para todas as configurações consideradas, enquanto o efeito da rugosidade na taxa de transferência de calor é menor e fortemente dependente da forma do tubo.

Kandlikar et al. (2005) realizaram a caracterização dos efeitos da rugosidade superficial na queda de pressão no escoamento monofásico em minicanais. Para a realização dos ensaios foram utilizados água e ar como fluido de trabalho, sendo que estes escoaram no interior da seção de teste. A seção de teste tinha 100 mm de comprimento e 13 pontos de medida de pressão, uniformemente posicionados, sendo que estas medidas de pressão foram usadas para

identificar a localização da região totalmente desenvolvida e para obter os dados do fator de atrito. Três superfícies foram testadas: superfície lisa, rugosidade dente de serra alinhada e rugosidade dente de serra deslocada. Os autores sugerem três parâmetros como possíveis candidatos a representar o efeito da rugosidade no fator de atrito na região áspera com $e/D > 0$, sendo eles altura máxima do pico do perfil R_p , média do espaçamento entre as irregularidades do perfil R_{Sm} , e distância do vale à linha média F_p .

Shen et al. (2006) conduziram estudos para analisar o fluxo e a transferência de calor em microcanais com parede rugosa. O equipamento utilizado foi um dissipador de calor compacto que consiste de 26 microcanais retangulares de 300 μm de largura e 800 μm de profundidade. A rugosidade relativa foi estimada em 4-6%. Água desionizada foi usada como fluido de trabalho. Os testes foram realizados com o intervalo de números de Reynolds de 162 a 1257, as temperaturas de entrada de líquido de 30, 50 e 70°C e as potências de aquecimento de 140 a 450 W. Descobriu-se que os fatores de atrito e os números locais e médios de Nusselt se afastam significativamente das teorias convencionais, possivelmente devido à rugosidade da superfície.

O estudo realizado por Wang et al. (2009) analisa a convecção forçada de água num microcanal com diâmetro hidráulico de 155 μm , com parede parcialmente e totalmente aquecida, com comprimento de 30 mm. Foram realizadas simulações numéricas de distribuições de temperatura de parede e número de Nusselt local correspondentes às mesmas condições experimentais e comparadas com dados experimentais. Os autores obtiveram como resultado a boa concordância entre as previsões numéricas e os dados experimentais da distribuição de temperatura e o número local de Nusselt, o que confirma que as equações clássicas de Navier-Stokes e de energia são válidas para modelar a convecção em microcanais com diâmetro hidráulico tão pequeno quanto 155 μm . Além disso, para a convecção forçada num microcanal com secção transversal trapezoidal com parede inferior aquecida, os resultados numéricos mostram que o comprimento de entrada térmico é dado por $z=0,15\text{RePr}D_h$ e o número de Nusselt totalmente desenvolvido é aproximadamente igual a 4.

Zhang, Chen e Shi (2010) desenvolveram modelo de escoamento laminar e transferência de calor em microcanais rugosos para comparar o efeito de elementos de rugosidade (triangular, retangular ou semicircular) nas características térmicas e hidrodinâmicas, utilizando a técnica CFD. As principais conclusões obtidas pelos autores foram: em comparação com o canal liso, o desempenho global de transferência de calor de microcanais ásperos é melhorado pelos elementos de rugosidade, o efeito dos elementos triangulares de rugosidade na queda de pressão e número de Nusselt local ao longo do canal é semelhante ao elemento de rugosidade

semicircular e seu nível de impacto é maior do que o elemento de rugosidade retangular. Diferentemente dos microcanais lisos, tanto o número de Poiseuille e número médio de Nusselt de microcanais rugosos não são mais constantes com o número de Reynolds e são maiores, sendo que para maior faixa de rugosidade, as superfícies de fluxo com elementos semicirculares e elementos triangulares de rugosidade induzem recirculação e separação de fluxo, que contribuem para o realce da transferência de calor, mas também aumenta a queda de pressão.

Chen et al. (2010) averiguaram a topografia das superfícies rugosas por meio de caracterização pelo uso de estrutura de cantor. Com base nesta caracterização fractal, um modelo de transferência de calor laminar em microcanais rugosos foi desenvolvido e analisado numericamente. Os efeitos do número de Reynolds, rugosidade relativa e dimensão fractal na transferência de calor laminar foram todos investigados. Os resultados indicaram que os números locais de Nusselt após a região de entrada não foram constantes, mas tenderam a sofrer flutuações ao longo dos microcanais irregulares. Diferentemente dos microcanais lisos, o número médio de Nusselt aumentou quase linearmente com o número de Reynolds. Para valores mais altos de rugosidade relativa, a rugosidade do fluxo induziu a separação do fluxo, o que desempenhou um aprimoramento na transferência de calor convectiva laminar. Além disso, a transferência de calor laminar em microcanais também foi aumentada pela rugosidade com maior dimensão fractal, resultando em variações mais frequentes no perfil da superfície, embora com a mesma rugosidade relativa.

Pelevic e Van Der Meer (2016) foram pioneiros na utilização do método de Boltzmann da rede para investigar a influência da rugosidade tridimensional da superfície no fluxo de fluido e nos fenômenos de transferência de calor. A função gaussiana foi proposta para modelar a rugosidade tridimensional da superfície. Verificou-se que a função de Gauss é um método eficiente e conveniente para construir a rugosidade em vez dos outros modelos. Além disso, o efeito da rugosidade superficial dentro de um microcanal na transferência de calor e queda de pressão foi investigado. Dos resultados concluiu-se que a influência da frequência da rugosidade não pode ser negligenciada, além de que a rugosidade real pode ser imitada por um modelo simplificado, a fim de investigar a influência da rugosidade superficial nos fenômenos de transferência de calor.

2.4 Estudos relacionados à microrugosidade

Drach et al.(1996) realizaram experimentos que quantificam a influência da rugosidade superficial na transferência de calor de um substrato metálico, depositado sobre superfícies de

vidro de diferentes rugosidades e nitrogênio líquido. Para isso foi registrada a variação de temperatura da superfície aquecida por um pulso de calor e métodos ópticos foram aplicados para observar-se a formação e crescimento de bolhas. Com seus ensaios, os autores observaram que para superfícies rugosas a ebulição nucleada acontece a temperaturas mais baixas, iniciando-se assim mais rapidamente do que para superfícies lisas. Além disso, foi observado que superfícies ásperas apresentaram fluxos de calor críticos mais elevados, ponto que caracteriza a transição para a ebulição em filme. Por meio da análise das fotografias foi possível verificar a formação de muitas pequenas bolhas em toda a superfície rugosa aquecida nos estágios iniciais da ebulição nucleada, sendo que estas bolhas que crescem simultaneamente coalescem e formam uma grande bolha, que cresce por geração de vapor adicional, que por fim, torna-se instável e divide-se em muitas bolhas ascendentes menores.

Benjamin e Balakrisnan (1997) realizaram uma investigação experimental sobre a densidade de nucleação durante a ebulição nucleada de líquidos puros saturados em fluxos de calor baixos. O aço inoxidável e o alumínio com diferentes acabamentos superficiais foram utilizados no estudo. O parâmetro, R_a , chamado de rugosidade média aritmética, foi usado para caracterizar a rugosidade superficial. Os líquidos utilizados no estudo foram água destilada, tetracloreto de carbono, n-hexano e acetona. Os dados mostraram que a densidade do local de nucleação depende da microrugosidade da superfície, da tensão superficial do líquido, das propriedades termofísicas da superfície de aquecimento e do líquido, e do superaquecimento da parede. Os autores propuseram uma correlação em termos do superaquecimento da parede, do número de Prandtl, um parâmetro de interação superfície-líquido (a relação da condutividade térmica, densidade e calor específico do sólido ao líquido) e um parâmetro adimensional de rugosidade superficial, com grande compatibilidade com dados obtidos na literatura para cobre e níquel.

Luke (1997) realizou estudo sobre a influência da rugosidade no aquecimento de uma superfície e no coeficiente de transferência de calor. Os experimentos foram realizados com propano fervente em um tubo de cobre esmerilhado (diâmetro de 8 mm) e um tubo de aço macio (diâmetro de 7,6 mm) com três rugosidades diferentes (esmerilhado, fino ou áspero por jateamento). As distribuições de tamanho dos sítios de nucleação ativa foram determinadas usando os pressupostos do modelo de Schömann da transferência de calor. Os autores verificaram que o efeito da rugosidade da superfície na transferência de calor diminui com o aumento da pressão e com o aumento do fluxo de calor.

Ceylan e Kelbaliyev (2003) discutiram o efeito da rugosidade do tubo no fator de atrito e na transferência de calor por convecção em um fluxo turbulento totalmente desenvolvido. Os

autores propuseram correlação para calcular o fator de atrito aplicável na região de transição para o regime de fluxo turbulento totalmente desenvolvido. Usando esta relação, algumas novas fórmulas de aproximação foram propostas para prever os coeficientes convectivos de transferência de calor nos tubos com rugosidade relativa de $e/D \leq 0,05$. Além disso, os autores propuseram uma correlação que ofereceu bons resultados ao estimar o número de Nusselt em fluxo turbulento para tubos ásperos baseados em dados experimentais de Eckert e Drake (1972).

Sagar et al. (2017) averiguaram a taxa de transferência de calor variando a rugosidade superficial (250, 300 e 400 microns) de um cilindro, simulando o cilindro do motor de combustão. Foi desenvolvido um modelo paramétrico para estudar a taxa de transferência de calor do corpo. A superfície de transferência de calor foi modelada no AUTODESK INVENTER 2014 e simulada em Nastran 2015. Para a simulação foi considerado um corpo composto de Alumínio 6061, com diâmetro e comprimento do cilindro igual a 0,0762m e 0,1524m. A temperatura na parte interna do cilindro foi considerada igual de 200° C caracterizando o momento da combustão. Os autores concluíram que à medida que a aspereza do corpo foi aumentada, a transferência de calor aumenta para o corpo de mesma área e volume.

2.5 Estudos relacionados à macrorugosidade

Hübner e Künstler (1997) estudaram a transferência de calor por ebulição em tanque de tubos aletados com diferentes formatos de aleta (trapezoidais, em forma de T ou Y). Os resultados mostraram que em comparação com as medições correspondentes em tubos lisos, a transferência de calor em tubos tradicionalmente aletados com aletas em forma de trapézio é consideravelmente melhorada e resultados ainda melhores são obtidos com aletas em forma de T ou em forma de Y. Os tubos aletados, com aletas em forma de T ou Y, apresentaram melhora significativa no coeficiente de transferência de calor por convecção, e o mesmo resultado não foi visto nos tubos aletados com aletas trapezoidais.

Gau e Lee (2000) realizaram experimentos com o objetivo de estudar a estrutura do fluxo de resfriamento de impacto e o aumento da transferência de calor sobre uma parede plana aquecida com a colocação de pequenas nervuras triangulares. A placa plana foi aquecida eletricamente passando uma corrente através de uma fina lâmina de aço inoxidável de 0,015 mm, para que a condição de limite de fluxo de calor constante ao longo da parede pudesse ser alcançada. Durante os experimentos, quatro parâmetros não-dimensionais foram variados: número de Reynolds; a razão entre largura e altura da nervura; o espaçamento entre o bico e a placa e a razão entre o passo e a altura da nervura. Além disso, dois casos diferentes de

resfriamento por impacto foram considerados: o caso A, que considerou a situação em que o jato de resfriamento é direcionado para a nervura, e o caso B, que considerou o jato direcionado para a linha central da cavidade. Os autores verificaram que as bolhas de ar formadas nas cavidades da região em torno do ponto de estagnação foram encontradas na parede com nervuras triangulares, o que pode reduzir a transferência de calor e torná-lo ainda mais baixo do que no caso da placa plana. Além disso, os autores observaram que o número Nusselt para o caso A aumenta com o aumento da relação p/e, enquanto no caso B o resultado inverso foi encontrado.

Yan et al. (2005) estudaram o coeficiente de transferência de calor por convecção entre paredes rugosas e sob um arranjo de jato escalonado. Os efeitos da configuração das nervuras nas distribuições de transferência de calor foram explorados, para isso foram testadas três configurações de nervuras: transversais em 90° e em ângulo de 60° e 45°. Os efeitos do fluxo cruzado, a orientação do fluxo de saída e o número de Reynolds também foram investigados. Com os testes verificou-se que o efeito do fluxo cruzado está intimamente relacionado com o comprimento do fluxo experimentado pelos fluidos após o impacto. A presença de nervuras fez com que a transferência de calor fosse aumentada ou retardada. Em relação aos efeitos do ângulo das nervuras, o melhor aprimoramento da transferência de calor é o que se origina de uma inclinação de 45° em nervuras do tipo V, colocadas uniformemente na superfície da placa.

Jaurker et al. (2006) analisaram o atrito e transferência de calor durante o aquecimento do ar em um duto retangular com rugosidade da nervura transversal numa parede aquecida, para números de Reynolds variando entre 3×10^3 e 21×10^3 . Os seguintes parâmetros de rugosidade foram considerados: altura relativa de rugosidade 0,0181-0,0363; passo relativo de rugosidade 4,5–10,0 e posição relativa do sulco em relação ao passo 0,3–0,7. Os autores concluíram que em comparação com o duto liso, a presença de rugosidade artificial produz um número de Nusselt de até 2,7 vezes maior, enquanto o fator de atrito aumenta até 3,6 vezes na faixa de parâmetros investigados. Além disso, foi observado que a transferência máxima de calor ocorreu para um passo relativo de rugosidade de cerca de 6,0. A condição ideal para a transferência de calor aconteceu em uma posição de ranhura para relação de passo de 0,4, na qual tanto o número de Nusselt quanto o fator de atrito diminuem. Os autores desenvolveram correlações estatísticas para o número de Nusselt e o fator de atrito em função da posição das nervuras, altura das estrias (ou profundidade), pitch e número de Reynolds.

Karmare e Tikekar (2010) estudaram o escoamento e transferência de calor em um aquecedor solar de ar usando a técnica CFD. O sistema e os parâmetros operacionais estudados foram: altura relativa da rugosidade ($e/D_h = 0,044$), altura relativa da rugosidade ($p/e = 17,5$) e

comprimento relativo da grade metálica ($l/s = 1,72$), para a faixa de números de Reynolds de 3.600-17.000. Investigações experimentais foram realizadas no laboratório, utilizando-se placa coletora áspera com nervuras metálicas de secção circular, quadrada e triangular, tendo 60° de inclinação para o fluxo de ar. Com o intuito de encontrar uma inclinação ótima, nervuras com ângulos de ataque de 54° , 56° , 58° , 60° e 62° foram testadas para o mesmo número de Reynolds. Os autores verificaram que a rugosidade artificial aumenta a taxa de transferência de calor para o fluxo de ar e que entre as diferentes formas e orientações analisadas, a placa com nervura de seção transversal quadrada com 58° de ângulo de ataque obteve os melhores resultados possíveis, sendo que o aumento percentual na transferência de calor para esta nervura é de cerca de 30% se comparada com uma placa lisa.

Zachár (2010) pesquisou o aumento da transferência de calor em trocadores de calor helicoidais de tubo enrolado. Nas simulações foi considerado que o lado externo da parede do permutador de calor continha corrugação helicoidal que faz uma nervura helicoidal no lado interno da parede do tubo para induzir movimento adicional de turbilhão de partículas do fluido. Cálculos numéricos foram realizados para examinar diferentes parâmetros geométricos e o impacto das condições de fluxo e térmicas para a taxa de transferência de calor em regimes de fluxo laminar e de transição. Foi realizada comparação dos campos de fluxo e temperatura no caso de tubo helicoidal comum e bobina com configuração de parede corrugada em espiral. As bobinas do trocador de calor com configuração de parede corrugada helicoidal mostram um aumento de 80–100% para a taxa de transferência de calor do lado interno, tendo em vista o movimento de rotação adicional.

A pesquisa realizada por Albert, Augustin e Scholl (2011) abordou o estudo da resistência negativa de incrustação na cristalização. Experimentos de incrustação foram realizados em trocador de calor de tubo com solução aquosa saturada de CaSO_4 , com velocidade de fluxo igual a 0,65 m/s. A formação de cristais e incrustações na superfície de transferência de calor geraram dois efeitos: o aumento da rugosidade superficial seguido por uma constricção da seção transversal. Na fase inicial da incrustação, os efeitos da constricção podem ser negligenciados e o aumento da rugosidade da superfície pode ser detectado. Foi verificado que o aumento da transferência de calor através da rugosidade eliminou as resistências negativas de incrustação nesta fase. No período subsequente de crescimento de cristais, a rugosidade da camada de incrustação é considerada constante. O aumento na transferência de calor devido à aceleração do fluido compensou em certa medida a redução da transferência de calor devido à incrustação. Por fim, os autores concluem que as resistências aparentes de incrustações

negativas são eliminadas completamente após a consideração dos efeitos de rugosidade e constrição.

Em seu estudo, Albert, Augustin e Scholl (2011) apresentaram um compilado de correlações de transferência de calor, que abordam a influência da rugosidade da superfície, mostrada na Tabela 1.

Tabela 1 - Correlações de transferência de calor que abordam os efeitos de rugosidade superficial.

Autor	Geometria	k_s (mm)	Pr (adimensional)	Equação de Nusselt
Nunner (1956)		16.4	0.72	$Nu = \frac{(\lambda/8)RePr}{1 + 1.5 Re^{-1/8} Pr^{-1/6} (Pr(\lambda/\lambda_0) - 1)}$
		22.8		
		17.7		
		3.14		
		1.31		
Burck (1969)		6.4	3	$Nu = Nu_0 \left(\log \frac{Pr^{0.33}}{k + 0.243} - 0.32 \times 10^{-3} k + \log Pr + 1.25 \right) \frac{\lambda}{\lambda_0}$
		0.412		
		0.455		
		0.373		
		180		
Hughmark (1975)		0.43	0.7	$Nu = \sqrt{\frac{8}{3}} Re \left[\frac{1}{0.0303 + 0.0615 Pr^{1/2} + 0.625 + 0.062 Pr^{1/2}} + \frac{1}{\sqrt{0.0303 + 0.0615 Pr^{1/2} + 0.625 + 0.062 Pr^{1/2}}} + \frac{2.16}{\sqrt{0.0303 + 0.0615 Pr^{1/2} + 0.625 + 0.062 Pr^{1/2}}} + 2\sqrt{(\lambda/8)Pr} \right]^{-1}$
	Areia	0.135		
	Areia	0.023		
	Areia	0.24		
		0.5		
Ceylan and Kelbaliyev (2003)		0.326	14.3	$Nu = 1.15 Nu_0 Pr^{1/7} (1 - 0.106 k^{(1/4)}) \frac{\lambda}{\lambda_0}$
		1.0		
		1.7		
	Areia	≤ 8		
		50		

Fonte: Albert, Augustin e Scholl (2011)

Yadav et al. (2013) realizaram investigação experimental para estudar o efeito das características de transferência de calor e fricção de fluxo turbulento de ar que passa através do duto retangular que é rugoso por saliências circulares dispostas em forma de arco. Os experimentos incluíram a faixa do número de Reynolds variando de 3.600 a 18.100, passo relativo de rugosidade (P/e) variando de 12 a 24, altura relativa de rugosidade (e/D) variando de 0,015 a 0,03 e o ângulo do arco variando de 45° a 75°. Com os ensaios, os autores concluíram que o aumento máximo na transferência de calor e no fator de atrito é de 2,89 e 2,93 vezes em comparação com o duto liso.

Kumar et al. (2013), apresentaram os resultados de uma experiência em estudos com o coeficiente de transferência de calor por convecção e atrito no escoamento de ar em dutos retangulares tendo uma nervura em forma multi-v. A pesquisa englobou o número de Reynolds (Re) de 2.000 a 20.000, distância relativa com valores de 0,24-0,80, valores relativos de largura de abertura de 0,5-1,5, valores de altura de rugosidade relativa de 0,022-0,043, valores relativos do passo de rugosidade de 6-12, valores da razão de largura de rugosidade relativa de 1-10, ângulo de ataque de 30-75°, buscando-se determinar valores ótimos de parâmetros geométricos

de rugosidade. Para o número de Nusselt (Nu), o aumento máximo da ordem de 6,74 vezes do valor correspondente do duto liso foi obtido, porém, o fator de atrito (f) também aumentou 6,37 vezes o do ducto liso. O aumento máximo do número de Nusselt ocorre na distância relativa da abertura de 0,69 com a largura relativa da abertura de 1,0 para a altura de rugosidade relativa de 0,043, rugosidade relativa largura de 6,0, ângulo de ataque de 60° e rugosidade relativa de 8,0. Com base nos dados experimentais, correlações para Nu e f foram desenvolvidas em função de parâmetros de rugosidade da forma multi v e número de Reynolds; essas correlações foram encontradas para prever estes valores com desvio absoluto médio de 4,34% e 4,08%, respectivamente.

Yadav e Bhagoria (2014) realizaram análise numérica sobre as características de transferência de calor e fluxo de fluido em escoamento turbulento totalmente desenvolvido em um duto retangular com rugosidade transversal. Para isso a técnica CFD foi usada para simular o fluxo de ar turbulento através de aquecedor de ar solar artificialmente rugoso. As equações de Navier-Stokes e a equação de energia foram resolvidas em conjunto com um modelo de turbulência RNG k- ϵ , com baixo número de Reynolds. Doze diferentes configurações de nervuras foram utilizadas e o número de Reynolds do duto variou na faixa de 3.800 e 18.000, faixa adequada para aquecedor solar de ar. Com seu estudo, os autores concluíram que o modelo de turbulência utilizado previu resultados muito próximos aos resultados experimentais. Além disso, o aumento máximo do número médio de Nusselt ocorre para um Re de 15.000 e o aumento máximo do fator de atrito médio ocorre para um Re de 3.800.

Singh et al. (2015) estudaram por meio da técnica CFD tridimensional as características de transferência de calor e fricção do duto de aquecedor solar de ar rugoso com nervura transversal periódica (dente de serra). Para a comparação, nervuras transversais com seção transversal uniforme de circular, quadrada e trapezoidal também foram estudadas. O número de Nusselt e o fator de atrito foram determinados para o intervalo de números de Reynolds de 3.000 e 15.000. O modelo de turbulência k- ϵ foi selecionado para análise. Os autores observaram que nervura de dente de serra não uniforme resultou em maior número de Nusselt do que as nervuras de seção transversal uniforme para Reynolds, número acima de 7.000 dado a redução da área de baixa transferência de calor a jusante da nervura. O aumento máximo no número de Nusselt para o duto rugoso com nervura dente de serra e nervura trapezoidal foi de 1,78 e 1,50, respectivamente. O fator de atrito encontrado foi menor para a nervura dente de serra em comparação com as nervuras uniformes de seção transversal estudadas.

Dongxu et al. (2015) realizaram análise numérica das características de transferência de calor e fluxo de fluido em um duto de aquecedor solar. Os autores realizaram simulações

tridimensionais usando o código ANSYS FLUENT e o modelo de turbulência $k-\varepsilon$. Os cálculos foram realizados para diferentes geometrias de nervura, nas quais variou-se o número de nervuras em V , passo relativo da nervura, altura relativa da nervura e ângulo de ataque, para diferentes números de Reynolds. Os resultados das simulações indicaram que as nervuras em forma de V aumentaram muito a transferência de calor. O valor máximo do parâmetro de desempenho térmico foi encontrado em 1,93 para a faixa de parâmetros investigados.

Kumar and Kim (2016) realizaram análise tridimensional por CFD para investigar o número de Nusselt e o fator de atrito locais em uma placa com canais de ar com diferentes nervuras em forma de V . As nervuras utilizadas nas simulações foram: padrão em V , protrusão no padrão V , nervura com cunha no padrão V , nervura em padrão V combinada com ranhuras. Os autores chegaram à conclusão de que entre as diferentes formas de nervuras em v analisadas, uma placa aquecida com nervuras em V com ranhuras apresentou o melhor desempenho térmico geral, haja vista que a criação de ranhuras na nervura melhora a transferência de calor, quebrando o fluxo secundário e produzindo níveis mais altos de turbulência no fluido a jusante.

Bozzoli et al. (2016) analisaram por meio da abordagem de análise inversa os dados experimentais de temperatura infravermelha para estimar o coeficiente convectivo local de transferência para fluxo de convecção forçada em tubos helicoidais com parede lisa e corrugada. O procedimento de estimativa foi baseado na abordagem de filtragem aplicada à solução do problema de condução de calor inverso no domínio da parede. Os resultados obtidos destacaram o efeito da curvatura da parede e da corrugação da parede no mecanismo de aumento da transferência de calor por convecção. As distribuições experimentais locais do coeficiente de transferência de calor por convecção mostraram que para tubos helicoidais com parede corrugada existe um número de Dean crítico acima do qual a corrugação da parede traz um aumento adicional de transferência de calor. Para valores baixos do número Dean (De), as distribuições do coeficiente de transferência de calor convectivo obtidas para paredes lisas e corrugadas são comparáveis. Do mesmo modo, para valores altos de De o efeito de ondulação começa a prevalecer produzindo aumento significativo da transferência de calor.

2.6 Outros Estudos

Yun et al (2006) realizou estudo sobre o coeficiente laminar de transferência de calor por condensação em tubos horizontais de cobre e aço. Para isto, foram utilizados seis aquecedores de cartucho instalados na parte inferior dos tubos, com o objetivo de vaporizar o refrigerante R-134a, sendo que a entrada de energia para os aquecedores foi controlada por

meio de um autotransformador. Depois de vaporizado, o refrigerando foi condensado formando um filme nas paredes do tubo de ensaio e tubos auxiliares. O autor verificou que quando o filme líquido formado foi muito fino, o material do tubo afetou o coeficiente de transferência de calor de condensação, e que os valores apresentados para o tubo de cobre foram maiores do que os obtidos para o aço inoxidável, embora apresentassem mesma rugosidade superficial.

Zhang e Li (2013) analisaram a determinação dos coeficientes de transferência de calor por convecção interfacial (IHTCs) entre a fundição e o resfriamento do metal durante a solidificação da fundição. Para isso, um procedimento de análise inversa de transferência de calor foi desenvolvido com base na técnica de mínimos quadrados e no método de especificação de função sequencial. A precisão e a estabilidade foram investigadas assumindo um perfil típico de fluxos de calor, simulando as condições práticas de solidificação da fundição. Os autores concluíram que os IHTCs determinados usando o método inverso da condução foram bem-sucedidos. A exatidão do método foi verificada por meio da comparação entre cálculo numérico e resultados experimentais. Os autores consideraram o método apresentado e os procedimentos simples, viáveis e eficazes para determinação dos IHTCs de fundição.

2.7 Estado da arte

Explicita-se o compilado da discussão realizada até aqui, de modo que o estado da arte sobre o tema é apresentado na Tabela 2.

Tabela 2 - Compilado da revisão bibliográfica

(continua)

Tema	Assunto	Referência
Estudos Preliminares sobre a influência da rugosidade na transferência de calor	Estudo completo do efeito da rugosidade na fricção e distribuição de velocidade, por meio de uma série de experimentos com escoamento interno em tubos ásperos por grãos de areia.	Nikaradse (1933)
	Análise da influência da superfície na transferência de calor em trocadores de calor de fluxo paralelo, utilizando-se água como fluxo de trabalho e número de Reynolds variando de 2.000 a 60.000.	Cope (1941)
	Estudo para avaliar a relação entre a transferência de calor e rugosidade em tubos lisos e ásperos.	Dipprey e Sabersky (1963)
	Análise do mecanismo de transferência de calor em tubos lisos e rugosos.	Kolar (1965)
	Análise das características da transferência de calor e fricção de uma superfície com rugosidade discreta.	Sheriff e Gumley (1966)
	Estudo realizado sobre os perfis de temperatura para a transferência de calor em condições turbulentas em tubo áspero.	Gowen e Smith (1968)

(continuação)

Tema	Assunto	Referência
Estudos relacionados à Têmpera ou resfriamento	Análise das mudanças na rugosidade da superfície de amostras submetidas a tratamento de têmpera por spray.	Bernardin e Mudawar (1996)
	Estudo sobre as características de transferência de calor do resfriamento por spray, por meio da evaporação de água em superfícies de silício micro texturizadas com fluxos de massa de pulverização muito baixos.	Hsieh e Yao (2006)
	Estudo do fluxo de calor máximo durante a têmpera por meio de jato líquido de uma superfície de alta temperatura.	Mozumder et al (2006)
	Estudo sobre os efeitos da rugosidade superficial durante o tratamento térmico da têmpera num forno tubular e corpos de prova de aço inoxidável AISI 304 de três diferentes rugosidades, aquecidos a 850°C.	Prabhu e Fernandes (2007)
	Estudo do uso da têmpera por spray como uma alternativa a têmpera por imersão utilizado no tratamento térmico de cilindros de ligas sólidas.	Mascarenhas e Mudawar (2010)
	Estudo dos fenômenos de transferência de calor de uma placa de aço aquecida e estacionária sob múltiplos jatos circulares superiores.	Wang et al. (2012)
	Análise dos efeitos da pressão de pulverização e rugosidade da superfície no fluxo de calor (Q) e coeficiente de transferência de calor (h) na interface entre uma superfície de alumínio aquecida e água de resfriamento por pulverização.	Zhang et al. (2014)
	Estudo dos efeitos do impacto do jato em superfícies com sulcos longitudinais e transversais.	Lo e Liu (2018)
	Estudo experimental para a determinação do coeficiente de transferência de calor entre a superfície externa de um tubo de aço e água.	Corrêa (2019)
Análises em microcanais	Estudo sobre as características de transferência de calor da água fluindo através de microcanais de silício trapezoidais.	Qu et al. (2000)
	Análise dos resultados de investigações sobre o fluxo de fluidos e transferência de calor em micro e minicanais e microtubos na literatura.	Sobhan e Garimella (2001)
	Estudo experimental sobre a transferência de calor convectiva laminar e a queda de pressão da água em 13 diferentes microcanais de silício trapezoidais.	Wu e Cheng (2003)
	Estudo do efeito da rugosidade da superfície nas características de transferência de calor e fluxo de Fluidos em tubos de pequeno diâmetro, para baixos números de Reynolds.	Kandlikar et al. (2003)
	Estudo experimental sobre as características de fluxo de líquido em microtubos circulares.	Li et al. (2003)
	Análise do efeito de rugosidade na transferência de calor e o desempenho de perda de pressão de tubos e canais de microescala.	Croce e Agaro (2004)
	Caracterização dos efeitos da rugosidade superficial na queda de pressão no escoamento monofásico em minicanais.	Kandlikar et al. (2005)
	Análise do fluxo e da transferência de calor em microcanais com parede rugosa.	Shen et al. (2006)
	Análise da convecção forçada de água num microcanal.	Wang et al. (2009)

(continuação)

Tema	Assunto	Referência
	Desenvolvimento do modelo de fluxo laminar e transferência de calor em microcanais rugosos para comparar o efeito de elementos de rugosidade (triangular, retangular ou semicircular) nas características térmicas e hidrodinâmicas.	Zhang, Chen e Shi (2010)
	Análise da topografia das superfícies rugosas por meio da caracterização pelo uso de uma estrutura de cantor.	Chen et al. (2010)
	Estudo da influência da rugosidade tridimensional da superfície no fluxo de fluido e nos fenômenos de transferência de calor, utilizando o método de Boltzmann de rede.	Pelevic e Van Der Meer (2016)
Estudos relacionados à microrrugosidade	Análise da influência da rugosidade superficial na transferência de calor de um substrato metálico, depositado sobre superfícies de vidro de diferentes rugosidades, e nitrogênio líquido.	Drach et al.(1996)
	Análise experimental sobre a densidade de nucleação durante a ebulição nucleada de líquidos puros saturados em fluxos de calor baixos.	Benjamin e Balakrisnan (1997)
	Estudo acerca da influência da rugosidade no aquecimento de uma superfície e no coeficiente de transferência de calor.	Luke (1997)
	Análise do efeito da rugosidade do tubo no fator de atrito e na transferência de calor por convecção em um fluxo turbulento totalmente desenvolvido.	Ceylan e Kelbaliyev (2003)
	Análise da taxa de transferência de calor variando a rugosidade superficial (250, 300 e 400 microns) de um cilindro, simulando o cilindro do motor de combustão.	Sagar et al. (2017)
Estudos relacionados à macrorrugosidade	Estudo sobre a transferência de calor por ebulição em tanque de tubos aletados com diferentes formatos de aleta (trapezoidais, em forma de T ou Y).	Hübner e Küstler (1997)
	Estudo da estrutura do fluxo de resfriamento de impacto e o aumento da transferência de calor sobre uma parede plana aquecida com a colocação de pequenas nervuras triangulares.	Gau e Lee (2000)
	Estudo do coeficiente de transferência de calor entre paredes rugosas e sob um arranjo de jato escalonado.	Yan et al. (2005)
	Análise do atrito e da transferência de calor durante o aquecimento do ar em um duto retangular com rugosidade da nervura transversal numa parede aquecida.	Jaurker et al. (2006)
	Estudo do fluxo e da transferência de calor em um aquecedor solar de ar usando a técnica CFD.	Karmare e Tikekar (2010)
	Estudo do aprimoramento da transferência de calor em trocadores de calor helicoidais de tubo enrolado.	Zachár (2010)
	Estudo dos efeitos de rugosidade e de constrição sobre a transferência de calor em incrustação de cristalização.	Albert, Augustin e Scholl (2011)
	Estudo do efeito das características de transferência de calor e fricção de fluxo turbulento de ar que passa através de um duto retangular rugoso por saliências circulares dispostas em forma de arco.	Yadav et al. (2013)
	Análise experimental de transferência de calor e atrito no escoamento de ar em dutos retangulares tendo uma nervura em forma multi-v.	Kumar et al. (2013)

(conclusão)		
Tema	Assunto	Referência
	Análise numérica sobre as características de transferência de calor e fluxo de fluido em escoamento turbulento totalmente desenvolvido em um duto retangular com rugosidade transversal.	Yadav e Bhagoria (2014)
	Análise numérica das características de transferência de calor e fluxo de fluido em um duto de aquecedor solar.	Dongxu et al. (2015)
	Análise tridimensional por CFD para investigar o número de Nusselt e fator de atrito locais em uma placa com canais de ar com diferentes nervuras em forma de V.	Kumar and Kim (2016)
	Análise inversa dos dados experimentais de temperatura infravermelha para estimar o coeficiente de transferência de calor convectivo local para fluxo de convecção forçada em tubos helicoidais com parede lisa e corrugada.	Bozzoli et al. (2016)
Outros Estudos	Estudo sobre o coeficiente laminar de transferência de calor por condensação em tubos horizontais de cobre e aço.	Yun (2006)
	Determinação dos coeficientes de transferência de calor interfacial (IHTCs) entre a fundição e o resfriamento do metal durante a solidificação da fundição.	Zhang e Li (2013)

Fonte: Elaborado pela autora.

