

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA E DE
MATERIAIS – PPGEM

DIOGENES OLIVEIRA DE SOUZA

ESTUDO EXPERIMENTAL DO FENÔMENO DA EBULIÇÃO EM UM
TERMOSSIFÃO DE VIDRO

DISSERTAÇÃO

CURITIBA

2019

DIOGENES OLIVEIRA DE SOUZA

**ESTUDO EXPERIMENTAL DO FENÔMENO DA EBULIÇÃO EM UM
TERMOSSIFÃO DE VIDRO**

Dissertação de Mestrado apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais da Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Área de concentração: Engenharia Térmica.

Orientador: Prof. Dr. Paulo H. D. Santos

Coorientador: Prof. Dr. Thiago Antonini Alves

CURITIBA

2019

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação

Souza, Diógenes Oliveira de
Estudo experimental do fenômeno da ebulição em um termossifão de vidro [recurso eletrônico]/ Diógenes Oliveira de Souza. -- 2019
1 arquivo texto (116 f.): PDF; 2,68 MB.

Modo de acesso: World Wide Web.

Título extraído da tela de título (visualizado em 09 mar. 2020).

Texto em português com resumo em inglês.

Dissertação (Mestrado) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais, Curitiba, 2019.

Bibliografia: p. 106-108.

1. Engenharia Mecânica e de Materiais - Dissertações. 2. Evaporadores. 3. Calor - Transmissão. 4. Transdutores. I. Santos, Paulo Henrique Dias dos, orient. II. Alves, Thiago Antonini, coorient. III. Universidade Tecnológica Federal do Paraná - Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais. IV. Título.

CDD: Ed. 23 -- 620.1

Biblioteca Ecoville da UTFPR, Câmpus Curitiba
Bibliotecária: Lucia Ferreira Littiere - CRB 9/1271
Aluna de Biblioteconomia: Josiane Mangueira

FOLHA DE APROVAÇÃO

DIÓGENES OLIVEIRA DE SOUZA

ESTUDO EXPERIMENTAL DO FENÔMENO DA EBULIÇÃO EM UM TERMOSSIFÃO DE VIDRO

Esta Dissertação foi julgada para a obtenção do título de Mestre em Engenharia, área de concentração em Engenharia Térmica, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais

Curitiba, 17 de Dezembro de 2019

Orientador: Prof. Paulo Henrique Dias dos Santos, Dr.
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Coorientador: Prof. Thiago Antonini Alves, Dr.
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Prof.^a Elaine Maria Cardoso, Dra.
Universidade Estadual Paulista

Prof. Silvio Luiz de Mello Junqueira, Dr.
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

A folha de aprovação assinada encontra-se na coordenação do curso ou programa.

AGRADECIMENTOS

A Deus, por estar sempre junto e ter me dado saúde e lucidez para superar os momentos de dificuldades, sem nunca deixar o esmorecimento prevalecer.

Ao meu estimado orientador, professor Paulo, que desde o início, ainda na graduação, tem me auxiliado e incentivado no desenvolvimento do projeto, fornecendo a estrutura e indicando o caminho correto para a elaboração deste trabalho.

A todos os profissionais do NUEM que participaram direta ou indiretamente da montagem da bancada experimental, em especial ao Reinaldo pelo suporte e atenção na resolução dos problemas que uma atividade experimental naturalmente oferece e ao Eduardo que sempre esteve disponível para auxiliar no processamento dos dados obtidos pelos sensores resistivos.

Ao corpo docente da UTFPR por ter propiciado formação de excelência no campo da Engenharia e formação humana de grande valor.

Dedico este trabalho de forma muito especial ao meu amado pai Pedro (in memoriam), que não mais se encontra conosco, mas sempre estará presente em minha vida através de suas lembranças, a minha amada mãe Olinda que sempre esteve ao meu lado nos momentos difíceis ajudando a superá-los e a minha amada esposa Andreia que me incentivou muito, compreendendo os momentos de dedicação direcionados a execução deste trabalho.

RESUMO

Termossifões são dispositivos utilizados para trocar calor e são mais eficientes do que os trocadores de calor convencionais. Para o correto dimensionamento dos termossifões são necessárias correlações específicas para o processo de ebulição que ocorre no evaporador. Existem vários estudos relacionados à obtenção de correlações para a estimativa do coeficiente de transferência de calor por ebulição, entretanto há uma divergência acentuada entre elas; especialmente com relação aos regimes de ebulição: nucleada e filme líquido. Estes regimes de ebulição estão relacionados ao fluxo de calor aplicado ao evaporador e a razão de preenchimento (em relação ao volume do evaporador). Logo, neste trabalho são estudados os regimes de ebulição no evaporador de um termossifão de vidro, tendo água como fluido de trabalho, para uma razão de preenchimento de 100%, variando a taxa de transferência de calor aplicada ao evaporador de 110 até 150 W. Para este estudo, uma bancada experimental foi projetada e construída no NUEM/UTFPR para testar o termossifão, que foi instrumentado com sensores de temperatura, transdutores de pressão e dois sensores de malha resistiva (sensor *Wire-mesh*). Os dados experimentais obtidos foram utilizados para estimar o coeficiente de transferência de calor por ebulição tanto por correlações existentes na literatura, quanto por balanço de massa e energia. Foi observado, mesmo ocorrendo o escoamento em golfadas, que para baixas potências o regime de ebulição nucleada predominava em todo o evaporador (o coeficiente médio experimental variou de 1.188 W/m²K até 3.582 W/m²K). Por outro lado, para as potências maiores (130, 140 e 150 W) foi observado o regime de ebulição nucleada na extremidade inferior do evaporador (variou de 2.108 W/m²K até 4.417 W/m²K) e na extremidade superior o regime de ebulição em filme líquido (variou de 8.566 W/m²K até 18.357 W/m²K). A comparação entre os resultados experimentais e teóricos mostrou que as correlações existentes não contemplam essas duas regiões (ebulição nucleada e em película) observadas nesse trabalho para a mesma potência. Os resultados obtidos direta ou indiretamente através dos sensores *wire-mesh* são de suma importância na determinação dos parâmetros relacionados ao escoamento das bolhas, tais como: frequência, velocidade translacional, fração de vazio e comprimento da coluna de líquido (*slug*). Observou-se que a velocidade da bolha foi inversamente proporcional à potência aplicada e que o volume de líquido (pistão de líquido) deslocado pela ascensão da bolha alongada foi proporcional à potência.

Palavras chave: Termossifões, Evaporador, Regimes de Ebulição, Sensor de malha resistiva.

ABSTRACT

Thermosiphons are devices used to exchange heat and are more efficient than conventional heat exchangers. For the correct dimensioning of the thermosiphons, specific correlations are required for the boiling process that occurs in the evaporator. There are several studies related to obtaining correlations to estimate the boiling heat transfer coefficient, however there is a marked divergence between them; especially with regard to the boiling regimes: nucleated and liquid film. These boiling regimes are related to the heat flow applied to the evaporator and the filling ratio (in relation to the evaporator volume). Therefore, in this work, the boiling regimes in the evaporator of a glass thermosiphon are studied, with water as the working fluid, for a filling ratio of 100%, varying the heat transfer rate applied to the evaporator from 110 to 150 W. For this study, an experimental set up was designed and built at NUEM / UTFPR to test the thermosiphon, which was instrumented with temperature sensors, pressure transducers and two resistive mesh sensors (Wire-mesh sensor). The experimental data obtained were used to estimate the boiling heat transfer coefficient both by correlations in the literature and by mass and energy balance. It was observed, even with the slug flow, that for low powers the nucleated boiling regime predominated throughout the evaporator (the average experimental coefficient varied from 1,188 W/m²K to 3,582 W/m²K). On the other hand, for the higher powers (130, 140 and 150 W) the nucleated boiling regime was observed at the lower end of the evaporator (ranged from 2,108 W/m²K to 4,417 W/m²K) and at the upper end the liquid film boiling regime (ranged from 8,566 W/m²K to 18,357 W/m²K). The comparison between experimental and theoretical results showed that the existing correlations do not include these two regions (nucleated and liquid film boiling) observed in this work for the same power. The results obtained directly or indirectly through the wire-mesh sensors are extremely important in determining the parameters related to the flow of bubbles, such as: frequency, translational velocity, void fraction and length of the liquid column (slug). It was observed that the velocity of the bubble was inversely proportional to the applied power and that the volume of liquid (slug) displaced by the rise of the elongated bubble was proportional to the power.

Keywords: Thermosiphons, Evaporator, Boiling regimes, Wire-mesh sensor

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

| | |
|--|------|
| Figura 1 – Princípio de funcionamento de um termossifão fechado por gravidade | 23 |
| Figura 2 – Termossifões instalados no <i>permafrost</i> (Canadá) | 25 |
| Figura 3 – Diagrama do aparato experimental utilizado por Ismail e Abogderah (1998) | ..26 |
| Figura 4 – Coletores solares utilizados por Ersoz (2016) | 27 |
| Figura 5 – Esquema de um forno para assar pão assistido por termossifões | 28 |
| Figura 6 – Equipamento experimental utilizado por Nukiyama | 30 |
| Figura 7 – Curva de Ebulição de Nukiyama | 30 |
| Figura 8 – Curva de ebulição na região interna de um tubo | 32 |
| Figura 9 – Padrões de escoamento para escoamento vertical ascendente | 33 |
| Figura 10 – (a) Ebulição em um tubo para baixo fluxo de calor. (b) Ebulição em um tubo para alto fluxo de calor | 34 |
| Figura 11 – Modelo físico proposto por Shiraishi <i>et al.</i> (1981) para o estudo da ebulição em um termossifão | 35 |
| Figura 12 – Razões de preenchimento e padrões de escoamento observados por Imura <i>et al.</i> (1983) | 37 |
| Figura 13 – Regimes de ebulição e padrões de escoamento em um tubo vertical | 39 |
| Figura 14 – Representação da ebulição convectiva em um mapa de fluxo (Hewitt e Roberts) | 39 |
| Figura 15 – Mapa de regimes de ebulição para fluxo constante | 40 |
| Figura 16 – Circuito térmico equivalente em um termossifão | 46 |
| Figura 17 – Bancada Experimental | 50 |
| Figura 18 – Detalhes da montagem do resistor em forma de fita e dos orifícios para a instalação do termoresistor no evaporador | 51 |
| Figura 19 – Detalhe dos Sensores de Malha Resistiva | 52 |
| Figura 20 – Montagem experimental evidenciando a instalação do (a) isolamento de lã de vidro, (b) poliuretano | 52 |
| Figura 21 – Posicionamento dos termopares ao longo do evaporador | 53 |
| Figura 22 – Evolução da temperatura ao longo do tempo no evaporador (70 W) | 54 |
| Figura 23 – Balanço de energia no evaporador do termossifão. a) Vista em corte da região do evaporador | 58 |
| Figura 24 – (a) instalação dos sensores, (b) detalhes dos receptores e transmissores | 64 |
| Figura 25 – Parâmetros relacionados ao escoamento em golfadas ascendente | 68 |
| Figura 26 – Variação da temperatura ao longo do termossifão (110 W) | 72 |

| | |
|--|-----|
| Figura 27 – Variação da temperatura ao longo do termossifão (150 W) | 72 |
| Figura 28 – Variação da temperatura de saturação para: (a) 110 W e (b) 150 W | 74 |
| Figura 29 – Variação da temperatura ao longo do termossifão durante a ebulição. (a) 110 W (b) 150 W | 81 |
| Figura 30 – Variação do coeficiente de transferência de calor por ebulição ao longo do evaporador | 82 |
| Figura 31 – Variação do coeficiente de transferência de calor por ebulição ao longo do evaporador | 83 |
| Figura 32 – Fenômeno de ebulição (a) ebulição nucleada e (b) ebulição em filme líquido | 84 |
| Figura 33 – Detalhe da montagem experimental dos sensores de malha resistiva (<i>wire mesh</i>) | 85 |
| Figura 34 – (a) sinal obtido para a fração de vazio, (b) detalhe do sinal. | 87 |
| Figura 35 – Pistão de líquido ao ser atravessado pelo sensor <i>wire mesh</i> | 88 |
| Figura 36 – (a) Sinal referente a passagem da bolha, (b) filme líquido e (c) esteira da bolha | 89 |
| Figura 37 – Defasagem temporal entre a chegada da bolha nos dois sensores. | 89 |
| Figura 38 – Função Densidade de Probabilidade para as medidas de velocidade (110 W) | 91 |
| Figura 39 – Reconstrução da bolha com o auxílio dos sensores <i>wire mesh</i> e o programa matlab. (a) imagem da bolha no WMS 1; (b) imagem da bolha no WMS 2; (c) Defasagem entre os sinais | 92 |
| Figura 40 – Função Densidade de Probabilidade para as medidas de fração de vazio (110 W) | 93 |
| Figura 41 – Constante de contato na correlação de Rosehnow. (a) comparação entre os pares fluido – superfície, (b) Resultado para C_{sf} experimental (água – borossilicato) | 97 |
| Figura 42 – Resultados Coeficiente de Transferência de Calor por Ebulição Nucleada (110 e 120 W) | 98 |
| Figura 43 – Resultados Coeficiente de Transferência de Calor por Ebulição Nucleada e Filme. | 99 |
| Figura 44 – Comparação entre os dados experimentais e teóricos para as potencias de 130, 140 e 150 W. | 101 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|--|----|
| Tabela 1 – Dados de entrada para análise experimental | 75 |
| Tabela 2 – Características geométricas do termossifão | 75 |
| Tabela 3 – Taxas de transferência de calor dissipada axialmente no vidro | 75 |
| Tabela 4 – Dados experimentais para o cálculo da taxa de transferência de calor dissipada por radiação através do isolamento (média dos TESTE 1,2 e 3) | 76 |
| Tabela 5 – Valores médios para as propriedades termofísicas relacionadas a transferência de calor por convecção natural no isolamento | 77 |
| Tabela 6 – Números adimensionais médios para as potências analisadas. | 78 |
| Tabela 7 – Número de Nusselt ao longo do isolamento | 78 |
| Tabela 8 – Coeficiente de transferência de calor por convecção natural no isolamento | 79 |
| Tabela 9 – Taxa de transferência de calor dissipada por convecção natural através do isolamento (média dos TESTE 1,2 e 3) | 79 |
| Tabela 10 – Taxa de transferência de calor total dissipada no evaporador do termossifão. | 80 |
| Tabela 11 – Taxa de transferência de calor dirigida ao fluido de trabalho no evaporador do termossifão (q_{evap}). | 80 |
| Tabela 12 – Valores médios para a velocidade translacional da bolha (U_T). | 90 |
| Tabela 13 – Valores médios para a fração de vazão (α). | 93 |
| Tabela 14 – Valores médios para o comprimento do pistão (L_s). | 94 |
| Tabela 15 – Valores médios dos parâmetros de escoamento. | 95 |