Dos estudos e trabalhos sintetizados anteriormente é possível verificar que o estudo da influência da rugosidade no coeficiente de transferência de calor por convecção é importante. Esta importância é verificada em processos de resfriamento como um todo e também e nos processos de tratamento térmico, como o sugerido neste trabalho.

3 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

A seguir, serão apresentados os fundamentos teóricos que norteiam este trabalho. Preliminarmente, abordar-se-á o tema tratamentos térmicos, com ênfase no tratamento térmico de têmpera, objetivo da aplicação da transferência de calor nesta dissertação. Além disso, também serão descritos os processos de transferência de calor, a transferência de calor durante as etapas da têmpera e a influência do acabamento superficial na troca térmica.

3.1 Tratamento Térmico

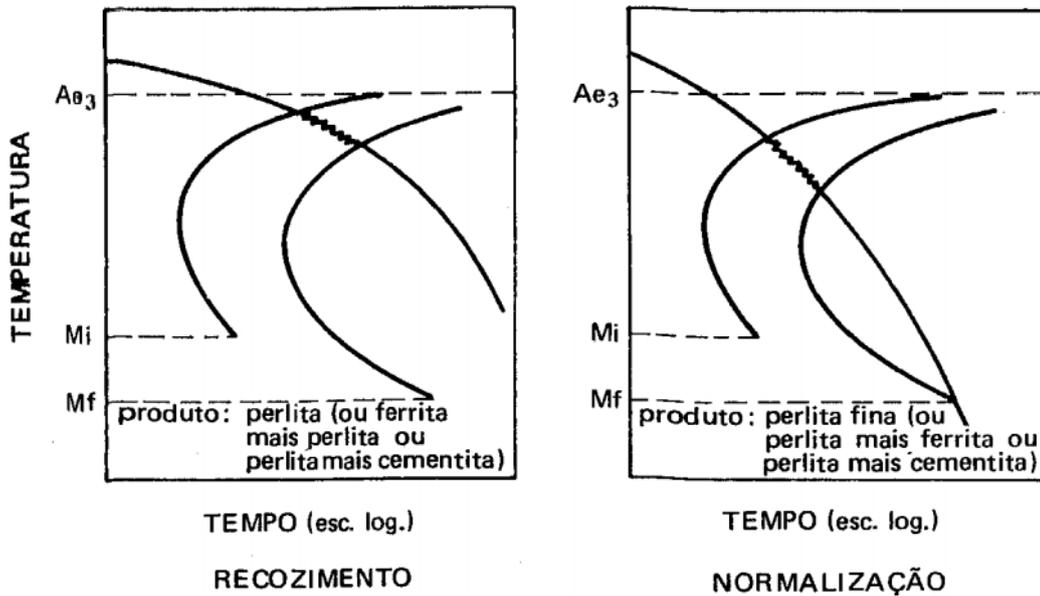
O tratamento térmico é um relevante processo metalúrgico, que altera a microestrutura dos aços, buscando a obtenção de melhores propriedades mecânicas. Geralmente, ocorre com o aquecimento do material a ser tratado para a obtenção da matriz austenítica, seguido de um resfriamento, que é realizado conforme as propriedades mecânicas desejadas.

O tratamento térmico é definido, de acordo com a aplicação do material. Definidas a aplicação e as propriedades mecânicas desejadas, escolhe-se o tratamento mais adequado, sendo os mais comuns: recozimento, normalização, revenimento, têmpera, entre outros. A seguir faz-se uma breve revisão sobre os tratamentos térmicos citados, dando mais ênfase ao tratamento térmico de tempera, uma vez que, a análise proposta por este trabalho é um estudo de uma parte da curva de ebulição, por meio de um banco de ensaio que simula o processo de têmpera.

De acordo com Chiaverini (2005), os objetivos do recozimento são: remover tensões devido a tratamentos mecânicos, diminuir a dureza, aumentar a ductilidade, regularizar a textura bruta de fusão e eliminar o efeito de quaisquer tratamentos térmicos ou mecânicos a que o aço tenha sido submetido anteriormente. Uma curva típica do tratamento de recozimento é apresentada no lado esquerdo da Figura 1.

O ora descrito autor disserta que no aquecimento para o recozimento, a temperatura deve se situar por volta de 50°C acima do limite superior da zona crítica, para os aços hipoeutetóides e acima do limite inferior da zona crítica para aços hipereutetóides. O processo de resfriamento no recozimento deve ser lento, de forma a propiciar a formação de ferrita mais perlita, se o aço for hipoeutetóide, perlita mais cementita, se o aço for hipereutetóide, e somente ferrita se for eutetóide.

Figura 1 - Diagramas esquemáticos representativos dos tratamentos de recozimento e normalização



Fonte: Chiaverini (2005)

O autor acrescenta que, visando a diminuição do longo período de resfriamento necessário para o recozimento, é prática comum a realização do “recozimento isotérmico ou cíclico”. Neste o aquecimento é realizado nas mesmas condições citadas anteriormente, mas o resfriamento é dividido em duas etapas. Na primeira, ocorre o esfriamento rápido até uma temperatura situada na parte superior do diagrama de transformação isotérmica, o material permanece nesta temperatura pelo tempo necessário para que a austenita se transforme nos produtos normais de transformação; a segunda etapa consiste no esfriamento rápido, até a temperatura ambiente.

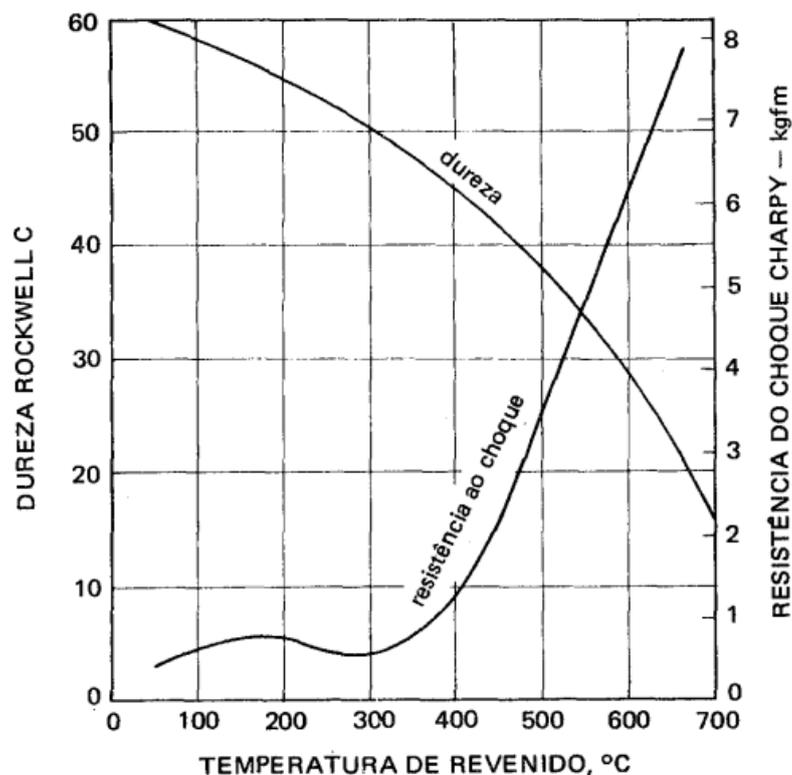
A respeito da normalização, Chiaverini (2005) destaca que os objetivos são semelhantes ao do tratamento térmico de recozimento, a única diferença é que por meio deste tipo de tratamento busca-se obter uma granulação mais fina, e por consequência, melhores propriedades mecânicas. Como pode ser visto, ao lado direito da Figura 1, as condições de aquecimento são idênticas as do recozimento, a diferença encontra-se no resfriamento, que deve ser realizado rapidamente, ao ar.

Chiaverini (2005) salienta que após o material ser temperado, este apresenta altas tensões, distorção do reticulado e dureza extremamente elevada, provenientes da microestrutura martensítica, e que precisam ser atenuadas. Por isso, é comum, após o processo da têmpera, a realização do tratamento térmico de revenimento, o qual busca eliminar totalmente ou aliviar as tensões e corrigir a dureza excessiva e a fragilidade do material, melhorando assim sua

ductilidade e resistência ao choque. O processo de revenimento deve ser realizado imediatamente após a têmpera, com o aquecimento do material a temperaturas abaixo da zona crítica.

O autor ressalta que a temperatura de aquecimento deve ser escolhida de acordo com os resultados almejados, para aliviar ou eliminar totalmente as tensões residuais. A Figura 2 apresenta a relação entre o efeito da temperatura de revenimento sobre a dureza e a resistência ao choque de um aço-carbono temperado.

Figura 2 - Efeito da temperatura de revenimento sobre a dureza e a resistência ao choque de um aço 1045 temperado



Fonte: Chiaverini (2005)

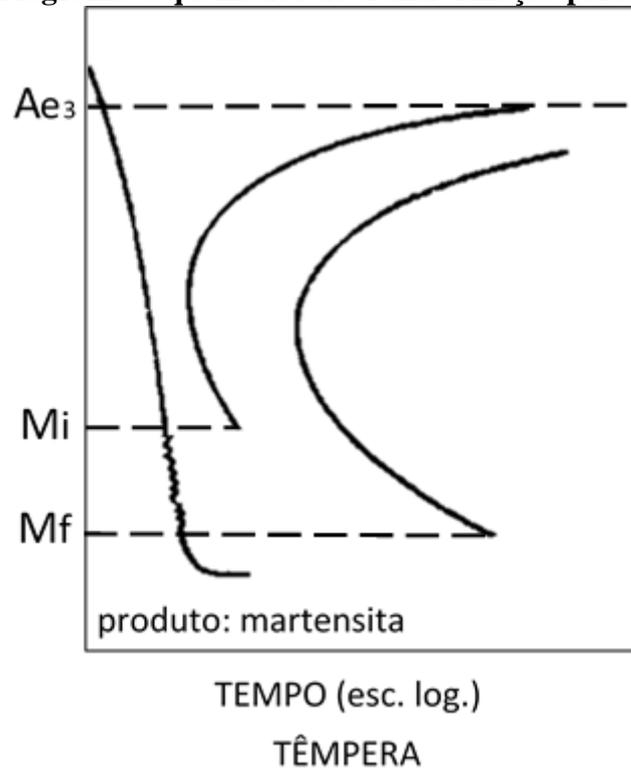
Ao processo de têmpera é dado mais destaque no tópico a seguir.

3.1.1 Têmpera

Chiaverini (2005) descreve a têmpera como o resfriamento rápido do aço de uma temperatura superior à temperatura crítica em um meio como óleo, água, salmoura ou mesmo ar. O objetivo deste tratamento térmico é a obtenção de uma estrutura martensítica, sendo

necessário que o resfriamento seja rápido o suficiente para prevenir a transformação da austenita. Dessa forma, a curva de resfriamento do aço deve manter-se à esquerda do cotovelo da curva em “C”, como pode ser visto na Figura 3.

Figura 3 - Diagrama esquemático de transformação para a têmpera



Fonte: Adaptado de Chiaverini (2005)

A finalidade da têmpera, em relação às mudanças nas propriedades mecânicas, é o aumento do limite de resistência à tração do aço, assim como da sua dureza. Consequentemente, ocorre a redução da ductilidade, da tenacidade e o aparecimento de tensões internas, que podem ser eliminadas ou aliviadas pelo tratamento térmico de revenimento, como expresso anteriormente.

Para que o tratamento térmico de têmpera seja realizado, vários fatores apresentam relevância, entre eles estão a velocidade de resfriamento, a temperatura de aquecimento, do tipo e da natureza do meio de resfriamento e do tamanho e forma do material a ser temperado.

Como mencionado, a velocidade de resfriamento deve ser suficientemente rápida para evitar a transformação da austenita, em qualquer parte da peça que se deseja endurecer. Chiaverini (2005) ressalta que, caso ocorra a transformação da austenita em altas temperaturas, o resultado do processo pode ser uma estrutura mista, com pontos “moles”, que apresentam baixo limite de escoamento e resistência ao choque.

A forma das peças a serem temperadas é fator importante, já que pode ocasionar diferentes resfriamentos entre as superfícies e as camadas internas. Em peças de pequenas dimensões, esse fator não é determinante. Mas em peças maiores, as taxas de resfriamento internas e externas não são iguais, o que resulta na obtenção de uma estrutura mista, em muitos casos.

Além da velocidade de resfriamento, a escolha da temperatura de aquecimento é de extrema importância, dado que o aquecimento inadequado pode resultar na formação de outras microestruturas indesejadas, gerando o endurecimento incompleto do material.

Callister (2002) descreve a “severidade da têmpera” como o termo usado para indicar a taxa de resfriamento, sendo que a têmpera é mais severa tão quanto mais rápido for o resfriamento. Os três meios mais comuns para a realização deste tratamento são água, óleo e ar. Destes três, o meio mais severo é a água, em seguida o óleo e por fim o ar. Outro fator influente é a agitação do meio, que provoca mudanças na taxa de remoção de calor. A têmpera em óleo é recomendada para muitos aços ligas, uma vez que, em muitos casos, a têmpera em água é muito severa e pode gerar trincas ou empenamento. O resfriamento ao ar não é recomendando para a têmpera, porque geralmente produz uma estrutura perlítica.

No caso deste trabalho a transferência de calor entre um tubo de aço e água é o objeto de estudo, por meio de ensaios que simulam a curva do processo de têmpera.

3.2 Transferência de calor

A transferência de calor ou o calor propriamente dito é definido por Incropera (2008) como a energia térmica em trânsito, tendo em vista uma diferença de temperatura no espaço ou no corpo. Existindo, desta forma, uma distinção de temperatura entre meios, ocorrerá necessariamente a transferência de calor.

Há três processos principais pelos quais o calor é transferido: condução, convecção e radiação.

A condução ocorre quando existe um gradiente de temperatura em um meio que pode ser fluido ou sólido. A transferência de calor entre uma superfície e um fluido em movimento que ocorre quando estes estão em temperaturas distintas é denominada convecção. Por fim, na ausência de um meio interposto, ocorre a transferência líquida de calor por radiação entre duas superfícies com diferentes temperaturas, já que todas as superfícies com temperatura não nula emitem energia na forma de ondas eletromagnéticas.

3.2.1 Condução

A condução está relacionada aos conceitos das atividades de níveis molecular e atômico. De acordo com Incropera (2008), são processos nesses níveis que mantêm este modo de transferência de calor. Assim, a condução é a transferência de energia das partículas mais energéticas para as menos energéticas de uma substância devido às interações entre partículas.

Pode-se utilizar equação de taxa para calcular a quantidade de energia sendo transferida por unidade de tempo. Para a condução, a equação utilizada é conhecida como Lei de Fourier, e para a parede cilíndrica com distribuição de temperatura $T(r)$, a equação do fluxo de calor é representada como na equação 1.

$$q_x'' = -k \frac{dT}{dr} \quad (1)$$

Na equação 1, q_x'' (W/m^2) representa o fluxo de calor na direção radial por unidade de área perpendicular à direção da transferência, e ele é proporcional ao gradiente de temperatura dT/dr , nesta direção. Essa proporcionalidade é medida pelo parâmetro k , que representa a condutividade térmica ($\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$); esta propriedade é de transporte e uma característica do material.

A análise da condução é fundamental para a determinação do campo de temperaturas em um meio resultante das condições que o circunvizinham. Incropera (2008) assevera a distribuição de temperatura como a representação da variação da temperatura de acordo com a posição no meio. Conhecendo-se a distribuição de temperatura é possível se determinar o fluxo de calor por condução a partir da Lei de Fourier. Para a determinação desta distribuição aplica-se a Lei da conservação de energia, equação 2.

$$\dot{E}_{ent} + \dot{E}_g - \dot{E}_{sai} = \dot{E}_{acu} \quad (2)$$

Conforme ressaltado na equação, a letra E representa a taxa de energia, e os subscritos ent, g, sai, acu significam entrada, geração, saída e acumulação, respectivamente. A aplicação da equação 2 se dá pela definição de um volume de controle diferencial, para o qual se identificam os processos de transferência de energia relevantes e substitui-se as equações de taxas de calor apropriadas. Assim, obtém-se uma equação diferencial, equação 3, a qual fornece a distribuição de temperaturas no meio, de acordo com as condições de contorno especificadas.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \phi} \left(k \frac{\partial T}{\partial \phi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (3)$$

A equação 3 é conhecida como Equação de difusão do calor. A partir de sua solução, obtém-se a distribuição da temperatura em relação as coordenadas espaciais e ao tempo. Podem ser feitas muitas simplificações na equação do calor, por exemplo ao se considerar regime estacionário, transferência de calor unidimensional em r e a não existência de geração de energia, a equação 3 se resume a:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) = 0 \quad (4)$$

A equação do calor também pode ser escrita em coordenadas esféricas, sendo apresentada da seguinte forma, equação 5:

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(kr^2 \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2 \sin^2 \phi} \frac{\partial}{\partial \phi} \left(k \frac{\partial T}{\partial \phi} \right) + \frac{1}{r^2 \sin \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(k \sin \theta \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) + \dot{q} = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (5)$$

3.2.2 Convecção Forçada

Consoante Incropera (2008), a convecção é um modo de transferência de calor que envolve dois mecanismos, o de transferência de energia, devido ao movimento global do fluido (advecção), e o movimento aleatório das moléculas do fluido (difusão).

Os processos de transferência de calor por convecção são representados pela Lei de resfriamento de Newton, equação 6:

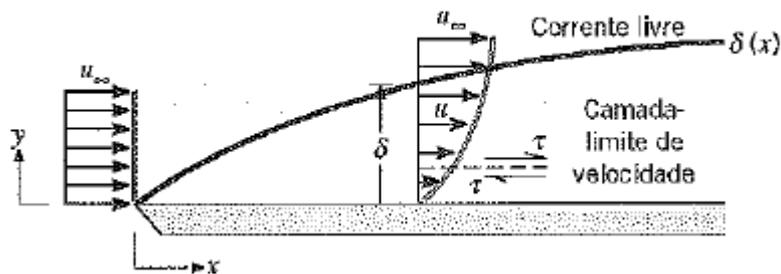
$$q'' = h (T_s - T_\infty) \quad (6)$$

Na qual q'' é o fluxo de calor por convecção (W/m^2), h é o coeficiente de transferência de calor por convecção ($W/(m^2 \cdot K)$), T_s e T_∞ são, respectivamente, as temperaturas da superfície e do fluido. Incropera et al. (2008) afirmam que qualquer estudo da convecção no fundo se reduz a um estudo para determinação do coeficiente convectivo h . A seguir as camadas limites hidrodinâmica e térmica serão definidas.

A camada limite hidrodinâmica se desenvolve sempre que ocorre um escoamento de um fluido sobre uma superfície. Como pode ser visto na Figura 4, quando partículas de um fluido

entram em contato com a superfície sua velocidade se torna zero, então, estas partículas estagnadas passam a atuar no fluido provocando um retardamento pelo efeito viscoso das camadas adjacentes, até que a partir de uma distância $y = \delta$, esse efeito se torna desprezível. Com o aumento da distância em y , a componente da velocidade em x aumenta, até que se atinja a velocidade da corrente livre, fora da camada limite.

Figura 4 – Camada limite hidrodinâmica

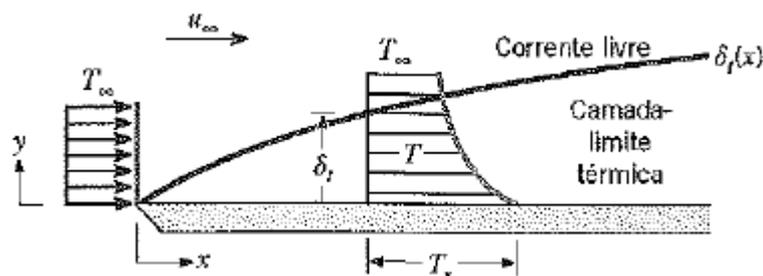


Fonte: Incropera (2008)

Assim como ocorre com a camada limite hidrodinâmica, a camada limite térmica se desenvolve sempre que há uma diferença de temperatura entre o fluido e a corrente livre da superfície. De acordo com a Figura 5, as partículas de um fluido, originalmente com temperatura uniforme, quando entram em contato com uma placa isotérmica entram em equilíbrio térmico com esta, desenvolvendo assim um gradiente térmico no fluido.

A região na qual é percebido este gradiente denomina-se camada limite térmica e sua espessura δ_t é definida de acordo com o valor de y no qual a razão $[(T_s - T)/(T_s - T_\infty)] = 0,99$, quando $T_s > T_\infty$.

Figura 5 – Camada limite térmica



Fonte: Incropera (2008)

Nos escoamentos externos, como o que se analisa nesta dissertação, as camadas limite hidrodinâmica e térmica se desenvolvem livremente, sem restrições por superfícies adjacentes.

Assim, ocorre a existência de uma região do escoamento externa à camada limite, na qual os gradientes de velocidade e temperatura são desprezíveis.

Corrêa (2019) ressalta a importância dos parâmetros adimensionais na análise da troca de calor por convecção, pois estes permitem que resultados obtidos em determinadas condições convectivas possam ser replicados em outras superfícies geometricamente similares, mas em condições térmicas diferentes. No processo de escoamento externo, são utilizados três parâmetros adimensionais que caracterizam as camadas limite hidrodinâmica e térmica.

A camada limite de velocidade é caracterizada pelo parâmetro adimensional nomeado por Número de Reynolds (Re), representado para a forma geométrica do cilindro pela equação 7:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (7)$$

Na qual V é a velocidade (m/s), D é o diâmetro da superfície (m), ρ é a massa específica (kg/m^3) e μ é a viscosidade dinâmica (kg/(m.s)). O número de Reynolds pode ser interpretado como a razão entre as forças de inércia e as forças viscosas em uma região de dimensão característica D .

A camada limite térmica é caracterizada pelo Re e também pelo parâmetro adimensional chamado de número de Prandtl (Pr), que é uma propriedade do fluido, de acordo com a equação 8:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (8)$$

Na qual ν é a viscosidade cinemática (m^2/s) e α é a difusividade térmica (m^2/s). O parâmetro adimensional Pr pode ser entendido como uma medida da efetividade relativa dos transportes por difusão, do momentum, no interior da camada-limite de velocidade, e da energia, no interior da camada-limite térmica.

Além dos números adimensionais já citados, a medida da transferência de calor por convecção que ocorre na superfície de um cilindro pode ser dada pelo parâmetro adimensional conhecido como número de Nusselt (Nu), pela equação 9:

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (9)$$

Na qual h é o coeficiente de transferência de calor por convecção ($W/(m^2.K)$), D é o diâmetro (m) e k é a condutividade térmica do fluido ($W/(m.K)$). Incropera et al. (2008) mostram que processos de transferência de calor por convecção através de escoamentos externos são normalmente representados de acordo com a equação 10:

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (10)$$

Um dos resultados desta dissertação é a obtenção da equação 10 levando em consideração a rugosidade superficial do tubo de aço.

3.2.3 Convecção Natural

Incropera (2008) afirma que na convecção natural o movimento do fluido se deve às forças de empuxo no seu interior, enquanto na convecção forçada, o movimento é provocado por um agente externo. O empuxo, por sua vez, ocorre tendo em vista a presença combinada de um gradiente de massa específica no fluido e de uma força que é proporcional à massa específica. Geralmente, essa força é a força gravitacional, mas também pode ser a força centrífuga em equipamentos rotacionais ou a força Coriolis nos movimentos rotacionais na atmosfera e no oceano.

O gradiente de massa específica é muitas vezes proveniente de um gradiente térmico, isso porque a massa determinada de gases e líquidos é dependente da temperatura, geralmente diminuindo com o aumento desta.

Assim como para a convecção forçada, Incropera (2008) afirma que as equações que descrevem as transferências de momento e energia na convecção natural são provenientes dos princípios de conservação. Além disso, os processos específicos são bastante parecidos com os que dominam a convecção forçada. As forças inerciais e viscosas, a transferência de energia por advecção e a difusão também apresentam importância. A diferença apontada entre os escoamentos é que, na convecção natural, as forças de empuxo desempenham papel importante por sustentarem o escoamento.

Do mesmo modo que a convecção forçada, a convecção natural admite parâmetros adimensionais que caracterizam o processo. O parâmetro adimensional utilizado para caracterizar o escoamento é conhecido como número de Grashof (Gr), de acordo com a equação 11:

$$Gr = \frac{g\beta (T_s - T_\infty)D^3}{\nu^2} \quad (11)$$

Na qual g é aceleração da gravidade (m/s^2) e β é o coeficiente de expansão térmica ($1/^\circ C$). O parâmetro adimensional Gr pode ser entendido como uma medida da razão entre a força de empuxo e as forças viscosas.

Outro parâmetro utilizado para caracterizar a convecção natural é denominado número de Rayleigh (Ra), de acordo com a equação 12:

$$Ra = Gr.Pr = \frac{g\beta (T_s - T_\infty)D^3}{\nu\alpha} \quad (12)$$

O parâmetro Rayleigh é utilizado para correlacionar a ocorrência da transição do escoamento laminar para turbulento na camada limite, dependendo da magnitude das forças de empuxo e viscosas.

Processos de transferência de calor por convecção através de escoamentos externos são normalmente representados de acordo com as equações 13 e 14:

$$Nu = f(Gr, Pr) \quad (13)$$

$$Nu = C Ra^n \quad (14)$$

3.2.4 Convecção Mista

Podem existir situações em que os efeitos da convecção natural e forçada são comparáveis, e nesses casos não é adequado se desconsiderar nenhum dos dois processos. A convecção natural é desprezível quando $(Gr/Re^2) \ll 1$, a convecção forçada é desprezível quando $(Gr/Re^2) \gg 1$. Assim quando $(Gr/Re^2) \approx 1$, deve-se considerar a convecção mista.

De acordo com Incropera (2008), o efeito do empuxo na transferência de calor em um escoamento forçado é influenciado em grande parte pelo sentido da força de empuxo em relação ao escoamento. Existem três casos experimentais fortemente estudados, quais sejam, movimentos forçados e induzidos pelo empuxo na mesma direção e sentido (escoamento paralelo), na mesma direção e sentidos opostos (escoamento oposto) e em direções perpendiculares (escoamento transversal).

É usual correlacionar os resultados para a transferência de calor por convecção mista em escoamentos internos e externos pela equação 15:

$$Nu^n = Nu_f^n \pm Nu_n^n \quad (15)$$

De acordo com a geometria, os números de Nusselt Nu_f^n e Nu_n^n são determinados conforme correlações propostas para a convecção forçada e natural, respectivamente. O sinal positivo indica que o escoamento é paralelo ou transversal; já o sinal negativo indica escoamento oposto. Incropera (2008) assevera que os melhores resultados experimentais são obtidos para $n=3$, embora os valores $7/2$ e 4 sejam mais adequados para escoamentos envolvendo placas horizontais e cilindro, respectivamente.

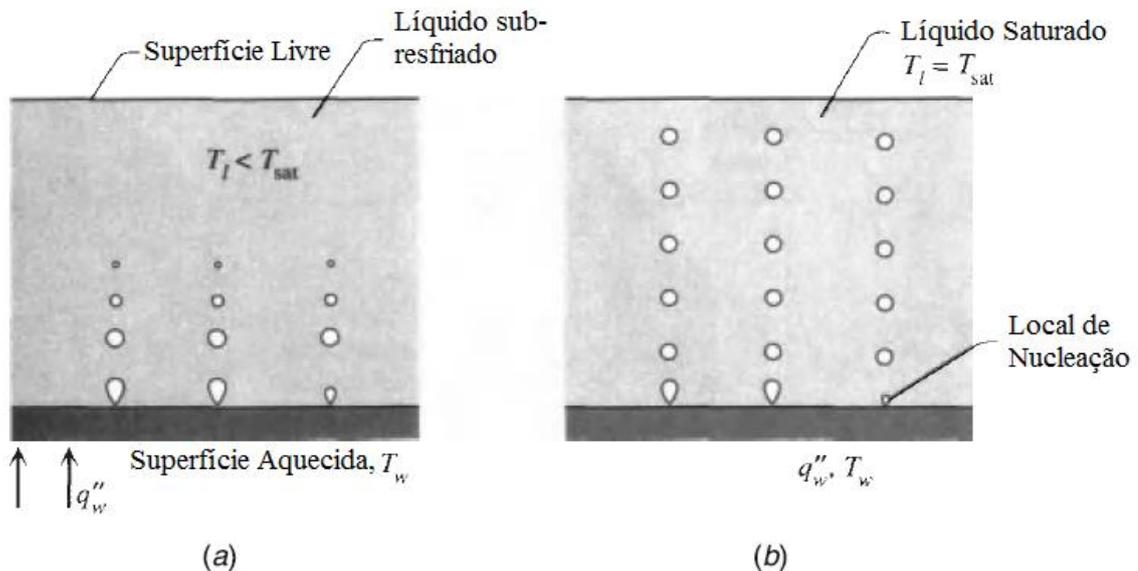
3.3 Transferência de calor na têmpera

A transferência de calor entre um corpo sólido e um líquido é acompanhada pela transformação do líquido aquecido em vapor por meio de bolhas de vapor, jatos ou filmes.