LISTA DE SÍMBOLOS

| | Descrição | Unidade |
|----------------|---|----------------------|
| A | Área da seção transversal do tubo | $[m^2]$ |
| A_{cond} | Área externa do condensador | $[m^2]$ |
| A_{isol} | Área externa do isolamento | $[m^2]$ |
| A_v | Área da seção transversal ocupada pela fase vapor | $[m^2]$ |
| A_{vidro} | Área da seção transversal do termossifão de vidro | $[m^2]$ |
| Bo | Número de ebulição | $[-]$ |
| C_b | Constante que depende do ângulo de contato | $[-]$ |
| $C_{p,l}$ | Calor específico a pressão constante para a fase líquida | $[J.kg^{-1}.K^{-1}]$ |
| C_{sf} | Constante relacionada ao líquido e a superfície em contato | $[-]$ |
| D_{isol} | Diâmetro externo do isolamento | $[m]$ |
| d_b | Diâmetro da bolha | $[m]$ |
| d_e | Diâmetro externo do evaporador | $[m]$ |
| d_i | Diâmetro interno do evaporador | $[m]$ |
| f | Fator de atrito | $[-]$ |
| F | Razão de preenchimento | $[-]$ |
| g | Aceleração da gravidade | $[m.s^{-2}]$ |
| G | Fluxo mássico | $[kg.m^{-2}.s^{-1}]$ |
| Gr_L | Número de Grashof referente ao comprimento do isolamento | $[kg.m^{-2}.s^{-1}]$ |
| h | Coefficiente de transferência de calor | $[W.m^{-2}.K^{-1}]$ |
| \bar{h}_{cn} | Coefficiente de transferência de calor por convecção natural | $[W.m^{-2}.K^{-1}]$ |
| h_l | Coefficiente de transferência de calor da fase líquida | $[W.m^{-2}.K^{-1}]$ |
| h_{lv} | Calor latente de vaporização | $[kJ.kg^{-1}]$ |
| h_N | Coefficiente de transferência de calor para ebulição nucleada | $[W.m^{-2}.K^{-1}]$ |
| h_z^{exp} | Coefficiente de transferência de calor experimental | $[W.m^{-2}.K^{-1}]$ |

| | | |
|-------------------|---|-----------------------|
| i | Corrente elétrica | [A] |
| J | Velocidade da mistura | [$m.s^{-1}$] |
| \dot{j}_v | Velocidade superficial de gás | [$m.s^{-1}$] |
| k_l | Condutividade térmica da fase líquida | [$W.m^{-1}.K^{-1}$] |
| k_{ar} | Condutividade térmica do ar | [$W.m^{-1}.K^{-1}$] |
| k_{vidro} | Condutividade térmica do termossifão | [$W.m^{-1}.K^{-1}$] |
| L_{ra} | Comprimento da região adiabática | [m] |
| L_{cond} | Comprimento do condensador | [m] |
| L_{evap} | Comprimento do evaporador | [m] |
| L_N | Distância na qual ocorre ebulição nucleada | [m] |
| M | Peso molecular ou massa molar | [$kg.kmol^{-1}$] |
| \dot{m} | Vazão mássica através do evaporador | [$kg.s^{-1}$] |
| Nu_b | Número de Nusselt associado ao escoamento da bolha | [-] |
| \overline{Nu}_D | Número de Nusselt associado à região externa do isolamento | [-] |
| \overline{Nu}_L | Número de Nusselt associado à uma placa isotérmica | [-] |
| P | Pressão no interior do termossifão | [Pa] |
| Pr_{ar} | Número de Prandlt do ar | [-] |
| P_a | Pressão atmosférica | [Pa] |
| P_r | Pressão reduzida | [-] |
| Pr_l | Número de Prandlt da fase líquida | [-] |
| q'' | Fluxo de calor | [$W.m^{-2}$] |
| q_{evap} | Taxa de transferência de calor fornecida ao evaporador | [W] |
| q_{isol} | Taxa de transferência de calor dissipada através do isolamento | [W] |
| q_{rad} | Taxa de transferência de calor dissipada por radiação através do isolamento | [W] |

| | | |
|--------------------|--|----------------------|
| q_{vidro} | Taxa de transferência de calor dissipada axialmente através da seção transversal do evaporador | [W] |
| q_{ap} | Taxa de transferência de calor fornecida pela fonte de potência | [W] |
| $q_{máx}''$ | Fluxo de calor crítico | [W.m ⁻²] |
| Ra_L | Número de Rayleigh associado à uma placa isotérmica | [-] |
| Re_b | Número de Reynolds associado ao escoamento da bolha | [-] |
| Re_D | Número de Reynolds associado à equação de Dittus - Boelter | [-] |
| Re_f | Número de Reynolds no filme líquido | [-] |
| Re_l | Número de Reynolds na fase líquida | [-] |
| t | Tempo entre os desprendimentos das bolhas | [s] |
| T_{amb} | Temperatura ambiente | [°C] |
| T_f | Temperatura de filme | [K] |
| \bar{T}_{evap} | Temperatura média da superfície externa do evaporador | [°C] |
| $\bar{T}_{evap,i}$ | Temperatura média da superfície interna do evaporador | [°C] |
| \bar{T}_{isol} | Temperatura média da superfície externa do isolamento | [°C] |
| T_{sat} | Temperatura de saturação | [°C] |
| T_{viz} | Temperatura da vizinhança | [°C] |
| T_{∞} | Temperatura da corrente livre de convecção forçada | [°C] |
| U_B | Velocidade da fase vapor na região do pistão | [m.s ⁻¹] |
| U_C | Velocidade da fase vapor na região de bolha alongada | [m.s ⁻¹] |
| U_T | Velocidade translacional da bolha alongada | [m.s ⁻¹] |
| x | Título de vapor | [-] |
| V | Tensão elétrica | [V] |
| V_{ar} | Velocidade do ar | [m.s ⁻¹] |
| V_L | Menor valor de permissividade (ar) | [V] |
| V_H | Maior valor de permissividade (água) | [V] |
| α | Fração de vazio superficial | [-] |

| | | |
|-------------------|--|----------------------|
| $\bar{\alpha}(t)$ | Fração de vazio média | $[-]$ |
| α_{ar} | Difusividade Térmica do ar | $[m^2.s^{-1}]$ |
| β | Coefficiente de expansão do ar | $[K^{-1}]$ |
| ΔT_e | Temperatura em excesso | $[^{\circ}C]$ |
| ε | Rugosidade superficial | $[\mu m]$ |
| ρ_{ar} | Massa específica do ar | $[kg.m^{-3}]$ |
| ρ_v | Massa específica do vapor | $[kg.m^{-3}]$ |
| ρ_l | Massa específica do líquido | $[kg.m^{-3}]$ |
| θ | Ângulo de contato | $[rad]$ |
| σ | Tensão superficial do líquido | $[N.m^{-1}]$ |
| μ_{ar} | Viscosidade dinâmica do ar | $[kg.m^{-1}.s^{-1}]$ |
| ν_{ar} | Viscosidade cinemática do ar | $[m^2.s^{-1}]$ |
| ν_l | Viscosidade cinemática da fase líquida | $[m^2.s^{-1}]$ |

SUMÁRIO

| | |
|--|-----------|
| 1 INTRODUÇÃO | 17 |
| 1.1 OBJETIVOS | 20 |
| 1.2 JUSTIFICATIVAS | 21 |
| 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA | 22 |
| 2.1 TERMOSSIFÕES | 22 |
| 2.2 APLICAÇÕES DOS TERMOSSIFÕES | 24 |
| 2.3 FENÔMENO DA EBULIÇÃO EM EVAPORADORES DE TERMOSSIFÕES | 28 |
| 2.3.1 Ebulição nucleada | 29 |
| 2.3.2 Ebulição Convectiva em tubos verticais | 38 |
| 2.4 COEFICIENTE DE TRANFERÊNCIA DE CALOR POR EBULIÇÃO | 41 |
| 2.5 COMENTÁRIOS FINAIS | 48 |
| 3 METODOLOGIA EXPERIMENTAL | 49 |
| 3.1 DESCRIÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL | 49 |
| 3.2 DESCRIÇÃO DA METODOLOGIA EXPERIMENTAL | 53 |
| 3.3 DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANFERÊNCIA DE CALOR | 56 |
| 3.4 TRANSFERÊNCIA DE CALOR DISSIPADA NO EVAPORADOR | 57 |
| 3.4.1 Transferência de calor dissipada por radiação através do isolamento | 59 |
| 3.4.2 Transferência de calor dissipada por convecção natural através do isolamento | 59 |
| 3.4.3 Estimativa da taxa de transferência de calor dissipada por condução através do vidro | 62 |
| 3.5 ESTIMATIVA DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR | 63 |
| 3.5.1 Correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor bifásico | 65 |
| 3.5.2 Parâmetros do escoamento bifásico (Líquido-vapor d'água) | 67 |
| 4 RESULTADOS | 71 |
| 4.1 MEDIÇÃO DAS TEMPERATURAS AO LONGO DO TERMOSSIFÃO | 71 |
| 4.1.1 Variação da temperatura ao longo do evaporador | 71 |
| 4.2 ANÁLISE DO BALANÇO DE ENERGIA NO EVAPORADOR | 74 |
| 4.2.1 Análise da taxa de transferência de calor dissipada axialmente através do vidro | 75 |
| 4.2.2 Análise da transferência de calor dissipada por radiação através do isolamento | 76 |

| | | |
|----------|--|------------|
| 4.2.3 | Análise transferência de calor dissipada por convecção natural através do isolamento | 77 |
| 4.2.4 | Taxa de transferência de calor efetiva no evaporador | 79 |
| 4.3 | TEMPERATURA DA SUPERFÍCIE INTERNA DO EVAPORADOR | 80 |
| 4.4 | COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR EXPERIMENTAL | 82 |
| 4.5 | RESULTADOS RELACIONADOS AOS PARÂMETROS DE ESCOAMENTO | 85 |
| 4.5.1 | Determinação dos parâmetros hidrodinâmicos | 86 |
| 4.6 | RESULTADOS TEÓRICOS DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR | 95 |
| 4.6.1 | Ebulição nucleada. | 96 |
| 4.6.2 | Ebulição em filme e nucleada | 99 |
| 5 | CONCLUSÕES | 104 |
| | REFERÊNCIAS | 107 |
| | APÊNDICE A – INCERTEZA DE MEDIÇÃO DOS TERMOPARES | 110 |
| | APÊNDICE B – ANÁLISE DE INCERTEZAS | 112 |

1 INTRODUÇÃO

Existe uma grande variedade de aplicações de termossifões para o aproveitamento de energia, tanto na indústria bem como em ambientes domésticos. Os termossifões são geralmente caracterizados como sendo um tubo vertical fechado, composto por três regiões distintas: região do evaporador, região adiabática e região do condensador. Dentro dos termossifões ocorrem os fenômenos de mudança de fase nas seções do evaporador (ebulição) e do condensador (condensação), enquanto que na região adiabática não há troca de calor com o ambiente (escoamento bifásico).

Os termossifões são dispositivos derivados dos tubos de calor, a principal diferença entre eles é que o termossifão não possui uma estrutura porosa interna, que movimenta o fluido de trabalho por capilaridade, como ocorre nos tubos de calor. Ambos utilizam a mudança de fase do fluido de trabalho para realizarem a transferência de calor, porém, no termossifão o retorno do condensado à região do evaporador se dá pela ação da força da gravidade. Essa característica dos termossifões de agirem com mudança de fase do fluido de trabalho confere a eles uma menor resistência térmica e, portanto, uma maior quantidade de calor pode ser transferida sob uma pequena diferença de temperatura entre a região do evaporador e do condensador.

Segundo Vasiliev e Kakaç (2013), algumas características relevantes para o emprego dos termossifões é que a circulação do fluido de trabalho não necessita de energia externa, sendo dessa forma, adequados ao: resfriamento de lâminas de turbina a gás, resfriamento de componentes eletrônicos, coletores solares, trocadores de calor, aplicações na indústria química e petrolífera, sistemas de armazenamento de energia, geração de potência termoelétrica, entre outras.

Analisando a aplicação de termossifões em coletores solares assistidos por termossifões, eles podem aumentar a transferência de calor para a água, em comparação com os coletores solares convencionais (*e.g.*, os coletores do tipo de placa plana). Além disso, os coletores assistidos por termossifões podem atingir temperaturas mais altas na saída.

Os estudos sobre coletores solares assistidos por termossifões vêm sendo desenvolvidos por vários pesquisadores, dentre eles, o trabalho de Ismail e Abogderah (1998) compara o modelo teórico com os resultados experimentais. O modelo teórico consistia no cálculo das resistências térmicas do coletor solar. Os pesquisadores constataram que o coletor solar assistido por termossifões apresentou maior desempenho em comparação com os coletores convencionais.

Azad (2008) realizou estudo teórico e experimental de um coletor solar assistido por termossifões. O estudo teórico se baseou no método NUT para o regime permanente na qual a validação do modelo foi obtida através de dados experimentais. Esroz (2016) também realizou estudo teórico e experimental para diferentes fluidos de trabalho utilizando termossifões destinados ao aquecimento de ar com as mesmas características e dimensões.

Os termossifões também tem sido utilizados na refrigeração de circuitos eletrônicos, pois podem ser fabricados de forma compacta, facilitando a sua aplicação, e é utilizado de forma muito eficiente em situações na qual a transferência de calor é relevante, como em trocadores de calor industriais e em sistemas de refrigeração que controlam o degelo em regiões do permafrost que são percorridas por gasodutos que transportam gás natural.

Pode-se observar que a utilização de termossifões é vasta, e possui potencial para a expansão em ramos industriais ou aplicações mais simples, como o coletor solar utilizado em residências, portanto um estudo mais relevante que propicie uma maior eficiência destes equipamentos e uma melhor compreensão dos fenômenos físicos que neles ocorrem é de extrema importância.

Neste sentido, o estudo do fenômeno de ebulição tem papel fundamental, bem como aspectos particulares presentes no escoamento bifásico. Carey (2012) mostra que diversos padrões de escoamento podem ser relacionados aos regimes de ebulição de acordo com os mecanismos físicos observados em cada regime.

Pesquisas vêm sendo desenvolvidas no intuito de estudar e compreender o fenômeno de ebulição em termossifões. Modelos matemáticos e estudos experimentais são propostos constantemente na literatura a fim de possibilitar o entendimento do comportamento térmico do fluido de trabalho no processo de ebulição no interior dos evaporadores de termossifões.

Shiraishi *et al.* (1981) estudaram as características de transferência de calor de um termossifão bifásico fechado. Os pesquisadores utilizaram um termossifão de cobre. Os comprimentos do evaporador, seção adiabática e condensador eram respectivamente 280, 500 e 450 mm. Um resistor elétrico foi usado como fonte de transferência de calor para o termossifão. No evaporador foram instalados termopares, sendo estes isolados termicamente do meio externo. Um modelo matemático simples foi desenvolvido para prever o desempenho de tais termossifões. Os efeitos da razão de preenchimento, da temperatura de operação, do fluxo de calor e do fluido de trabalho (água, etanol e Freon 113) foram investigados experimentalmente. Os coeficientes de transferência de calor no condensador e no evaporador foram estimados a partir de resultados experimentais.

O fluxo de calor crítico em termossifões foi estudado por Imura *et al.* (1983), os quais analisaram a influência das variações do diâmetro interno, comprimento do evaporador, fluido de trabalho, razão de preenchimento e temperatura interna. Os dados experimentais atuais e previamente publicados foram relacionados com correlações propostas por outros investigadores.

Existe uma coletânea de dados de transferência de calor de inúmeros investigadores, cita-se aqui o trabalho de Genk e Saber (1990), para ebulição em pequenos tubos para diversos fluidos de trabalho. Estes dados foram relacionados aos seguintes regimes de transferência de calor: convecção natural; ebulição nucleada e convecção combinada. Na convecção combinada, onde tanto a convecção natural quanto a ebulição nucleada contribuem para a transferência de calor, os dados foram analisados através da sobreposição das correlações para ebulição nucleada e convecção forçada.

Vários pesquisadores estudaram a influência dos parâmetros geométricos na transferência de calor por ebulição em trocadores de calor e termossifões. Khodabandeh (2005), através de uma revisão dos trabalhos, realizou uma comparação de dados experimentais obtidos no termossifão bifásico variando o diâmetro interno do evaporador, enquanto que Noie (2005) analisou um termossifão de cobre fechado e a influência da razão de preenchimento (razão entre o volume de líquido no evaporador e o volume total do evaporador) e da razão de aspecto (razão entre o diâmetro do evaporador e o seu comprimento) na determinação do coeficiente de transferência de calor no evaporador associado a ebulição.

A influência da variação da taxa de transferência de calor e da temperatura de vapor na resistência térmica do termossifão são frequentemente estudadas. Estas variáveis são analisadas para diversos fluidos de trabalho com o objetivo de verificar o comportamento do coeficiente de transferência de calor por ebulição para as diversas situações impostas.

A maioria dos estudos teóricos, conforme pesquisado na literatura, são baseados em correlações empíricas e teóricas para os fenômenos de ebulição e condensação. Destacam-se neste sentido os trabalhos de Rosehow (1952), Shiriashi *et al.* (1981), Cooper (1984) e Gungor e Winterton (1986). Entretanto, os erros e a discrepância entre os resultados são frequentes, pois para cada trabalho experimental as condições são muito específicas e a dependência entre as diversas variáveis são muito sensíveis.

Os mecanismos físicos envolvidos no fenômeno da ebulição estão diretamente relacionados com os parâmetros de escoamento observados, como velocidade da bolha comprimento do pistão líquido, fração de vazio e frequência de ocorrência das bolhas. Para a

obtenção destes parâmetros é utilizado uma tecnologia inovadora: sensores de malha resistiva (sensor *wire-mesh*).

O princípio de funcionamento destes sensores se baseia na medição das fases líquida e vapor que o atravessam durante a ocorrência do fenômeno. O sensor é capaz de medir permissividades elétricas das fases analisadas e distinguir quando o sensor é atravessado por líquido (neste caso a água) ou vapor de água.

Com estas informações é possível reconstruir a bolha através de imagens e determinar sua velocidade, comprimento de pistão líquido e fração de vazio médios. O conhecimento do comportamento de tais parâmetros é importante para o desenvolvimento do trabalho e melhor compreensão da ebulição.