O processo de ebulição pode ser visto na Figura 6, na qual uma superfície aquecida (T_w) é imersa em um tanque de líquido inicialmente estagnado (T_i). Como mostrado na Figura 6a, quando o líquido está a uma temperatura abaixo da temperatura de saturação (T_{sat}), a ebulição é restrita a uma camada na vizinhança imediata da superfície aquecida, isso porque as bolhas de vapor que sobem através do líquido sub-resfriado recondensam.

Quando o líquido no tanque atinge a temperatura de saturação (Figura 6b), o vapor gerado na superfície aquecida atinge a superfície livre da piscina e assume-se que todo o líquido do tanque está a T_{sat} .

Figura 6 - Nucleação por ebulição em tanque em a) líquido sub-resfriado e b) líquido saturado



Fonte: Traduzido de Bejan (2004)

Existe a necessidade de se determinar a relação entre o fluxo de calor superficial (q''_w) e o excesso de temperatura ($T_w - T_{sat}$). Tal relação pode ser observada na Figura 7, que apresenta uma curva de ebulição em tanque de água a pressão atmosférica, na qual o fluxo de calor está no eixo das ordenadas e o excesso de temperatura no eixo das abscissas.

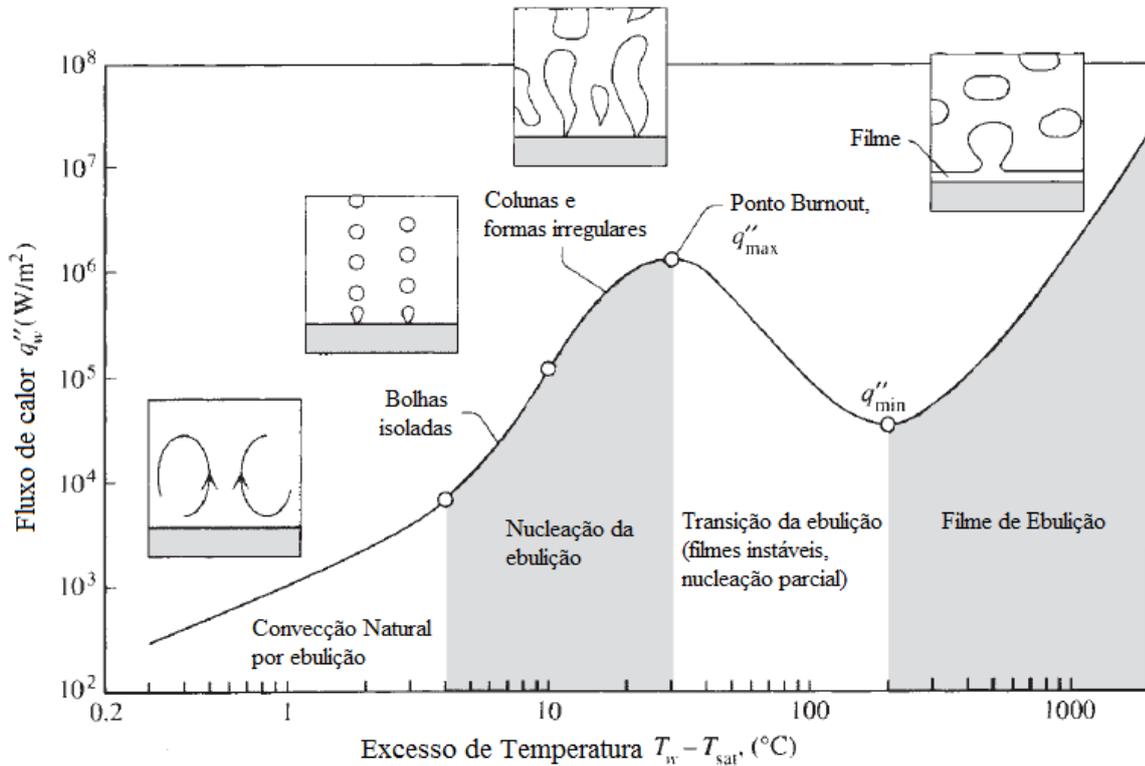
Bejan (2004) descreve a relação entre q''_w e $T_w - T_{sat}$ em não monocromática, tendo em vista as várias configurações (bolhas, filme) que o recém gerado vapor forma nas proximidades da superfície aquecida. A forma da curva de ebulição é a base para se distinguir os vários regimes de ebulição em piscina. A transição destes regimes é observada ao se visualizar a Figura 7 da esquerda para a direita. Esta figura é resultado do experimento de ebulição, no qual a temperatura superficial de uma placa é aumentada a taxa constante e o fluxo de calor resultante mensurado.

O primeiro regime de ebulição que ocorre é o regime de convecção natural, que acontece a valores de excesso de temperatura muito baixos, para a água $T_w - T_{sat} \lesssim 4^\circ\text{C}$. De acordo com Bejan (2004), neste regime o líquido próximo à superfície torna-se superaquecido e sobe na forma de correntes de convecção naturais para a superfície livre do tanque.

Com o aumento do excesso de temperatura passa-se do regime de convecção natural para o regime de ebulição nucleada, que é caracterizado pela formação de vapor em vários pontos da superfície. Na extremidade inferior da curva de ebulição nucleada, o processo de ebulição consiste em bolhas isoladas. Em temperaturas mais altas, a frequência de formação

das bolha aumenta, os locais de nucleação se multiplicam e as bolhas isoladas interagem e são substituídas por formas irregulares e colunas de vapor.

Figura 7 - Regimes de ebulição em tanque de água a temperatura atmosférica



Fonte: Traduzido de Bejan (2004)

O aumento na formação de vapor gera uma camada em torno da superfície que impede o contato desta com o líquido de resfriamento, formando, assim, uma camada de isolamento. Este efeito é responsável pelo término gradual do período de ebulição nucleada, que termina no ponto de fluxo de calor máximo (q''_{\max}), também denominado fluxo de calor crítico (CHC). Para resfriamento em água, este valor gira em torno de 10^6 W/m² e $T_w - T_{\text{sat}}$ na ordem de 30°C.

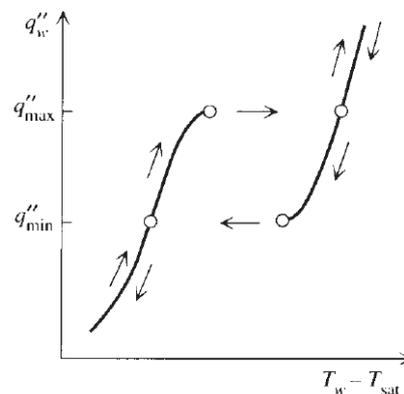
O terceiro regime é denominado ebulição de transição, neste o fluxo de calor diminui à medida que o excesso de temperatura aumenta, dado que porções cada vez maiores da superfície aquecida estão revestidas por uma película de vapor instável, que é substituído intermitentemente por pontos de ebulição nucleada. Este regime termina no ponto de fluxo mínimo (q''_{\min}), onde o excesso de temperatura, denominado neste ponto de Temperatura de Leidenfrost, é grande o suficiente para manter um filme de vapor estável na superfície aquecida. Para resfriamento em água a pressão atmosférica, o fluxo de calor mínimo está entre $10^4 - 10^5$ W/m², e o excesso de temperatura na faixa de 100 – 200°C.

Com o aumento do excesso de temperatura, atinge-se o quarto regime, que é denominado regime de ebulição em filme. Neste regime, o filme de vapor cobre toda a superfície e o fluxo de calor aumenta a taxa constante. Com o aumento da temperatura, a transferência de calor por radiação através do filme apresenta um papel cada vez mais significativo.

No caso do tratamento térmico da têmpera, os regimes de ebulição ocorrem avaliando-se a curva de ebulição, apresentada na Figura 7, do lado direito para o lado esquerdo, ou seja, do maior excesso de temperatura ao menor, configurando o resfriamento.

Bejan (2004) demonstra que ao obter-se a curva de ebulição em condições de decréscimo do fluxo de calor, o excesso de temperatura diminui a partir da porção do regime de ebulição em filme até atingir a temperatura de Leidenfrost. Quando o fluxo de calor é reduzido a um valor ligeiramente menor do que o ponto de q''_{\min} , o filme de vapor se rompe, e ocorre a formação de bolhas isoladas, o que configura o regime de ebulição nucleada. Assim no resfriamento, o regime de ebulição em transição não é verificado, conforme a Figura 8.

Figura 8 - Curva de Ebulição para resfriamento



Fonte: Traduzido de Bejan (2004)

3.3.1 Ebulição Nucleada

Durante a transferência de calor por ebulição o regime que apresenta grande importância é o regime de ebulição nucleada, uma vez que durante seu estágio o coeficiente de transferência de calor por convecção (h) atinge valores elevados da ordem de $10^3 - 10^5 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$. Conforme a equação 16, h é dependente do fluxo de calor entre a superfície aquecida e o líquido refrigerante e do excesso de temperatura:

$$h = \frac{q_w''}{T_w - T_{sat}} \quad (16)$$

Destacando-se a importância deste regime, muitas pesquisas foram realizadas buscando a medição e a correlação para o h na ebulição nucleada. Uma correlação de grande importância é a proposta por Rohsenow, em 1952, apresentada na equação 17.

$$T_w - T_{sat} = \frac{h_{fg}}{c_{p,l}} Pr_l^s C_{sf} \left[\frac{q_w''}{\mu_l h_{fg}} \left(\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{1/3} \quad (17)$$

A correlação de Rohsenow é válida para superfícies limpas e independe da forma e orientação destas. Além disso, depende de duas constantes empíricas que podem ser vistas na Tabela 3. A constante 'C_{sf}' é relacionada à combinação do líquido e superfície, enquanto a constante 's' faz distinção de água e outros líquidos refrigerantes. Os subscritos 'l' e 'v' se referem aos estados líquido saturado e vapor saturado e devem ser avaliados na temperatura de saturação.

Segundo Bejan (2004), a equação 17 é utilizada para o cálculo do excesso de temperatura, já que o fluxo de calor é conhecido. Dados experimentais mostram que o excesso de calor calculado e medido experimentalmente coincidem em $\pm 25\%$. Quando almeja-se calcular o fluxo de calor, é recomendado utilizar-se a equação 17, escrita da seguinte forma (equação 18):

$$q_w'' = \mu_l h_{fg} \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} \left[\frac{c_{p,l}(T_w - T_{sat})}{Pr_l^s C_{sf} h_{fg}} \right]^3 \quad (18)$$

Bejan (2004) esclarece que as Equações 17 e 18 podem ser utilizadas para se obter a estimativa real da posição da curva no estágio de ebulição nucleada. Isso porque, como pode ser visto na Figura 7, a curva no estágio abordado assume um formato em S, na escala logarítmica, o que diverge do formato reto correspondente à equação 18.

Tabela 3 – Constantes Empíricas para a correlação da ebulição nucleada em tanque de Rohsesow

Combinação Superfície – Líquido	C_{sf}	s
Água – Cobre		
Polido	0,013	1
Marcado	0,068	1
Polido no esmeril, tratado com parafina	0,015	1
Água – Aço Inoxidável		
Polido	0,008	1
Quimicamente marcado	0,013	1
Mecanicamente polido	0,013	1
Teflon	0,0058	1
Água – Latão	0,006	1
Água – Níquel	0,006	1
Água – Platina	0,013	1
CCl_4 – Cobre	0,013	1,7
Benzeno – Cromo	0,010	1,7
n-Pentano – Cromo	0,015	1,7
n-Pentano – Cobre		
Polido em esmeril	0,0154	1,7
Friccionado em esmeril	0,0074	1,7
Lapidado	0,0049	1,7
n-Pentano – Níquel		
Polido em esmeril	0,013	1,7
Álcool etílico – Cromo	0,0027	1,7
Álcool isopropílico – Cobre	0,0025	1,7
35% K_2CO_3 – Cobre	0,0054	1,7
50% K_2CO_3 – Cobre	0,0027	1,7
Álcool n-butílico – Cobre	0,0030	1,7

Fonte: Traduzido de Bejan (2004)

Do mesmo modo, a influência da rugosidade superficial tende a aumentar o número de locais de nucleação ativa, o que indica que em superfícies ásperas o fluxo de calor pode ser maior do que o avaliado pela equação 18.

Por fim, Bejan (2004) afirma que apesar da proporcionalidade vista na equação 18, entre q'' e aceleração da gravidade ($g^{1/2}$), esta última apresenta pequeno efeito no regime de ebulição nucleada.

O ponto que determina o fim do regime da ebulição nucleada é denominado como fluxo de calor crítico, ou pico de fluxo de calor, e ocorre onde o fluxo de calor é máximo (q''_{max}). Bejan (2004) recomenda utilizar a equação 19 para o cálculo de q''_{max} , para grandes superfícies horizontais.

$$q''_{max} = 0,149 h_{fg} \rho_v \left[\frac{\sigma g (\rho_l - \rho_v)}{(\rho_l + \rho_v)^2} \right]^{1/4} \quad (19)$$

O autor esclarece que a relação apresentada na equação 19 por Lienhard & Dhir (1973), tem fundamentação teórica proposta inicialmente com base na análise dimensional por Kutateladze (1948) e é baseada na estabilidade hidrodinâmica de colunas de vapor de Zuber (1958).

De acordo com a equação 19, o pico de fluxo de calor independe do material da superfície, sendo esta equação aplicada a superfícies suficientemente grandes, de forma que o comprimento linear seja maior que o tamanho característico da bolha de vapor. Bejan (2004) expressa que a equação 19 também pode ser utilizada para um cilindro horizontal grande, bastando substituir o valor 0,149 por 0,116. O efeito da pressão do banho líquido é abordado na equação 19 por meio do calor latente de ebulição (h_{fg}) e da tensão superficial (σ).

3.3.2 Ebulição em Filme

O último regime de ebulição é denominado de Ebulição em filme, haja vista a principal característica deste ser uma camada contínua de vapor (0,2 – 0,5 mm de espessura) que separa a superfície aquecida do líquido de resfriamento. O fluxo mínimo de calor (q''_{min}) é o ponto inicial deste regime e acontece quando o filme é contínuo e estável. Bejan (2004) recomenda a equação 20 para o cálculo de q''_{min} :

$$q''_{min} = 0,09 h_{fg} \rho_v \left[\frac{\sigma g (\rho_l - \rho_v)}{(\rho_l + \rho_v)^2} \right]^{1/4} \quad (20)$$

É imperioso ressaltar, conforme destaca Bejan (2004), que q''_{min} independe do excesso de temperatura ($T_w - T_{sat}$). Além disso, de acordo com o autor o fluxo de calor mínimo calculado pela equação 20 tem 50% de assertividade, demonstrado em ensaios a pressões baixas e moderadas. A assertividade da equação 20 cai na medida em que a pressão aumenta.

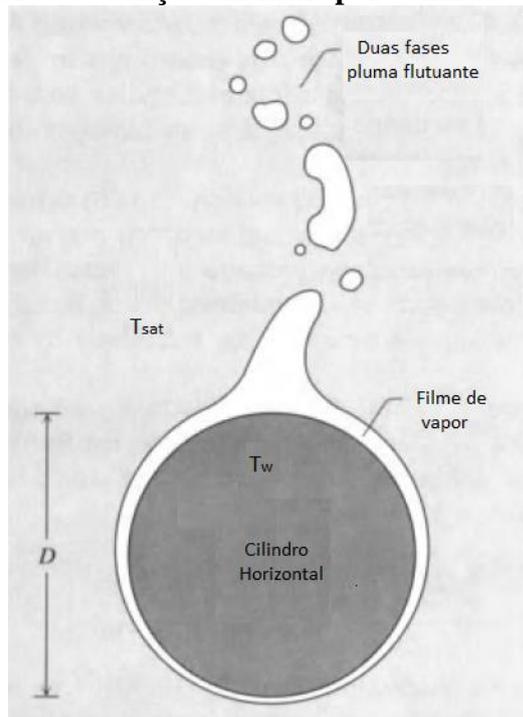
Devido à espessura do filme de vapor, a rugosidade superficial não possui influência significativa no fluxo mínimo de calor.

Para o trecho crescente da curva de ebulição em filme o Bejan (2004) recomenda a utilização da equação 21, para o cálculo do coeficiente médio de transferência de calor (\bar{h}_D), em um cilindro horizontal.

$$\frac{\bar{h}_D D}{k_v} = 0,62 \left[\frac{D^3 h'_{fg} g (\rho_l - \rho_v)}{k_v \nu_v (T_w - T_{sat})} \right]^{1/4} \quad (21)$$

A Figura 9 representa esquematicamente um cilindro horizontal envolvido no filme de vapor durante o regime de ebulição em filme. Pode-se observar o filme de vapor com inclinação ascendente e a formação de uma pluma flutuante bifásica.

Figura 9 – Regime de ebulição em filme para cilindro horizontal



Fonte: Traduzido de Bejan (2004)

Na equação 21, o calor latente aumentado de vaporização (h'_{fg}) caracteriza o superaquecimento do vapor recém-formado a temperaturas acima da temperatura de saturação e deve ser calculado pela equação 22.

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0,4 c_{p,v} (T_w - T_{sat}) \quad (22)$$

Bejan (2004) esclarece que as propriedades termodinâmicas referentes ao filme de vapor, utilizadas nas Equações 21 e 22, devem ser avaliadas à temperatura de filme (média entre T_w e T_{sat}).

Na medida em que a temperatura da superfície aumenta, o efeito da radiação na taxa global de transferência de calor torna-se significativo e deve ser considerado no coeficiente médio de transferência de calor. Bejan (2004) cita os estudos de Bromley (1950), que aborda a

integração do efeito da radiação em um coeficiente de transferência de calor efetivo, equação 23.

$$\bar{h} \cong \bar{h}_D + \frac{3}{4} \bar{h}_{rad} \quad (\text{quando } \bar{h}_D > \bar{h}_{rad}) \quad (23)$$

Na equação 23, \bar{h}_{rad} é o coeficiente de transferência de calor por radiação, calculado pela equação 24. Nesta o fator σ representa a constante de Stefan-Boltzman ($\sigma = 5,669 \times 10^{-8}$ W/m².K⁴) e ε_w a emissividade da superfície aquecida.

$$\bar{h}_{rad} = \frac{\sigma \varepsilon_w (T_w^4 - T_{sat}^4)}{T_w - T_{sat}} \quad (24)$$

Segundo Bejan (2004), quando o líquido de trabalho é água o efeito da radiação térmica torna-se significativo na faixa do excesso de temperatura acima de 550-660°C. O autor recomenda a utilização da equação 25, quando \bar{h}_{rad} for semelhante ou maior que \bar{h}_D .

$$\bar{h} = \bar{h}_D \left(\frac{\bar{h}_D}{\bar{h}} \right)^{1/3} + \bar{h}_{rad} \quad (\text{quando } \bar{h}_D \lesssim \bar{h}_{rad}) \quad (25)$$

3.3.3 *Ebulição em Fluxo*

Consoante Bejan (2004), a transferência de calor em ebulição na qual o líquido flui sobre a superfície aquecida é mais complicada, já que a taxa de transferência de calor é influenciada por dois fenômenos: formação de bolhas, o que gera movimento próximo a superfície e a varredura da superfície pelo líquido. Dessa forma, a transferência de calor se dá por dois mecanismos básicos: transferência de calor por ebulição e também por convecção forçada. De acordo com o autor não existe um método geral e definitivo para correlacionar dados de ebulição em fluxo.

3.4 **Influência da qualidade superficial na transferência de calor**

Albert, Augustin e Scholl (2011) destacam que a rugosidade superficial é um recurso amplamente utilizado para melhorar o desempenho de muitos equipamentos de aquecimento.

A influência da rugosidade na transferência de calor é dependente da natureza da rugosidade: tamanho, forma, orientação e distribuição dos elementos.

Os autores explicitam dois efeitos que contribuem para o aumento da transferência de calor devido à rugosidade: o primeiro é o alargamento da área da superfície em relação à superfícies lisas e o segundo efeito é o aumento da turbulência na região próxima a parede.

Segundo Prabhu e Fernandes (2007), a rugosidade superficial desempenha um papel significativo na transferência de calor de superfícies metálicas durante a ebulição. A rugosidade tem diferentes influências nos regimes de ebulição, destacando-se no regime de ebulição nucleada, tendo em vista o acesso direto do líquido a superfície, como pode ser visto na Figura 10-a.

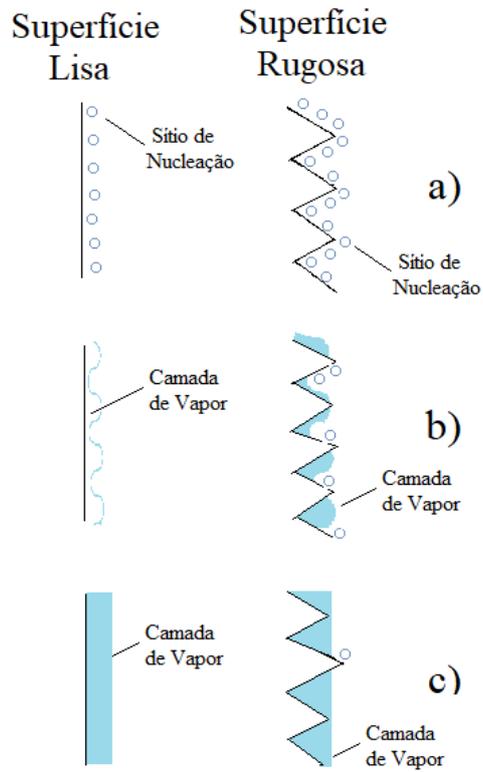
Durante o estágio de transição, com a formação do filme de vapor intermitente o acesso do líquido à superfície é limitada a pontos em que a rugosidade é maior que a espessura da camada de vapor, o que restringe a formação de pontos de nucleação, reduzindo a influência da rugosidade, Figura 10-b. Similarmente, durante o regime de ebulição em filme, a camada de vapor contínua torna o efeito da rugosidade menos significativo, Figura 10-c.

Durante o estágio da ebulição nucleada o aprisionamento de vapor em sulcos e cavidades de superfícies ásperas favorece a formação de sítios de nucleação ativa. De acordo com Prabhu e Fernandes (2007), essas bolhas de vapor preexistem em números e tamanhos relativamente grandes em superfícies ásperas e precisam de menos superaquecimento para serem ativadas e para iniciar a ebulição nucleada.

Estes autores citam estudo realizado por Drach et al.(1996), no qual a partir de série de fotografias, como a mostrada na Figura 11, pode-se obter informações sobre o processo de geração de vapor durante a ebulição. As fotografias revelaram que o processo se inicia com a formação de pequenas bolhas por toda a superfície rugosa aquecida, no estágio inicial da ebulição nucleada, Figura 11-a.

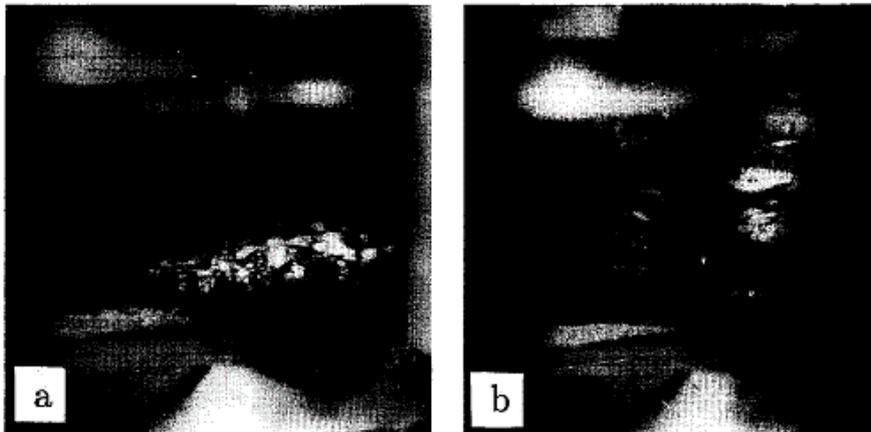
Depois estas bolhas crescem simultaneamente e coalescem, formando uma grande bolha, que cresce com a geração de vapor, Figura 11-b. Por fim, a cúpula de vapor cresce para um tamanho que é muito maior do que as bolhas que se formam e se desprendem sob condições estacionárias. Finalmente, a grande bolha torna-se instável e é dividida em muitas bolhas ascendentes menores.

Figura 10 – Influência da Rugosidade superficial na ebulição



Fonte: Elaborado pela autora

Figura 11 – Geração de vapor no processo de ebulição



Fonte: Drach et al.(1996)

4 METODOLOGIA

Neste capítulo é apresentada a metodologia da análise da influência da rugosidade superficial na transferência de calor durante a têmpera por imersão. Nos tópicos a seguir, tratar-se-á da definição dos procedimentos experimentais, cálculo do coeficiente de transferência de calor e correlação proposta para a predição desse coeficiente em função de grupos adimensionais e da rugosidade da superfície externa do tubo.

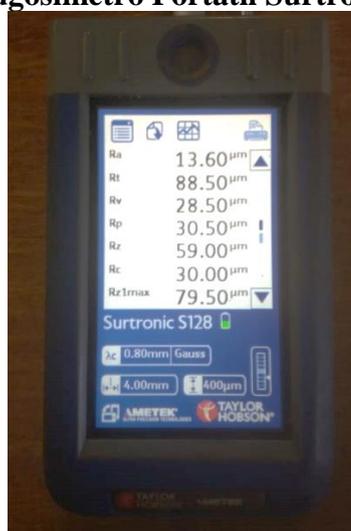
Para alcançar os objetivos deste trabalho a metodologia adotada segue as seguintes etapas:

- a) Realização de procedimento experimental para caracterização da superfície;
- b) Realização de procedimento experimental que simula a parte final da curva de resfriamento da têmpera por imersão;
- c) Determinação experimental do coeficiente de transferência de calor;
- d) Realização de análise das incertezas;
- e) Proposição de uma correlação para predição do coeficiente de transferência de calor.

4.1 Procedimento experimental para caracterização da superfície

A caracterização da superfície dos tubos horizontais foi realizada por meio da medição diária da rugosidade da superfície, para isto foi utilizado o rugosímetro portátil Surtronic S128, do fabricante Taylor Hobson, mostrado na Figura 12.

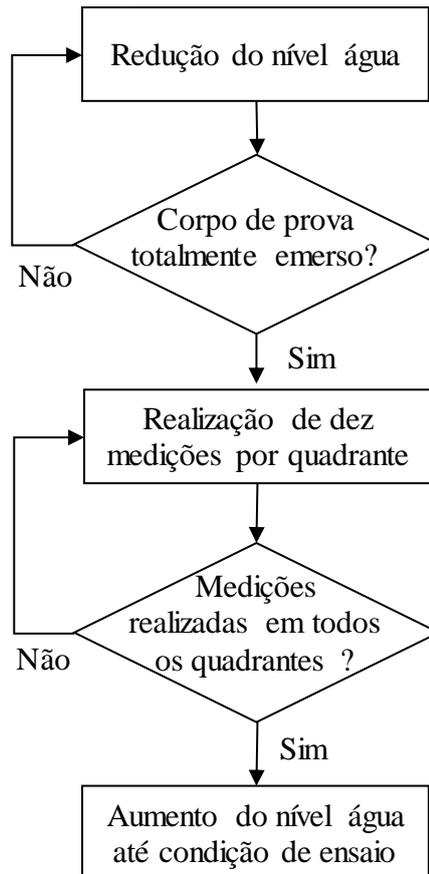
Figura 12 – Rugosímetro Portátil Surtronic S128



Fonte: Elaborado pela autora

Foram realizadas dez medições em cada um dos quadrantes do tubo de ensaio, para posterior obtenção da média das indicações. A Figura 13 mostra o procedimento de caracterização da superfície adotado. Os principais parâmetros avaliados foram: Média aritmética dos desvios da superfície (R_a), Altura máxima de rugosidade (R_t) e Média dos maiores picos e vales (R_z). O passo a passo do procedimento é apresentado a seguir.

Figura 13 – Procedimento experimental de caracterização da superfície

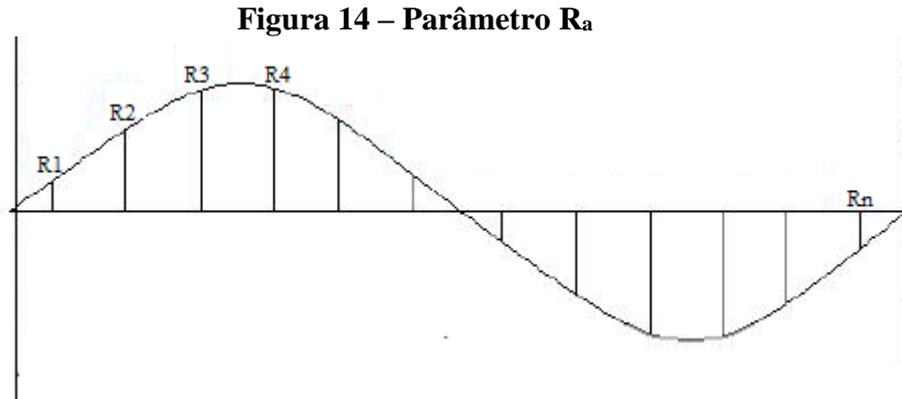


Fonte: Elaborado pela autora

- Reduzir o nível da água até o tubo ficar imerso;
- Realizar 10 medições em cada quadrante de uma seção pré-definida do tubo;
- Submergir o tubo para dar sequência ao procedimento para a determinação do coeficiente de transferência de calor.

4.1.1 Média aritmética dos desvios da superfície (R_a)

O parâmetro R_a é o mais utilizado para medir a rugosidade de superfícies e seu cálculo é feito a partir da média aritmética dos desvios do perfil, tomando por base uma linha média de referência, conforme a Figura 14.