1.1 OBJETIVOS

O presente trabalho tem como principal objetivo estudar o fenômeno de ebulição no evaporador de um termossifão de vidro que utiliza água como fluido de trabalho. Os objetivos específicos são:

- 1) Desenvolver uma bancada experimental e instrumentá-la para realizar os testes experimentais relacionados aos processos envolvidos em um termossifão;
- 2) Obter os dados experimentais através dos sensores de temperatura, transdutores de pressão e sensores eletrônicos de malha resistiva (sensor *wire-mesh*);
- 3) Estimar o coeficiente de transferência de calor por ebulição por balanço de energia e massa e por correlações existentes;
- 4) Obter os parâmetros hidrodinâmicos (velocidade translacional da bolha, comprimento do pistão de líquido e fração de vazio) usando o sensor *wire-mesh*. Os resultados obtidos serão utilizados na determinação do coeficiente de transferência de calor por ebulição e os resultados experimentais confrontados com os teóricos.
- 5) Levantar as informações pertinentes aos mecanismos físicos e ao processo de transferência de calor associado à mudança de fase. Neste sentido, é proposto o desenvolvimento de uma metodologia experimental para a obtenção dos coeficientes de transferência de calor por ebulição e relacioná-los com os regimes de ebulição observados

1.2 JUSTIFICATIVAS

O desenvolvimento da tecnologia em trocadores de calor busca a melhoria da eficiência nestes equipamentos aproveitando da melhor forma possível a energia térmica fornecida. De acordo com esta realidade, a utilização de termossifões torna-se viável, pois não necessita de energia externa para a circulação do fluido de trabalho e a troca de calor utilizando a ebulição do fluido de trabalho no evaporador ocorre com gradientes de temperatura pequenos, aumentando a eficiência térmica do sistema.

No entanto, a modelagem teórica para o dimensionamento de um termossifão necessita, conforme estabelecido na literatura pesquisada, de correlações para a obtenção dos coeficientes de transferência de calor por ebulição e por condensação, que por sua vez necessitam do conhecimento das propriedades geométricas do termossifão, propriedades térmicas do fluido de trabalho e parâmetros do escoamento bifásico (água – vapor de água). Em nenhum dos trabalhos pesquisados os parâmetros de escoamento como a velocidade translacional da bolha e a fração de vazio foram obtidas experimentalmente.

Uma importante contribuição deste trabalho é a análise do coeficiente de transferência de calor por ebulição fazendo uso de medidas experimentais dos parâmetros de escoamento através de sensores de malha resistiva, que é uma inovação tecnológica que busca uma melhor compreensão do fenômeno da ebulição do ponto de vista experimental e enriquecimento do estado da arte no ramo de pesquisa estudado.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é apresentada a revisão bibliográfica sobre os conceitos fundamentais para o desenvolvimento do trabalho e os principais estudos realizados e publicados na literatura. É explicado o princípio de funcionamento dos termossifões e os conceitos relacionados ao fenômeno da ebulição são abordados e correlacionados com os padrões de escoamento observados neste fenômeno. Por fim, são apresentadas as correlações existentes para a determinação do coeficiente de transferência de calor na ebulição.

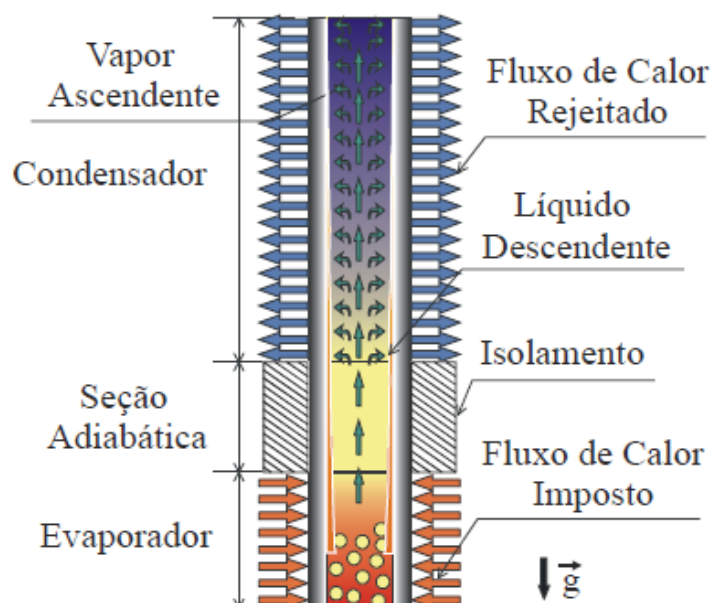
2.1 TERMOSSIFÕES

Os termossifões são dispositivos que geralmente possuem grande capacidade de intensificar a transferência de calor, pois através da correta aplicação deste dispositivo podem se obter grandes taxas de transferência de calor para pequenas diferenças de temperatura.

Na maioria dos casos, os termossifões possuem três regiões: evaporador, condensador e região adiabática. O funcionamento destes dispositivos se realiza da seguinte maneira: quando a região inferior do termossifão (evaporador) é aquecida através de uma fonte quente, o fluido de trabalho sofre um processo de evaporação e o vapor, por diferença de pressão, se desloca para região superior que é mais fria (condensador). Nesta região, o vapor gerado no evaporador perde calor e é condensado. A condensação pode ocorrer por convecção natural ou forçada. O fluido de trabalho no estado líquido escoar de volta para o evaporador por ação da gravidade, fechando o ciclo termodinâmico. A região adiabática fica entre o evaporador e o condensador. Nesta região não existe troca de calor entre o termossifão e o ambiente, entretanto em alguns casos a região adiabática é inexistente.

Por utilizar a ação da gravidade para a movimentação do fluido de trabalho, o termossifão não funciona se estiver na posição horizontal. Portanto, o condensador deve estar sempre acima do evaporador. Um esquema do princípio de funcionamento pode ser observado na Figura 1:

Figura 1 – Princípio de funcionamento de um termossifão fechado por gravidade



Fonte: Adaptado de Vasiliev e Kakaç, 2013.

Para o projeto de um termossifão é necessário o conhecimento de diversas variáveis, sendo uma delas o coeficiente de transferência de calor por ebulição na região do evaporador do termossifão. Esse coeficiente depende dos parâmetros de escoamento, como fração de vazio, velocidade da bolha, frequência de passagem das bolhas e outras mais ligadas ao escoamento bifásico, além de propriedades termofísicas do fluido de trabalho e características geométricas do termossifão.

Segundo Peterson (1994) a escolha apropriada do fluido de trabalho e do material do tubo é de extrema importância para o projeto de termossifões, pois uma escolha errada de materiais pode comprometer a funcionalidade do sistema. Os problemas mais comuns quando se trata de compatibilidade entre materiais são: as reações químicas indesejáveis, corrosão e a formação de gases não condensáveis. Normalmente os termossifões são fabricados de materiais metálicos, principalmente o cobre, pois possuem alta condutividade térmica, neste trabalho o material utilizado para a confecção do termossifão foi o borossilicato, conhecido popularmente como vidro pyrex. Um dos motivos para a escolha é a necessidade de visualização do escoamento no interior do termossifão.

Shiraishi *et al.* (1981) relata que existem poucos estudos teóricos sobre o mecanismo de transferência de calor no evaporador de termossifões devido à complexidade da análise. Neste sentido, muitos pesquisadores, dos quais pode-se citar: Imura *et al.* (1983), Cooper (1984), Kodabandhe (2004), entre outros, se utilizam de dados experimentais para a obtenção

de correlações empíricas para a determinação dos coeficientes de transferência de calor por ebulição. Apesar destas correlações fornecerem resultados com uma incerteza experimental muito alta na estimativa destes coeficientes, elas ainda são atualmente utilizadas devido à falta de correlações mais apropriadas.

Segundo Imura *et al.* (1983) em um termossifão não há a necessidade de potência externa para o fluido circular. Além disso, possibilita a aplicação de altas taxas de transferência de calor quando comparado com um tubo de calor. Entretanto é necessário prever com precisão o fluxo de calor crítico para que o termossifão não entre em colapso.

Kodabandhe (2004) verificou que o coeficiente de transferência de calor por ebulição no interior do evaporador depende de características do escoamento e dos modos de ebulição. Os modos de ebulição dependem principalmente do fluxo de calor aplicado ao evaporador, da razão de preenchimento, das propriedades térmicas do fluido de trabalho e da geometria do termossifão.

De acordo com Vasiliev e Kakaç (2013) a construção de um termossifão deve considerar o limite de ebulição, (*burn-out*), que está associado a altas taxas de transferência de calor na região do evaporador.

É possível afirmar que dentre as propriedades citadas acima que influenciam o desempenho e o dimensionamento de termossifões destacam-se o fluxo de calor crítico, que deve ser determinado para o dimensionamento seguro do termossifão e, principalmente, o coeficiente de transferência de calor associado com a ebulição, pois este coeficiente está relacionado com os modos de ebulição e com as características geométricas do termossifão, como os diâmetros e comprimentos do evaporador e do condensador.

2.2 APLICAÇÕES DOS TERMOSSIFÕES

Os termossifões têm sido usados em muitos campos da tecnologia. Sua aplicação é observada desde trocadores de calor residenciais e industriais, refrigeração e coletores solar até em processos de resfriamento de sistemas eletrônicos.

Uma das aplicações relevantes dos termossifões são nos *permafrost* (regiões do planeta onde o solo fica permanentemente congelado). Ao construir oleodutos enterrados e elevados nestas regiões, são necessários projetos especiais para evitar o degelo. O *permafrost* pode ser protegido resfriando o fluido a ser transportado dentro do gasoduto (isso é viável para um gás, não um líquido) ou refrigerando a parte externa do gasoduto (Reid e Evans, 1984). Os termossifões são projetados para garantir que qualquer excesso de calor seja transportado da

tubulação para o *permafrost*, evitando o seu degelo onde estacas de apoio são incorporadas. Calor suficiente deve ser removido do solo durante o inverno para criar um reservatório a temperatura fria suficiente para absorver o calor do verão.

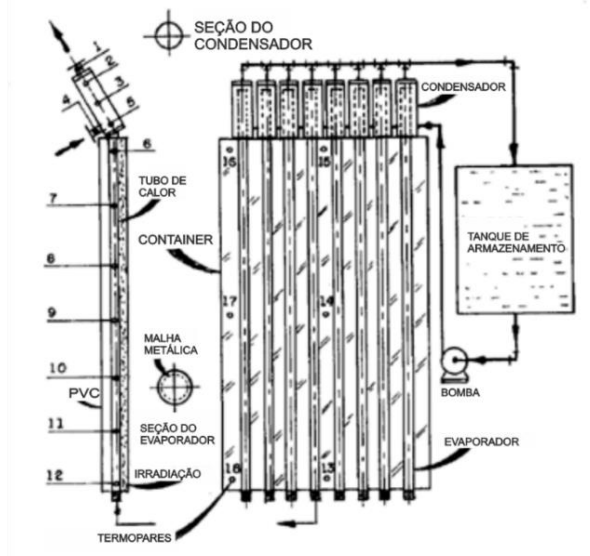
Figura 2 – Termossifões instalados no *permafrost* (Canadá)



Fonte: Review of Thermosiphon Applications, 2014.

Vários pesquisadores, incluindo Ismail e Abogderah (1998) e Ersoz (2016) desenvolveram trabalhos experimentais envolvendo a aplicação de termossifões bifásicos em coletores solares. A Figura 3 apresenta o diagrama esquemático da bancada experimental estudada por Ismail e Abogderah (1998), onde cada termossifão tinha um evaporador de 2 m de comprimento, diâmetro externo de 15 mm e diâmetro interno de 13 mm; o condensador tinha 40 cm de comprimento, diâmetro externo de 12 mm e interno de 11 mm. Não havia seção adiabática. O fluido de trabalho dos termossifões foi o metanol. O coletor solar possuía uma cobertura de vidro com 30 mm de espessura e seus resultados foram comparados com um coletor solar de placa plana convencional.

Figura 3 – Diagrama do aparato experimental utilizado por Ismail e Abogderah (1998)



Fonte: Adaptado de Ismail e Abogderah, 1998.

Através dos resultados do modelo teórico, que foi validado com os dados experimentais, Ismail e Abogderah (1998) afirmaram que o desempenho do coletor solar assistido por termossifões foi melhor do que o coletor solar convencional (placas planas) nos horários de maior incidência solar, entretanto foi semelhante nos horários de menor incidência solar (nas primeiras horas da manhã e nas últimas horas da tarde).

Ersoz (2016) estudou de forma teórica e experimental diferentes fluidos de trabalho (hexano, éter, clorofórmio, acetona, metanol e etanol) utilizando seis coletores solares assistidos por termossifões. Para o experimento, ele montou os coletores solares com as mesmas características e dimensões, todos para o aquecimento de ar. Todos os termossifões foram preenchidos com 230 mL de fluido de trabalho, sendo um coletor solar para cada tipo de fluido. O ar a ser aquecido era insuflado por um ventilador industrial e tinha sua velocidade regulada em 2, 3 e 4 m/s. A temperatura de entrada e saída do ar foi medida com termopares do tipo J e os coletores solares foram montados com um ângulo de inclinação de 25° em relação ao solo. Os seis coletores, ilustrados na Figura 4, foram testados ao mesmo tempo na cidade de Usak, na Turquia.

Figura 4 – Coletores solares utilizados por Ersoz (2016)



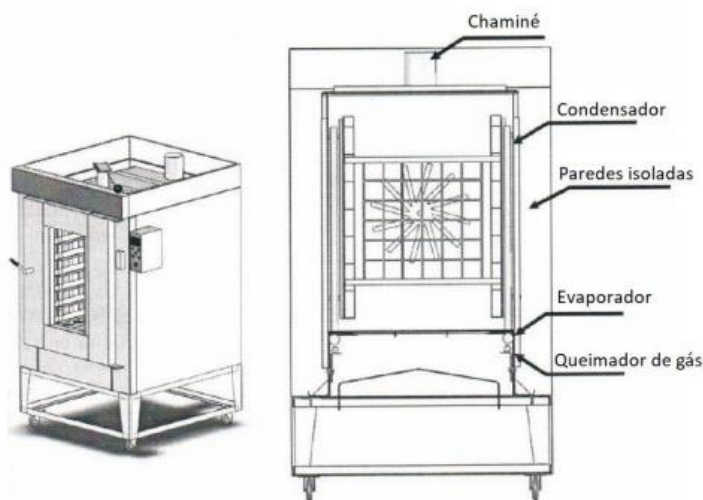
Fonte: Adaptado de Ersoz, 2016.

Ersoz (2016) apresentou graficamente as eficiências energética e exergética em função das diferenças de temperaturas de entrada e saída para as três velocidades de vento testadas: 2, 3 e 4 m/s, respectivamente. Para as condições de teste, o autor concluiu que os coletores solares que obtiveram melhores desempenhos foram os que continham acetona e clorofórmio como fluidos de trabalho.

Outra aplicação dos termossifões é na otimização térmica de fornos de cocção utilizados na indústria de panificação, devido a vantagens como alta condutividade térmica, atuando diretamente na eficiência da transferência de calor e simplicidade construtiva, sendo, portanto, economicamente viável. A maioria dos fornos de cocção elétricos atuais apresentam problemas de homogeneidade na distribuição do calor dentro da câmara, além de baixo desempenho, gerando um consumo desnecessário de energia elétrica. (DA SILVA, 2001)

Os termossifões são apropriados a várias aplicações em fornos industriais pois permitem que o calor alcance diretamente as regiões a se aquecer, além de apresentarem uma distribuição uniforme de temperatura (SILVA E MANTELLI, 2003). Os pesquisadores propuseram um modelo de aplicação dos termossifões em fornos de cocção conforme mostrado na Figura 5:

Figura 5 — Esquema de um forno para assar pão assistido por termossifões



Fonte: Mantelli *et al.* (2006).

Os termossifões são distribuídos verticalmente próximos às paredes laterais da câmara enquanto que na superfície inferior são alocados os queimadores de GLP (Gás Liquefeito de Petróleo), de forma que os gases da combustão fluem diretamente pela região dos evaporadores, porém sem se misturar com o ar do interior do forno. Ao transferir a energia uniformemente aos condensadores, essa configuração proporciona uma distribuição adequada de calor na câmara.

Através dessa revisão bibliográfica, foi possível observar a alta aplicabilidade dos termossifões bem como um aumento significativo de pesquisadores estudando o assunto. Foi constatado que na maioria dos trabalhos pesquisados os modelos matemáticos são confrontados com os dados experimentais. Entretanto grandes erros podem ser observados através da utilização destes modelos e correlações. Mostram-se necessários mais estudos a fim de realizar melhorias no âmbito experimental com relação ao desenvolvimento físico dos termossifões quanto nos modelos matemáticos neles utilizados.

2.3 FENÔMENO DA EBULIÇÃO EM EVAPORADORES DE TERMOSSIFÕES

A ebulição é a mudança do estado líquido para o estado vapor e é mantida pela transferência de calor oriunda de uma superfície sólida. Como envolve movimentação do fluido, a ebulição é tratada como um fenômeno convectivo. Na ebulição altas taxas de transferência de calor podem ser obtidas com variações pequenas na temperatura (mudança de fase). Os altos

coeficientes de transferência de calor associados à ebulição tornam atrativa a sua aplicação à diversas situações da engenharia, (INCROPERA *et al.*, 2014).

De acordo com a teoria de ebulição, quando a temperatura da superfície interna, $T_{evap,i}$ é maior que a temperatura de saturação do líquido, T_{sat} , correspondente à sua pressão de saturação, a ebulição é iniciada. O processo é caracterizado pela formação de bolhas de vapor que crescem e se desprendem da superfície (nucleação de bolhas). O movimento da bolha próximo à superfície interna influencia diretamente a determinação do coeficiente de transferência de calor.