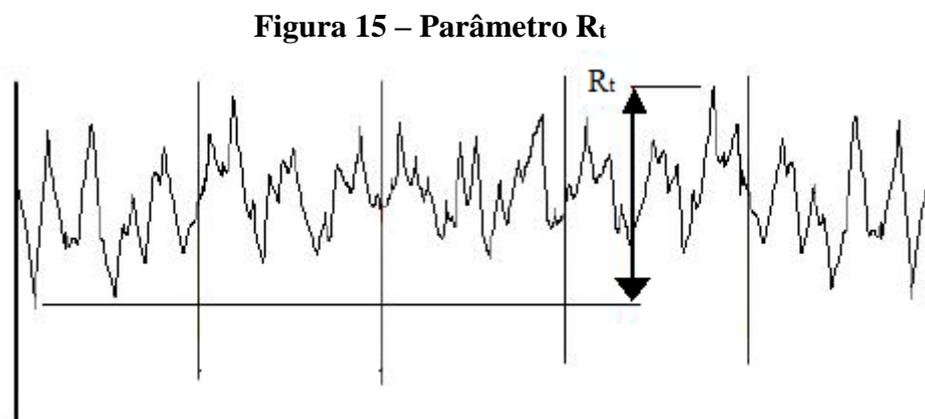
Fonte: Elaborado pela autora

O cálculo de R_a é realizado de acordo com a equação 26:

$$R_a = \frac{R_1 + R_2 + R_3 + \dots + R_n}{n} \quad (26)$$

4.1.2 Altura máxima de rugosidade (R_t)

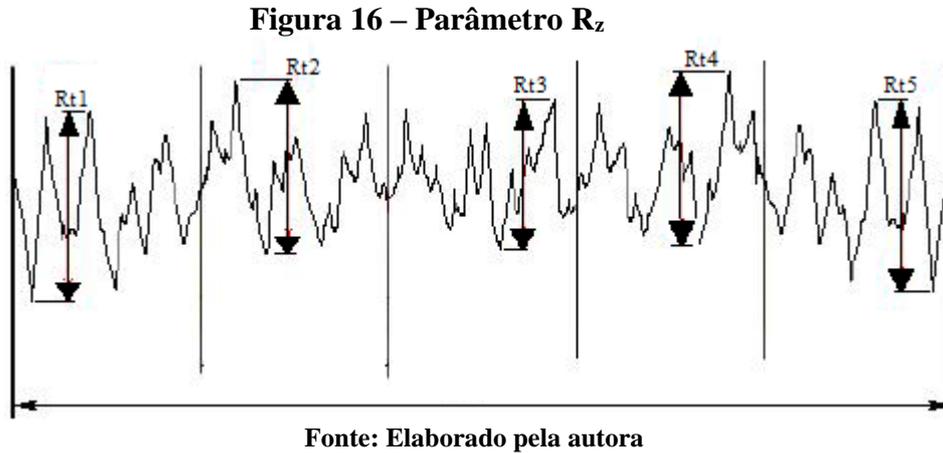
O parâmetro R_t define a distância máxima de pico a vale em um comprimento experimental, como pode ser visto na Figura 15:



Fonte: Elaborado pela autora

4.1.3 Média dos maiores picos e vales (R_z)

Este parâmetro representa a média aritmética de R_t locais, como pode ser observado na Figura 16:



O cálculo de R_z é empreendido na equação 27:

$$R_z = \frac{R_{t1} + R_{t2} + R_{t3} + \dots + R_{tn}}{n} \quad (27)$$

4.1.4 Parâmetros para comparação

Como as rugosidades não variaram igualmente entre os testes, foram definidos dois parâmetros que possibilitaram a comparação dos resultados.

Aumento na rugosidade (b), equação 28, é a diferença percentual relativa entre os valores da rugosidade superficial de dois dos testes realizados.

$$b = \frac{R_{a,1} - R_{a,2}}{R_{a,1}} 100 \quad (28)$$

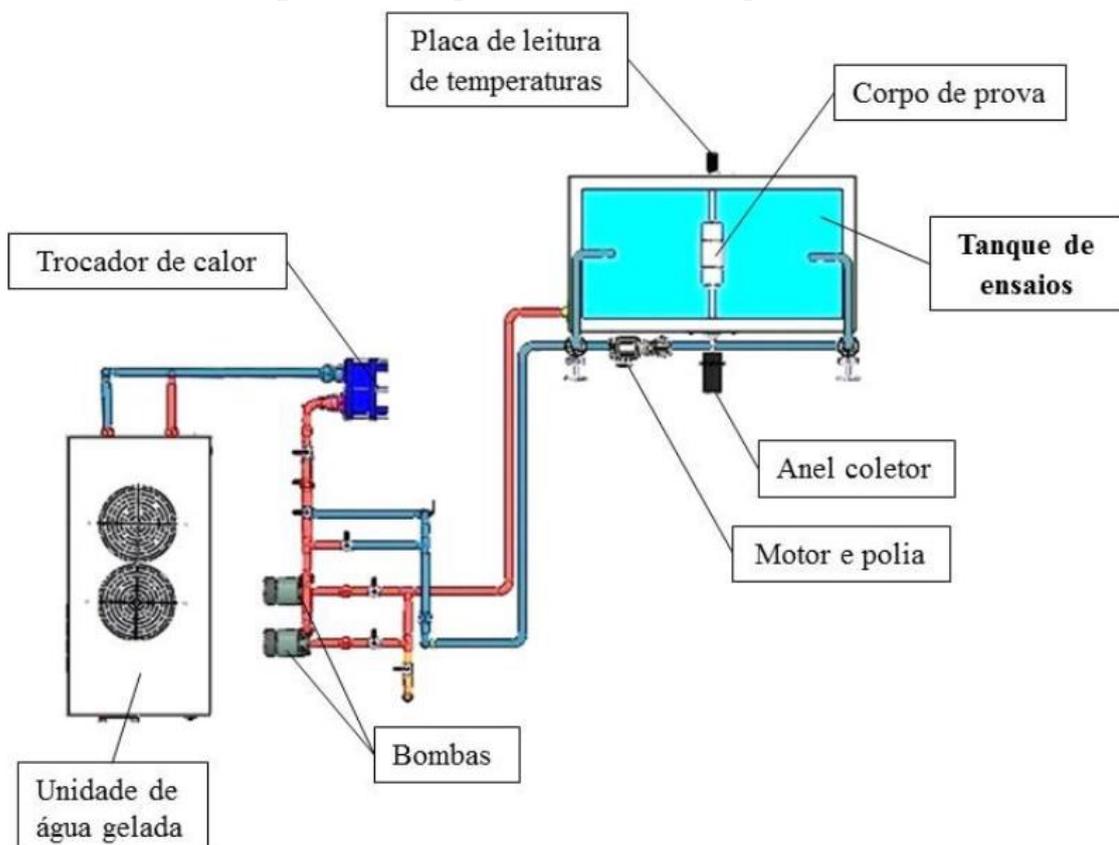
Aumento médio (a), equação 29, é a média da diferença percentual relativa, para cada temperatura, entre o coeficiente de transferência de calor de dois dos testes realizados.

$$a = \sum_{90}^{115} \frac{h_{\text{Temperatura } i_{\text{teste1}}} - h_{\text{Temperatura } i_{\text{teste2}}}}{h_{\text{Temperatura } i_{\text{teste1}}}} 100 \quad (29)$$

4.2 Procedimento experimental para a determinação do coeficiente de transferência de calor

O procedimento experimental foi realizado no laboratório do Grupo de Refrigeração e Aquecimento (GREA) da Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG), que se encontra na cidade de Belo Horizonte, na região da Pampulha, onde a temperatura de ebulição da água é de aproximadamente 97 °C. O procedimento experimental consistiu em reproduzir de forma pontual e estacionária uma faixa de temperaturas que acontece na parte final do resfriamento no processo têmpera, possibilitando o estudo da transferência de calor na faixa de temperaturas estudada e assim prever o coeficiente de transferência de calor. No total foram realizados 78 ensaios, entre os dias 16/07/2019 e 28/08/2019. A bancada utilizada consiste em um tanque de ensaio, com sistema de refrigeração de água, no qual um corpo de prova, aquecido por resistências elétricas, é rotacionado por meio de acionamento mecânico. A Figura 17 mostra esquematicamente os componentes que se acham posteriormente detalhados.

Figura 17 – Esquema da bancada experimental



Fonte: Corrêa (2019)

4.2.1 *Corpo de prova*

Na Figura 18 é mostrado o corpo de prova utilizado nos ensaios, o qual consiste em um tubo de aço de 7 polegadas (177,8 mm) e comprimento igual a 200 mm.

Figura 18 – Corpo de prova

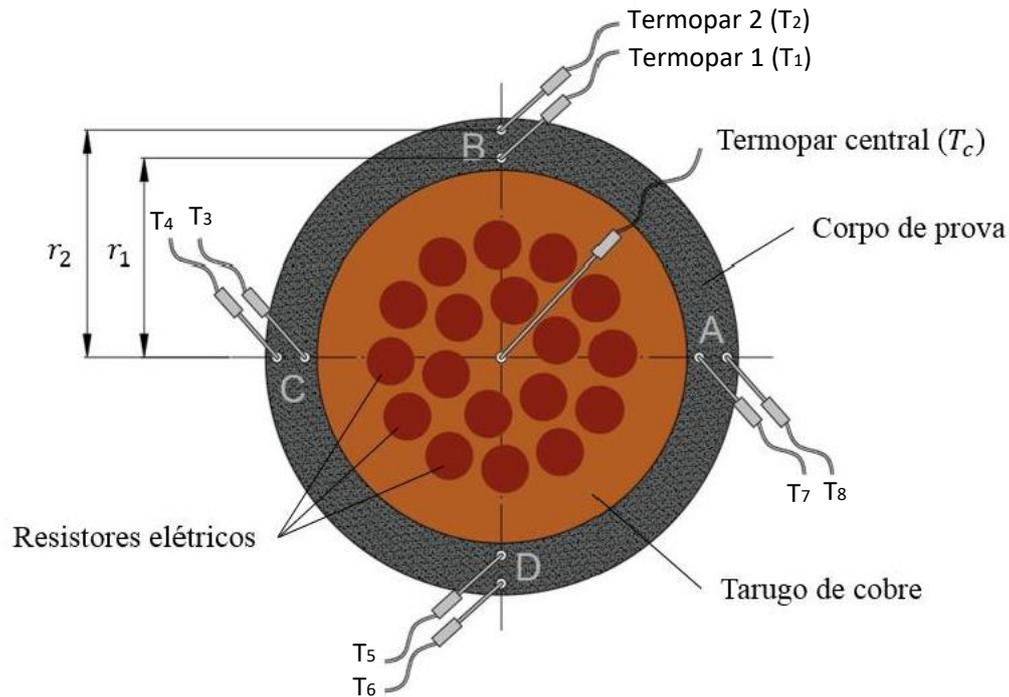


Fonte: Elaborado pela autora

O aquecimento do corpo de prova durante os ensaios foi proveniente de um tarugo de cobre localizado no interior do tubo de aço. Neste tarugo, estão localizados dezoito resistores elétricos longitudinais de 2 kW de potência, de forma que a potência máxima de operação é 36 kW.

Foi realizada a medição de temperatura do corpo de prova por um conjunto de termopares, fixados na alma do tubo e em posições estratégicas. O termopar central (T_c) é responsável por medir a temperatura no centro do tarugo de cobre e sua função é agir como instrumento de controle da temperatura máxima atingida pelo corpo de prova. A temperatura do tubo de aço foi medida por meio de 8 termopares, posicionados dois em cada quadrante do tubo, na seção transversal situada na metade do comprimento do tubo. Estes termopares foram posicionados no sentido radial próximos à superfície interna e externa do tubo. Na Figura 19 é apresentada esquematicamente a seção transversal do tubo e o posicionamento dos termopares.

Figura 19 – Esquema da seção transversal do corpo de prova



Fonte: Corrêa (2019)

4.2.2 Dispositivo experimental

As seções a seguir são destinadas a detalhar os componentes da bancada de ensaios: tanque, acionamento mecânico, potência, medição de temperatura, circuito hidráulico e sistema de aquisição de dados.

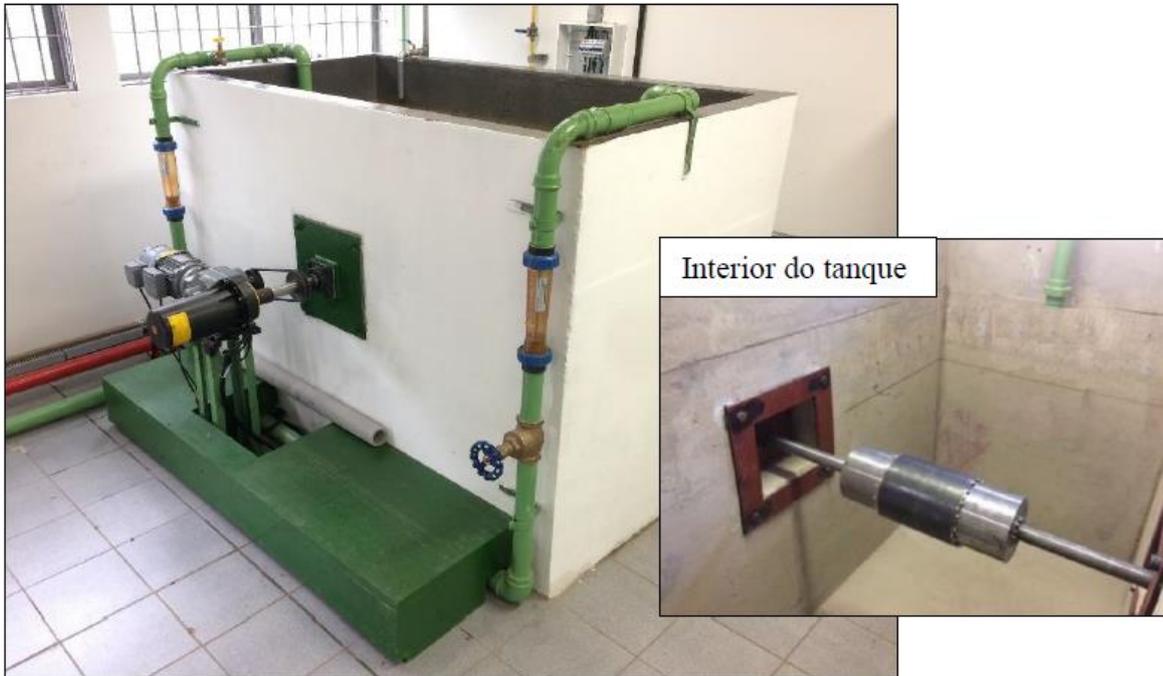
4.2.2.1 Tanque de ensaios

O tanque de ensaio, visualizado na Figura 20, possui dimensões de comprimento, largura e altura iguais a 2 m, 1 m e 1,5 m, respectivamente, o que significa que nos testes são utilizados em torno de 3.000 litros de água. O tanque foi construído em concreto armado e seu interior foi impermeabilizado com poliuretano líquido, a fim de evitar vazamentos. Para enchimento do tanque, foi utilizada uma torneira lateral e a saída de água é localizada no fundo deste. Existem ainda duas entradas laterais de água, uma em cada lado, que produzem jatos de água no tubo para estudo do processo de têmpera sob tais condições.

O tanque de ensaios possui também dois termopares móveis para a medição da temperatura da água. Durante os testes, estes foram posicionados na mesma altura do corpo de

prova, a uma distância de 30 cm. Esta posição é recomendada por Corrêa (2019), que realizou testes preliminares de funcionamento da bancada.

Figura 20 – Tanque de ensaios



Fonte: Corrêa (2019)

4.2.2.2 Acionamento do conjunto mecânico

O acionamento do conjunto mecânico foi realizado por meio de um motoredutor de engrenagens cônicas modelo KT67 de 2 CV do fabricante SEW-Eurodrive, com um fator de redução de 7,28 que possibilita a rotação máxima de 235 rpm na saída. A transmissão da rotação para o eixo do corpo de prova foi feita através de sistema polia-correia. O controle da rotação do eixo foi feito por meio de um conversor de frequência modelo Movitrac B MC07B de 2 CV do fabricante SEW-Eurodrive.

4.2.2.3 Alimentação e medição de potência

Controlou-se a potência elétrica dissipada por meio de um controlador de potência modelo P301 de 100 A do fabricante Contemp. Esse controlador é desenvolvido especialmente para controlar tensão em cargas resistivas trifásicas. Com este é possível controlar a carga enviada aos resistores elétricos em um intervalo de 0 - 100% da carga total, ou seja, 36 kW.

Além disso, um anel coletor modelo 51-GS45/1KS-13 do fabricante Conductix-Wampfler foi utilizado para fornecer potência ao corpo de prova. A potência aplicada no sistema foi medida por meio do produto da tensão e da corrente efetiva. A tensão entre fases foi medida utilizando um osciloscópio digital modelo MVB DSO do fabricante Minipa. A corrente foi medida com um sensor de corrente não invasivo 100 A modelo SCT-013 do fabricante YHDC.

4.2.2.4 Medição de Temperatura

A medição da temperatura do corpo de prova e da água contida no tanque foi realizada por meio de termopares do tipo T (cobre positivo e constantan negativo) do fabricante Ecil. A faixa de trabalho deste dispositivo fica entre -270°C e 370°C . Além disso, este termopar é recomendado para utilização em atmosferas oxidantes, o que o faz resistente à corrosão em ambientes úmidos. Os termopares utilizados são encapsulados com isolamento mineral e possuem diâmetro reduzidos de 1,5 mm e comprimento de bainha igual a 15 cm.

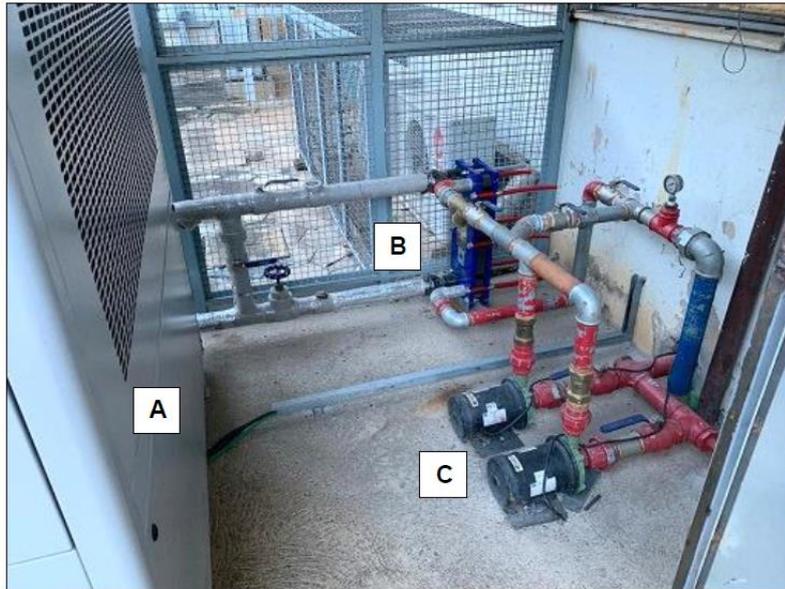
Como o corpo de prova durante os ensaios foi colocado em movimentos de rotação, os sinais de temperatura foram transmitidos via wi-fi, por meio de uma placa da National Instruments.

4.2.2.5 Circuito hidráulico

O circuito hidráulico é responsável por manter a circulação de água no sistema, bem como por conduzir água para a refrigeração. O corpo de prova permanece aquecido durante todo o período do ensaio, assim a temperatura da água na vizinhança próxima ao corpo de prova é aumentada devido aos processos de transferência de calor. Entretanto, como é necessário manter a temperatura da água constante durante os ensaios, foi utilizado um trocador de calor de placas gaxetado, onde circula água quente proveniente do tanque e água gelada produzida em um sistema de resfriamento (chiller).

O sistema de arrefecimento da água da bancada experimental é composto por um trocador modelo T5-MFG do fabricante Alfa Laval, com capacidade térmica de 55 kW. A água aquecida proveniente do tanque de ensaio é succionada para o trocador de calor por meio de bombas hidráulicas modelo E56J de 2 CV de potência, do fabricante WEG. O fluido frio é obtido por meio de uma unidade gelada do fabricante Friotec, modelo TF-45AR com capacidade de 15 TR. Esses equipamentos podem ser vistos na Figura 21.

Figura 21 – Circuito hidráulico (A: chiller; B: Trocador de calor a placas e C: Bombas d'água)



Fonte: Corrêa (2019)

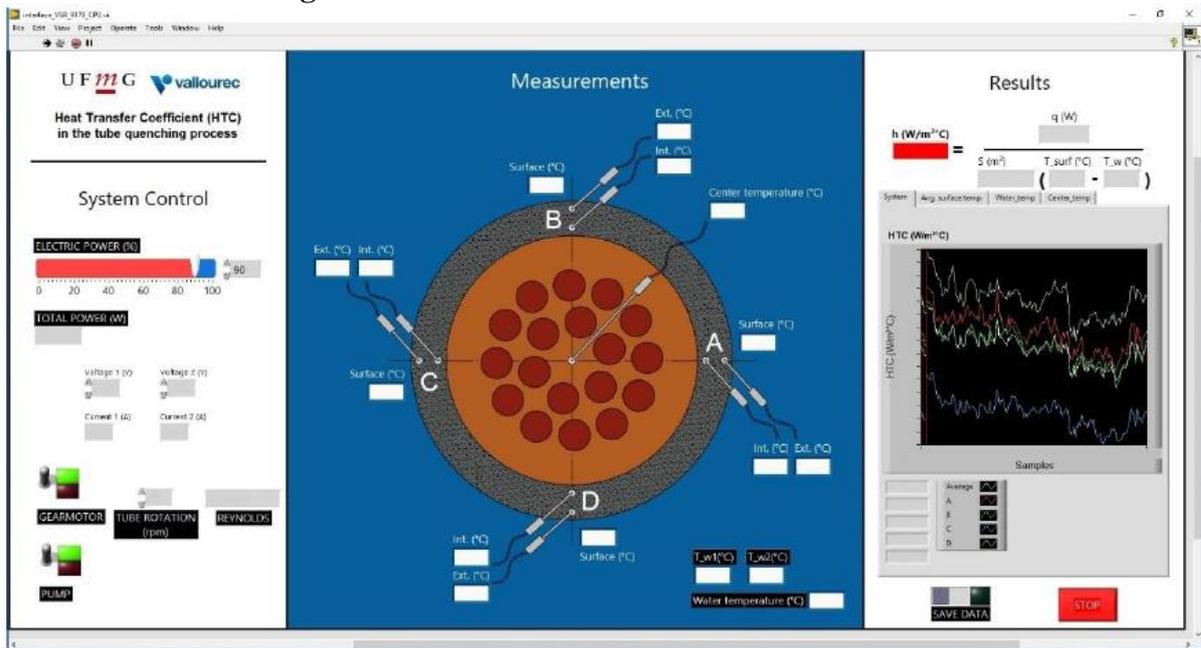
4.2.2.6 Sistema de Aquisição de dados

A aquisição de dados e o registro destes foram realizados por meio de uma interface no software LabVIEW®. Como pode ser visto na Figura 22, por meio desta interface, foi possível também controlar facilmente a potência enviada aos resistores no interior do tarugo de cobre. Além disso, foi possível acionar as bombas hidráulicas e também ligar e desligar o motor, assim como definir a rotação do teste. Esse controle do sistema é feito a partir de uma placa com entradas e saídas analógicas e digitais modelo USB 6002, de fabricação da National Instruments.

A interface também foi utilizada durante os ensaios para a visualização das temperaturas medidas pelos oito termopares nas paredes do corpo de prova, da temperatura central do tarugo de cobre e também da temperatura da água. Essa aquisição de temperaturas foi feita através de uma placa de leitura modelo NI-9213 e transmitida ao computador através de um chassi Wi-Fi modelo cDAQ-9191, do fabricante National Instruments.

Por fim, a interface foi utilizada durante os ensaios para acompanhar os valores do coeficiente de transferência de calor instantâneos, e visualizar graficamente a variação no tempo deste parâmetro e das temperaturas medidas durante os testes.

Figura 22 – Interface utilizada durante os ensaios



Fonte: Corrêa (2019)

4.2.3 Condições experimentais

Durante os ensaios, variou-se a rotação do tubo e a temperatura da superfície do corpo de prova, a temperatura da água foi mantida constante em 25°C. As condições experimentais destes parâmetros são apresentadas em faixas na Tabela 4.

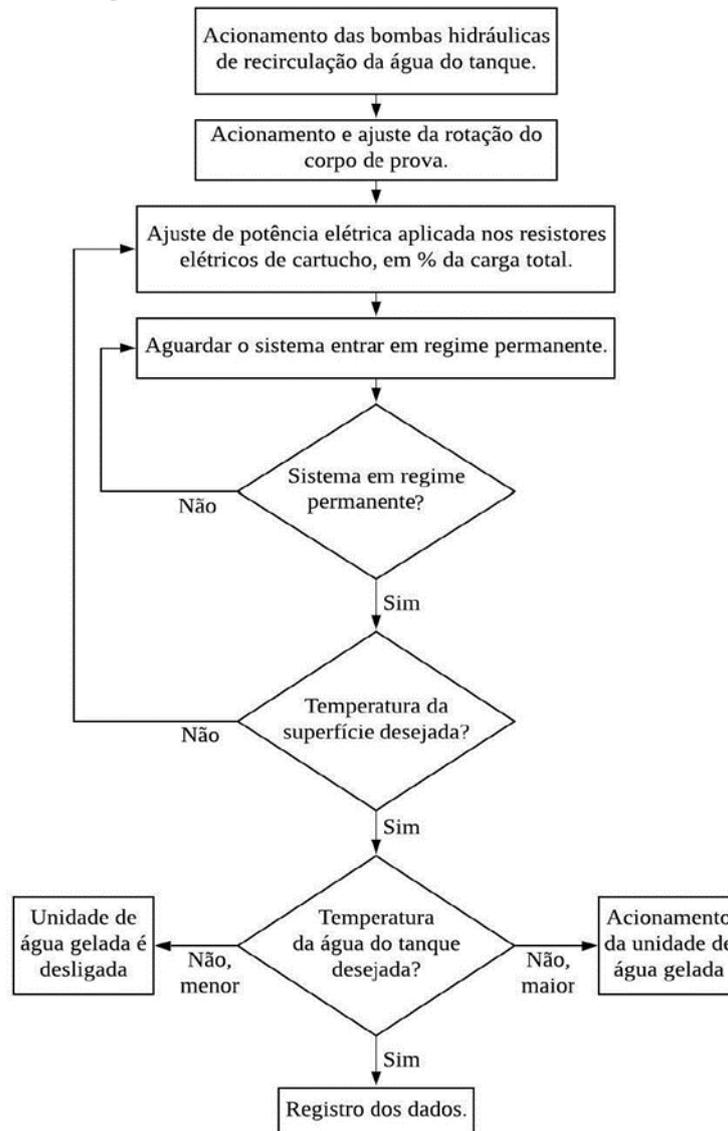
Tabela 4 – Condições Experimentais

Parâmetro	Faixa de trabalho
Rotação do tubo (rpm)	0, 10, 30, 50 e 60
Faixa da temperatura da superfície do tubo T_s (°C)	90 °C – 115 °C
Temperatura da água do tanque T_w (°C)	25 °C

Fonte: Elaborado pela autora

4.2.4 Procedimento de ensaio

O procedimento de ensaio realizado, Figura 23, foi de acordo com o proposto por Corrêa (2019). O passo a passo do procedimento é apresentado a seguir.

Figura 23 – Procedimento de ensaio

Fonte: Corrêa (2019)

- Acionamento via interface LabVIEW no computador das bombas hidráulicas de recirculação de água do tanque;
- Acionamento e controle via interface LabVIEW da velocidade desejada do motor responsável pela rotação do corpo de prova;
- Envio de potência elétrica via interface LabVIEW aos cartuchos no interior do corpo de prova através da entrada de um valor em porcentagem (%) da potência total instalada no sistema;
- Espera para que o sistema atinja o regime permanente, ou seja, que a temperatura média da superfície do tubo não mais varie com o tempo;

- Caso essa temperatura média da superfície alcançada seja menor ou maior que o valor estipulado como parâmetro de teste, um novo ajuste na % de potência é realizado. Esse ajuste é feito manualmente via interface no computador até o momento em que o valor desejado de temperatura for atingido. Para todos os pontos testados, a temperatura média na superfície do tubo foi medida dentro de um intervalo de ± 1 °C em relação ao valor inicialmente definido;
- É verificado se a temperatura da água no interior do tanque está conforme o valor estipulado no início do teste. Caso a temperatura da água esteja acima do valor estipulado, liga-se a unidade de água gelada. Caso a temperatura esteja abaixo, a unidade é então desligada e o próprio calor gerado pelo corpo de prova será responsável por elevar a temperatura da água. Em ambas as situações, aguarda-se novamente o momento em que a temperatura no interior do tanque esteja dentro do intervalo definido para os ensaios. Para todos os pontos testados, a temperatura da água no tanque foi medida dentro de um intervalo de ± 1 °C em relação ao valor inicialmente definido, segundo Tabela 4;
- Após todos os valores dos parâmetros serem alcançados e controlados, foi feito o registro de 50 pontos experimentais medidos num espaço de tempo de aproximadamente 2 minutos;
- Foi realizado um novo ajuste na potência do sistema para obtenção do próximo ponto de operação definido para a bancada de ensaios. Determinação do coeficiente de transferência de calor.

Realizou-se o procedimento para todas as rotações de teste pré-definidas, totalizando 78 testes. Para que a temperatura da água alcançasse 25°C, foi necessário um aquecimento prévio dessa água até o valor desejado. Para isso, utilizou-se o calor gerado pelas resistências no interior do tubo.

4.3 Análise das incertezas

Esta seção é destinada a apresentar os procedimentos realizados para avaliar a incerteza dos parâmetros medidos, sua influência nos parâmetros calculados, assim como a avaliação das correlações obtidas.

4.3.1 Variáveis medidas

As incertezas das variáveis medidas experimentalmente foram obtidas por meio de dados dispostos pelos fabricantes dos equipamentos de acordo com seus manuais e/ou especificações técnicas. Tais incertezas são ressaltadas na Tabela 5:

Tabela 5 – Incertezas das variáveis medidas

Nome	Nome Instrumento	Incerteza
Temperatura	Termopar tipo T	$\pm 0,5 \text{ }^\circ\text{C}$
Corrente	Sensor SCT-013	$\pm 3 \%$ do valor lido
Tensão	Osciloscópio MVB DSO	$\pm 3 \%$ do valor lido
Dimensões do tubo	Paquímetro Mitutoyo 530-104B	$\pm 0,5 \text{ mm}$
Posição dos termopares internos	Torno mecânico/Fresadora	$\pm 0,3 \text{ mm}$
Rugosidade	Rugosímetro	$\pm 5\%$ do valor lido

Fonte: Corrêa (2019)

4.3.2 Variáveis Calculadas

Para calcular a incerteza de medição das variáveis calculadas: Potência, Área superficial, variação de temperatura e coeficiente de transferência de calor, foi utilizado método de propagação de incertezas para mais de uma variável independente, equação 30:

$$u_x^2 = \left(\frac{\partial x}{\partial a}\right)^2 u_a^2 + \left(\frac{\partial x}{\partial b}\right)^2 u_b^2 + \left(\frac{\partial x}{\partial c}\right)^2 u_c^2 + \dots \quad (30)$$

Na equação 30, u_x , a incerteza da variável avaliada, é a soma do quadrado da derivada parcial de cada parâmetro multiplicado pelo quadrado da incerteza destes. O desenvolvimento equacional das variáveis calculadas está disposto no Anexo I.

Além disso, calculou-se a incerteza expandida (U) de acordo com a equação 31, com fator de abrangência $K=2$, valor este indicado para um nível de 95,45% de confiança.

$$U = K \cdot u_x \quad (31)$$

4.3.3 Avaliação das correlações

Os resultados experimentais foram avaliados de acordo com correlações obtidas na literatura. A fim de verificar a precisão dessas correlações, foi calculado o erro percentual

relativo de cada ponto (E_{rel}), e o erro percentual relativo médio de cada correlação (E_{med}), de acordo com as equações 32 e 33:

$$E_{rel,n} = \left(\frac{|Y_{Exp,n} - Y_{Cal,n}|}{Y_{Exp,n}} \right) 100 \quad (32)$$

$$E_{med} = \left(\frac{\sum_1^n E_{rel,n}}{n} \right) 100 \quad (33)$$

Nas quais n é o número de dados e os subscritos exp e cal são os valores experimentais e calculados, respectivamente.

4.4 Determinação experimental do coeficiente de transferência de calor

A determinação experimental do coeficiente de transferência de calor se deu pela troca térmica entre o tubo de aço, aquecido pelo tarugo de cobre preenchido longitudinalmente pelos resistores longitudinais, e a água mantida a temperatura constante de 25 °C.