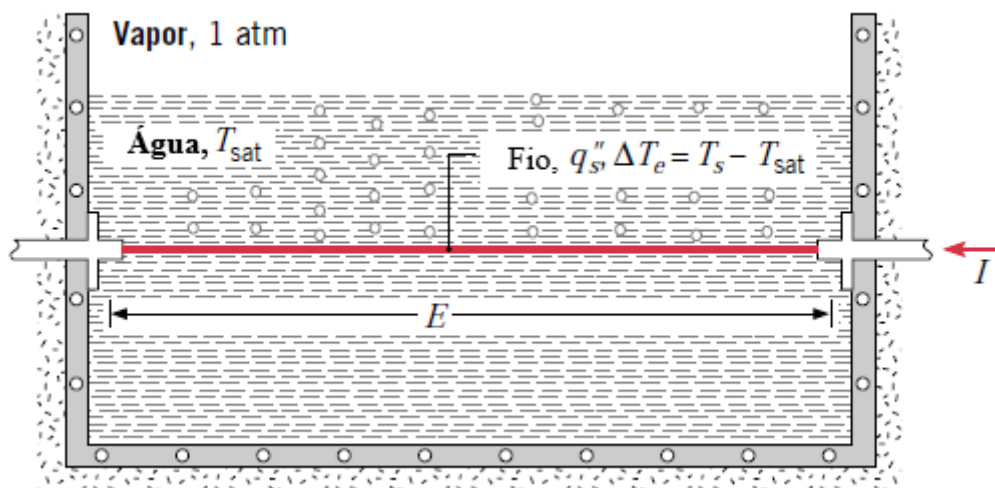
Para facilitar o estudo da ebulição, o fenômeno é classificado em regimes de ebulição nucleada, ebulição convectiva e ebulição em filme. A classificação destes regimes está intimamente ligada aos padrões de escoamento que são visualizados no decorrer do fenômeno e nos mecanismos físicos que são observados.

2.3.1 Ebulição nucleada

A ebulição nucleada refere-se à uma situação na qual o líquido encontra-se quiescente e o seu movimento próximo à superfície é devido à convecção natural e a mistura induzida pelo crescimento e desprendimento das bolhas da parede aquecida. A temperatura na maior parte do líquido permanece ligeiramente acima do valor de saturação. Consequentemente, as bolhas geradas na interface líquido-sólido ascendem e afloram na interface líquido-vapor.

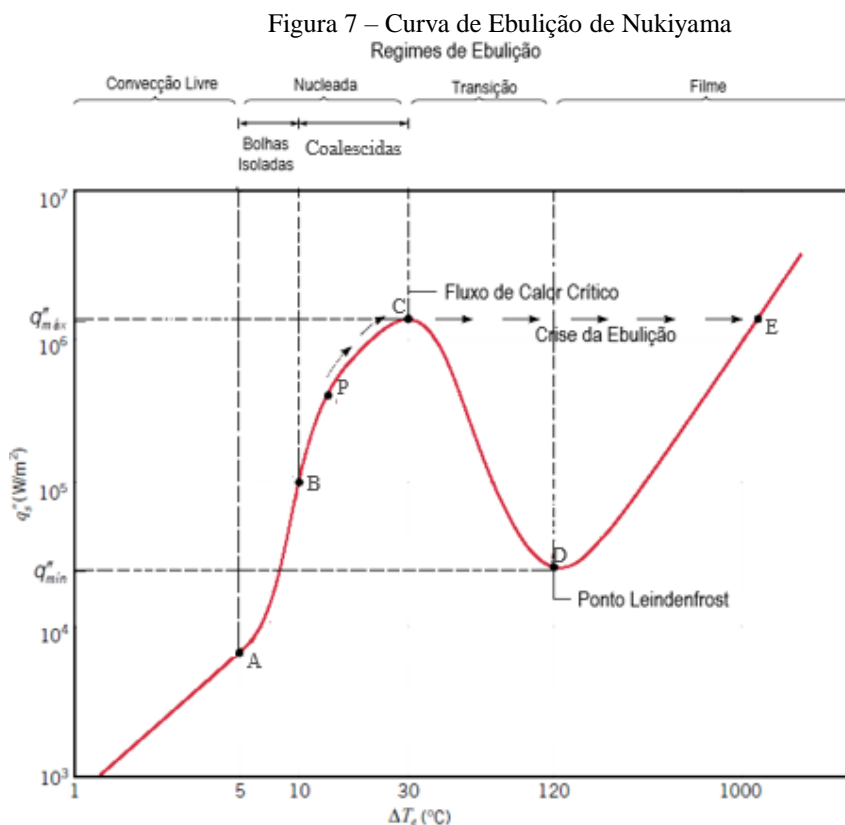
Um dos primeiros pesquisadores a identificar os diferentes regimes que ocorrem no fenômeno da ebulição foi Nukiyama. Sua análise experimental se baseou em medições do fluxo de calor em um fio de níquel-cromo percorrido por uma corrente elétrica, I , devido a uma diferença de potencial, E , utilizando o aparato experimental mostrado na Figura 6:

Figura 6 – Equipamento experimental utilizado por Nukiyama



Fonte: Adaptado Incropera *et al.*, 2014.

A curva de ebulição obtida por Nukiyama é mostrada na Figura 7 e relaciona a dependência entre o superaquecimento (ΔT_e), que é a diferença entre a temperatura da parede interna do evaporador e a temperatura de saturação para a referida pressão de saturação $\Delta T_e = T_{evap,i} - T_{sat}$ e o fluxo de calor aplicado ao fio metálico:



Fonte: Adaptado Incropera *et al.*, 2014.

A taxa de transferência de calor é incrementada à superfície, através da regulação da tensão e da corrente fornecidas pela fonte de potência e os regimes de ebulição vão se modificando. O primeiro fenômeno de transferência de calor observado é o de convecção natural, pois é devida exclusivamente ao movimento do fluido que ocorre devido a alteração da massa específica da água na região próxima ao fio, as bolhas ainda não começaram a ocorrer nesta região. O fenômeno relatado no parágrafo anterior corresponde até o ponto A na Figura 6. A partir deste ponto bolhas começam a aparecer na superfície aquecida, sendo o início do processo de nucleação das bolhas. As bolhas se formam devido à presença de minúsculas cavidades presentes na superfície que armazenam vapor em seu interior.

Na região de ocorrência de ebulição nucleada parcial (ponto A até o ponto B) pequenas bolhas são formadas em alguns sítios de nucleação localizados na superfície aquecida ocorrendo uma mistura intensa próximo à superfície aumentando o coeficiente de transferência de calor, h . A densidade de sítios de nucleação e de frequência das bolhas que estão sendo formadas aumentam com o aumento do fluxo de calor e conseqüentemente com o aumento da temperatura superficial.

No ponto B inicia-se a transição de bolhas isoladas para bolhas completamente desenvolvidas (coalescidas) no qual as pequenas bolhas isoladas coalescem formando bolhas maiores que ascendem em formas de jatos que inibem o movimento do fluido próximo à superfície, logo a formação das bolhas passa a ter papel determinante na avaliação do coeficiente de transferência de calor.

O ponto P é um ponto de inflexão da curva onde o coeficiente de transferência de calor assume um valor máximo e a partir daí começa a diminuir. Apesar da diminuição do valor de h o fluxo de calor continua aumentando, este fato é atribuído devido à uma compensação que ocorre com o aumento da temperatura em excesso que supera a diminuição de h . O fenômeno ocorre até um certo ponto na qual o aumento de ΔT_e é equilibrado pela diminuição de h ; neste ponto tem-se o pico da curva (ponto C), determinando o fluxo de calor crítico, $q''_{máx}$, que é o limite máximo para ebulição nucleada completamente desenvolvida.

Após a ocorrência da condição de fluxo crítico grande parte da superfície é recoberta com uma manta de vapor, nesta região (entre os pontos C e D) a temperatura da superfície aumenta rapidamente. A formação das bolhas ocorre rapidamente formando um filme de vapor sobre a superfície. As condições oscilam entre ebulição nucleada e ebulição em filme; como a condutividade térmica do vapor é muito menor que a do líquido, o coeficiente de transferência de calor deve diminuir nesta região. O fluxo de calor controlado diminui até uma condição que

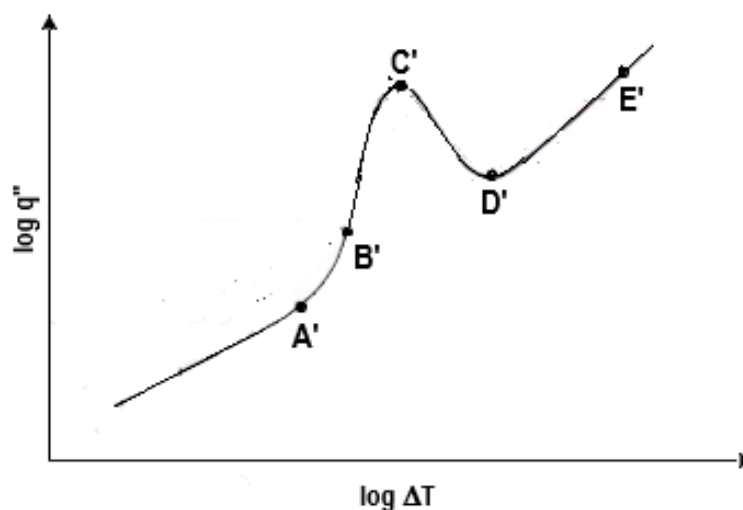
corresponde ao colapso do filme de vapor, este ponto é conhecido por ponto de *Leidenfrost*, onde é observado que as gotículas de água sustentadas pelo filme de vapor evaporam lentamente ao se moverem ao longo de uma superfície quente.

Quando a taxa de transferência de calor é controlada a superfície aquecida passa rapidamente da região de transição para a região de ebulição em filme de vapor e se estabiliza no ponto E. Nesta região observa-se que a superfície é totalmente recoberta por um filme de vapor estável, na qual o líquido não mantém contato com a superfície. Com a redução do fluxo de calor o filme de vapor não se sustenta e se colapsa.

Como relatado toda a análise experimental proposta por Nukiyama foi realizada através da transferência de calor para um fio condutor na posição horizontal imerso em água saturada sob pressão de saturação conhecida. No caso do termossifão, o mesmo se encontra na posição vertical, portanto algumas observações são necessárias.

Para o fenômeno da ebulição no interior de um tubo na posição vertical as configurações do escoamento líquido-vapor mudam. Para uma condição de fluxo de calor e pressão controlados, é apresentada na Figura 8 uma curva de ebulição típica na parte interna de um tubo.

Figura 8 — Curva de ebulição na região interna de um tubo

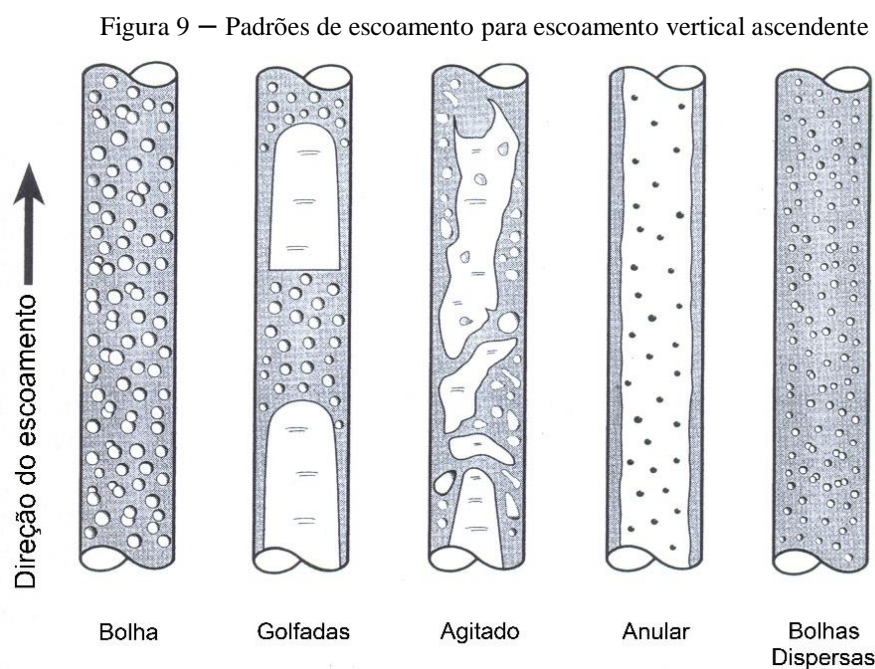


Fonte: Adaptado de Carey, 2008.

Segundo Carey (2008), o fenômeno anterior ao início da ebulição em um tubo é a transferência de calor por convecção forçada (até o ponto A'), na qual o coeficiente de transferência de calor aumenta devido ao aumento da velocidade do escoamento e este processo não é caracterizado pela ebulição, pois não há formação de bolhas nesta região.

Com o início da nucleação das bolhas, ocorre um aumento significativo do coeficiente de transferência de calor, bem como, um incremento no superaquecimento. O início da nucleação caracteriza um novo regime de ebulição (entre os pontos A' e B' na Figura 8) que é chamado de regime de ebulição parcialmente nucleada, como também observado na curva de ebulição de Nukiyama (entre os pontos A e B da Figura 7).

Na região de ebulição completamente desenvolvida é predominante a transferência de calor devido a mudança de fase. No entanto, a fase é influenciada pelos padrões de escoamento que surgem no interior do tubo. Os padrões de escoamento podem ser classificados segundo Shoham (2006) como: bolhas, golfadas, agitado, anular e bolhas dispersas. Estes padrões de escoamento são mostrados na Figura 9.



Fonte: adaptado de Shoham, 2006.

No escoamento anular, quando o filme líquido em contato com a superfície interna se torna muito delgado a ebulição nucleada pode ser suprimida, logo a transferência de calor ocorre devido à evaporação na interface líquido – vapor no filme delgado. Nesta região o coeficiente de transferência de calor pode exceder o que prediz a curva de ebulição. Como resultado, para um fluxo de calor constante a temperatura em excesso no filme pode se tornar menor do que em um regime de ebulição completamente desenvolvida (CAREY, 2008).

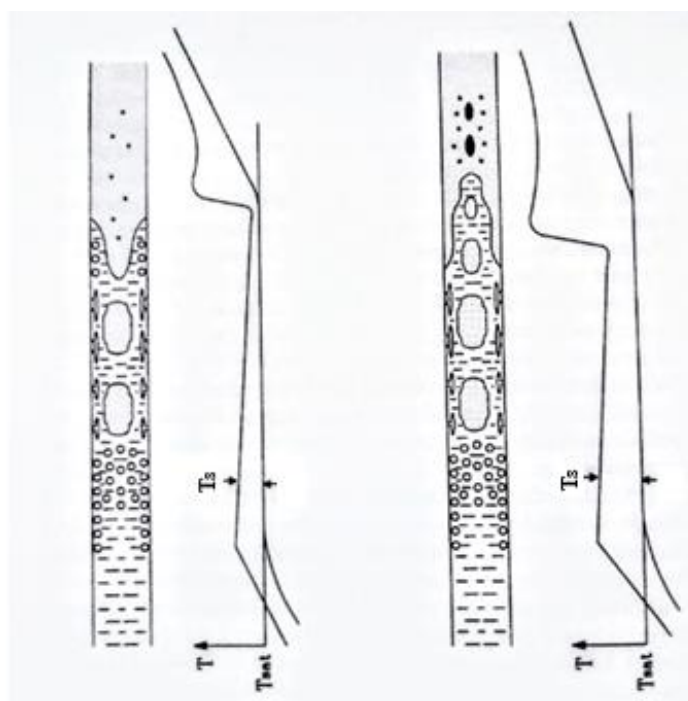
Uma análise referente à influência do fluxo de calor na ebulição de um fluido em um tubo é realizada por Carey (2008). Para condições de baixo fluxo de calor, o fluxo de calor crítico ocorre quando o filme de líquido no escoamento anular seca. Esta condição é

normalmente chamada de (*dryout*). Entretanto para condições de alto fluxo de calor, o fluxo de calor crítico ocorre sobre condições similares àquelas referente à ebulição nucleada. Neste caso a condição de fluxo de calor crítico ocorre quando o líquido em contato com a superfície aquecida não é suficiente para compensar a taxa de evaporação. Esta condição também é conhecida como crise da ebulição ou (*burnout*).

Após a ocorrência do fluxo crítico a temperatura aumenta rapidamente, passando através da região C'-D' (região de transição) e D'-E' (ebulição em filme), conforme observado na Figura 8.

A magnitude do fluxo de calor crítico depende do título de vapor local, do fluxo mássico e da pressão do sistema. A Figura 10 mostra os padrões de escoamento durante a ebulição em um tubo para aplicações de baixo fluxo de calor e alto fluxo de calor.

Figura 10 – (a) Ebulição em um tubo para baixo fluxo de calor. (b) Ebulição em um tubo para alto fluxo de calor



(a)

(b)

Fonte: adaptado Carey, 2008.

Através da análise da Figura 10 observa-se que para um baixo fluxo de calor obtém-se da mesma forma baixos valores de superaquecimento, já para altos fluxos de calor o superaquecimento aumenta. Um fenômeno interessante pode ser observado na Figura 10(b) após a ocorrência do fluxo crítico em um tubo, um filme de vapor separa a superfície aquecida

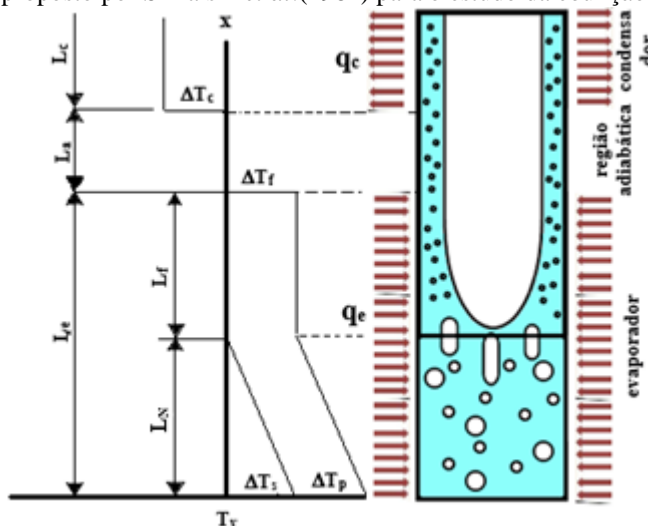
do líquido, esta configuração de escoamento é, em alguns casos, chamada de escoamento anular inverso e ocorre em regiões na qual o valor do título de vapor é elevado.

Na região de transição existe contato parcial do líquido com a superfície aquecida. Este modo de ebulição é instável e as informações referentes a esta região são escassas.

É de fundamental importância ressaltar que neste trabalho a ebulição nucleada refere-se ao processo de ebulição na qual observa-se a formação de pequenas bolhas que se desprendem da superfície e a ebulição em filme líquido corresponde a região na qual as pequenas bolhas já coalesceram, formando bolhas alongadas na qual um filme líquido entre a bolha e a superfície aquecida é observado.

Alguns pesquisadores desenvolveram trabalhos com diferentes objetivos no estudo da ebulição. Analisando o fenômeno da ebulição na região do evaporador de um termosifão Shiraishi *et al.* (1981) exploraram a influência da razão de preenchimento no evaporador. O processo de transferência de calor, segundo os autores, é subdividido de acordo com os comprimentos da coluna líquida. A ebulição nucleada é preponderante na região $0 \leq x \leq L_N$ e ebulição em filme líquido na região $L_N \leq x \leq L_e$, como é mostrado na Figura 11.

Figura 11 – Modelo físico proposto por Shiraishi *et al.*(1981) para o estudo da ebulição em um termosifão



Fonte: Autoria própria (2019)

Onde L_N corresponde ao comprimento do evaporador na qual ocorre a ebulição nucleada, L_f corresponde ao comprimento do evaporador onde ocorre a ebulição em filme líquido e L_e corresponde ao comprimento total do evaporador.

O processo de transferência de calor por ebulição, conforme mostrado na Figura 11, é devido à ebulição nucleada, que ocorre na extremidade inferior do evaporador do termossifão e a ebulição em filme líquido, que ocorre na extremidade superior do evaporador. As duas regiões estão preenchidas com o fluido de trabalho. O fenômeno da ebulição em um termossifão fechado se assemelha ao que ocorre em um termossifão aberto, exceto pela pressão de operação.

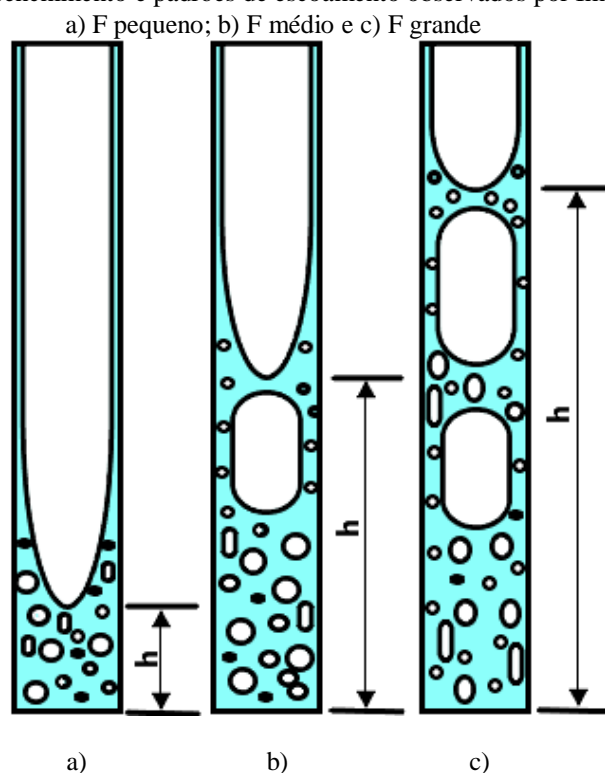
Na região de ebulição nucleada, ΔT_s é a diferença entre a temperatura de saturação do líquido e a temperatura de saturação do vapor, e é uma função da altura de coluna de líquido no evaporador, ΔT_N é a diferença entre a temperatura na superfície interna na parede do evaporador e a temperatura de saturação na região de ocorrência de ebulição nucleada, ΔT_f é a diferença entre a temperatura na superfície interna da parede do evaporador e a respectiva temperatura de saturação do fluido de trabalho na região de ebulição em filme líquido e ΔT_c que é a diferença entre a temperatura na parede interna do condensador e a respectiva temperatura de saturação.

O experimento foi realizado com termossifões de cobre com diâmetros interno e externos respectivamente de 37 e 45 mm. O comprimento total do termossifão era de 1230 mm, sendo que o comprimento do evaporador, da região adiabática e do condensador respectivamente iguais a 280 mm, 500 mm e 450 mm. As razões de preenchimento analisadas foram $F=1$ e $F=1/2$. Shiraishi *et al.* (1981) concluíram que para $F=1/2$ a curva teórica (modelo) subestima os dados experimentais na região quando o fluxo de calor no evaporador é baixo. A discrepância pode ser explicada devido à quebra do filme líquido nesta região. Os efeitos da diferença de pressão na ebulição devido a coluna de fluido não são negligenciáveis. O modelo matemático prevê as características de transferência de calor de forma satisfatória e a concordância com os resultados experimentais é boa. A resistência térmica total do termossifão é muito sensível à pressão de operação, ao fluxo de calor e à razão de preenchimento.

Imura *et al.* (1983) realizaram um trabalho experimental com o intuito de investigar a influência da razão de preenchimento na determinação do fluxo de calor crítico.

Com valores pequenos de F , o condensado proveniente da região do condensador retorna ao evaporador na forma de um filme de líquido passando pela região adiabática, sendo que estas características do escoamento se referem a um baixo fluxo de calor, como é mostrado na Figura 12 (a).

Figura 12 — Razões de preenchimento e padrões de escoamento observados por Imura *et al.* (1983)



Fonte: Autoria própria (2019).

Quando ocorre a quebra do filme líquido a taxa de transferência nesta região decresce e a temperatura na parede interna aumenta. Entretanto, a temperatura na parede não aumenta continuamente mas atinge um equilíbrio, isto acontece porque o fluxo de calor na região é pequeno e a condução de calor através do tubo prevalece.

Com aumentos no fluxo de calor, a temperatura na parede alcança temperaturas de equilíbrio mais elevadas, isto dificulta a determinação de um valor preciso para o fluxo de calor crítico. O valor do fluxo de calor crítico aumenta com o respectivo aumento da razão de preenchimento (Figuras 12 (b) e 12 (c)). Na ocorrência do fluxo crítico o filme líquido seca e ocorre o *dry out*.

Para um determinado valor de F , o fluxo de calor crítico torna-se independente do valor da razão de preenchimento e passa a aumentar de acordo com o aumento da temperatura interna no evaporador do termosifão. Quando o fluxo crítico é alcançado, a temperatura da superfície sobe acentuadamente. Nesta situação a taxa de aumento de temperatura é maior que na região de *dry out* e a região de *burn out* ocorre. Como o fluxo de calor crítico é menor na região de *dry out*, razões de preenchimento nas regiões de *burn out* devem ser escolhidas para uso prático em Engenharia, ou seja, razões de preenchimento mais elevadas.

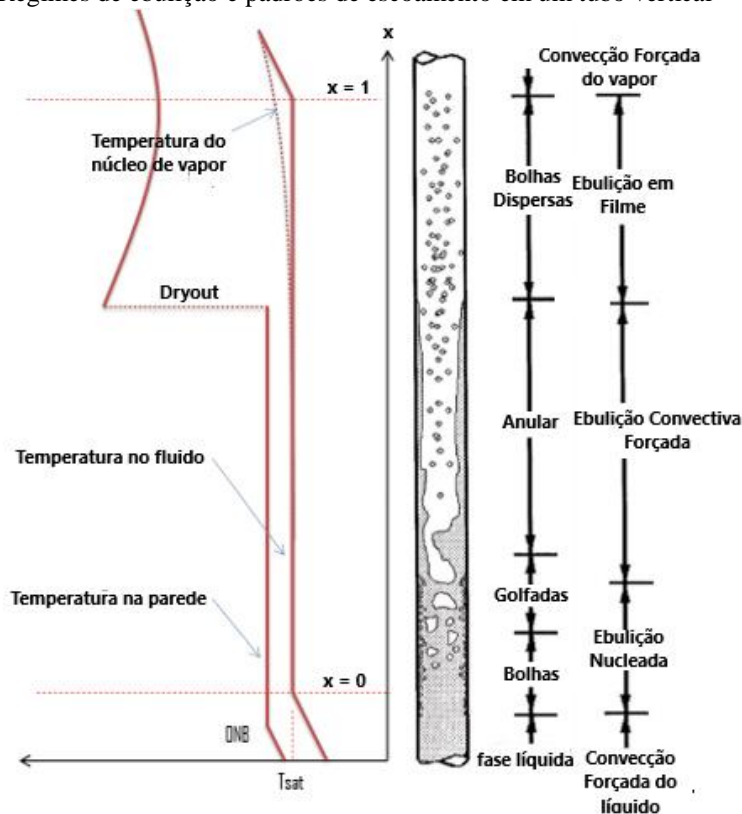
Com o intuito de mapear os regimes de ebulição em um termossifão fechado, Niro e Beretta (1990) observaram que os regimes de ebulição poderiam ser classificados em termos das frequências de nucleação das bolhas: frequências de baixa nucleação ($\sim 0,1$ Hz) provocam o regime intermitente de ebulição caracterizado por longos períodos de colunas de líquido (pistões) alternando com nucleações de vapor quase explosivas. As altas frequências de nucleação (> 10 Hz) provocam a ebulição totalmente desenvolvida caracterizada por jatos de pequenas bolhas destacando-se de uma ou mais cavidades ativas na superfície aquecida, tornando o fluido fortemente turbulento no evaporador. Para frequências entre 0,1 e 10 Hz, temos regimes de transição caracterizados por taxas de crescimento de bolhas e dimensões de bolhas intermediárias.

Nos trabalhos dos pesquisadores citados anteriormente observa-se que os regimes de ebulição são associados aos padrões de escoamento e fica evidente a necessidade de um estudo mais aprofundado quanto ao tema, que é assunto da próxima seção.

2.3.2 Ebulição Convectiva em tubos verticais

O estudo da ebulição convectiva em tubos torna-se complicada pelo fato de diferentes regimes de ebulição estarem relacionados às mudanças nos padrões de escoamento em diferentes localizações ao longo do tubo. De acordo com Carey (2008), a ebulição convectiva ao longo de um tubo para moderados níveis de fluxo de calor está relacionada aos padrões de escoamento, esta relação é mostrada na Figura 13.

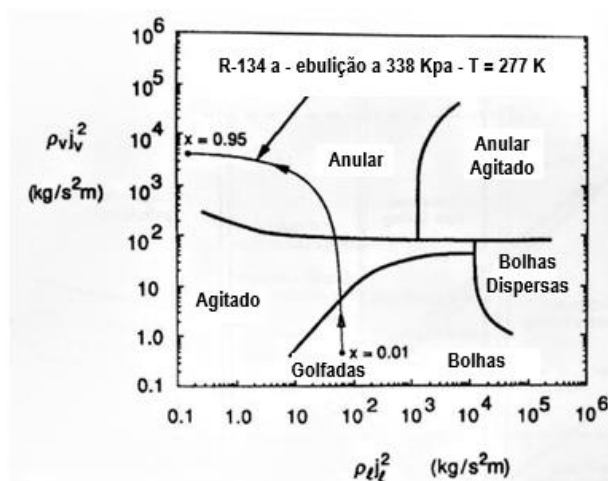
Figura 13 – Regimes de ebulição e padrões de escoamento em um tubo vertical



Fonte: Adaptado de Carey, 2008.

Nota-se que na extremidade inferior do tubo a nucleação das bolhas se inicia. Conforme o título de vapor aumenta, as transições dos padrões de escoamento podem ser observadas. A velocidade superficial do vapor aumenta, enquanto que a velocidade superficial do líquido diminui. A evolução do fenômeno da ebulição convectiva em um mapa de fluxo (padrões de escoamento) pode ser observada na Figura 14.

Figura 14 – Representação da ebulição convectiva em um mapa de fluxo (Hewitt e Roberts)

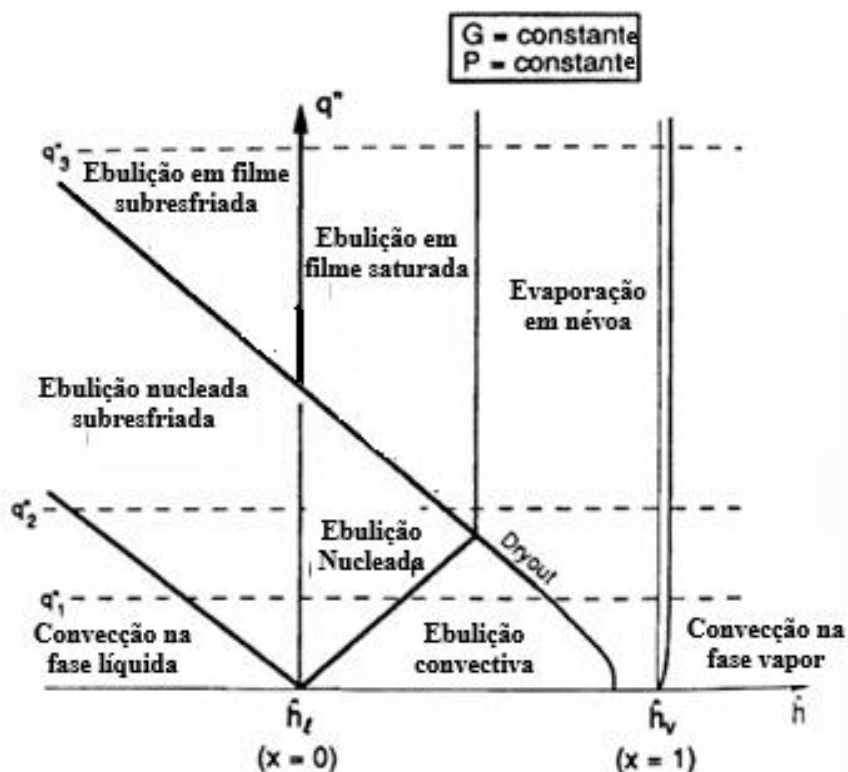


Fonte: Adaptado de Carey, 2008.

A ebulição nucleada tem peso maior nos estágios iniciais do processo de ebulição (extremidade inferior do evaporador), onde pequenas bolhas (*bubbly*) e golfadas (*slug flow*) ocorrem. Uma vez que o escoamento passa a ser anular, a ebulição no filme líquido se torna importante. Neste trabalho a formação do filme líquido já está presente no escoamento em golfadas, pois as bolhas coalescidas formam bolhas alongadas que podem ser observadas na extremidade superior do evaporador. Nesta região o filme líquido tem influência direta na transferência de calor. Se a ebulição continua, o filme de líquido seca (*dryout*), observando-se gotículas de líquido sendo arrastadas para o interior do núcleo de vapor. Esta situação de *dry out* não é observada neste trabalho, pois o fluxo de calor apresenta patamares abaixo do valor crítico.

Os padrões de escoamento são observados para baixos de fluxos de calor e de superaquecimento, como pode ser observado na Figura 10(a). Através de um mapa que relaciona os regimes de ebulição, Carey (2008) mostra a variação do fluxo de calor na parede aquecida e a influência nos mecanismos de transferência de calor por ebulição. O mapa é mostrado na Figura 15:

Figura 15 – Mapa de regimes de ebulição para fluxo constante



Fonte: Adaptado de Carey, 2008.