Em outras palavras, a superfície (S) foi mantida em temperatura constante (T_s), temperatura esta maior que a da água do banho (T_w). A transferência de calor ocorreu por convecção e o coeficiente de transferência de calor (h) é a quantidade de calor transferido de uma unidade de área superficial por unidade de temperatura, e foi calculado pela Lei de resfriamento de Newton, equação 34:

$$h = \frac{q''}{S (T_s - T_w)} \quad (34)$$

De acordo com a equação acima, foi necessário medir, durante os ensaios, o fluxo de calor fornecido ao sistema, a temperatura da água e a temperatura da superfície. O fluxo de calor foi obtido por meio da potência aplicada aos resistores elétricos, sendo este valor alcançado pelo produto da tensão e corrente elétrica medidos durante os ensaios.

A temperatura da água foi obtida pela média das leituras feitas pelos dois termopares em contato com o fluido. Já a temperatura da superfície foi estimada a partir da equação do calor para coordenadas cilíndricas apresentada na seção 3.2.1, fazendo-se as seguintes considerações: comprimento do cilindro muito maior que o diâmetro, assim a transferência de

calor foi considerada unidimensional e radial; regime estacionário e sem geração de energia. De acordo com a equação 4:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) = 0 \quad (4)$$

A distribuição de temperatura, equação 35, no interior do corpo de prova foi obtida ao se integrar duas vezes a equação 4, e fez-se também a consideração de condutividade térmica (k) constante.

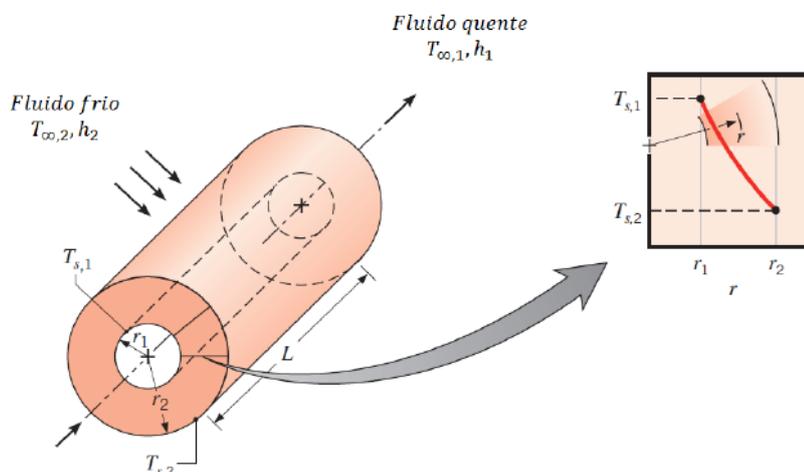
$$T(r) = C_1 \ln r + C_2 \quad (35)$$

Nesta, introduzindo as condições de contorno $T(r_1) = T_{s,1}$ e $T(r_2) = T_{s,2}$, apresentadas na Figura 24, obtém-se na solução geral $T_{s,1} = C_1 \ln r_1 + C_2$ e $T_{s,2} = C_1 \ln r_2 + C_2$. Resolvendo para C_1 e C_2 e substituindo na solução geral, tem-se a distribuição de temperaturas no cilindro, equação 36:

$$T_S(r) = \frac{(T_1 - T_2) \cdot \ln \frac{r}{r_2}}{\ln \frac{r_1}{r_2}} + T_2 \quad (36)$$

Foram utilizadas as leituras feitas pelos oito termopares internos do tubo, sendo estimadas quatro temperaturas superficiais, uma por quadrante, e realizou-se a média para se obter uma medida nominal.

Figura 24 – Representação do tubo de ensaio e condições iniciais



Fonte: Incropera (2008)

4.5 Validação dos resultados experimentais

A caracterização da convecção durante os testes foi realizada por meio do parâmetro adimensional Nusselt. O cálculo do Nu experimental pode ser realizado com a equação 9, disposta na seção 3.2.2. Os valores experimentais foram confrontados com valores obtidos por meio de correlações propostas na literatura.

Para a convecção forçada, foram utilizadas correlações propostas por Becker (1963) e por Corrêa (2019).

A correlação proposta por Becker (1963) é apresentada na equação 37:

$$Nu = 0,133 Re^{2/3} Pr^{1/3} \quad (37)$$

Esta correlação, Becker (1963), foi obtida por testes realizados em um tubo de aço de 300 mm de comprimento e 10,05 mm de diâmetro externo, com potência experimental máxima de 100 kW, rotação variando entre 100 e 4.000 rpm, Reynolds na faixa de 1.000 – 46.000 e Prandtl variando entre 2,2 e 6,4.

A correlação proposta por Corrêa (2019) é evidenciada na equação 38:

$$Nu = 0,235 Re^{2/3} Pr^{1/3} \quad (38)$$

A correlação de Corrêa (2019), foi obtida por testes realizados em um tubo de aço de 177,8 mm de comprimento e 200 mm de diâmetro externo, com potência experimental máxima de 36 kW, rotação variando entre 70 e 100 rpm, Reynolds na faixa de 154.000 – 242.000.

Para a convecção natural, foram utilizadas correlações propostas por Morgan (1975) e por Churchill e Chu (1975).

Morgan (1975) propôs que as constantes apresentadas na equação 14, disposta na seção 3.2.3, deveriam variar de acordo com o número adimensional Ra, como mostrado na tabela 6:

Tabela 6 – Constantes definidas por Morgan (1975)

Ra	C	N
$10^{-10} - 10^{-2}$	0,675	0,058
$10^{-2} - 10^2$	1,020	0,148
$10^2 - 10^4$	0,850	0,188
$10^4 - 10^7$	0,480	0,250
$10^7 - 10^{12}$	0,125	0,333

Fonte: Morgan (1975)

Já a correlação proposta por Churchill e Chu (1975), equação 39, é válida para $Ra \leq 10^{12}$.

$$Nu = \left\{ 0,60 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (39)$$

A convecção mista foi avaliada conforme a equação 15, disposta na seção 3.2.4, com parâmetro $n=4$. Além disso, também foi utilizada a correlação proposta por Corrêa (2019), equação 40:

$$Nu = 0,04634 (1,959 Re^2 + Gr)^{0,4031} \quad (40)$$

A correlação proposta por Corrêa (2019) foi obtida por testes realizados em um tubo de aço de 177,8 mm de comprimento e 200 mm de diâmetro externo, com potência experimental máxima de 36 kW, rotação variando entre 0 e 40 rpm, Reynolds na faixa de 25.000 – 150.000, Grashof na faixa de $8,15 \times 10^8$ – $9,7 \times 10^9$ e Prandtl variando entre 2,7 e 4,6.

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

As seções a seguir têm o objetivo de discutir os resultados obtidos durante os testes. Nestes, foram alcançados diferentes valores para o coeficiente de transferência de calor durante a têmpera. Para isso, coletaram-se valores para o h enquanto o corpo de prova era mantido em temperaturas e velocidades de rotação constantes, durante o banho em água. Valores pontuais de temperatura foram variados de 90°C a 115°C, e as rotações também foram variadas, sendo fixadas e 10, 30, 50 e 60 rpm.

Além disso, foram levantadas três curvas experimentais para cada uma das velocidades testadas, de forma que foi possível avaliar a influência da rugosidade no processo de transferência de calor.

Inicia-se a discussão dos resultados pela caracterização da superfície.

5.1 Caracterização da superfície

Durante os testes e no período de intervalo destes, o corpo de prova foi ora mantido imerso na água, dentro do tanque, ora mantido emerso em contato com a atmosfera, Figura 25. Essas alterações na camada superficial do corpo de prova foram provenientes da oxidação, provocada pelo meio úmido no qual se encontrava.



Fonte: Elaborado pela autora

Como pode ser visto na Figura 25, o corpo de prova se encontrava em condição oxidada, com inscrustrações visíveis. A Tabela 7 apresenta um resumo dos valores para as rugosidades médias (R_a) obtidas no corpo de prova no dia em que foi realizado cada teste, valores estes que foram usados no desenvolvimento das correlações. No Apêndice II são apresentados os dados brutos de rugosidade que passaram por tratamento estatístico.

Tabela 7 – Rugosidade do corpo de prova (μm)

Teste (-) Rotação (rpm)	1	2	3
10	11,65 \pm 0,97	14,02 \pm 1,06	13,98 \pm 0,91
30	13,68 \pm 0,95	12,94 \pm 0,84	12,81 \pm 0,84
50	12,66 \pm 1,32	13,13 \pm 0,79	12,27 \pm 0,92
60	12,66 \pm 1,32	12,51 \pm 0,98	12,27 \pm 0,92

Fonte: Elaborado pela autora

De acordo com os dados da Tabela 7, vê-se que a rugosidade do corpo de prova não variou significativamente entre os testes, ou seja, o mecanismo de oxidação provocou mudanças suaves na característica superficial deste.

Os produtos submetidos a tratamento térmico são oriundos do mesmo processo de fabricação e dessa forma é esperado que tenham características superficiais parecidas ou com alterações mínimas.

5.2 Influência da superfície, temperatura e rotação no Coeficiente de transferência de calor por convecção

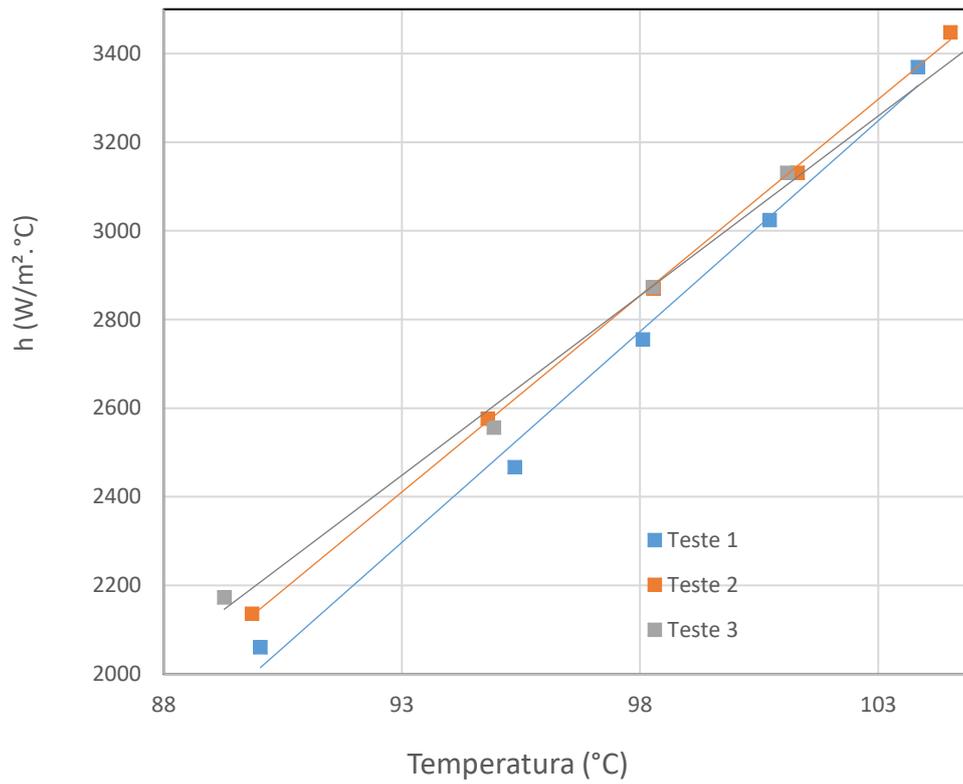
Esta subseção apresenta os resultados dos testes conduzidos sendo expressadas três curvas do coeficiente de transferência de calor (h , $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$) versus a temperatura (T , $^\circ\text{C}$), para as rotações 10, 30, 50 e 60 rpm, sendo que para a obtenção dessas curvas foram medidos 78 pontos experimentais. As curvas são apresentadas nas Figuras 26, 27, 28 e 29, e por meio destas é possível verificar a influência da rotação, da temperatura e da superfície na transferência de calor, através dos valores obtidos para o coeficiente h . Os dados brutos obtidos durante os testes são apresentados no Apêndice III. A partir destes dados calculou-se o h para cada uma das condições de teste.

As principais conclusões ao se analisar as curvas são:

- i) O coeficiente de transferência de calor aumenta com o aumento de temperatura do tubo;

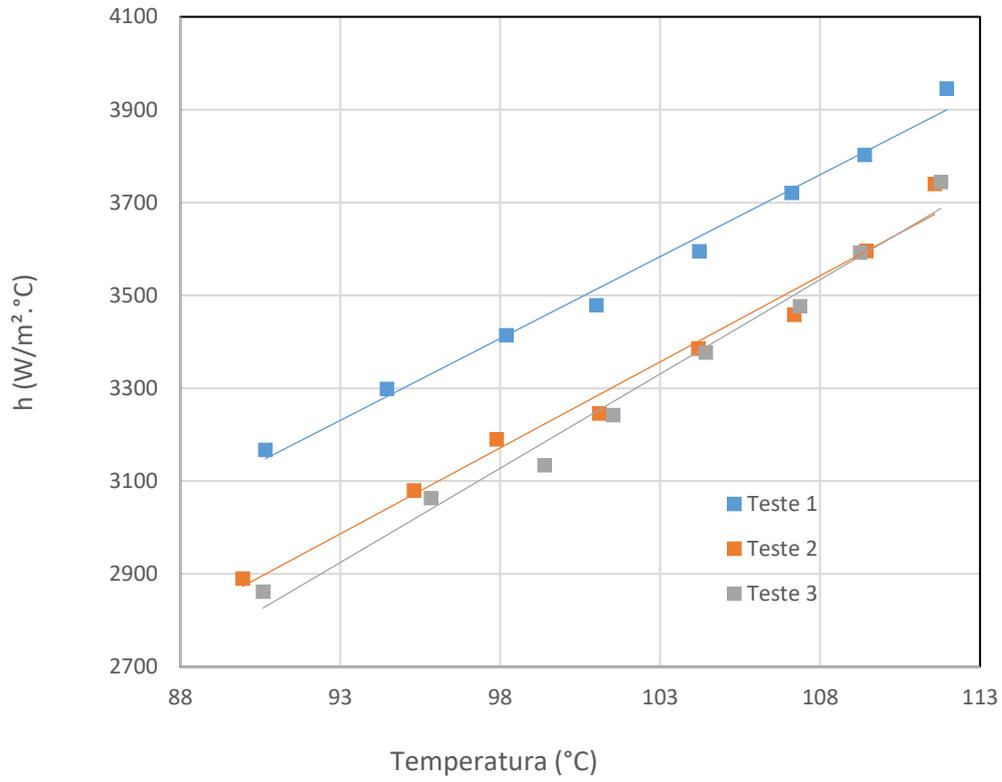
- ii) O coeficiente de transferência de calor aumenta com o aumento da rotação do tubo;
- iii) Quanto mais rugosa a superfície, maiores são os valores observados para o coeficiente de transferência de calor.

Figura 26 – Resultados para a rotação de 10 rpm



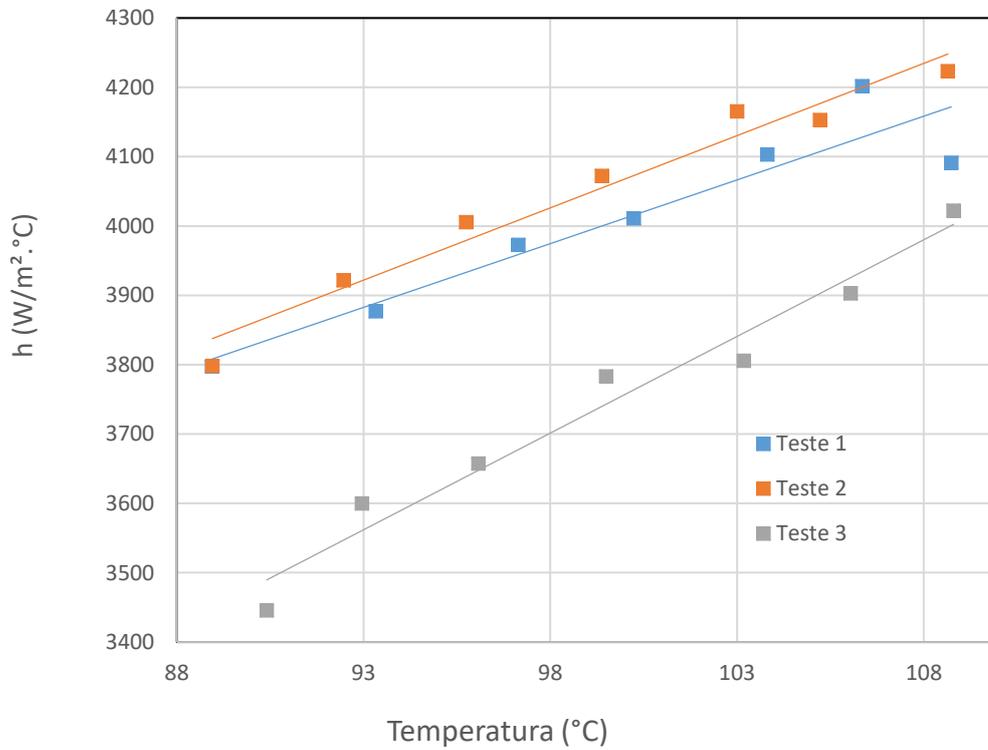
Fonte: Elaborado pela autora

Figura 27 - Resultados para a rotação de 30 rpm

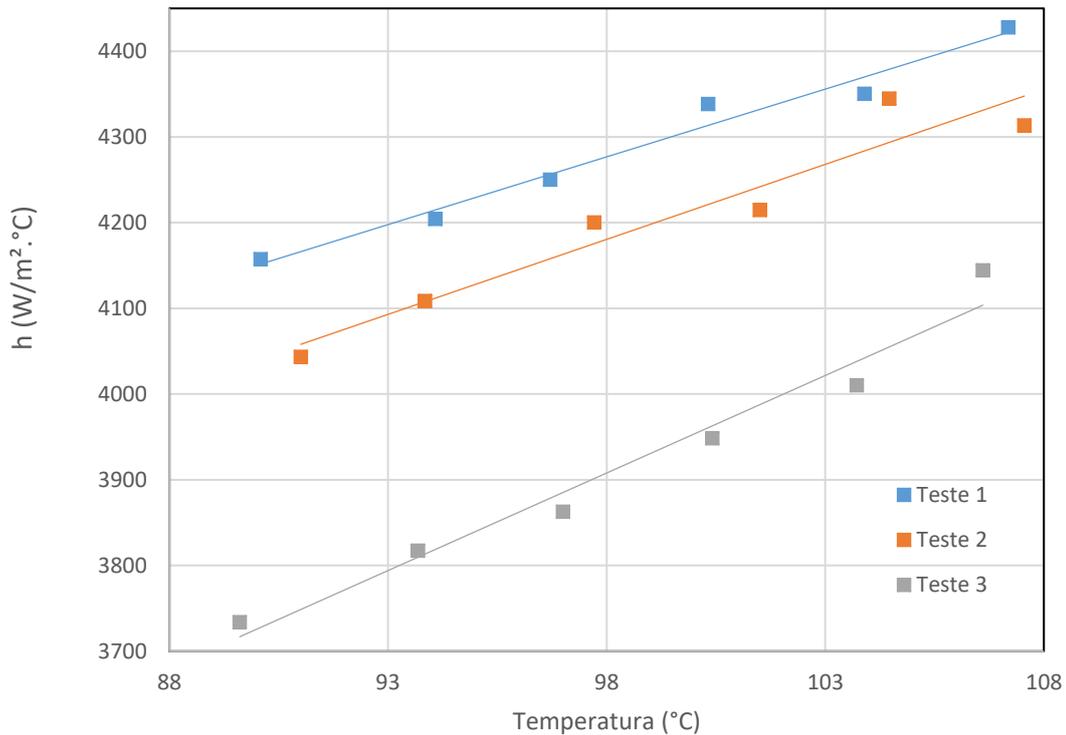


Fonte: Elaborado pela autora

Figura 28 – Resultados para a rotação de 50 rpm



Fonte: Elaborado pela autora

Figura 29 – Resultados para a rotação de 60 rpm

Fonte: Elaborado pela autora

Em relação à primeira constatação sobre o aumento do coeficiente de transferência de calor com o aumento da temperatura da superfície, isso ocorre porque a transferência de calor é governada principalmente pelas seguintes variáveis: diferença de temperatura entre o tubo e a água, velocidade rotação do tubo e a viscosidade, calor específico e a condutividade térmica da água. As influências dessas variáveis manifestam-se por meio de três adimensionais: os números de Grashof, Reynolds e Prandtl, que aumentam com a temperatura do tubo. Em particular, as propriedades físicas são calculadas na temperatura de filme, que, obviamente, aumenta com a temperatura do tubo. Em relação à segunda constatação, o aumento do coeficiente de calor com o aumento da rotação se dá porque maiores rotações implicam maiores números de Reynolds.

A tabela 8 apresenta informações sobre a influência da rugosidade no coeficiente de transferência de calor:

Tabela 8 – Influência da rugosidade na transferência de calor

Rotação (rpm)	10	30	50	60
Aumento na Rugosidade (b,%)	20,0	5,7	7,0	3,0
Temperatura (°C)	Aumento no coeficiente de transferência de calor (%)			
90	3,66	9,58	10,23	11,35
95	4,43	7,10	8,95	10,13
98	4,16	7,02	9,53	10,03
101	3,53	7,19	7,64	9,88
104	2,33	6,19	9,45	8,49
107	-	7,62	6,40	6,84
109	-	5,76	5,01	-
112	-	5,49	-	-
Aumento Médio (a,%)	3,62	6,99	8,17	9,45
Razão (a/b)	0,18	1,23	1,17	3,2

Fonte: Elaborado pela autora

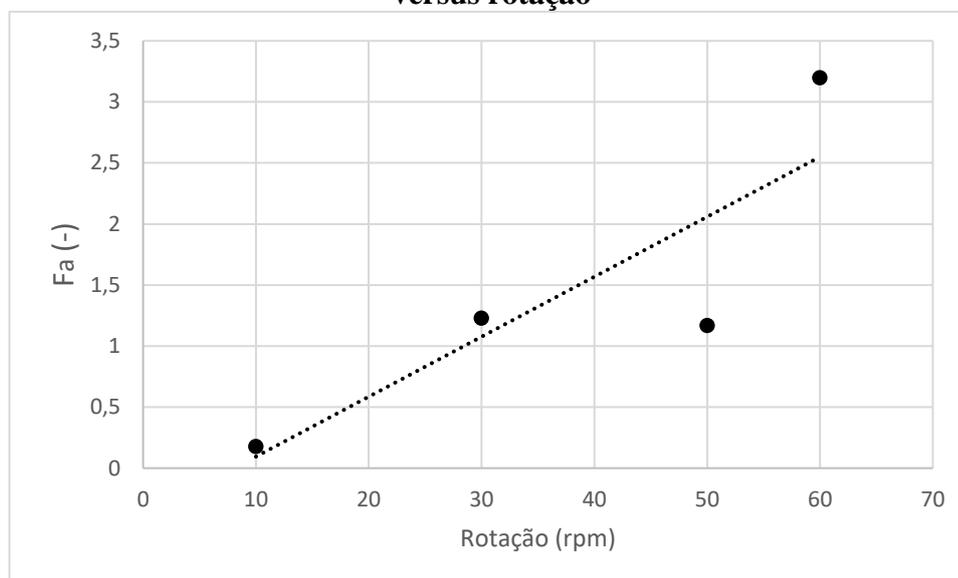
Os dados expostos na tabela 8 permitem a obtenção de algumas conclusões sobre a influência da rugosidade na transferência de calor. O aumento da rugosidade implica a troca térmica mais eficiente; entretanto, com o aumento da temperatura essa influência foi diminuída para todas as rotações.

Como as rugosidades não variaram igualmente entre os testes, foram definidos dois parâmetros que possibilitaram a comparação dos resultados. O primeiro deles, definido na Tabela 8 como Aumento na Rugosidade (b) é a diferença percentual relativa entre os valores da rugosidade superficial de dois dos testes realizados. O segundo parâmetro, nomeado na Tabela 8 de Aumento Médio (a) é a média da diferença percentual relativa, para cada temperatura, entre o coeficiente de transferência de calor de dois dos testes realizados. Por fim, utilizando esses dois parâmetros, calculou-se a razão (a/b) entre o aumento médio do coeficiente de transferência de calor e o aumento da rugosidade, para cada uma das rotações.

Por meio desta razão, nomeada de “Fator relativo de aumento do coeficiente de transferência de calor (F_a)”, foi possível perceber que a influência da rugosidade aumentou com o aumento da velocidade de rotação do tubo de teste, e isso pode ser explicado pelos efeitos da turbulência, que é acentuada pela rugosidade da superfície. Sabe-se que existe um limite, ou seja, a partir de determinada rugosidade, este parâmetro não mais influencia a troca térmica, mas este limite não foi atingido durante os ensaios. Como pode ser visto na Figura 30, o aumento da influência da rugosidade em relação à rotação teve característica aproximadamente linear, exceto para a rotação de 50 rpm, que obteve valor de razão igual a 1,17, muito próximo

do valor obtido para a rotação de 30 rpm, igual a 1,23, o que pode significar uma região de estagnação da influência da rugosidade.

Figura 30 – Fator relativo de aumento do coeficiente de transferência de calor (F_a) versus rotação



Fonte: Elaborado pela autora

5.3 Incertezas avaliadas

A partir das incertezas das variáveis mensuradas durante os testes e apresentadas na tabela 5, foi possível determinar as incertezas das variáveis calculadas: potência, área superficial e variação de temperatura. Por meio destas, foi possível avaliar a incerteza do coeficiente de transferência de calor por convecção obtido nos ensaios.

As incertezas relativas da potência, área superficial, variação da temperatura e do coeficiente de transferência de calor foram calculadas pelas equações 46, 48, 52 e 44 (dispostas no Apêndice I), respectivamente, e estão dispostas na tabela 9.

Tabela 9 – Incertezas relativas das variáveis calculadas

Incerteza Relativa	$u(Q)/Q$	$u(s)/s$	$u(\Delta T)/\Delta T$	$u(h)/h$
-	0,04	0,01	0,02	0,05
%	4,24	0,81	1,85	4,70
influência (%)	81,48	2,97	15,55	100

Fonte: Elaborado pela autora

Como pode ser depreendido da tabela 9, a variável que mais influencia a incerteza do coeficiente de transferência de calor é a potência, sendo responsável por aproximadamente 80% desta incerteza. A medição indireta da temperatura da superfície é outro fator que influencia a incerteza do h , com uma influência de aproximadamente 15%.

O aprimoramento na medição destas variáveis, principalmente na medição da potência é o fator que contribuirá para a obtenção de valores com menores incertezas para o coeficiente de transferência de calor nos ensaios. O valor da incerteza expandida foi igual a 9,4, para um nível de confiança de 95,45%.

5.4 Avaliação dos resultados por meio de correlações obtidas na literatura

Para realizar a avaliação dos dados experimentais por meio de correlações obtidas na literatura, dividiu-se os dados de acordo com o tipo de transferência de calor que ocorreu durante os ensaios: convecção forçada, natural ou mista. A forma utilizada para verificar o tipo de convecção foi extraída da relação Gr/Re^2 para cada um dos pontos experimentais.

Quando são alcançados valores para essa relação muito menores que 1 significa que os efeitos da convecção natural podem ser desprezados. Quando os valores obtidos para esta correlação forem muito maiores que 1, pode-se desprezar os efeitos da convecção forçada. Em último caso, quando os valores obtidos estão entre 0 e 1, deve-se considerar o efeito de ambas formas de convecção, natural e forçada, caracterizando-se assim a convecção mista.

O valor médio da relação Gr/Re^2 para os pontos experimentais referentes à rotação de 10 rpm ficou em torno de 9, o que significa que a troca térmica se deu pelo regime de convecção natural. Já os pontos experimentais referentes às rotações de 30, 50 e 60 rpm apresentaram valores médios para a relação já citada iguais a 0,95, 0,32 e 0,22, respectivamente. Esses valores são entre 0 e 1, sendo assim, o processo de transferência de calor se deu por meio da convecção mista.

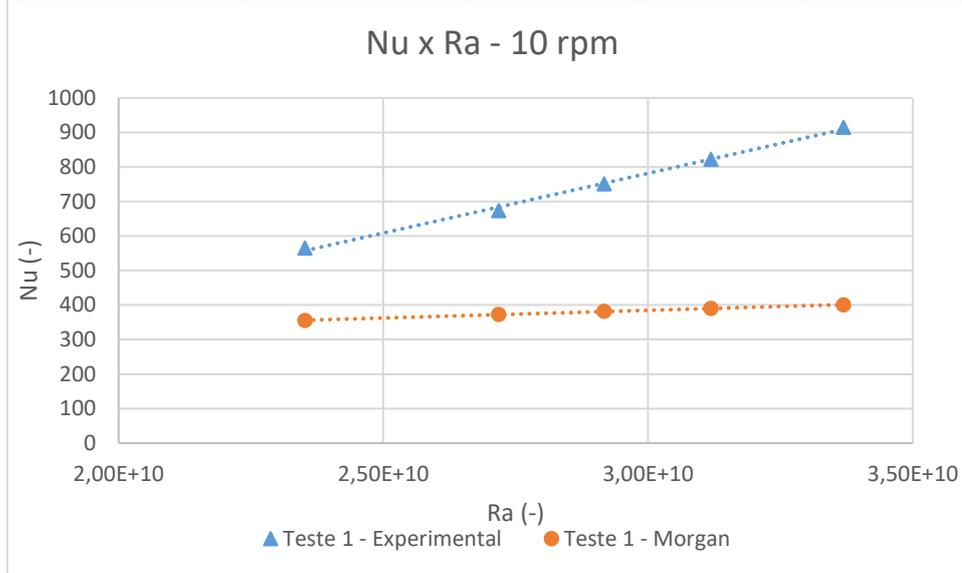
Para validação dos dados experimentais concernentes à rotação de 10 rpm e para a parcela da convecção natural dos dados experimentais referentes às rotações de 30, 50 e 60, foram utilizadas as correlações de Morgan (1975), equação 14, e Churchill e Chu (1975), equação 39. Para avaliar os efeitos da convecção forçada foram utilizadas as equações propostas por Becker (1963), equação 37, e Corrêa (2019), equação 38. Por fim, foi utilizada correlação proposta por Corrêa (2019), equação 40, para avaliar os efeitos combinados da convecção natural e da forçada, verificados para rotações de 30, 50 e 60 rpm.

Sabe-se que estas correlações utilizadas para avaliar os pontos experimentais são referentes a regimes nos quais não ocorre a ebulição durante a troca de calor. Em Belo Horizonte, na região da Pampulha, onde os testes foram realizados, a temperatura de ebulição da água é de aproximadamente 97°C, portanto os pontos medidos acima desta temperatura caracterizam regime de ebulição. Para a avaliação destes pontos, também foram utilizadas as equações acima citadas, como forma de aproximação, já que foram medidas temperaturas durante a transição e início do regime de ebulição. O uso dessas correlações foi considerado adequado como pode ser verificado nas seções a seguir. Além disso, a bancada utilizada durante os testes não apresentava meios de caracterização do regime de ebulição de forma exata.

5.4.1 Caracterização da convecção natural por meio da correlação proposta por Morgan (1975)

Como dito anteriormente, a transferência de calor obtida nos pontos experimentais referentes à rotação de 10 rpm foi caracterizada como transferência por convecção natural, sendo essa seção destinada à análise desses pontos por meio da correlação obtida por Morgan (1975).

Conforme disposto na fundamentação teórica, a correlação de Morgan é dependente de duas constantes, C e n, que são definidas de acordo com o Número de Ra. Durante os testes, os valores Ra variaram na ordem de 10^{10} e por essa razão os valores de C e n foram utilizados para a faixa de Ra entre 10^7 - 10^{12} , sendo iguais a 0,125 e 0,333, respectivamente. A figura 31 mostra a comparação entre os dados obtidos experimentalmente e os calculados pela relação de Morgan (1975), para a rotação de 10 rpm.

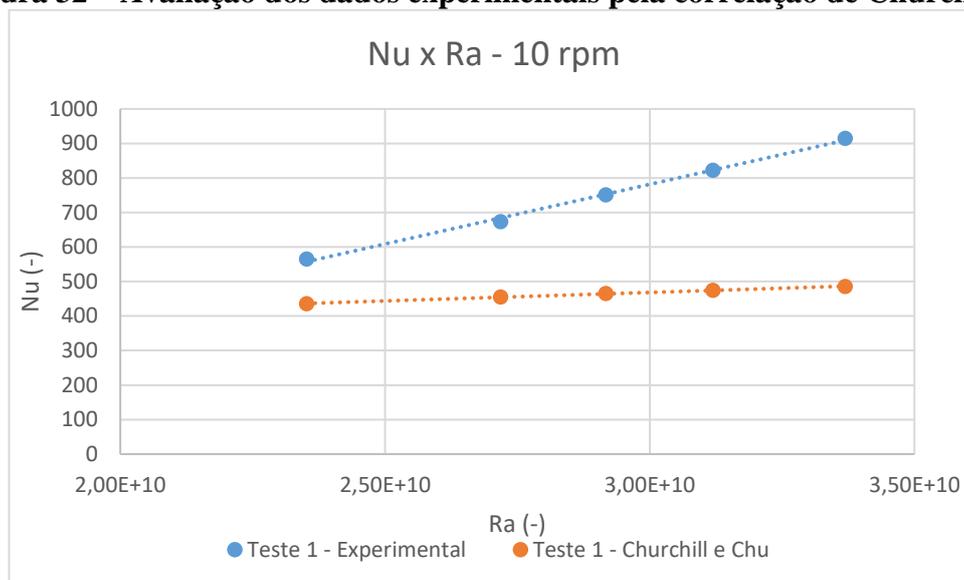
Figura 31 – Avaliação dos dados experimentais pela correlação de Morgan

Fonte: Elaborado pela autora

De acordo com a Figura 31, pode-se verificar que os valores para Nu obtidos por meio dos coeficientes de transferência de calor, alcançados experimentalmente, são maiores do que os calculados pela correlação de Morgan (1975). Esse comportamento foi verificado nos três testes realizados para a rotação de 10 rpm, apresentando erro relativo percentual médio de 51,34%, com desvio padrão igual a 3,16% e erro relativo máximo igual a 55,76%. A justificativa para este erro permeia o fato de que a equação de Morgan é válida para casos em que a transferência de calor se dá somente no sentido radial, assim, esses resultados sugerem que durante os testes à baixa rotação ocorreram perdas de calor significativas no sentido longitudinal.

5.4.2 Caracterização da convecção natural por meio da correlação proposta por Churchill e Chu (1975).

Essa seção destina-se à análise por meio da correlação obtida por Churchill e Chu (1975). Os valores para o Número de Ra obtidos durante os testes são válidos para a faixa de abrangência desta correlação. A figura 32 apresenta os resultados.

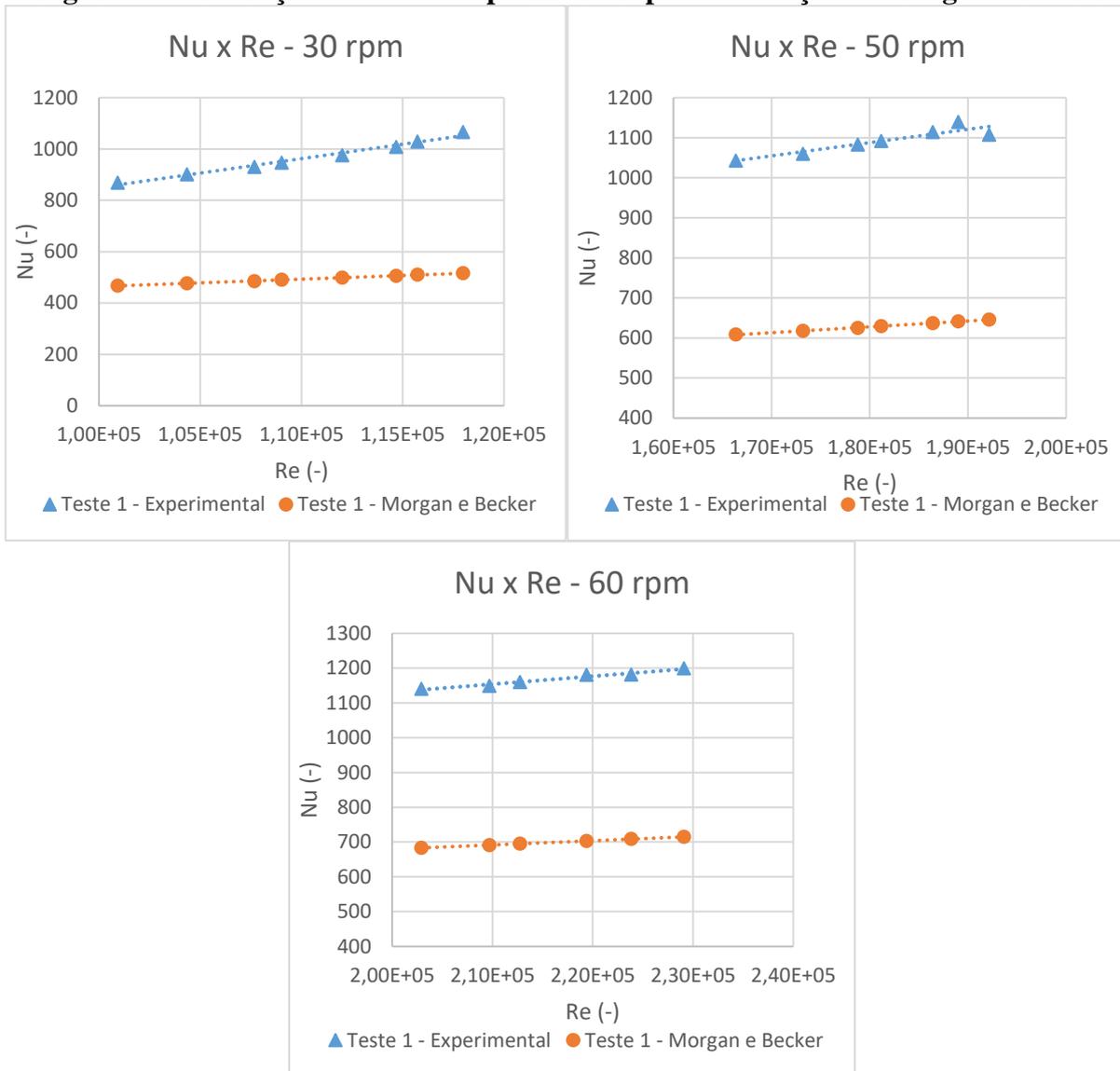
Figura 32 – Avaliação dos dados experimentais pela correlação de Churchill e Chu

Fonte: Elaborado pela autora

Assim como na avaliação anterior, pode-se verificar que os valores para Nu calculados por meio dos coeficientes de transferência de calor por convecção, obtidos experimentalmente, são maiores do que os calculados pela correlação de Churchill e Chu (1975). O erro médio percentual avaliado por essa correlação foi de 38%, com desvio padrão igual a 8,02% e erro relativo máximo igual a 47,82%. O fato desta correlação ter apresentado erro elevado sugere novamente a ocorrência de perdas de calor significativas no sentido longitudinal, quando imposta baixa rotação e temperatura superficial do tubo elevada.

5.4.3 Caracterização da convecção mista por meio da combinação das correlações propostas por Morgan (1975) e por Becker (1963).

Como já mencionado, os pontos coletados experimentalmente para as rotações 30, 50 e 60 rpm apresentaram transferência de calor por meio da convecção mista, ou seja, mecanismos de convecção natural e forçada foram influentes na troca de calor. Por isso, a avaliação dos dados experimentais se deu por meio da combinação das correlações para ambos os modos de convecção, conforme equação 15. Esta seção é destinada a analisar a avaliação dos dados experimentais por meio da combinação das correlações propostas por Morgan (1975) e por Becker (1963), de acordo com as equações 14 e 37. A Figura 33 evidencia estes resultados.

Figura 33 – Avaliação dos dados experimentais pela correlação de Morgan e Becker

Fonte: Elaborado pela autora

Como pode ser visto na Figura 33, as curvas para o parâmetro Nu calculadas a partir dos coeficientes de transferência de calor, obtidos experimentalmente, não coincidiram com os valores estimados pela combinação das correlações apresentadas por Morgan (1975) e Becker (1963), apresentando erro relativo percentual médio em torno de 42%, com desvio padrão igual a 4,6% e erro relativo máximo igual a 52,69%.

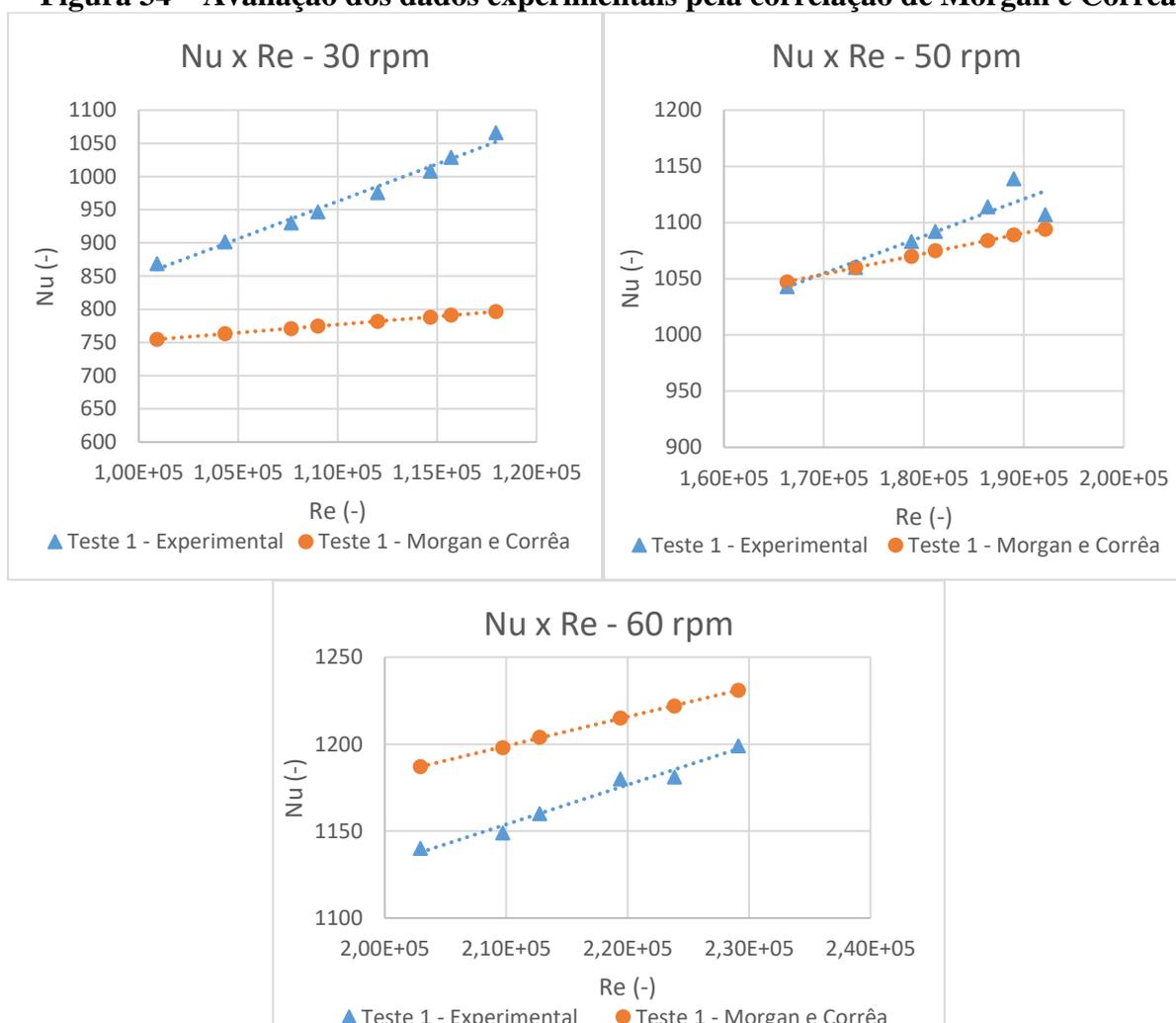
Tal fato pode ser explicado por dois motivos: o primeiro deles é a correlação proposta por Morgan ter apresentado desvio percentual relativo médio em torno de 50%, implicando esta parcela de erro para o cálculo da convecção mista. O segundo fator é a equação proposta por Becker ter sido utilizada como forma de aproximação, uma vez que esta correlação foi obtida a partir de escoamento com o número de Re menor do que os ensaiados nos testes e também utilizando um tubo com diâmetro menor.

5.4.4 Caracterização da convecção mista por meio da combinação das correlações propostas por Morgan (1975) e por Corrêa (2019)

Esta seção é destinada a analisar a avaliação dos dados experimentais por meio da combinação das correlações propostas por Morgan (1975) e por Corrêa (2019), conforme equações 14 e 38. A Figura 34 apresenta estes resultados.

Como se percebe na Figura 34, a estimativa do parâmetro Nu, por meio da combinação das correlações de Morgan e Corrêa, apresentou resultados melhores do que a apresentada na seção anterior, com erro relativo percentual médio igual a 9,57%, com desvio padrão igual a 7,31% e erro relativo máximo igual a 27,15%. Melhores resultados foram obtidos para as rotações de 50 e 60 rpm, isso mostra que para a rotação de 30 rpm, a transferência de calor por convecção natural é predominante. Isolando os dados para a rotação de 30 rpm, o erro relativo percentual médio foi igual a 16,08%, com desvio padrão igual a 6,11%.

Figura 34 – Avaliação dos dados experimentais pela correlação de Morgan e Corrêa



Fonte: Elaborado pela autora

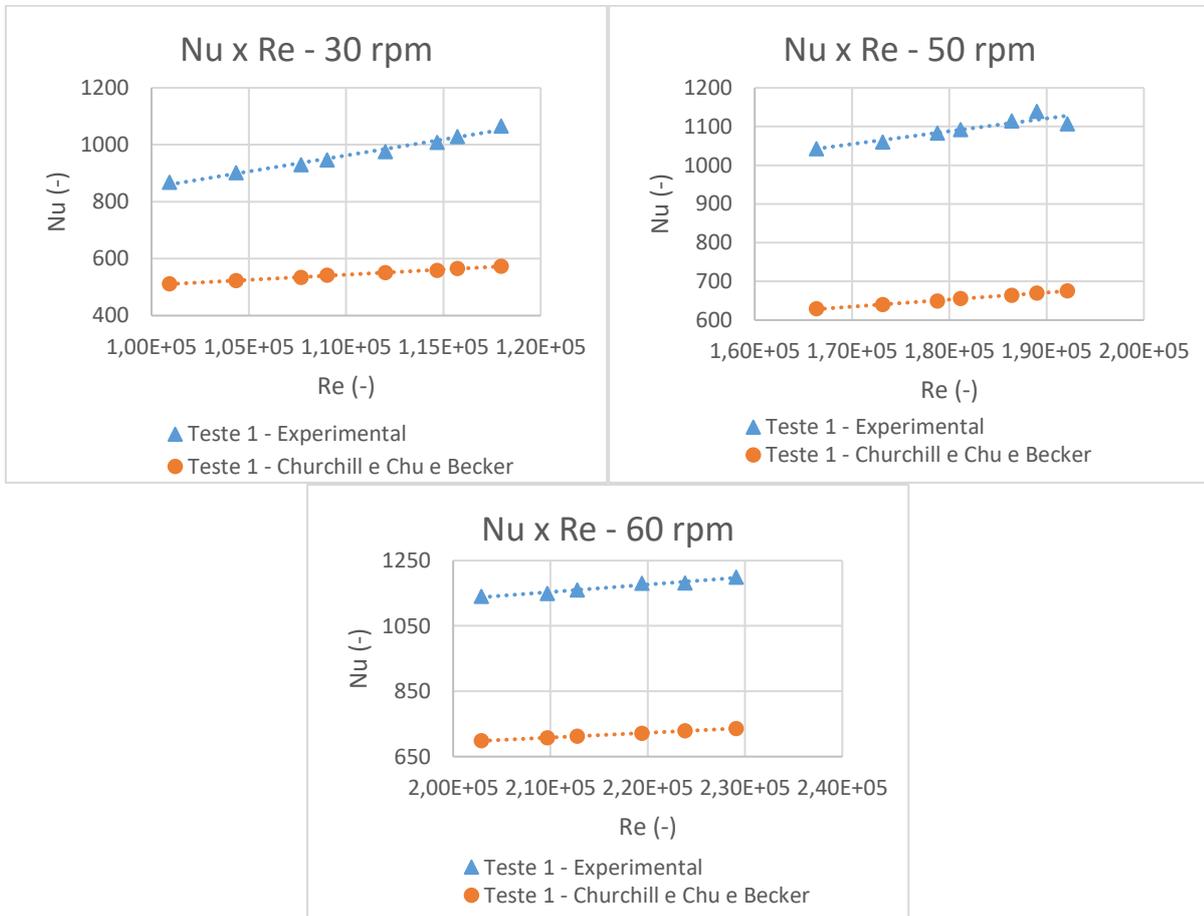
5.4.5 Caracterização da convecção mista por meio da combinação das correlações propostas por Churchill e Chu (1975) e por Becker (1963)

Esta seção é destinada a analisar a avaliação dos dados experimentais por meio da combinação das correlações propostas por Churchill e Chu (1975) e por Becker (1963), equações 39 e 37. A Figura 35 expõe estes resultados.

Observa-se que as curvas para o parâmetro Nu calculadas a partir dos coeficientes de transferência de calor, obtidos experimentalmente, não coincidiram com os valores estimados pela combinação das correlações apresentadas por Churchill e Chu (1975) e Becker (1963), apresentando erro relativo percentual médio em torno de 39%, com desvio padrão igual a 3,44% e erro relativo máximo igual a 47,46%.

O fato de se ter utilizado a correlação proposta por Becker (1963) como uma aproximação, aliado ao erro percentual relativo médio de 38%, encontrado para a correlação proposta por Churchill e Chu (1975), justificam esses resultados.

Figura 35 – Avaliação dos dados experimentais pela correlação de Churchill e Chu e Becker

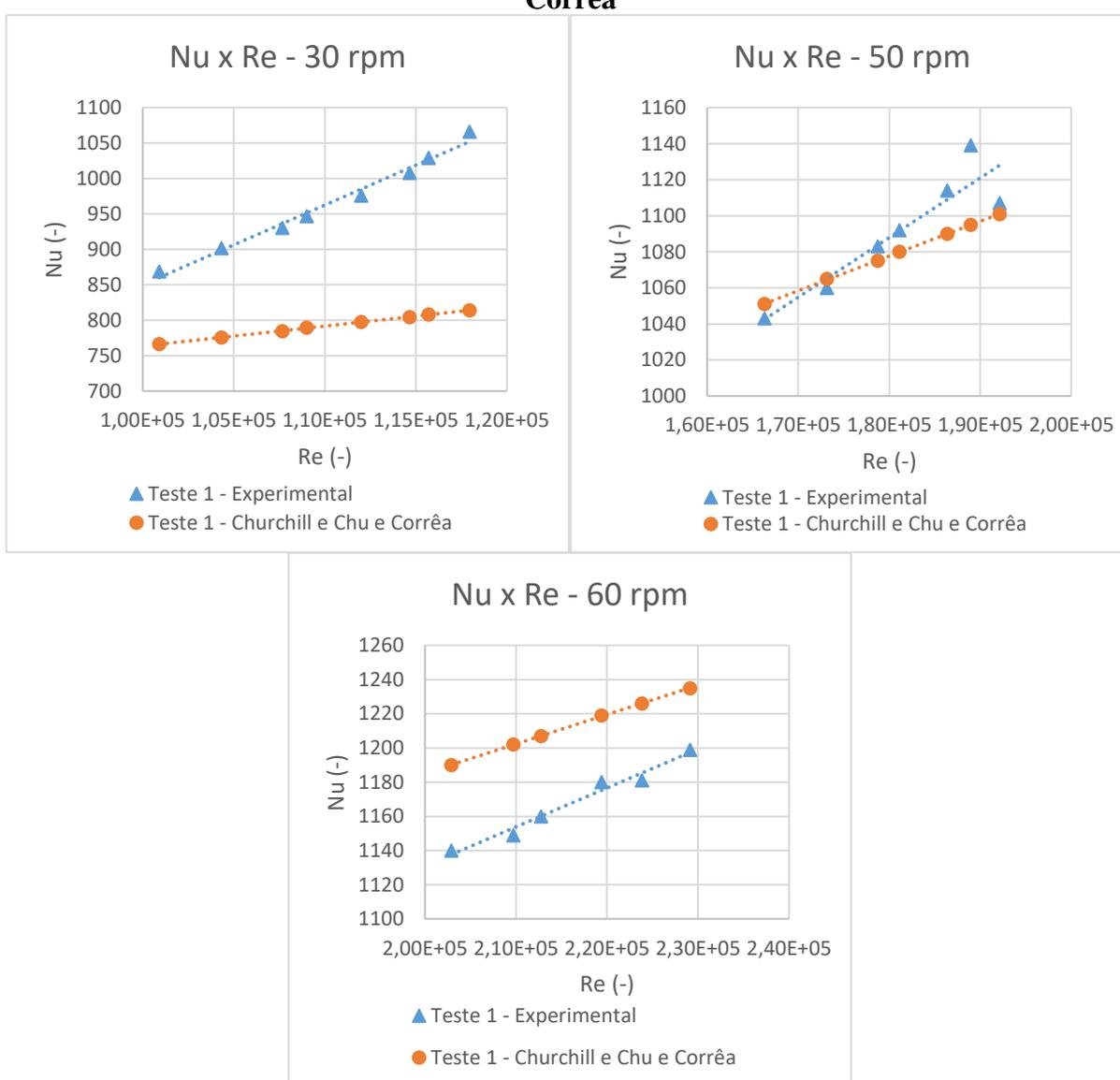


Fonte: Elaborado pela autora

5.4.6 Caracterização da convecção mista por meio da combinação das correlações propostas por Churchill e Chu (1975) e por Corrêa (2019)

Esta seção é destinada a analisar a avaliação dos dados experimentais por meio da combinação das correlações propostas por Churchill e Chu (1975) e por Corrêa (2019). A Figura 36 detalha estes resultados.

Figura 36 – Avaliação dos dados experimentais pela correlação de Churchill e Chu e Corrêa



Fonte: Elaborado pela autora

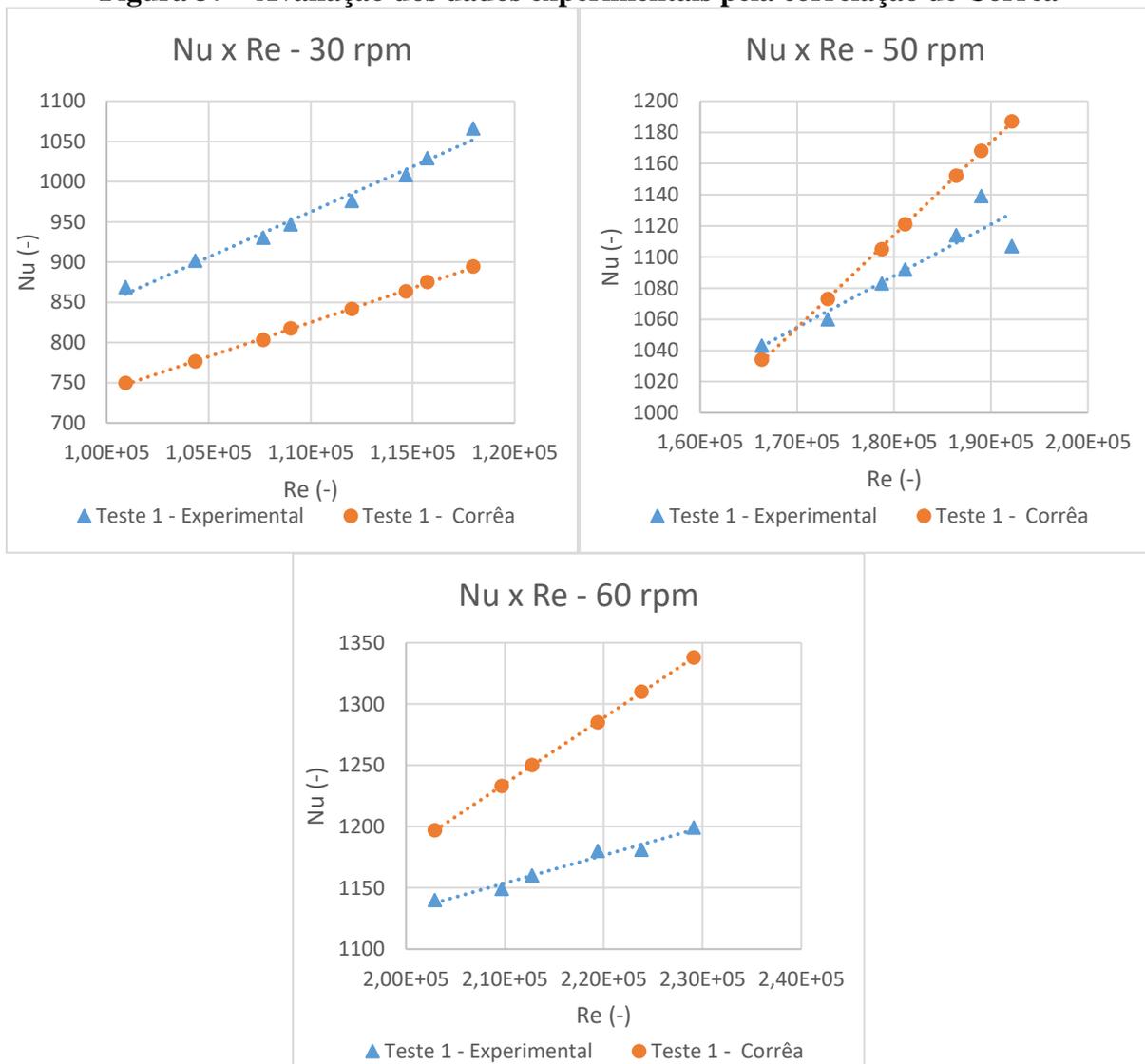
Com pode ser visto na Figura 36, a estimativa do parâmetro Nu, por meio da combinação das correlações de Churchill e Chu e Corrêa, apresentou resultados melhores do que o apresentado na seção anterior, com erro relativo percentual médio igual a 9,0%, com desvio

padrão igual a 6,74% e erro relativo máximo igual a 25,52%. Melhores resultados foram obtidos para as rotações de 50 e 60 rpm, demonstrando-se que para a rotação de 30 rpm, a transferência de calor por convecção natural é predominante. Isolando os dados para a rotação de 30 rpm, o erro relativo percentual médio foi igual a 14,47%, com desvio padrão igual a 6,06%.

5.4.7 Caracterização da convecção mista por meio da correlação proposta por Corrêa (2019)

Esta seção objetiva analisar a avaliação dos dados experimentais por meio da combinação da correlação proposta por Corrêa (2019). A Figura 37 apresenta estes resultados.

Figura 37 – Avaliação dos dados experimentais pela correlação de Corrêa



Fonte: Elaborado pela autora

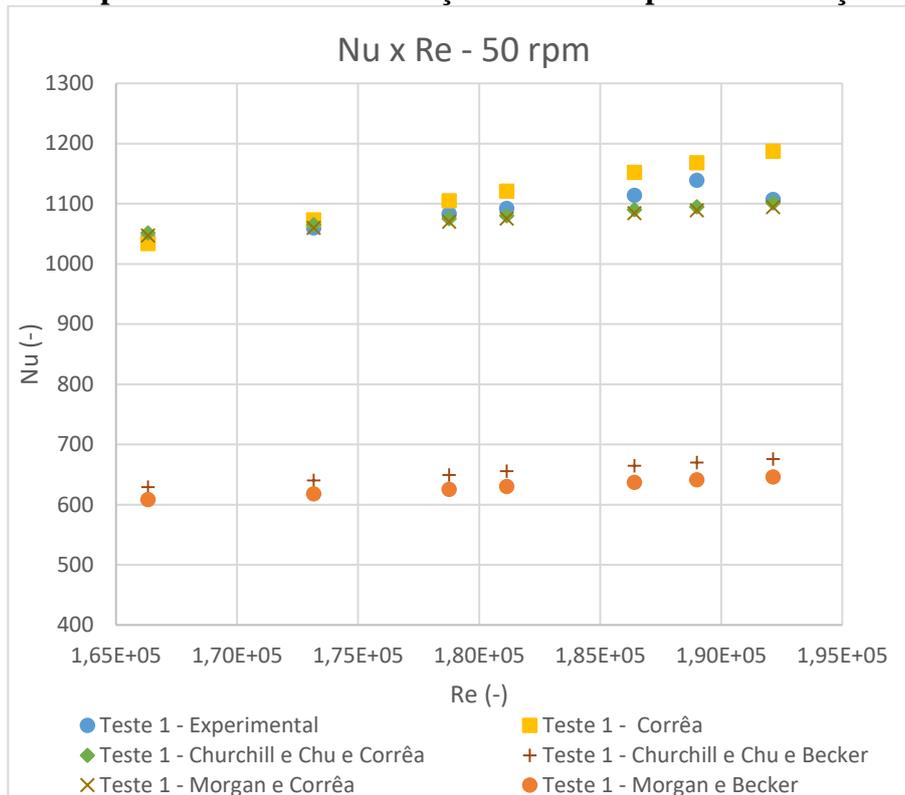
Da análise da Figura 37, percebe-se que a estimativa do parâmetro Nu , por meio da correlação de Corrêa, apresentou resultados próximos aos apresentados na seção anterior, com erro relativo percentual médio igual a 9,18%, com desvio padrão igual a 5,20% e erro relativo máximo igual a 19,8%. Melhores resultados foram obtidos para as rotações de 50 rpm. Isolando os dados para a rotação de 30 rpm e 60 rpm, para qual a estimativa foi menos assertiva, observa-se erro relativo percentual médio de 10,47%, com desvio padrão igual a 3,78%, para a rotação de 30 rpm; e erro relativo percentual médio de 12,61%, com desvio padrão igual a 4,66%, para a rotação de 60 rpm.

5.4.8 *Análise comparativa das correlações para a convecção mista*

Esta seção é destinada a comparar a assertividade das correlações utilizadas na validação dos dados experimentais para a convecção mista. A Figura 38 apresenta as curvas $Nu \times Re$, referente ao Teste 1 para a rotação de 50 rpm. Na Figura é possível ver a curva referente aos pontos experimentais e também as curvas obtidas por meio das correlações teóricas.

É possível verificar que as correlações que apresentaram resultados mais próximos aos valores obtidos experimentalmente foram: a caracterização da convecção mista pela combinação das equações de Churchill e Chu (1975) e Corrêa (2019), a caracterização da convecção mista pela equação proposta por Corrêa (2019) e a caracterização da convecção mista pela combinação das equações de Morgan (1975) e Corrêa (2019).

Estas correlações apresentaram erro relativo percentual médio igual a aproximadamente 9,00%, 9,18% e 9,57%, respectivamente. Este fato era esperado, isso porque nestas estimativas foram utilizadas equações propostas por Corrêa (2019), equações estas propostas para dados experimentais oriundos da mesma bancada experimental utilizadas nos testes realizados para esta dissertação. Além disso, o erro relativo percentual máximo dessas correlações foram 25,52%, 19,80% e 27,15%, respectivamente.