A linha pontilhada correspondente à q_1'' é um caminho característico para ebulição ocorrendo à baixo fluxo de calor. A sequência dos regimes de ebulição é exatamente a sequência mostrada na Figura 13. Se maiores fluxos de calor são aplicados, a sequência dos regimes de ebulição é diferente. Para o fluxo de calor q_2'' , por exemplo, a nucleação das bolhas começa a ocorrer quando o fluido se encontra no estado subresfriado. Segundo Incropera *et al.* (2014), no estado subresfriado a ebulição ocorre para situações na qual a temperatura do líquido excede a temperatura na parede. Com o aumento do título de vapor, a ebulição nucleada subresfriada cede caminho para a ebulição nucleada saturada quando a entalpia atinge o valor correspondente para líquido saturado. Para valores maiores de título de vapor ocorre a transição de ebulição nucleada para ebulição saturada em filme. Em condições de fluxo constante esta transição é acompanhada por um aumento substancial na temperatura da parede.

Se o processo de ebulição continua a ocorrer, a quantidade de líquido no interior do núcleo de vapor torna-se pequena, se transformando em gotículas de líquido, nestas condições observa-se a transição do regime de ebulição saturada em filme para a região de névoa e por fim, quando as gotículas de líquido se evaporam completamente tem-se que a transferência de calor se dá por convecção da fase vapor.

Na linha pontilhada corresponde ao fluxo de calor q_3'' , ebulição em filme subresfriada pode existir imediatamente após a entrada do fluido no tubo e subseqüente transições para ebulição em filme saturada e ebulição em névoa ocorrem. Estes três regimes de ebulição são caracterizados por ineficientes mecanismos de transferência de calor, pois o superaquecimento é muito elevado ao longo do tubo e conseqüentemente os valores dos coeficientes de transferência de calor serão pequenos. Através destas observações, conclui-se que equipamentos de transferência de calor são frequentemente projetados para operar à baixos fluxos. Logo os regimes de ebulição de maior interesse na prática de engenharia são as regiões de ebulição nucleada e ebulição convectiva bifásica, na qual os coeficientes de transferência de calor são relativamente altos.

2.4 COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR EBULIÇÃO

Alguns modelos foram desenvolvidos para tentar explicar o processo de ebulição e se baseiam na hipótese de que o processo de crescimento das bolhas e o movimento induzido do líquido facilitam o transporte convectivo do calor para a superfície adjacente. Através deste raciocínio, Rohsenow (1952) postulou que o alto coeficiente de transferência de calor associado

com a ebulição nucleada é resultado da agitação local devido ao escoamento do líquido impulsionado pela nucleação e ascendência das bolhas de vapor.

Considerando que o mecanismo de transferência de calor ocorre da parede aquecida para o fluido como se fosse um processo monofásico, Rohsenow (1952) adaptou uma correlação para o processo de transferência de calor por convecção forçada monofásico a um processo de transferência de calor por ebulição nucleada, utilizando parâmetros termofísicos apropriados associados ao processo de ebulição. Partindo deste contexto pode-se definir o número de Nusselt, Nu_b , da seguinte forma:

$$Nu_b = \frac{hd_b}{k_l} = A Re_b^{(1-r)} Pr_l^{(1-s)} \quad (1)$$

onde d_b é o diâmetro característico da bolha, k_l é a condutividade térmica do líquido e Pr_l é número de Prandtl do líquido. O número de Reynolds, Re_b , é definido como:

$$Re_b = \frac{\rho_v j_v d_b}{\mu_l} \quad (2)$$

O diâmetro da bolha logo após o desprendimento da superfície aquecida, d_b , pode ser definido de acordo com a Equação (3), que é proveniente de um balanço de forças no qual a força de empuxo se equilibra com a força de tensão superficial:

$$d_b = C_b \theta \left[\frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2} \quad (3)$$

onde ρ_v é a massa específica do vapor, ρ_l é a massa específica do líquido, g é a aceleração da gravidade local, μ_l é a viscosidade dinâmica do líquido, σ é a tensão superficial do líquido, θ é o ângulo de contato que depende do líquido e da superfície sólida que está sendo considerada e C_b é uma constante específica do sistema que depende do ângulo de contato.

A velocidade superficial da bolha (fase vapor), j_v , pode ser definida pela razão entre a distância percorrida pelo líquido para preencher o espaço deixado pela bolha ao se desprender

e pode ser aproximada pelo próprio diâmetro da bolha, e o tempo entre os desprendimentos das bolhas, t_b , que corresponde a energia necessária para formar a bolha de vapor dividida pela taxa na qual o calor é adicionado através da área de contato sólido – vapor, logo tem-se:

$$j_v \propto \frac{d_b}{t_b} \propto \frac{d_b}{\left(\frac{\rho_v h_{lv} d_b^3}{q'' d_b^2} \right)} \propto \frac{q''}{\rho_v h_{lv}} \quad (4)$$

onde h_{lv} é o calor latente de vaporização do fluido. O número de Reynolds definido na Equação (2) pode ser interpretado como a razão entre a força de inércia devido ao escoamento da fase vapor e a força viscosa da fase líquida. O coeficiente de transferência de calor é definido como:

$$h = \frac{q''}{\Delta T_e} \quad (5)$$

onde q'' é o fluxo de calor e ΔT_e é o superaquecimento.

Através da manipulação das Equações (1), (2), (3), (4) e (5) chega-se à equação de Rohsenow (1952):

$$\frac{q''}{\mu_l h_{lv}} \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2} = \left(\frac{1}{C_{sf}} \right)^{1/r} \text{Pr}_l^{-s/r} \left[\frac{C_{pl} \Delta T_e}{h_{lv}} \right]^{1/r} \quad (6)$$

$$C_{sf} = \frac{\sqrt{2} C_b \theta}{A} \quad (7)$$

onde $C_{p,l}$ é o calor específico à pressão constante para a fase líquida. Como pode-se observar o valor de $C_{s,f}$ é um valor experimental que depende do ângulo de contato, que por conseguinte, depende do líquido e da superfície que se encontram em contato.

Shiriashi *et al.* (1981) assumem que a ebulição no termossifão bifásico fechado é semelhante em processos de transferência de calor para a ebulição que ocorre no termossifão aberto, exceto para a pressão de operação, dessa forma, propõem as seguintes correlações:

$$h_p(\text{fechado}) \propto h_p(\text{aberto})(P/P_a)^n \quad (8)$$

$$h_p = 0,32 \frac{\rho_l^{0,65} k_l^{0,3} C_{p,l}^{0,7} g^{0,2}}{\rho_v^{0,25} h_{lv}^{0,4} \mu_l^{0,1}} (P/P_a)^{0,23} q^{n0,4} \quad (9)$$

onde P é a pressão na região interna do termossifão e P_a é a pressão atmosférica. As Equações (8) e (9) devem ser utilizadas para a determinação do coeficiente de transferência de calor, h_p . Os autores tratam esta região como região de ebulição em piscina líquida que corresponde a região de ebulição nucleada neste trabalho.

A região onde as bolhas dispersas coalescem e formam os bolsões de vapor, escoamento em golfadas, é tratada pelos autores como região de filme líquido no evaporador. De acordo com os autores e a partir de informações na literatura o coeficiente de transferência de calor na região de ocorrência do filme líquido, h_f , na região do evaporador é:

$$h_f = \frac{(4/3)^{1/3} \text{Re}_f^{1/3} k_l}{(\nu_l^2/g)^{1/3}} \quad (10)$$

ν_l é a viscosidade cinemática do líquido O número de Reynolds no filme líquido, Re_f , é definido como:

$$\text{Re}_f = \frac{4x_e q''}{h_{lv} \mu_l} \quad (11)$$

onde x_e é a altura que compreende a região do evaporador.

A Equação (11) deve ser utilizada para uma distância $x_e > L_N$, na qual L_N é a distância na qual predomina a ocorrência de ebulição em piscina líquida (nucleada). A distância L_N pode ser determinada de forma visual, pois sendo o termossifão de vidro fica nítida a região onde ocorre ebulição em piscina líquida (bolhas dispersas) e ebulição em filme (golfadas). O artigo dos autores citados também engloba a análise do condensador mas como não é o escopo deste trabalho esta parte foi suprimida.

Tendo em vista que razões de preenchimento adequadas devem ser escolhidas de acordo com o fluxo de calor estabelecido no evaporador, Imura *et al.* (1983) propuseram uma correlação para a razão de preenchimento em função das propriedades termofísicas do fluido de trabalho, do fluxo de calor crítico no evaporador e das características geométricas do termosifão:

$$F = (1/5 - 1/3) + \frac{0,8L_c + L_{ra}}{L_e} \frac{4}{d_i} \left(\frac{3\mu_l l_e q''_{m\acute{a}x}}{\rho_l^2 g h_{lv}} \right)^{1/3} + \frac{\rho_g}{\rho_l} \left[\frac{L_c + L_{ra}}{L_e} - \frac{0,8L_c + L_a}{L_e} \frac{4}{d_i} \left(\frac{3\mu_l l_e q''_{m\acute{a}x}}{\rho_l^2 g h_{lv}} \right)^{1/3} \right] \quad (12)$$

onde L_c é o comprimento do condensador, L_{ra} é o comprimento da região adiabática e L_e é o comprimento do evaporador.

Cooper (1984) sugere uma correlação para ebulição em piscina que se baseia na pressão reduzida, P_r , no peso molecular, M , na rugosidade superficial, \mathcal{E} , e no fluxo de calor:

$$h_{Cooper} = 55P_r^{(0,12-0,2\log \mathcal{E})} (-\log P_r)^{-0,55} M^{-0,5} q''^{0,67} \quad (13)$$

Gungor e Winterton (1986) apresentaram uma correlação para a ebulição em tubos verticais:

$$h_{Gungor} = h_l \left[1 + 3000Bo^{0,86} + 1,12 \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0,75} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,41} \right] \quad (14)$$

onde x é o título de vapor, Bo é o número de ebulição e h_l é o coeficiente de transferência de calor por convecção associado ao líquido e é determinado através da Equação (15) que é conhecida como Equação de Dittus – Boelter:

$$h_l = \frac{0,023Re_D^{0,8} Pr_l^{0,4} k_l}{d_i} \quad (15)$$

onde d_i é o diâmetro interno do evaporador. Segundo Davidson (1943) o número de Ebulição (Bo) representa o efeito da agitação das bolhas sobre o escoamento e é matematicamente definido como:

$$Bo = \frac{q''}{Gh_{lv}} \quad (16)$$

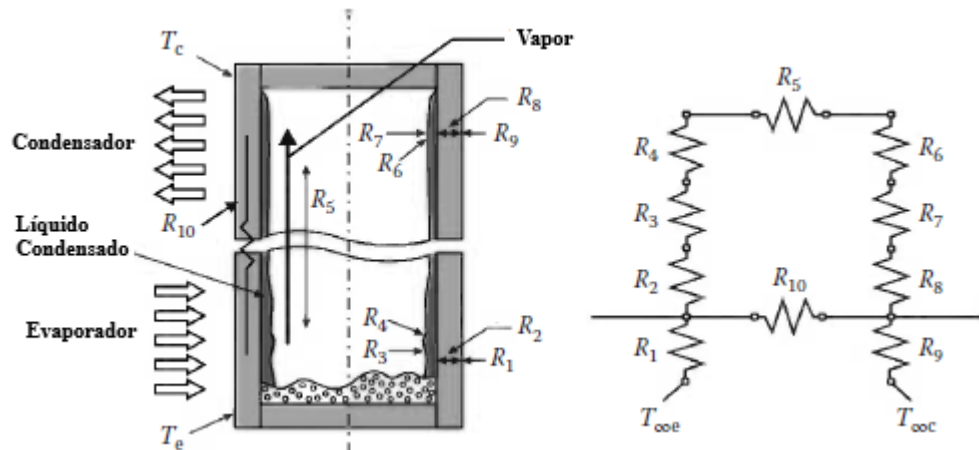
onde G é o fluxo mássico através da seção transversal do tubo.

O número de Reynolds utilizado na Equação (15) pode ser definido como mostrado na equação (17):

$$Re_D = \frac{G(1-x)d_i}{\mu_l} \quad (17)$$

Groll e Rosler (1992) através de um modelo de resistências estudaram o fenômeno da ebulição no evaporador de termossifões. Na Figura 16 é mostrado um esquema de um termossifão as resistências térmicas, apresentadas a seguir.

Figura 16 – Circuito térmico equivalente em um termossifão



Fonte: Adaptado de Vasiliev e Kakaç, 2013.

A Figura 16 mostra um esquema de funcionamento do termossifão acompanhado de informações referentes às resistências térmicas envolvidas na análise do fenômeno. Segundo Groll e Rösler (1992), esse fenômeno ocasiona dois regimes distintos de transferência de calor: o regime de ebulição em piscina (nucleada), representado pela resistência térmica R_{3p} , e o regime de ebulição em filme, representado por R_{3f} . Assim, a resistência de evaporação R_3 pode ser obtida através da junção das contribuições desses dois fenômenos.

$$R_3 = R_{3p}F + R_{3f}(1-F) \quad (18)$$

onde F é a razão de preenchimento.

De acordo com Groll e Rösler (1992), a contribuição individual das parcelas da resistência térmica para ebulição em piscina e em filme líquido são mostradas a seguir, nas equações (19) e (20):

$$R_{3p} = \frac{1}{g^{0,2} \phi q^{0,4} (\pi d_i L_{evap})^{0,6}} \quad (19)$$

$$R_{3f} = \frac{0,345 q^{1/3}}{d_i^{4/3} g^{1/3} L_{evap} \psi^{4/3}} \quad (20)$$

onde ϕ e ψ são dados por:

$$\phi = \frac{\rho_l^{0,65} k_l^{0,3} C_{p,l}^{0,7}}{\rho_v^{0,25} h_{lv}^{0,4} \mu_l^{0,1}} (P/P_a)^{0,23} \quad (21)$$

$$\psi = \left(\frac{h_{lv} \rho_l^2 k_l^3}{\mu_l} \right)^{1/4} \quad (22)$$

Para se determinar o coeficiente de transferência de calor em piscina ou em filme utiliza-se da definição de resistência térmica:

$$R = \frac{1}{hA_i} = \frac{1}{h\pi d_i L_{evap}} \quad (23)$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor por ebulição em piscina ou em filme que é determinado considerando a Equação (19) no caso de ebulição em piscina e a Equação (20) no caso de ebulição em filme e L_{evap} é o comprimento do evaporador.

2.5 COMENTÁRIOS FINAIS

A revisão bibliográfica realizada destacou os conceitos físicos referentes ao estudo da ebulição. Neste presente trabalho a ebulição é analisada com interesse no desenvolvimento de termossifões que utilizam a troca térmica em atividades industriais e residenciais

Alguns trabalhos publicados e aplicações referentes ao assunto foram salientadas e discutidas com o intuito de auxiliar na elaboração da pesquisa vigente. Deve-se pontuar que os trabalhos nesta área encontram-se em expansão devido a necessidade do desenvolvimento de tecnologias alternativas para as matrizes energéticas nos dias atuais.

Neste contexto a pesquisa aqui desenvolvida pode colaborar e auxiliar na compreensão dos fenômenos físicos envolvidos e incentivar o aprimoramento do estudo sobre as aplicações dos termossifões nas diversas áreas mencionadas neste trabalho.

3 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

O presente capítulo mostra como será realizado o procedimento experimental para se determinar o coeficiente de transferência de calor por ebulição em um termossifão de vidro. A bancada experimental é descrita, assim como cada dispositivo que a compõe. A primeira etapa se refere à determinação das temperaturas ao longo do evaporador e por meio destas informações em conjunto com um balanço de energia, estima-se o coeficiente de transferência de calor bifásico. É relatado como se dá a realização dos testes e a posterior aquisição dos dados. São usados sensores de malha resistiva que possibilitam a medição de propriedades relacionadas ao escoamento bifásico como: fração de vazio, velocidade translacional da bolha, frequência das bolhas e comprimento do pistão de líquido.