Figura 38 – Comparativo entre as correlações utilizadas para a convecção mista

Correlações propostas anteriormente ajudaram no estudo e validação dos resultados obtidos nos testes. A próxima seção tem o objetivo de propor equações que representem de forma mais eficiente os resultados alcançados.

5.5 Desenvolvimento de correlação experimental para o parâmetro Nusselt

Os resultados alcançados na seção 5.4 serviram como uma aproximação inicial para o tratamento dos dados obtidos experimentalmente. Foram propostas duas correlações experimentais para a convecção mista que melhor se adequam aos dados experimentais. Com o intuito de se obter resultados mais precisos, a influência da caracterização superficial foi considerada nessas equações, por meio do valor médio da rugosidade superficial (R_a).

As equações foram desenvolvidas seguindo a forma da equação 40, disposta na seção 4.5, e proposta por Corrêa (2019), sendo este formato de equação geralmente utilizado na literatura para representar experimentos de convecção forçada.

A equação 41 evidencia a primeira equação desenvolvida para o Nu, nesse caso, o Nu foi avaliado em função da rugosidade superficial (R_a), diâmetro externo do tubo (D_e), e dos

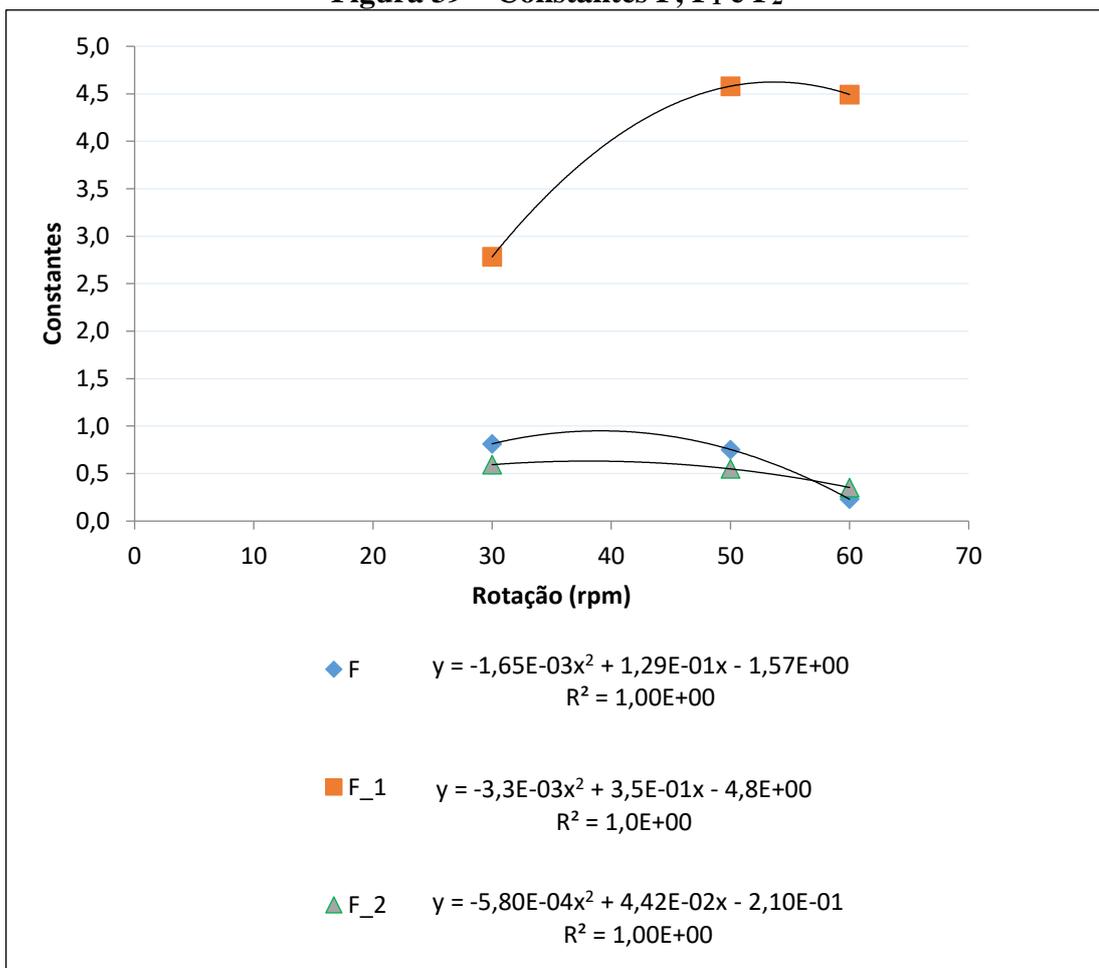
Números adimensionais Re e Gr. Esta equação apresentou E_{med} igual a 3,8% e o E_{rel} máximo encontrado foi de 9,4%.

$$Nu = \left(\frac{Ra \cdot 10^{-6}}{D_e} \right)^{-0,05672} (0,7409 Re^2 + Gr^{0,265}) \quad (41)$$

A equação 42 expõe a segunda equação desenvolvida para o Nu. O Nu foi avaliado em função da rugosidade superficial (R_a), diâmetro externo do tubo (D_e), dos adimensionais Re e Gr e das constantes F, F_1 e F_2 dependentes da rotação do tubo e obtidas por meio do gráfico apresentado na Figura 39. Esta equação apresentou E_{med} igual a 2,3% e o E_{rel} máximo encontrado foi de 6,5%.

$$Nu = \left(\frac{Ra \cdot 10^{-6}}{D_e} \right)^F (F_1 Re^2 + Gr^{F_2}) \quad (42)$$

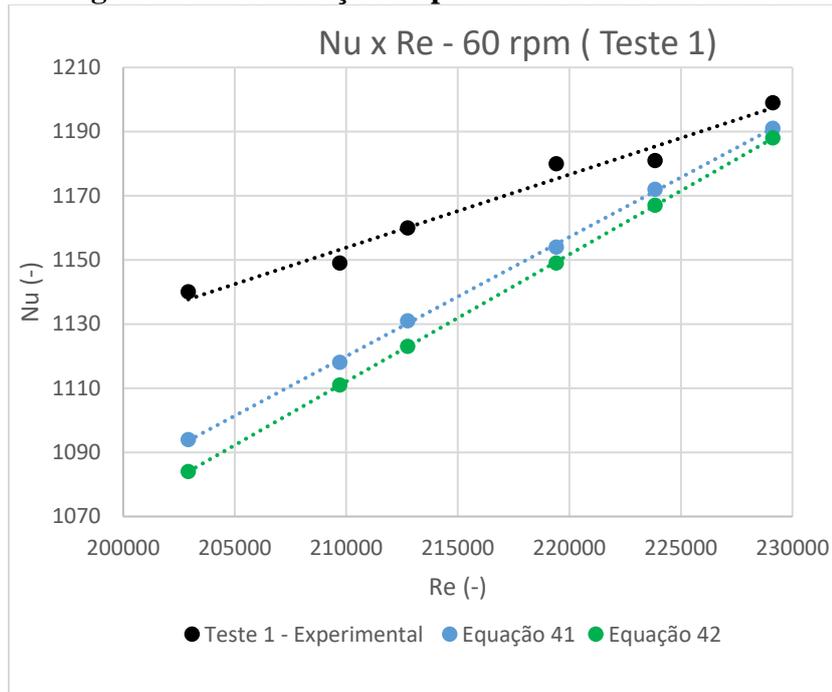
Figura 39 – Constantes F, F_1 e F_2



Fonte: Elaborado pela autora

Essas correlações, equações 41 e 42, apresentadas na Figura 40, na forma das curvas Nu x Re , referente ao Teste 1 para a rotação de 60 rpm, foram obtidas por meio do software EES, o modelo matemático é apresentado no Apêndice IV, muito utilizado para análises termodinâmicas. As correlações foram estimadas a partir dos dados experimentais com Re variando entre $1,0 \times 10^5$ e $2,3 \times 10^5$ e Gr variando entre $7,2 \cdot 10^9$ e $1,63 \cdot 10^{10}$.

Figura 40 – Correlações experimentais desenvolvidas



Fonte: Elaborado pela autora

6 CONCLUSÃO

Este estudo objetivou analisar, em regime permanente, a influência do acabamento superficial na transferência de calor de um tubo de aço, submetido a teste que reproduzem a curva de resfriamento durante o processo de têmpera por imersão. Através da realização de testes experimentais, foi possível avaliar essa influência, assim como sugerir duas novas equações para determinação do parâmetro adimensional Nusselt.

A metodologia proposta consistiu em aquecer um tubo de aço internamente através de resistores elétricos com uma potência máxima de 36 kW. Os testes foram conduzidos sob rotações variando em 10, 30, 50 e 60 rpm, temperaturas da água igual a 25 °C, temperatura da superfície do tubo variando entre 90 e 115°C, sendo repetidos três vezes para cada rotação, a fim de avaliar a influência do acabamento superficial, que foi modificado pela oxidação imposta pelo meio úmido. Os dados experimentais foram avaliados por meio de correlações propostas na literatura.

A partir do estudo da “Influência da rugosidade superficial na transferência de calor de tubos de aço submetidos à têmpera por imersão em água” podem se expressar as seguintes conclusões:

- i) As alterações provocadas na camada superficial do corpo de prova provenientes da oxidação, provocada pelo meio úmido no qual este se encontrava foram sutis;
- ii) O coeficiente de transferência de calor por convecção aumentou com o aumento da temperatura;
- iii) O coeficiente de transferência de calor aumentou com o aumento da rotação;
- iv) O aumento da rugosidade implicou em troca térmica mais eficiente;
- v) O aumento da temperatura diminuiu a influência do acabamento superficial na troca térmica para todas as rotações;
- vi) A influência da rugosidade aumentou com o aumento da rotação do tubo de teste;
- vii) O aumento da influência da rugosidade teve característica aproximadamente linear, exceto pela rotação de 50 rpm, que obteve valor de razão igual a 1,17, muito próximo ao valor obtido pela rotação de 30 rpm e igual a 1,23, o que pode significar uma região de estagnação da influência da rugosidade;
- viii) O aprimoramento na medição da temperatura da superfície e principalmente na medição da potência é fator que contribuirá para a obtenção de valores com menores incertezas para o coeficiente de transferência de calor por convecção;

- ix) Para os testes realizados com rotação igual a 10 rpm as correlações dispostas na literatura por Morgan (1975) e Churchill e Chu (1975) foram pouco assertivas, com erro relativo percentual médio igual a 51% e 38%, respectivamente. Esse resultado sugere perdas de calor significativas no sentido longitudinal nos testes realizados a baixa rotação;
- x) Para os testes realizados com rotações iguais a 30, 50, e 60 rpm, que a transferência de calor foi pelo processo de convecção mista a correlações apresentaram melhor caracterização da convecção mista foram: combinação das equações de Churchill e Chu (1975) e Corrêa (2019), a equação proposta por Corrêa (2019) e combinação das equações de Morgan (1975) e Corrêa (2019). Estas correlações apresentaram erro relativo percentual médio igual a aproximadamente 9%. Além disso, o erro relativo percentual máximo dessas correlações foram 25,52%, 19,80% e 27,15%, respectivamente.
- xi) A partir da avaliação preliminar dos dados experimentais, por meio de correlações dispostas na literatura, foi possível propor duas correlações para a convecção mista, que melhor se adequam aos dados empíricos e que consideram as características superficiais do tubo. Essas equações foram desenvolvidas utilizando-se a ferramenta de otimização fornecida pelo software EES e apresentaram E_{med} igual a 3,8% e 2,3%. As correlações foram estimadas a partir dos dados experimentais com Re variando entre $1,0 \times 10^5$ e $2,3 \times 10^5$ e Gr variando entre $7,2 \times 10^9$ e $1,63 \times 10^{10}$.

Por todo o exposto, confirma-se que a metodologia proposta foi eficaz e capaz de avaliar a influência das características superficiais de um tubo na transferência de calor no processo de têmpera por imersão, em regime permanente, além de permitir o desenvolvimento de uma correlação para prever valores do coeficiente de transferência de calor alimentada pela velocidade de rotação, temperatura e rugosidade do tubo.

6.1 Sugestões para trabalhos futuros

Esta dissertação e os resultados alcançados por ela, podem servir como bases para pesquisas futuras acerca do estudo da transferência de calor e determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção em processos de tratamento térmico, como o da têmpera por imersão. A fim de contribuir para a confiabilidade de modelos matemáticos como

ferramentas de controle de qualidade para centrais de tratamento térmico são sugeridos estudos que possam dar continuidade a este trabalho:

- i) Estudos que busquem a realização de teste com outros fluidos de resfriamento, como por exemplo a salmoura que também é utilizada no tratamento térmico de tubos de aço sem costura;
- ii) Estudo que busquem a realização de teste com a adição de jatos laterais;
- iii) Estudo que abranjam maiores patamares de velocidade;
- iv) Estudos com corpos de prova com diferentes dimensões, materiais e rugosidades fortemente variadas;
- v) Estudos da influência da rugosidade na transferência de calor em outros regimes de ebulição.
- vi) Estudos para a determinação do coeficiente interno de transferência de calor por convecção;

REFERÊNCIAS

ALBERT, F., AUGUSTIN, W., SCHOLL, S., Roughness and constriction effects on heat transfer in crystallization fouling. **Chemical Engineering Science**, v. 66, n. 3, p. 499-509, 2011.

APIPE, P. H. V., Modelo matemático preditivo para caracterização da resposta térmica temporal de tubos temperados por imersão em um tanque de água, 2017. **Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Minas Gerais**, Belo Horizonte.

BECKER, K. M. Measurements of convective heat transfer from a horizontal cylinder rotating in a tank of water. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 6, n. 12, p. 1053–1062, dez. 1963.

BENJAMIN, R.J., BALAKRISHNAN, A.R., 1997. Nucleation site density in pool boiling of saturated pure liquids: effect of surface microroughness and surface and liquid physical properties. **Exp. Therm. Fluid Sci.** 15, 32–42.

BEJAN, A., **Convection heat transfer**. John wiley & sons, 2004.

BERNARDIN, J.D., MUDAWAR, I., 1996. Experimental and statistical investigation of changes in surface roughness associated with spray quenching. **Int. J. Heat Mass Transfer**, 39 (10), 2023–2037.

BOZZOLI, F., CATTANI, L., RAINIERI, S., Effect of wall corrugation on local convective heat transfer in coiled tubes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 101, p. 76-90, 2016.

BROMLEY, A. L., Heat transfer in stable film boiling. **Chem. Eng. Prog.**, Vol. 46, 1950, 221-227.

CALLISTER, J.R., William, D., **Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução**, 5^a Edição. Rio de Janeiro, 2002.

CEYLAN, K., KELBALIYEV, G., 2003. The roughness effects on friction and heat transfer in the fully developed turbulent flow in pipes. **Appl. Therm. Eng.** 23, 557–570.

CHEN, Y.P., FU, P.P., ZHANG, C.B., SHI, M.H., Numerical simulation of laminar heat transfer in microchannels with rough surfaces characterized by fractal cantor structures, **Int. J. Heat Fluid Flow** 31 (2010) 622–629.

CHEN, Z., HAN, H., REN, W., & HUANG, G. Heat transfer modeling of an annular online spray water cooling process for electric-resistance-welded steel pipe. **Plos one**.2015, 10(7),2016. 1–19.

CHIAVERINI, V., Aços e ferros fundidos: características gerais, tratamentos térmicos, principais tipos, 7^a edição. **Associação Brasileira de Metalurgia e Materiais**, 2005.

CHIAVERINI, V., Tratamentos térmicos das ligas metálicas. **ABM**, 2008.

CHURCHILL, S. W.; CHU, H. H. S. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.18, n. 9, p. 1049–1053, set. 1975.

COPE, W. F. The friction and heat transmission coefficients of rough pipes. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, v. 145, n. 1, p. 99-105, 1941.

CORRÊA, T. M., Estudo experimental em regime permanente para a determinação do coeficiente de transferência de calor externo durante a processo de têmpera por imersão em água de tubos de aço, 2019. **Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Minas Gerais**, Belo Horizonte.

CROCE, G., AGARO, P.D., Numerical analysis of roughness effect on microtube heat transfer, **Superlattices Microstruct.** 35 (2004) 601–616.

DIPPREY, D. F., SABERSKY, R. H., Heat and momentum transfer in smooth and rough tubes at various Prandtl numbers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 6, n. 5, p. 329-353, 1963.

DONGXU, J., ZHANG, M., WANG, P., SHASHA, X., Numerical investigation of heat transfer and fluid flow in a solar air heater duct with multi V-shaped ribs on the absorber plate. **Energy**, 2015; 89:178 e 90.

DRACH, V., SACK, N., FRICKE, J., Transient heat transfer from surfaces of defined roughness into liquid nitrogen. **Heat Mass Transfer**, 1996;39:1953–61.

GAU, C., LEE, I.C., Flow and impingement cooling heat transfer along triangular rib-roughened walls, **Int. J. Heat Mass Transf.** 43 (24) (2000) 4405–4418.

GOMES, D. F., Desenvolvimento de um modelo matemático para a transferência de calor para tubos de aço submetidos ao processo de têmpera por anéis, 2017. **Dissertação (Mestrado em Engenharia Metalúrgica – Universidade Federal de Minas Gerais**, Belo Horizonte.

GOMES, D. F., TAVARES, R. P., BRAGA, B., (2017). Modelo matemático da distribuição de temperaturas para o resfriamento de um tubo de aço submetido a tempera por anéis de resfriamento, p. 600-613. In: **72º Congresso Anual da ABM [ABM WEEK 2017]**, Rio de Janeiro, 2017.

GOWEN, R. A., 1967. A study of forced convection heat transfer from smooth and rough surfaces, **Ph.D. thesis, University of Toronto, Department of Chemical Engineering**.

GOWEN, R.A., SMITH, J.W., 1968. Turbulent heat transfer from smooth and rough surfaces. **Int. J. Heat Mass Transfer**, 11, 1657–1673.

HSIEH, C.C., YAO, S.C., 2006. Evaporative heat transfer characteristics of a water spray on micro-structured silicon surfaces. **Int. J. Heat Mass Transfer**, 49, 962–974.

- HÜBNER, P., KÜNSTLER, W., Pool boiling heat transfer at finned tubes: influence of surface roughness and shape of the fins. **International Journal of Refrigeration**, v. 20, n. 8, p. 575-582, 1997.
- INCROPERA, F. P. et al. Fundamentos de transferência de calor e de massa. 6a edição ed. LTC, 2008.
- JAUWERKER A.R., SAINI J.S., GANDHI B.K., Heat transfer and friction characteristics of rectangular solar air heater duct using rib-grooved artificial roughness. *Solar Energy* 2006;80:895 e 907.
- KANDLIKAR, S.G., JOSHI, S., TIAN, S., Effect of surface roughness on heat transfer and fluid flow characteristics at low Reynolds numbers in small diameter tubes, **Heat Transfer Eng.** 24 (2003) 4–16.
- KANDLIKAR, S.G., Roughness effects at microscale—reassessing Nikuradse’s experiments on liquid flow in rough tubes, **Bull. Pol. Acad. Sci.: Tech. Sci.** 53 (2005) 343–349.
- KARMARE, S. V.; TIKEKAR, A. N. Analysis of fluid flow and heat transfer in a rib grit roughened surface solar air heater using CFD. **Solar Energy**, v. 84, n. 3, p. 409-417, 2010.
- KOLÁR, V., 1965. Heat transfer in turbulent flow of fluids through smooth and rough tubes. **Int. J. Heat Mass Transfer**, 8, 639–653.
- KUMAR, Anil; KIM, Man-Hoe. Heat transfer and fluid flow characteristics in air duct with various V-pattern rib roughness on the heated plate: A comparative study. **Energy**, v. 103, p. 75-85, 2016.
- KUMAR, A., SAINI, R. P., SAINI, J. S., Development of correlations for Nusselt number and friction factor for solar air heater with roughened duct having multi v-shaped with gap rib as artificial roughness. **Renewable energy**, v. 58, p. 151-163, 2013.
- KUTATELADZE, S. S., On the transition to film boiling under natural convection. **Kotloturbostroenie**, No. 3. 1948.
- LI, Z.X., DU, D.X., GUO, Z.Y., Experimental study on flow characteristics of liquid in circular microtubes, **Microscale Thermophys. Eng.** 7 (2003) 253–265.
- LIENHARD, J. H., DHIR, V. K., Extended hydrodynamic theory of the peak and minimum pool boiling heat fluxes. **NASA CR-2270**, 1973.
- LO, Y. H., LIU, Y. H., Heat transfer of impinging jet arrays onto half-smooth, half-rough target surfaces. **Applied Thermal Engineering**, v. 128, p. 79-91, 2018.
- LUKE, A., 1997. Pool boiling heat transfer from horizontal tubes with different surface roughness. **Int. J. Refrig.** 20 (8), 561–574.
- MASCARENHAS, N., MUDAWAR, I., 2010. Analytical and computational methodology for modeling spray quenching of solid alloy cylinders. **Int. J. Heat Mass Transfer**, 53, 5871–5883.

MORGAN, V. T. The Overall Convective Heat Transfer from Smooth Circular Cylinders. 1975. p. 199–264.

MOZUMDER, A.K., MONDE, M., WOODFIELD, P.L., ISLAM, M.A., 2006. Maximum heat flux in relation to quenching of a high temperature with liquid jet impingement. **Int. J. Heat Mass Transfer**, 49, 2877–2888.

NIKURADSE, J., Laws of flow in rough pipes. **Washington: National Advisory Committee for Aeronautics**, 1950.

NOBARI, A.H. Mechanistic jet impingement model for cooling of hot steel plates. **The university of british columbia**. Vancouver, 2014.

PELEVIĆ, N.; VAN DER MEER, Th H. Heat transfer and pressure drop in microchannels with random roughness. **International journal of thermal sciences**, v. 99, p. 125-135, 2016.

PRABHU, K. N., FERNANDES, P., Effect of surface roughness on metal/quenchant interfacial heat transfer and evolution of microstructure. **Materials & Design**, v. 28, n. 2, p. 544-550, 2007.

QU, W.L., MALA, G.M., LI, D.Q., Heat transfer for water flow in trapezoidal silicone microchannels, **Int. J. Heat Mass Transfer**, 43 (2000) 3925–3936.

ROHSENOW, W. M., A method for correlating heat transfer data for surface boiling of liquids. **Trans. ASME**, v. 74, p. 969-976, 1952.

SAGAR, P., TEOTIA, P., SHALOT A. D., THAKUR, H. C., Heat transfer analysis and optimization of engine fins of varying surface roughness. **Materials Today: Proceedings**, v. 4, n. 8, p. 8565-8570, 2017.

SHEN, S., XU, J.L., ZHOU, J.J., CHEN, Y., Flow and heat transfer in microchannels with rough wall surface, **Energy Convers. Manage.** 47 (2006) 1311–1325.

SHERIFF, N., GUMLEY, P., 1966. Heat transfer and friction properties of surface with discrete roughness. **Int. J. Heat Mass Transfer**, 9, 1297–1320.

SINGH, S., SINGH, B., HANS, V.S., GILL, R.S., CFD (computational fluid dynamics) investigation on Nusselt number and friction factor of solar air heater duct roughened with non-uniform cross-section transverse rib. **Energy**, 2015; 84:509 e 17.

SOBHAN, C.B., GARIMELLA, S.V., A comparative analysis of studies on heat transfer and fluid flow in microchannels, **Microscale Thermophys. Eng.** 5 (2001) 293–311.

TOTTEN, G.E., BATES, C.E., CLINTON, N.A. 1993 Handbook of Quenching and Quenching Technology, **ASM International, Materials Park**, OH, USA, pp.1-160

WANG, G.D., HAO, L., CHENG, P., An experimental and numerical study of forced convection in a microchannel with negligible axial heat conduction, **Int. J. Heat Mass Transfer**, 52 (2009) 1070–1074.

WANG, H.M., YU, W., CAI, Q.W., 2012. Experimental study of heat transfer coefficient on hot steel plate during water jet impingement cooling. **J. Mater. Process. Technol.** 212, 1825–1831.

WU, H.Y., CHENG, P., An experimental study of convective heat transfer in silicone microchannels with different surface conditions, **Int. J. Heat Mass Transfer** 46 (2003) 2547–2556.

YADAV, A.S., BHAGORIA, J.L., A numerical investigation of square sectioned transverse rib roughened solar air heater. **Int J Therm Sci**, 2014;79:111 e3.

YADAV, S., KAUSHAL, M., VARUN, SIDDARTHA. Nusselt number and friction factor correlations for solar air heater duct having protrusions as roughness elements on absorber plate. **Exp Therm fluid Sci**, 2013; 44:34 e 41.

YAN, W.M., LIU, H.C., SOONG, C.Y., YANG, W.J., Experimental study of impinging heat transfer along rib-roughened walls by using transient liquid Crystal technique, **Int. J. Heat Mass Transf.** 48 (2005) 2420–2428.

YUN, Rin; HEO, Jaeheok; KIM, Yongchan. Effects of surface roughness and tube materials on the filmwise condensation heat transfer coefficient at low heat transfer rates. **International communications in heat and mass transfer**, v. 33, n. 4, p. 445-450, 2006.

ZACHÁR, A., Analysis of coiled-tube heat exchangers to improve heat transfer rate with spirally corrugated wall, **Int. J. Heat Mass Transfer**, 53 (19) (2010) 3928–3939.

ZHANG, Chengbin; CHEN, Yongping; SHI, Mingheng. Effects of roughness elements on laminar flow and heat transfer in microchannels. **Chemical Engineering and Processing: Process Intensification**, v. 49, n. 11, p. 1188-1192, 2010.

ZHANG, L., XU, R., LI, L., ZHU, B., LIU, X., BU, X. Influence of pressure and surface roughness on the heat transfer efficiency during water spray quenching of 6082 aluminum alloy. **Journal of Materials Processing Technology**, v. 214, n. 12, p. 2877-2883, 2014.

ZHANG, L.Q., LI, L.X., 2013. Determination of heat transfer coefficients at metal/chill interface in the casting solidification process. **Heat Mass Transfer**, 49, 1071–1080.

ZUBER, N., On the stability of boiling heat transfer. **Trans. ASME**, Vol 80, 1958. 711-720

APÊNDICE I: DETERMINAÇÃO DA INCERTEZA DAS VARIÁVEIS CALCULADAS.

O coeficiente de transferência de calor é calculado de acordo com a equação 43

$$h = \frac{Q}{S (\Delta T)} \quad (43)$$

Assim de acordo com a equação 30, pode-se obter a incerteza de medição do coeficiente de transferência de calor por meio da equação 44, a seguir:

$$\left(\frac{u(h)}{h}\right)^2 = \left(\frac{u(Q)}{Q}\right)^2 + \left(\frac{u(S)}{S}\right)^2 + \left(\frac{u(\Delta T)}{\Delta T}\right)^2 \quad (44)$$

Desta forma, a incerteza de medição do coeficiente de transferência de calor é dependente da incerteza das medições de potência, de área superficial e de delta de temperatura. O procedimento de cálculo dessas incertezas é mostrado a seguir.

i) Incerteza na medição da Potência

A potência de aquecimento dos resistores é calculada de acordo com a tensão e corrente elétricas atuantes no sistema, equação 45:

$$Q = V i \quad (45)$$

Assim, segundo a equação 30, pode-se obter a incerteza de medição da potência por meio da equação 46, a seguir:

$$\left(\frac{u(Q)}{Q}\right)^2 = \left(\frac{u(V)}{V}\right)^2 + \left(\frac{u(i)}{i}\right)^2 \quad (46)$$

ii) Incerteza na medição da área superficial

A área superficial externa do tubo de ensaio é calculada de acordo com o raio externo e o comprimento deste, equação 47:

$$S = 2 \pi r l \quad (47)$$

Como o raio e o comprimento são medidas dependentes, o cálculo da incerteza da medição da área da superfície externa se dá pela equação 48:

$$\frac{u(S)}{S} = \frac{u(r)}{r} + \frac{u(l)}{l} \quad (48)$$

iii) Incerteza na medição da variação de temperatura

A variação de temperatura é calculada de acordo com a temperatura da superfície e da água, conforme equação 49:

$$\Delta T = T_S - T_W \quad (49)$$

Aplicando-se a equação 30, temos que a incerteza desta variável é:

$$u(\Delta T)^2 = \left(\frac{\partial \Delta T}{\partial T_S}\right)^2 u(T_S)^2 + \left(\frac{\partial \Delta T}{\partial T_W}\right)^2 u(T_W)^2 \quad (50)$$

$$u(\Delta T)^2 = 1 u(T_S)^2 + 1 u(T_W)^2 \quad (51)$$

$$u(\Delta T) = \sqrt{u(T_S)^2 + u(T_W)^2} \quad (52)$$

Desta forma, a incerteza na medição da variação de temperatura é dependente da incerteza da temperatura na superfície e da incerteza da medição da temperatura da água. A temperatura da água é medida durante os ensaios, a incerteza de sua medição é disponibilizada pelo fabricante do termopar.

Já a temperatura da superfície externa do tubo é obtida pela equação 53:

$$T_S(r) = \frac{(T_1 - T_2) \ln \frac{r}{r_2}}{\ln \frac{r_1}{r_2}} + T_2 \quad (53)$$

Esta incerteza deve ser calculada e o seu procedimento de cálculo é disposto a seguir:

$$A = T_1 - T_2 \quad (54)$$

$$u(A)^2 = \left(\frac{\partial A}{\partial T_1}\right)^2 u(T_1)^2 + \left(\frac{\partial A}{\partial T_2}\right)^2 u(T_2)^2 \quad (55)$$

$$u(A)^2 = 1 u(T_1)^2 + 1 u(T_2)^2 \quad (56)$$

$$u(A)^2 = u(T_1)^2 + u(T_2)^2 \quad (57)$$

$$u(A) = \sqrt{u(T_1)^2 + u(T_2)^2} \quad (58)$$

$$B = \frac{A \ln \frac{r}{r_2}}{\ln \frac{r_1}{r_2}} \quad (59)$$

$$u(B)^2 = \left(\frac{\partial B}{\partial A}\right)^2 u(A)^2 + \left(\frac{\partial B}{\partial r_1}\right)^2 u(r_1)^2 + \left(\frac{\partial B}{\partial r_2}\right)^2 u(r_2)^2 + \left(\frac{\partial B}{\partial r}\right)^2 u(r)^2 \quad (60)$$

$$\frac{\partial B}{\partial A} = \frac{\ln \frac{r}{r_2}}{\ln \frac{r_1}{r_2}} \quad (61)$$

$$\frac{\partial B}{\partial r_1} = -\frac{A \ln \frac{r}{r_2}}{r_1 \left(\ln \frac{r_1}{r_2}\right)^2} \quad (62)$$

$$\frac{\partial B}{\partial r_2} = \frac{A \left(\ln \frac{r}{r_2} - \ln \frac{r_1}{r_2}\right)}{r_2 \left(\ln \frac{r_1}{r_2}\right)^2} \quad (63)$$

$$\frac{\partial B}{\partial r} = \frac{A}{r \left(\ln \frac{r_1}{r_2}\right)} \quad (64)$$

$$\begin{aligned} u(B)^2 = & \left(\frac{\ln \frac{r}{r_2}}{\ln \frac{r_1}{r_2}}\right)^2 (u(T_1)^2 + u(T_2)^2) + \left(-\frac{A \ln \frac{r}{r_2}}{r_1 \left(\ln \frac{r_1}{r_2}\right)^2}\right)^2 u(r_1)^2 + \\ & \left(\frac{A \left(\ln \frac{r}{r_2} - \ln \frac{r_1}{r_2}\right)}{r_2 \left(\ln \frac{r_1}{r_2}\right)^2}\right)^2 u(r_2)^2 + \left(\frac{A}{r \left(\ln \frac{r_1}{r_2}\right)}\right)^2 u(r)^2 \end{aligned} \quad (65)$$

$$T_S(r) = B + T_2 \quad (66)$$

$$u(T_S)^2 = \left(\frac{\partial T_S}{\partial B}\right)^2 u(B)^2 + \left(\frac{\partial T_S}{\partial T_2}\right)^2 u(T_2)^2 \quad (67)$$

$$u(T_S)^2 = 1 u(B)^2 + 1 u(T_2)^2 \quad (68)$$

$$u(T_S)^2 = u(B)^2 + u(T_2)^2 \quad (69)$$

$$u(T_S) = \sqrt{u(B)^2 + u(T_2)^2} \quad (70)$$

$$u(T_S) = \sqrt{\left(\left(\frac{\ln \frac{r}{r_2}}{\ln \frac{r_1}{r_2}} \right)^2 (u(T_1)^2 + u(T_2)^2) + \left(-\frac{A \ln \frac{r}{r_2}}{r_1 \left(\ln \frac{r_1}{r_2} \right)^2} \right)^2 u(r_1)^2 \right.} + u(T_2)^2 \quad (71)$$

$$\left. + \left(\frac{A \left(\ln \frac{r}{r_2} - \ln \frac{r_1}{r_2} \right)}{r_2 \left(\ln \frac{r_1}{r_2} \right)^2} \right)^2 u(r_2)^2 + \left(\frac{A}{r \left(\ln \frac{r_1}{r_2} \right)} \right)^2 u(r)^2 \right)$$

APÊNDICE II: MEDIDAS DE RUGOSIDADE SUPERFICIAL DO TUBO

As tabelas a seguir apresentam os dados de rugosidade média (R_a) do tubo de ensaio, depois do procedimento de análise de outliers (dados eu estão fora da curva).