3.1 DESCRIÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL

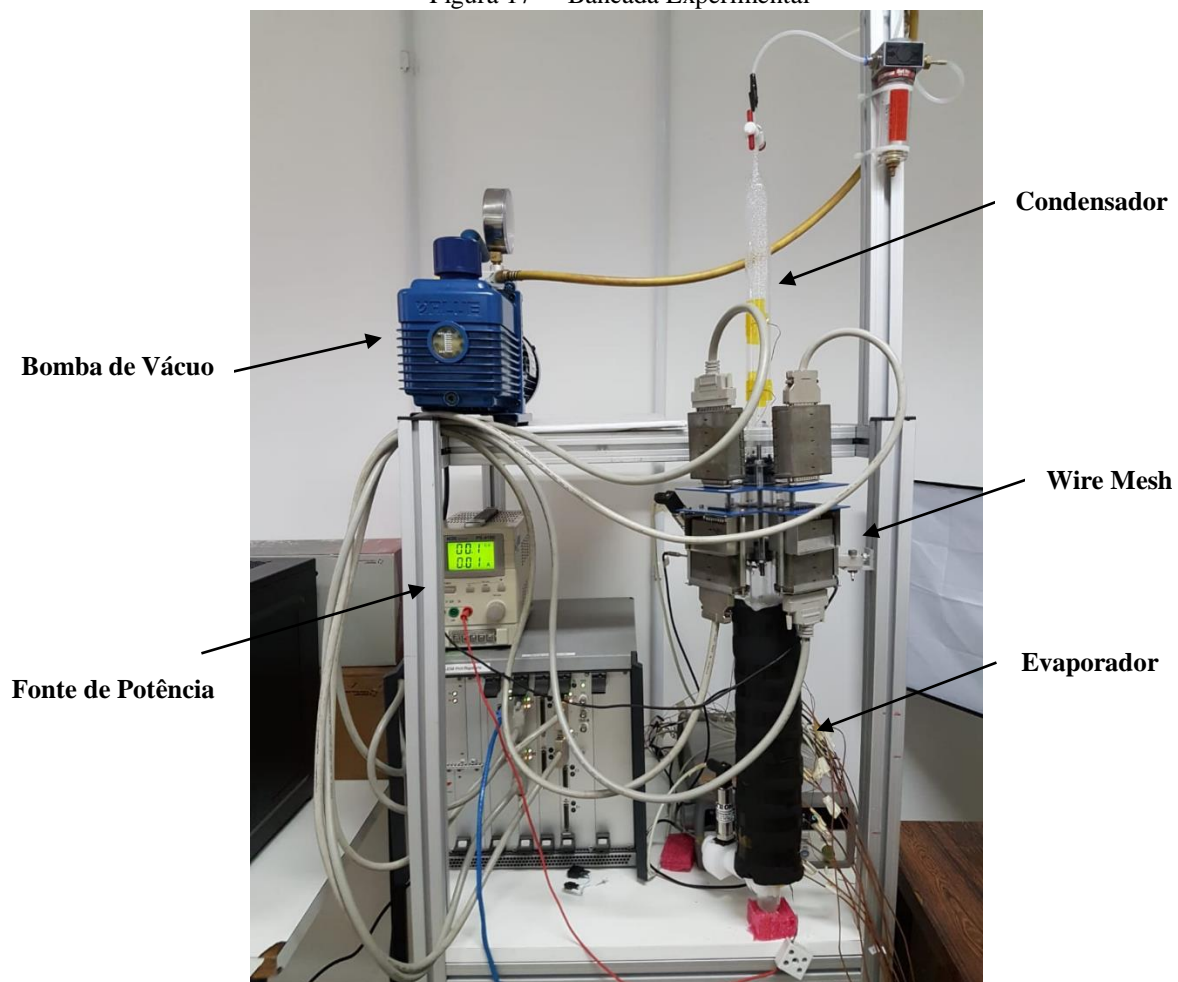
A bancada experimental foi construída nas instalações do Núcleo de Escoamento Multifásico (NUEM) da UTFPR para estudar os fenômenos de transferência de calor envolvidos no processo de ebulição no evaporador do termossifão. O termossifão foi fabricado utilizando um tubo de vidro com diâmetro interno de 25,6 mm, diâmetro externo de 30 mm e com 875 mm de comprimento. A metodologia para a fabricação, teste e análise do termossifão foi baseada nos trabalhos de Peterson (1994) e Reay *et al.* (2006). O termossifão de vidro tem um comprimento de evaporador de 320 mm e um comprimento de condensador de 475 mm. A seção adiabática é inexistente neste trabalho e no local encontram-se instalados os sensores de malha resistiva tendo comprimento de 80 mm.

A foto do aparato experimental é apresentada na Figura 17. Nesta está apresentada o termossifão de vidro, a bomba de vácuo, o evaporador, o condensador, a válvula de controle para o preenchimento com fluido de trabalho e a fonte de potência.

A região do evaporador foi aquecida usando um resistor elétrico em forma de fio (liga metálica de cobre-zinco). O resistor elétrico foi conectado diretamente a uma fonte de potência (Agilent U8002 A) a fim de fornecer várias taxas de transferência de calor aplicadas no evaporador, com o intuito de aquecer o fluido de trabalho e obter-se a ebulição.

As temperaturas ao longo do termossifão foram medidas usando termopares tipo T, fixados com fita Kapton na superfície externa do evaporador, do isolamento e do condensador. Um dos termopares foi utilizado para medir a temperatura ambiente.

Figura 17 – Bancada Experimental



Fonte: A autoria própria (2019).

Dois termoresistores de platina (RTD Pt100) foram usados para medir a temperatura interna do vapor e dois transdutores de pressão (Omega PX419), que medem pressão absoluta até 50 psi (3,45 bar), foram usados para medir a pressão interna em dois pontos dentro do evaporador.

Figura 18 – Detalhes da montagem do resistor em forma de fita e dos orifícios para a instalação do termoresistor no evaporador



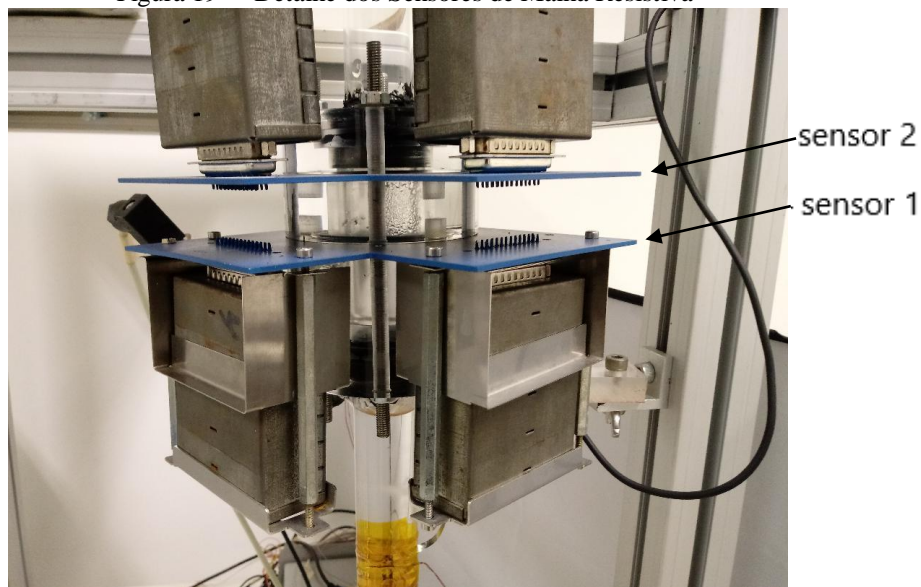
Fonte: A autoria própria (2019).

As informações coletadas através dos termopares, termoresistores e transdutores de pressão são analisadas em um computador que recebe estas informações através do sistema de aquisição de dados (Agilent 34970 A). A Figura 18 mostra os orifícios que dão acesso ao lado interno do tubo de vidro, equipados com sensores para aquisição de dados de temperatura e pressão interna do fluido.

Com o objetivo de impedir que o vapor d'água escoasse até a bomba de vácuo foi instalado um filtro para compressor simples que foi conectado à região superior do condensador e à mangueira que acessa a bomba de vácuo.

Dois sensores de malha resistiva foram instalados no termosifão para analisar os parâmetros do escoamento bifásico, tais como: frequência de bolhas, comprimento do pistão de líquido, velocidade de bolha e frações de vazio. Tais parâmetros são necessários para delinear os padrões de escoamento e obter outras propriedades, como o título de vapor, que são imprescindíveis na análise das correlações existentes para a determinação do coeficiente de transferência de calor por ebulição associados aos regimes de ebulição. Os sensores de malha resistiva serão analisados com maior detalhe na seção 3.5. A montagem dos sensores na bancada experimental é mostrada na Figura 19.

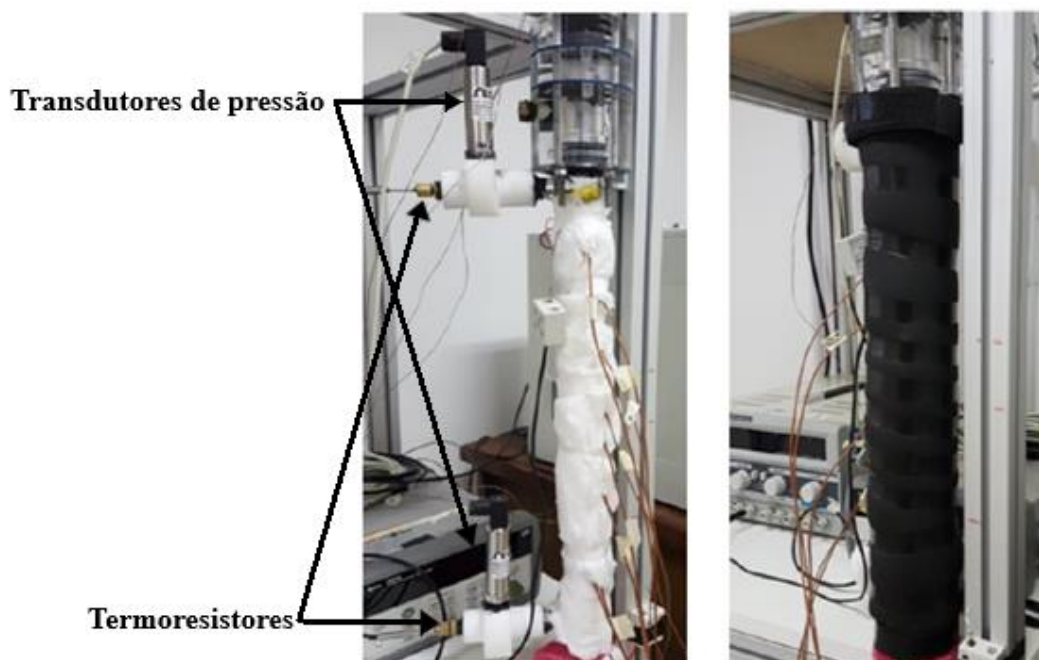
Figura 19 – Detalhe dos Sensores de Malha Resistiva



Fonte: Autoria própria (2019).

Para evitar a perda de calor para o ambiente, a região do evaporador foi envolta por um isolamento de lã de vidro e de poliuretano. A instalação do isolamento pode ser visualizada na Figura 20.

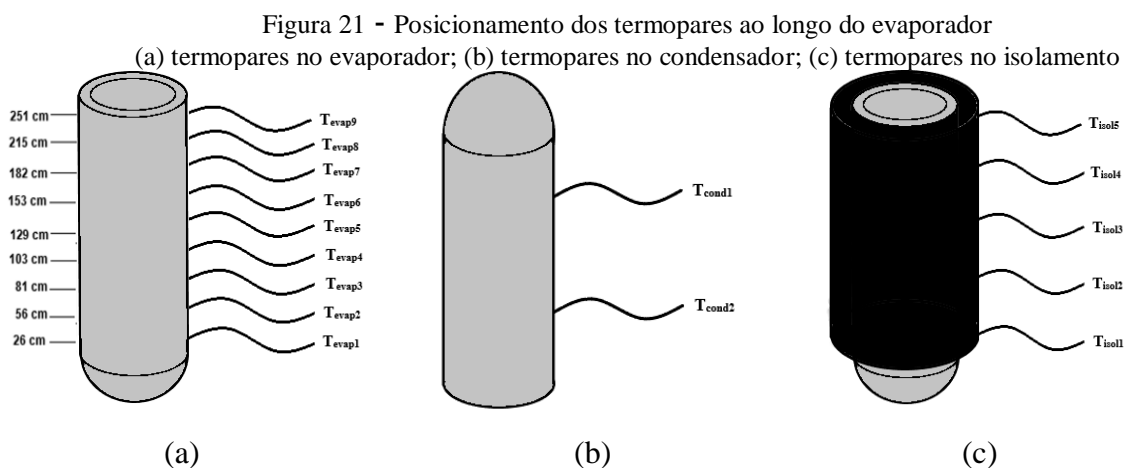
Figura 20 – Montagem experimental evidenciando a instalação do (a) isolamento de lã de vidro, (b) poliuretano



Fonte: Autoria própria (2019).

A temperatura ao longo da superfície externa do termossifão de vidro foi monitorada por termopares do tipo T: 9 termopares foram instalados na região do evaporador (Figura 21

(a)), 2 termopares foram instalados na região do condensador (Figura 21 (b)) e 5 termopares na região do isolamento (Figura 21 (c)).



Fonte: Autoria própria (2019).

Os termopares na superfície externa na região do isolamento são necessários para se estimar a transferência de calor por convecção natural para o ambiente e por radiação. A instalação do isolamento é feita a fim de garantir que a potência aplicada na superfície externa do termossifão seja preferencialmente transferida para o fluido de trabalho. Procedimento similar é realizado ao longo do condensador, com o intuito de avaliar a perda de calor por convecção forçada para o ambiente.

Através da obtenção das médias das temperaturas ao longo das superfícies externas do isolamento e do condensador é possível estimar através de um balanço de energia o calor que está sendo transferido para o fluido no evaporador e o calor que é dissipado ao longo do condensador.

3.2 DESCRIÇÃO DA METODOLOGIA EXPERIMENTAL

O procedimento experimental inicia-se com a introdução do fluido de trabalho no interior do termossifão através de uma válvula localizada na região superior do condensador. O fluido de trabalho é água mineral (ph de 6,7 e condutividade elétrica de 256 $\mu\text{S}/\text{cm}$ a 25°C). O experimento é realizado para razão de preenchimento de 100%.

A água inicialmente se encontra à temperatura ambiente, então é aquecida através do resistor elétrico instalado ao redor do diâmetro externo do evaporador. O resistor é ligado a fonte de potência e posteriormente submetido a uma diferença de potencial controlada. A

corrente elétrica então percorre o resistor e através do efeito Joule, a energia térmica é transferida para o termossifão de vidro e posteriormente para a água em seu interior. A taxa de transferência de calor fornecida pela fonte de potência é determinada através da Equação (24).

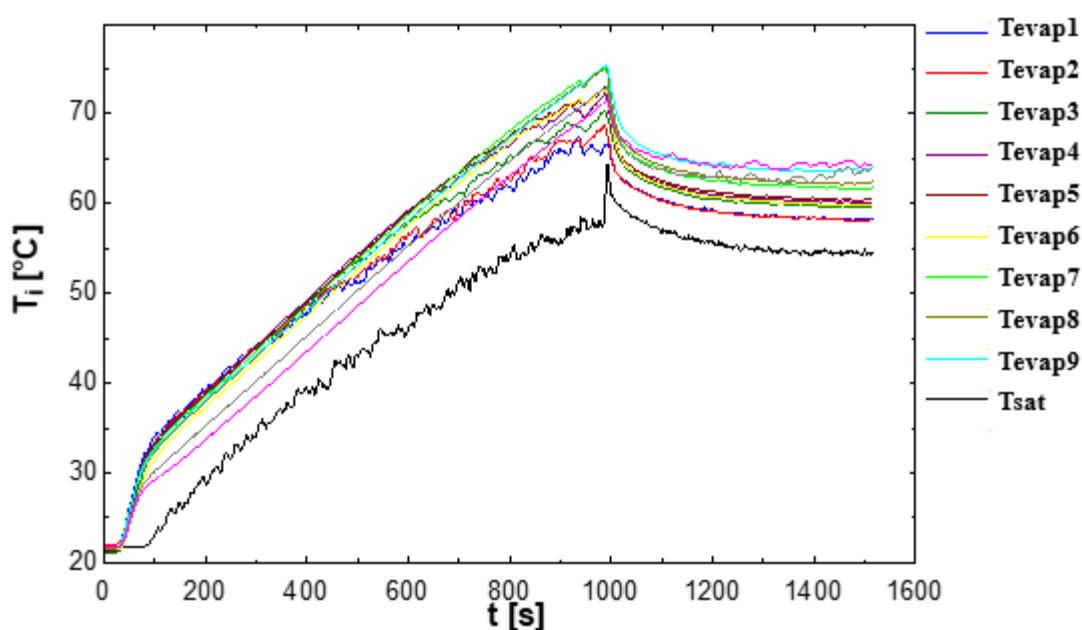
$$q_{ap} = Vi \quad (24)$$

onde V é a tensão aplicada em Volts [V] e i é a intensidade da corrente elétrica em Ampere [A].

As taxas de transferência de calor analisadas são: 110, 120, 130, 140 e 150W. Uma vez iniciado o teste, a fonte de potência é regulada para a tensão e corrente que sejam o suficiente para alcançar as taxas de transferência de calor mencionadas. Atendida a potência, espera-se um intervalo de tempo necessário para que se inicie a fenômeno da ebulição que é analisado por cerca de 15 minutos.

As temperaturas ao longo do evaporador são coletadas através dos termopares que se encontram ligados ao sistema de aquisição de dados que são gravados no computador. O teste continua até que se atinja o regime quase permanente (com variações de máximas de 0,3°C em torno da média). O comportamento das temperaturas ao longo do evaporador é observado na Figura 22. O teste é realizado para uma potência aplicada de 70 W.