Tabela 10 – Rugosidade Testes 10 rpm

Teste 1 - 10 rpm

Medição	Ra (μm)
A1	5,50
A2	10,70
A3	12,10
A4	13,60
A5	14,60
A6	9,80
A7	6,50
A8	9,10
A9	10,30
A10	7,40
B1	14,00
B2	12,10
B3	15,60
B4	18,90
B5	14,90
B6	11,20
B7	12,60
B8	7,50
B9	12,20
B10	11,10
C1	15,30
C2	11,80
C3	11,10
C4	9,30
C5	9,50
C6	11,20
C7	9,50
C8	11,30
C9	8,90
C10	10,20
D1	18,50
D2	16,30
D3	14,90
D4	13,80
D5	7,00
D6	12,10
D7	11,30
D8	12,40
D9	9,80
D10	12,00

Número de medições	40
Média das indicações	11,65
Desvio padrão	3,04
Graus de liberdade	39
Probabilidade	95%
Coefficiente t-student	2,02
Repetitividade	6,14
Resultado da Medição	11,64 \pm 0,97

Teste 2 - 10 rpm

Medição	Ra (μm)
A1	20,10
A2	14,60
A3	9,80
A4	13,10
A5	10,70
A6	11,10
A7	13,50
A8	9,80
A9	12,00
A10	12,90
B1	21,00
B2	12,10
B3	12,60
B4	23,30
B5	11,20
B6	16,20
B7	18,00
B8	10,20
B9	13,10
B10	12,90
C1	15,50
C2	9,10
C3	18,40
C4	17,90
C5	16,30
C6	16,00
C7	15,50
C8	11,70
C9	9,60
C10	12,00
D1	12,20
D2	17,60
D3	14,30
D4	14,40
D5	12,20
D6	12,40
D7	18,40
D8	12,30
D9	13,80
D10	12,90

Número de medições	40
Média das indicações	14,02
Desvio padrão	3,33
Graus de liberdade	39
Probabilidade	95%
Coefficiente t-student	2,02
Repetitividade	6,73
Resultado da Medição	14,01 \pm 1,06

Teste 3 - 10 rpm

Medição	Ra (μm)
A1	13,70
A2	11,60
A3	15,70
A4	13,90
A5	17,60
A6	12,60
A7	16,20
A8	12,00
A9	12,20
A10	10,00
B1	17,10
B2	22,80
B3	13,40
B4	13,50
B5	11,50
B6	14,30
B7	12,10
B8	12,30
B9	20,10
B10	16,60
C1	14,80
C2	11,70
C3	9,60
C4	11,10
C5	11,00
C6	9,60
C7	13,90
C8	13,10
C9	10,60
C10	9,80
D1	16,80
D2	14,90
D3	15,90
D4	15,00
D5	14,80
D6	17,90
D7	15,40
D8	14,00
D9	14,80
D10	15,20

Número de medições	40
Média das indicações	13,98
Desvio padrão	2,87
Graus de liberdade	39
Probabilidade	95%
Coefficiente t-student	2,02
Repetitividade	5,81
Resultado da Medição	13,97 \pm 0,91

Fonte: Elaborado pela autora.

Tabela 11 – Rugosidade Testes 30 rpm

Teste 1 - 30 rpm

Medição	Ra (μm)
A1	19,20
A2	14,20
A3	13,50
A4	11,80
A5	10,30
A7	15,40
A8	16,10
A10	11,80
B1	18,80
B2	16,50
B3	13,10
B4	16,90
B5	13,40
B6	9,80
B8	12,50
B9	12,90
C2	10,90
C3	14,90
C4	13,10
C5	15,40
C7	11,20
C8	15,30
C9	10,00
C10	12,30
D1	11,40
D2	13,10
D4	11,80
D5	14,70
D7	11,90
D8	18,20

Teste 2 - 30 rpm

Medição	Ra (μm)
A1	13,80
A2	9,90
A3	11,20
A4	14,50
A5	16,60
A7	14,80
A8	14,60
A9	10,90
A10	14,40
A11	13,90
A13	15,50
B1	19,80
B2	16,10
B3	14,80
B4	13,40
B5	14,30
B6	14,30
B7	11,20
B8	12,10
B9	12,70
C1	13,90
C2	11,60
C3	8,90
C4	10,00
C5	11,60
C6	14,10
C7	11,10
C8	8,20
C9	14,40
C10	13,00
D2	11,10
D3	15,90
D4	11,50
D5	9,30
D6	13,20
D7	9,10

Teste 3 - 30 rpm

Medição	Ra (μm)
A1	10,20
A2	13,70
A3	13,70
A4	9,80
A5	14,90
A6	11,20
A7	11,80
A8	12,70
A9	18,50
A10	16,60
B1	12,80
B2	13,80
B3	15,40
B4	10,90
B5	10,00
B7	17,00
B9	12,10
B10	12,10
C1	16,00
C2	11,50
C3	13,40
C4	12,70
C5	8,10
C6	12,80
C7	9,20
C8	14,80
C9	12,70
D1	9,30
D2	14,70
D3	10,80
D4	9,00
D5	15,10
D6	12,30
D7	12,80
D8	11,70
D10	16,90

Número de medições	30
Média das indicações	13,68
Desvio padrão	2,56
Graus de liberdade	29
Probabilidade	95%
Coefficiente t-student	2,05
Repetitividade	5,24
Resultado da Medição	13,68 \pm 0,95

Número de medições	36
Média das indicações	12,94
Desvio padrão	2,50
Graus de liberdade	35
Probabilidade	95%
Coefficiente t-student	2,03
Repetitividade	5,07
Resultado da Medição	12,93 \pm 0,84

Número de medições	36
Média das indicações	12,81
Desvio padrão	2,50
Graus de liberdade	35
Probabilidade	95%
Coefficiente t-student	2,03
Repetitividade	5,08
Resultado da Medição	12,8 \pm 0,84

Fonte: Elaborado pela autora.

Tabela 12 – Rugosidade Testes 50 rpm

Teste 1 - 50 rpm

Medição	Ra (μm)
A1	11,80
A2	12,00
A3	11,60
A4	15,00
A5	14,60
A6	15,70
B1	12,50
B2	14,60
B3	12,80
B4	6,30
B5	13,60
B6	10,90
C1	10,30
C2	15,80
C3	8,40
C4	13,50
C5	11,00
C6	12,40
D1	18,70
D2	13,60
D3	6,00
D4	14,50
D5	18,10
D6	10,10

Teste 2 - 50 rpm

Medição	Ra (μm)
A1	9,60
A2	10,40
A3	12,00
A4	16,30
A5	14,40
A6	13,50
A7	10,20
A9	15,00
A10	17,20
B1	17,50
B2	11,10
B3	14,20
B4	14,10
B5	18,00
B7	14,30
B8	8,70
B9	12,50
B10	13,60
C1	10,50
C2	11,30
C3	15,60
C4	11,50
C5	12,50
C6	11,10
C7	13,30
C8	14,80
C9	13,40
C10	16,60
D1	10,40
D2	11,90
D3	13,20
D4	15,50
D5	13,60
D6	10,40
D7	11,30
D8	13,60
D9	9,80
D10	16,00

Teste 3 - 50 rpm

Medição	Ra (μm)
A1	11,60
A2	17,20
A3	9,10
A4	10,90
A5	9,80
A6	14,60
A7	13,10
A8	8,60
A9	17,20
B1	12,70
B2	13,40
B3	8,60
B4	19,10
B5	15,90
B6	18,70
B7	9,80
B8	15,10
B9	12,50
B10	11,20
C1	16,10
C2	7,70
C3	10,30
C4	13,30
C5	13,90
C6	14,40
C7	9,40
C8	9,80
C9	12,00
C10	12,90
D1	11,70
D2	9,50
D3	10,60
D4	11,20
D5	10,80
D6	11,60
D7	9,90
D8	12,80
D9	12,20
D10	9,30

Número de medições	24
Média das indicações	12,66
Desvio padrão	3,14
Graus de liberdade	23
Probabilidade	95%
Coefficiente t-student	2,07
Repetitividade	6,50
Resultado da Medição	12,65 \pm 1,32

Número de medições	38
Média das indicações	13,13
Desvio padrão	2,42
Graus de liberdade	37
Probabilidade	95%
Coefficiente t-student	2,03
Repetitividade	4,89
Resultado da Medição	13,12 \pm 0,79

Número de medições	39
Média das indicações	12,27
Desvio padrão	2,86
Graus de liberdade	38
Probabilidade	95%
Coefficiente t-student	2,02
Repetitividade	5,78
Resultado da Medição	12,26 \pm 0,92

Fonte: Elaborado pela autora.

Tabela 13 – Rugosidade Testes 60 rpm

Teste 1 - 60 rpm

Medição	Ra (μm)
A1	11,80
A2	12,00
A3	11,60
A4	15,00
A5	14,60
A6	15,70
B1	12,50
B2	14,60
B3	12,80
B4	6,30
B5	13,60
B6	10,90
C1	10,30
C2	15,80
C3	8,40
C4	13,50
C5	11,00
C6	12,40
D1	18,70
D2	13,60
D3	6,00
D4	14,50
D5	18,10
D6	10,10

Teste 2 - 60 rpm

Medição	Ra (μm)
A1	14,20
A2	12,50
A3	16,90
A4	7,30
A5	11,80
A6	15,70
A7	14,40
A8	9,80
A9	8,30
A10	18,30
B1	13,20
B3	9,40
B4	14,20
B5	11,70
B6	11,20
B7	13,00
B8	14,00
B9	12,10
B10	8,50
C2	14,30
C3	15,50
C4	14,80
C5	14,90
C7	12,70
C8	12,90
C9	16,70
C10	11,50
D1	7,80
D2	9,30
D3	11,50
D4	10,90
D5	9,70
D6	16,00
D7	17,10
D9	9,10
D10	9,30

Teste 3 - 60 rpm

Medição	Ra (μm)
A1	11,60
A2	17,20
A3	9,10
A4	10,90
A5	9,80
A6	14,60
A7	13,10
A8	8,60
A9	17,20
B1	12,70
B2	13,40
B3	8,60
B4	19,10
B5	15,90
B6	18,70
B7	9,80
B8	15,10
B9	12,50
B10	11,20
C1	16,10
C2	7,70
C3	10,30
C4	13,30
C5	13,90
C6	14,40
C7	9,40
C8	9,80
C9	12,00
C10	12,90
D1	11,70
D2	9,50
D3	10,60
D4	11,20
D5	10,80
D6	11,60
D7	9,90
D8	12,80
D9	12,20
D10	9,30

Número de medições	24
Média das indicações	12,66
Desvio padrão	3,14
Graus de liberdade	23
Probabilidade	95%
Coefficiente t-student	2,07
Repetitividade	6,50
Resultado da Medição	12,65 \pm 1,32

Número de medições	36
Média das indicações	12,51
Desvio padrão	2,91
Graus de liberdade	35
Probabilidade	95%
Coefficiente t-student	2,03
Repetitividade	5,92
Resultado da Medição	12,51 \pm 0,98

Número de medições	39
Média das indicações	12,27
Desvio padrão	2,86
Graus de liberdade	38
Probabilidade	95%
Coefficiente t-student	2,02
Repetitividade	5,78
Resultado da Medição	12,26 \pm 0,92

Fonte: Elaborado pela autora.

APÊNDICE III: RESULTADOS DOS TESTES

Tabela 14 – Resultados dos testes com velocidade de rotação igual a 10 rpm

Teste	h (W/m ² °C)	%	Power (W)	RPM	Centro (°C)	Avg. surface (°C)	Water (°C)	A_interno	A_externo	B_interno	B_externo	C_interno	C_externo	D_interno	D_externo
T e s t e 1	2060	35	15092	10	189	90	25	97	92	99	92	100	93	94	87
	2467	45	19332	10	210	95	26	104	97	107	98	106	98	102	94
	2755	53	22491	10	224	98	25	108	100	111	101	109	100	107	96
	3024	60	25417	10	238	101	26	111	102	116	104	113	103	111	100
	3369	69	29505	10	259	104	26	116	105	122	108	118	106	115	103
T e s t e 2	2136	37	15668	10	192	90	24	98	92	98	90	101	94	93	87
	2576	47	20226	10	213	95	25	105	98	105	96	107	98	100	92
	2869	55	23561	10	227	98	25	109	101	111	101	111	102	105	96
	3131	62	26639	10	242	101	25	112	103	117	104	115	105	110	99
	3447	71	30431	10	261	105	26	117	106	123	108	121	108	115	102
T e s t e 3	2172	37	15863	10	194	89	24	98	92	98	91	100	93	91	86
	2556	47	20131	10	214	95	25	105	98	106	96	106	98	100	92
	2873	55	23587	10	230	98	25	109	101	113	101	111	101	107	96
	3131	62	26572	10	244	101	25	112	103	118	104	115	105	112	99
	3419	71	30357	10	262	105	26	117	107	124	109	121	110	117	103

Fonte: Elaborado pela autora.

Tabela 15 - Resultados dos testes com velocidade de rotação igual a 30 rpm

Teste	h (W/m ² °C)	%	Power (W)	RPM	Centro (°C)	Avg. surface (°C)	Water (°C)	A_interno	A_externo	B_interno	B_externo	C_interno	C_externo	D_interno	D_externo
T e s t e 1	3167	55	23584	30	225	91	24	101	92	106	95	103	92	98	90
	3298	60	25712	30	237	94	25	106	96	111	99	108	97	104	93
	3414	65	27800	30	248	98	26	110	100	116	103	113	101	109	97
	3479	70	29843	30	257	101	25	113	102	120	105	116	104	112	100
	3595	75	31878	30	269	104	25	117	106	125	109	121	107	116	103
	3721	80	33984	30	282	107	26	121	109	129	112	125	110	120	106
	3803	85	36113	30	292	109	25	124	111	132	114	128	113	123	109
	3945	90	38466	30	305	112	25	128	114	137	117	132	116	126	112
T e s t e 2	2890	50	21148	30	217	90	25	101	93	103	93	103	93	96	87
	3080	57	24210	30	232	95	25	106	97	111	98	109	98	103	93
	3190	61	25838	30	240	98	26	109	100	114	101	112	101	106	96
	3245	65	27849	30	253	101	25	113	103	120	105	116	104	110	99
	3385	70	30033	30	263	104	25	117	106	124	109	121	108	114	102
	3458	75	31535	30	273	107	26	120	109	128	112	124	111	118	105
	3595	81	34115	30	284	109	25	124	111	132	114	127	113	122	108
	3740	86	36166	30	294	112	25	127	113	135	116	130	115	124	110
T e s t e 3	2862	50	21396	30	219	91	24	101	93	106	94	103	94	96	87
	3063	57	24560	30	234	96	24	107	98	113	100	109	99	104	92
	3134	61	26234	30	244	99	25	112	102	118	104	114	103	109	96
	3242	65	27782	30	251	102	25	114	104	121	106	116	105	112	98
	3377	70	29826	30	262	104	26	118	107	125	109	120	107	116	102
	3476	75	31688	30	273	107	26	121	109	129	112	124	111	120	106
	3592	81	34159	30	284	109	24	124	111	132	114	127	113	122	108
	3744	86	36349	30	296	112	25	128	114	136	116	130	115	126	111

Fonte: Elaborado pela autora.

Tabela 16 - Resultados dos testes com velocidade de rotação igual a 50 rpm

Teste	h (W/m ² °C)	%	Power (W)	RPM	Centro (°C)	Avg. surface (°C)	Water (°C)	A_interno	A_externo	B_interno	B_externo	C_interno	C_externo	D_interno	D_externo
T e s t e 1	3797	65	27453	50	239	89	24	100	90	106	92	104	92	97	88
	3877	70	29492	50	251	93	26	105	94	112	97	110	97	104	92
	3973	75	31675	50	263	97	26	110	98	118	101	115	101	109	96
	4011	80	33924	50	276	100	25	114	102	123	105	119	104	112	98
	4103	85	36112	50	288	104	25	119	106	128	109	124	108	117	102
	4201	90	38428	50	299	106	25	123	109	132	112	128	111	120	104
	4091	95	38490	50	309	109	25	126	111	135	114	131	113	123	107
T e s t e 2	3798	65	27485	50	242	89	24	99	90	108	93	104	92	97	87
	3922	70	29571	50	254	92	25	105	93	114	98	110	96	103	91
	4006	75	31389	50	262	96	26	109	97	118	101	114	100	107	93
	4072	80	34178	50	277	99	25	114	101	124	106	119	104	112	97
	4165	85	36293	50	289	103	25	119	105	129	109	123	108	116	100
	4153	90	37602	50	293	105	25	121	107	131	111	125	109	118	103
	4223	95	39669	50	308	109	25	126	111	136	114	130	113	123	107
T e s t e 3	3445	60	25341	50	237	90	25	103	92	110	96	107	94	96	86
	3600	65	27283	50	245	93	25	106	95	114	99	110	96	100	89
	3657	70	29029	50	256	96	25	110	98	120	103	114	99	105	92
	3783	75	31302	50	268	99	26	115	101	125	107	119	103	110	96
	3805	80	33608	50	281	103	24	119	105	130	111	124	108	115	98
	3903	85	35482	50	289	106	25	123	109	133	113	127	111	119	101
	4022	90	37576	50	301	109	26	126	112	137	116	130	114	122	104

Fonte: Elaborado pela autora.

Tabela 17 - Resultados dos testes com velocidade de rotação igual a 60 rpm

Teste	h (W/m ² °C)	%	Power (W)	RPM	Centro (°C)	Avg. surface (°C)	Water (°C)	A_interno	A_externo	B_interno	B_externo	C_interno	C_externo	D_interno	D_externo
T e s t e 1	4157	70	30093	60	249	90	26	101	91	109	94	107	95	101	88
	4204	75	32099	60	262	94	26	107	95	115	98	112	99	106	92
	4250	80	34006	60	272	97	25	110	98	119	101	116	102	109	94
	4338	85	36128	60	284	100	26	115	102	124	105	121	105	113	98
	4350	90	38328	60	297	104	25	120	106	130	109	126	109	118	101
	4428	95	40582	60	311	107	25	125	110	134	113	130	113	122	105
T e s t e 2	4043	70	30151	60	254	91	25	103	92	112	95	108	95	100	89
	4109	75	31644	60	262	94	25	107	95	116	99	112	98	104	92
	4200	80	33888	60	275	98	26	112	100	122	103	117	102	109	95
	4215	85	36044	60	288	102	25	117	104	127	107	122	106	115	99
	4345	90	38264	60	298	104	26	121	107	131	110	125	109	119	102
	4314	95	40016	60	310	108	25	125	110	135	113	129	112	123	106
T e s t e 3	3734	65	27140	60	240	90	25	102	92	110	95	106	94	97	85
	3817	70	29151	60	252	94	26	107	96	117	100	112	98	104	89
	3863	75	31396	60	265	97	25	112	98	122	104	117	102	109	93
	3948	80	33273	60	276	100	25	117	102	127	108	121	105	113	96
	4010	85	35480	60	288	104	25	121	106	131	112	125	109	117	98
	4144	90	37657	60	300	107	26	125	110	135	114	129	112	121	101

Fonte: Elaborado pela autora.

APÊNDICE IV: MODELO EES

"

Nome: Curva de Nusselt para a Têmpera de tubo

Autor(a): Fernanda da Silva Machado

Solicitante: Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica - Sistemas Térmicos - Profº Felipe Arrieta

Versão: 1.1

Naturera: Transferência de Calor

Observações:

Acrescentou-se nessa versão os calculos de Nussel para convecção forçada, natural e mista para intuito de comparação

i:[1-27] --> 0 rpm

i:[28-54] --> 10 rpm

i:[55-80] --> 30 rpm [55,63;9][64,72;9][73,80;8]

i:[81-101] --> 50 rpm [81,87;7][88,94;7][95,101;7]

i:[102-119] --> 60 rpm [102,107;6][108,113;6]

"

"

Descrição das Variáveis

Time - Dia em que o ensaio foi realizado [DD/MM/YY]

HCT - Coeficiente de Transferência de Calor [W/(m².°C)]

Power - Energia fornecida ao sistema durante os ensaios [W]

rot - rotação do tubo durante os ensaios [rpm]

T_c - Temperatura do centro do tubo durante os ensaios [°C]

T_sup - Temperatura da superfície do tubo durante os ensaios [°C]

T_a - Temperatura da água durante os ensaios [°C]

T_filme - Média entre a temperatura da superfície e a temperatura da água [°C]

R_a - Rugosidade média do tubo [10⁻⁶m]

D_e - Diâmetro externo do corpo de prova [m]

L - Comprimento do corpo de prova [m]

P_atm - Pressão atmosférica em Belo Horizonte [kPa]

vel - Velocidade de rotação do tubo [m/s]

alpha - Difusividade térmica [m²/s]

beta - Coeficiente de expansão térmica [1/K]

mu - Viscosidade dinâmica [kg/s.m]

nu - Viscosidade cinemática [m²/s]

rho - Densidade [kg/m³]

k - Condutividade Térmica [W/m.k]

Re - Parâmetro adimensional Reynolds

Pr - Parâmetro adimensional Prandtl

Gr - Parâmetro adimensional Grashof

Ra - Parâmetro adimensional Rayleigh

C - Constante multiplicativa na equação de Nusselt para convecção forçada Tulio

C_b - Constante multiplicativa na equação de Nusselt para convecção forçada Becker

C_m - Constante multiplicativa na equação de Nusselt para convecção natural Morgan

m - Constante expoente do Reynolds na equação de Nusselt para convecção forçada Tulio

m_b - Constante expoente do Reynolds na equação de Nusselt para convecção forçada Becker

n - Constante expoente do Prandtl na equação de Nusselt para convecção forçada Tulio

n_b - Constante expoente do Prandtl na equação de Nusselt para convecção forçada Becker

n_m - Constante expoente do Rayleigh na equação de Nusselt para convecção natural Morgan

Nusselt_teste - Parâmetro adimensional Nusselt calculado pela dados experimentais [h.D/k]

Nusselt_nat_morgan -Parâmetro adimensional Nusselt para convecção natural calculado pela equação proposta por Morgan

Nusselt_nat_chur - Parâmetro adimensional Nusselt para convecção natural calculado pela equação proposta por Churchill e Chu

Nusselt_for_bec - Parâmetro adimensional Nusselt para convecção forçada calculado pela equação proposta por Becker

Nusselt_for_tul - Parâmetro adimensional Nusselt para convecção forçada calculado pela equação proposta por Tulio

Nusselt_mis_MT - Parâmetro adimensional Nusselt para convecção mista (Combinação Morgan e Tulio)

Nusselt_mis_MB - Parâmetro adimensional Nusselt para convecção mista (Combinação Morgan e Becker)

Nusselt_mis_CT - Parâmetro adimensional Nusselt para convecção mista (Combinação Churchill e Chu e Tulio)

Nusselt_mis_CB - Parâmetro adimensional Nusselt para convecção mista (Combinação Churchill e Chu e Becker)

Nusselt_mis_T - Parâmetro adimensional Nusselt para convecção mista (Tulio)

x - Variável para testar se a convecção é natural, forçada ou mista

i - Variável contadora

"

"Inicialização das Variáveis contidas na Lookup Table"

Duplicate i=1;119

HCT[i]=lookup('Dados';i;'HCT')

Power[i]=lookup('Dados';i;'Power')

rot[i]=lookup('Dados';i;'rot')

T_c[i]=lookup('Dados';i;'T_c')

T_sup[i]=lookup('Dados';i;'T_sup')

T_a[i]=lookup('Dados';i;'T_a')

R_a[i]=lookup('Dados';i;'R_a')

End DUPLICATE

"Conversão de rpm em m/s"

Duplicate i=1;119

vel[i]=rot[i]*((pi#*D_e)/60)

End DUPLICATE

"Dados do corpo de prova"

"Material: Aço"

D_e= 0,17788

L=0,2

"Dados sobre o ambiente"

P_atm=91,61

"Determinação das Propriedades Termodinâmicas do fluido

Obs: As propriedades foram determinadas na temperatura de filme"

Duplicate i=1;119

T_filme[i]=(T_a[i]+T_sup[i])/2

rho[i]=density(Water;T=T_filme[i];P=P_atm)

mu[i]=viscosity(Water;T=T_filme[i];P=P_atm)

nu[i]=kinematicviscosity(Water;T=T_filme[i];P=P_atm)

alpha[i]=thermaldiffusivity(Water;T=T_filme[i];P=P_atm)

k[i]=conductivity(Water;T=T_filme[i];P=P_atm)

beta[i]=volexpcoef(Water;T=T_filme[i];P=P_atm)

End Duplicate

"CÁLCULO DOS PARÂMETROS ADIMENSIONAIS"

"Convecção Forçada"

Duplicate i=1;119

$Re[i] = (\rho[i] \cdot vel[i] \cdot D_e) / \mu[i]$
 $Pr[i] = \text{prandtl}(\text{Water}; T = T_{\text{filme}}[i]; P = P_{\text{atm}})$

End Duplicate

"Convecção Natural"

Duplicate i=1;119

$Gr[i] = (g \cdot \beta[i] \cdot (T_{\text{sup}}[i] - T_a[i]) \cdot (D_e^3)) / (\nu[i]^2)$
 $Ra[i] = Gr[i] \cdot Pr[i]$

End Duplicate

"Cálculo de Nusselt experimental"

Duplicate i=1;119

$Nusselt_{\text{teste}}[i] = (HCT[i] \cdot D_e) / k[i]$

End Duplicate

{ "Cálculo de Nusselt (Convecção Natural - Método Morgan)"

$C_m = 0,125$
 $n_m = 0,333$

Duplicate i=1;119

$Nusselt_{\text{nat_morgan}}[i] = C_m \cdot (Ra[i]^{n_m})$

End Duplicate

"Cálculo de Nusselt (Convecção Natural - Churchill e Chu)"

Duplicate i=1;119

$Nusselt_{\text{nat_chur}}[i] = (0,60 + ((0,387 \cdot (Ra[i]^{1/6}))) / ((1 + ((0,559 / Pr[i])^{9/6}))^{8/27})))^2$

End Duplicate

"Cálculo de Nusselt (Convecção Forçada - Tulio)"

$C = 0,235$
 $m = 0,6666667$
 $n = 0,3333333$
 Duplicate i=55;119

$Nusselt_{\text{for_tul}}[i] = C \cdot (Re[i]^m) \cdot (Pr[i]^n)$

End Duplicate

"Cálculo de Nusselt (Convecção Forçada - Becker)"

C_b=0,133
 m_b=0,6666667
 n_b=0,3333333
 Duplicate i=55;119

$Nusselt_for_bec[i]=C_b*(Re[i]^m_b)*(Pr[i]^n_b)$

End Duplicate

"Teste de que tipo de convecção"

Duplicate i=28;119

$x[i]=Gr[i]/(Re[i]^2)$

End Duplicate

"Cálculo de Nusselt (Convecção Mista - Morgan + Tulio)"

Duplicate i=55;119

$Nusselt_mis_MT[i]^4=Nusselt_nat_morgan[i]^4+Nusselt_for_tul[i]^4$

$delta_1[i]=abs(Nusselt_mis_MT[i]-Nusselt_teste[i])/Nusselt_teste[i]$

End Duplicate

$s_1=(sum(delta_1[i];i=55;119)/65)*100$

"Cálculo de Nusselt (Convecção Mista - Morgan + Becker)"

Duplicate i=55;119

$Nusselt_mis_MB[i]^4=Nusselt_nat_morgan[i]^4+Nusselt_for_bec[i]^4$

$delta_2[i]=abs(Nusselt_mis_MB[i]-Nusselt_teste[i])/Nusselt_teste[i]$

End Duplicate

$s_2=(sum(delta_2[i];i=55;119)/65)*100$

"Cálculo de Nusselt (Convecção Mista - Churchill e Chu + Tulio)"

Duplicate i=55;119

$Nusselt_mis_CT[i]^4=Nusselt_nat_chur[i]^4+Nusselt_for_tul[i]^4$

$delta_3[i]=abs(Nusselt_mis_CT[i]-Nusselt_teste[i])/Nusselt_teste[i]$

End Duplicate

$s_3=(sum(delta_3[i];i=55;119)/65)*100$

"Cálculo de Nusselt (Convecção Mista - Churchill e Chu + Becker)"

Duplicate i=55;119

$Nusselt_mis_CB[i]^4=Nusselt_nat_chur[i]^4+Nusselt_for_bec[i]^4$

```
delta_4[i]=abs(Nusselt_mis_CB[i]-Nusselt_teste[i])/Nusselt_teste[i]
```

```
End Duplicate
```

```
s_4=(sum(delta_4[i];i=55;119)/65)*100
}
```

```
"Cálculo de Nusselt (Convecção Mista - Tulio)"
```

```
Duplicate i=108;113
```

```
Nusselt_mis_T[i]=(0,04634)*(((1,959*(Re[i]^2))+Gr[i])^0,4031)
```

```
delta_5[i]=abs(Nusselt_mis_T[i]-Nusselt_teste[i])/Nusselt_teste[i]
```

```
{delta_5[i]=0}
```

```
End Duplicate
```

```
s_5=(sum(delta_5[i];i=108;113)/6)*100
```

```
"Cálculo de Nusselt (Convecção Mista - Fernanda)"
```

```
F=-0,1753
```

```
F_1 =3,244
```

```
F_2 = 0,2078
```

```
Duplicate i=108;113
```

```
Nusselt_mis_F[i]=(((R_a[i])*(1E-06)/D_e)^F)*(((F_1*(Re[i]^2))+Gr[i])^F_2)
```

```
delta_6[i]=abs(Nusselt_mis_F[i]-Nusselt_teste[i])/Nusselt_teste[i]
```

```
{delta_6[i]=0}
```

```
End Duplicate
```

```
s_6=(sum(delta_6[i];i=108;113)/6)*100
```