Figura 22 — Evolução da temperatura ao longo do tempo no evaporador (70 W)



Fonte: Autoria própria (2019).

A Figura 22 mostra que para um intervalo de tempo de aproximadamente 1000 s o fluido de trabalho (água) é aquecido através do calor sensível proveniente da taxa de transferência de calor que é fornecida pela fonte de potência.

A partir de então, inicia-se o fenômeno da ebulição, de forma que as temperaturas ao longo do termossifão tendem a se estabilizar próximo à temperatura de saturação da água de acordo com a pressão de saturação.

Neste ensaio o termossifão foi evacuado, e a temperatura de saturação atingida pela água ficou em torno dos 60°C (pressão de saturação em torno de 20 kPa). No decorrer dos vários testes realizados para se adotar uma melhor metodologia, optou-se em utilizar a temperatura de saturação da água próximo a pressão atmosférica.

Nesta etapa também são analisados os parâmetros do escoamento tais como: as velocidades das bolhas, frações de vazios e frequência de formação das bolhas. Estes dados são obtidos através dos sensores de malha resistiva. O tempo de aquisição das informações é de 7 minutos e 36s, tempo máximo que o sensor possibilita a análise.

Ao término do teste as informações obtidas são tratadas e possibilitam a determinação experimental do coeficiente de transferência de calor associado a ebulição e a análise de correlações voltadas para a determinação deste coeficiente.

Um balanço de energia no evaporador também é realizado. Para tal, deve-se estimar as perdas de calor através do mesmo. Tais perdas se referem à dissipação de calor ao longo da seção transversal do evaporador, convecção livre e perdas por radiação através do isolamento. Esta análise não pode ser desprezada pois influencia de forma expressiva na determinação da temperatura interna do evaporador e como consequência na análise do coeficiente de transferência de calor por ebulição. Com este propósito, os efeitos da dissipação de calor no evaporador e a taxa de transferência de calor dissipada para o ambiente no condensador são analisadas em seções posteriores.

A metodologia utilizada para a calibração dos sensores de temperatura e dos transdutores de pressão é apresentada no Apêndice A. Enquanto que a metodologia para a estimativa das incertezas experimentais é apresentada no Apêndice B.

3.3 DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANFERÊNCIA DE CALOR

Após a coleta de dados referentes as informações salientadas no item anterior, segue a análise do coeficiente de transferência de calor experimental, h_z^{exp} . De acordo com a lei de resfriamento de Newton, tem-se:

$$h_z^{exp} = \frac{q_{evap}}{(T_{evap,i} - T_{sat}) A_{sup,i}} = \frac{q_{evap}}{(\Delta T_e) A_{sup,i}} \quad (25)$$

onde q_{evap} é a taxa de transferência de calor efetiva para o fluido de trabalho, $T_{evap,i}$ é a temperatura na superfície interna no evaporador, T_{sat} é a temperatura de saturação do fluido de trabalho e $A_{sup,i}$ é a área superficial interna do evaporador.

Pode-se notar que na Equação (25) existe a necessidade de se estimar a temperatura superficial da parede interna do evaporador, pois os termopares são instalados na superfície externa. Para isso, faz-se uso da definição de resistência térmica em um tubo. De acordo com Incropera *et al.* (2014), a resistência térmica do evaporador, $R_{t,evap}$:

$$R_{t,evap} = \frac{T_{evap} - T_{evap,i}}{q_{evap}} \quad (26)$$

Em sistemas radiais, considerando condições de regime permanente e condução unidimensional radial, a resistência térmica por condução, $R_{t,condução}$, define-se como:

$$R_{t,condução} = \frac{\ln(d_e/d_i)}{2\pi k_{vidro} L_{evap}} \quad (27)$$

onde d_e é o diâmetro externo do evaporador, d_i é o diâmetro interno do evaporador, k_{vidro} é a condutividade térmica do vidro borossilicato, L_{evap} é o comprimento do evaporador e T_{evap} é a temperatura externa do evaporador, que é medida através dos termopares instalados na superfície externa conforme Figura 21 (a). Combinando-se as Equações (26) e (27) obtém-se uma Equação que é utilizada para estimar a temperatura na superfície interna do evaporador.

$$T_{evap,i} = T_{evap} - \left[\frac{\ln(d_e/d_i)}{2\pi k_{vidro} L_{evap}} \right] q_{evap} \quad (28)$$

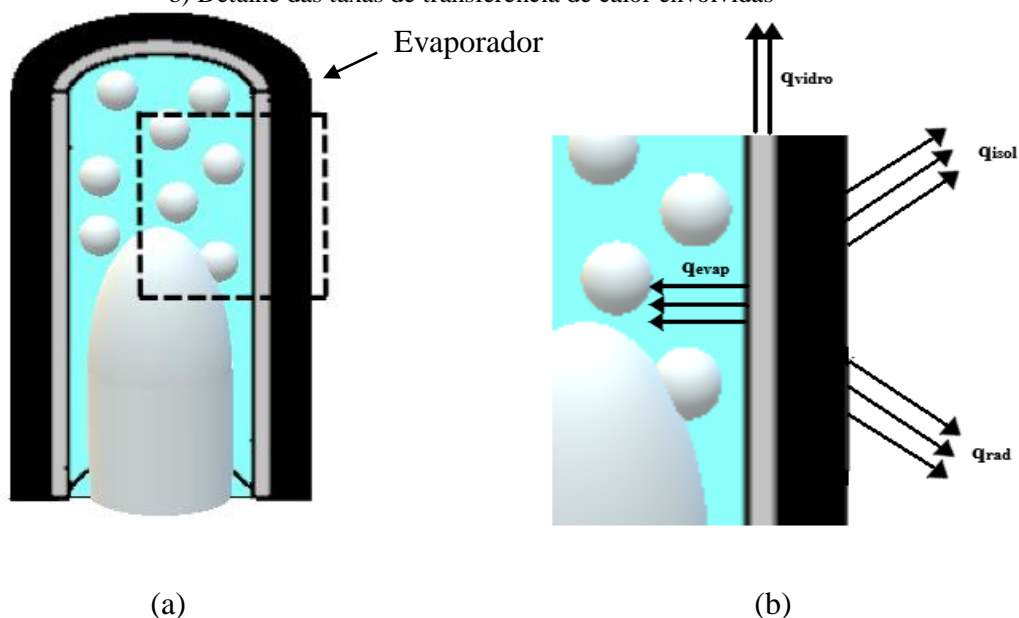
De acordo com a Equação (28) para se determinar a temperatura da superfície interna do evaporador existe a necessidade de se conhecer a transferência de calor que efetivamente é utilizada para o aquecimento do fluido e, conseqüente, mudança de fase, q_{evap} . Com este objetivo, realiza-se um balanço de energia no evaporador, relatado em detalhes na próxima seção.

3.4 TRANSFERÊNCIA DE CALOR DISSIPADA NO EVAPORADOR

As perdas de calor para o meio ambiente não podem ser desprezadas, pois influenciam diretamente na determinação da temperatura da parede interna do evaporador, parâmetro fundamental para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por ebulição. Em vista disto, são utilizadas algumas correlações para a estimativa da taxa de transferência de calor que é dissipada no evaporador.

Um balanço de energia no evaporador pode ser observado na Figura 23. A Figura mostra as taxas de transferência de calor relevantes que serão analisadas individualmente nos próximos parágrafos.

Figura 23 – Balanço de energia no evaporador do termosifão. a) Vista em corte da região do evaporador; b) Detalhe das taxas de transferência de calor envolvidas



Fonte: Autoria própria (2019).

A taxa de transferência de calor aplicada ao evaporador (q_{ap}) é proveniente da fonte de potência. Esta energia é devido ao aquecimento do resistor em forma de fita que está acoplado na região externa do evaporador, conforme Figura 18 e, por Efeito Joule, a transferência de calor é distribuída de acordo com o balanço de energia mostrado na Figura 23. Parte desta energia irá se dissipar devido as perdas por radiação no isolamento (q_{rad}), transferência de calor do evaporador para o condensador através da parte sólida do vidro por condução de calor (q_{vidro}) e a transferência de calor dissipada por convecção natural ao longo da superfície do isolamento (q_{isol}).

Definida as taxas de transferência de calor que estão presentes no evaporador e, de acordo com a Figura 22, tem-se o balanço de energia:

$$q_{ap} = q_{evap} + q_{rad} + q_{vidro} + q_{isol} \quad (29)$$

De acordo com a Equação (29) a taxa de transferência de calor que efetivamente é utilizada para aquecimento do fluido de trabalho é dada pela Equação (30).

$$q_{evap} = q_{ap} - q_{rad} - q_{vidro} - q_{isol} \quad (30)$$

Logo, para esta etapa é necessário desenvolver uma metodologia para a obtenção de uma estimativa para cada uma das taxas de transferência de calor destacadas na Equação (30). A taxa de transferência de calor aplicada pela fonte de potência já está definida através da Equação (24). É então realizada nas subseções à seguir uma análise detalhada de cada uma das taxas que correspondem ao calor que é dissipado no evaporador.

3.4.1 Transferência de calor dissipada por radiação através do isolamento

A taxa de transferência de calor dissipada por radiação ao longo da superfície do isolamento não pode ser desprezada, pois a emissividade do poliuretano preto, material do qual o isolamento é composto, é alta. Para se estimar esta perda de energia é utilizada a Lei de Stefan-Boltzmann:

$$q_{rad} = \varepsilon \sigma A_{isol} \left(\bar{T}_{isol}^4 - T_{viz}^4 \right) \quad (31)$$

Na Equação (31) ε é a emissividade do poliuretano, σ é a constante de Stefan-Boltzmann, \bar{T}_{isol} é a média das temperaturas mensuradas ao longo do isolamento, A_{isol} é a área externa do isolamento que é determinada através da Equação (32).

$$A_{isol} = \pi d_{isol} L_{isol} \quad (32)$$

d_{isol} é o diâmetro externo do isolamento e L_{isol} é o comprimento do isolamento que coincide com o comprimento do evaporador. As medições necessárias para a determinação da temperatura média ao longo do isolamento são realizadas conforme Figura 21 c e T_{viz} é a temperatura das vizinhanças na qual é realizado o experimento. Esta temperatura é próxima dos valores obtidos para a temperatura ambiente (T_{amb}).

3.4.2 Transferência de calor dissipada por convecção natural através do isolamento.

O objetivo é utilizar uma correlação adequada para estimar a taxa de transferência de calor para o ambiente através do isolamento por convecção natural:

$$q_{isol} = \bar{h}_{cn} A_{isol} (\bar{T}_{isol} - T_{amb}) \quad (33)$$

onde \bar{h}_{cn} é o coeficiente de transferência de calor médio associado à convecção natural que ocorre na região externa do isolamento e \bar{T}_{isol} é a média das temperaturas medidas ao longo do isolamento.

A análise consiste em relacionar as correlações existentes para o cálculo do número de Nusselt para uma placa plana vertical com a situação de um cilindro vertical, que é o caso do estudo aqui relatado. As correlações a seguir são adequadas para grande parte dos cálculos de Engenharia.

O número de Nusselt por definição representa uma relação entre a transferência de calor por convecção e a transferência de calor por condução. Em se tratando de valores médios:

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}_{cn} d_{isol}}{k_{ar}} \quad (34)$$

\overline{Nu}_D é o número de Nusselt relacionado ao diâmetro externo do evaporador, k_{ar} é a condutividade térmica do ar e d_{isol} é o diâmetro externo do isolamento.

De acordo com a Equação (33) para se determinar uma estimativa da taxa de transferência de calor através do isolamento por convecção livre o problema se restringe em adotar uma correlação adequada para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção livre através do isolamento.

Considerando uma placa vertical isotérmica, pois a temperatura ao longo do isolamento varia pouco, uma correlação proposta por Churchill *et al.* (1975) pode ser utilizada para todo o intervalo de números de Rayleigh, Ra_L :

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{1/6}}{\left[1 + (0,492 / Pr_{ar})^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (35)$$

Na Equação (35), Pr_{ar} é o número de Prandtl do ar na temperatura de filme. O número de Rayleigh é definido na Equação (45):

$$Ra_L = Gr_L Pr_{ar} = \frac{g\beta(\bar{T}_{isol} - T_{amb})L_{isol}^3}{\nu_{ar}\alpha_{ar}} \quad (36)$$

No estudo da convecção natural o número de Grashof, Gr , desempenha papel fundamental e é definido como a razão entre as forças de empuxo e as forças viscosas que atuam no fluido, tem-se:

$$Gr_L = \frac{g\beta(\bar{T}_{isol} - T_{amb})L_{evap}^3}{\nu_{ar}^2} \quad (37)$$

A difusividade térmica do ar, α_{ar} , e a viscosidade cinemática do ar, ν_{ar} , são avaliadas na temperatura de filme, T_f , que é definida como:

$$T_f = \frac{\bar{T}_{isol} + T_{amb}}{2} \quad (38)$$

β é o coeficiente de expansão, considerando a hipótese do ar se comportar como um gás ideal, é definido como:

$$\beta = \frac{1}{T_f} \quad (39)$$

Na Equação (39) a temperatura de filme deve estar em [K].

As Equações (35) a (39) podem ser utilizadas em cilindros verticais com altura L , se a condição a seguir proposta por Sparrow *et. al* (1956) for satisfeita:

$$\frac{d_{isol}}{L_{isol}} \geq \frac{35}{Gr_L^{1/4}} \quad (40)$$

Quando a Equação (40) não for satisfeita, Cebeci (1974) apresentou uma correlação que é válida para $Ra_L \leq 10^9$:

$$\frac{\overline{Nu_D}}{\overline{Nu_L}} = 1 + B \left[32^{0,5} Gr_L^{-0,25} (L_{isol}/d_{isol}) \right]^C \quad (41)$$

onde:

$$\overline{Nu_L} = 0,68 + \frac{0,670 Ra_L^{0,25}}{\left[1 + (0,492/Pr_{ar})^{9/16} \right]^{4/9}} \quad (42)$$

e as constantes B e C são designadas por:

$$B = 0,0571322 + 0,20305 Pr_{ar}^{-0,43}$$

$$C = 0,9165 - 0,0043 Pr_{ar}^{0,5} + 0,01333 \ln Pr_{ar} + \frac{0,004809}{Pr_{ar}} \quad (43)$$

Determinado o número de Nusselt, calcula-se o valor do coeficiente de transferência de calor por convecção natural através da Equação (34) e obtém-se o calor dissipado para o ambiente através da Lei de Resfriamento de Newton apresentada na Equação (33).

3.4.3 Estimativa da taxa de transferência de calor dissipada por condução através do vidro

Parte da energia que deveria ser transferida para o fluido é dissipada ao longo da seção anular de vidro, material do qual é feito o evaporador. O calor é dissipado axialmente ao longo de todo o termossifão. Pode-se determinar esta taxa de transferência de calor através da Lei de Fourier proposta na Equação (44):

$$q_{vidro} = \frac{k_{vidro} A_{vidro} (\overline{T}_{evap} - \overline{T}_{cond})}{L_{eff}} \quad (44)$$

onde \overline{T}_{evap} é a temperatura média na região do evaporador que é obtida através das medições realizadas com os termopares instalados ao longo da superfície externa do evaporador, conforme Figura 21 (a) e \overline{T}_{cond} é a temperatura média na região do condensador. Esta média é

obtida de forma similar ao relato anterior, de acordo com a Figura 21 (c). A área da seção transversal do termossifão A_{vidro} é dada por:

$$A_{vidro} = \frac{\pi(d_e^2 - d_i^2)}{4} \quad (45)$$

onde d_e é o diâmetro externo do evaporador. Considerando vaporização uniforme de massa de fluido no evaporador e remoção uniforme no condensador, o comprimento efetivo do tubo de calor, L_{eff} , é dado por:

$$L_{eff} = \frac{L_{cond} + L_{evap}}{2} + L_{ad} \quad (46)$$

onde L_{cond} é o comprimento do condensador e L_{ad} é o comprimento da região adiabática. Neste trabalho o termossifão não é provido de região adiabática, nesta região encontram-se instalados os sensores de malha resistiva.

Através das Equações (31), (33) e (44) determinam-se todas as transferências de calor que são dissipadas no evaporador; com a Equação (24) determina-se a energia térmica total que é fornecida ao evaporador e por fim, através do balanço de energia proposto na Equação (30) calcula-se a taxa de transferência de calor efetiva que chega ao fluido de trabalho.

3.5 ESTIMATIVA DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

O presente trabalho tem como um de seus principais objetivos a estimativa do coeficiente de transferência de calor por ebulição no evaporador do termossifão fechado. Neste trabalho são utilizadas duas abordagens: a primeira delas é uma abordagem experimental conforme relatado na seção 3.3; a segunda delas uma abordagem teórico experimental na qual algumas correlações para a determinação do coeficiente de transferência calor serão utilizadas.

Estas correlações fazem uso de parâmetros do escoamento bifásico que são determinados experimentalmente através de um procedimento inovador que é a utilização de dois sensores eletrônicos de malha resistiva.

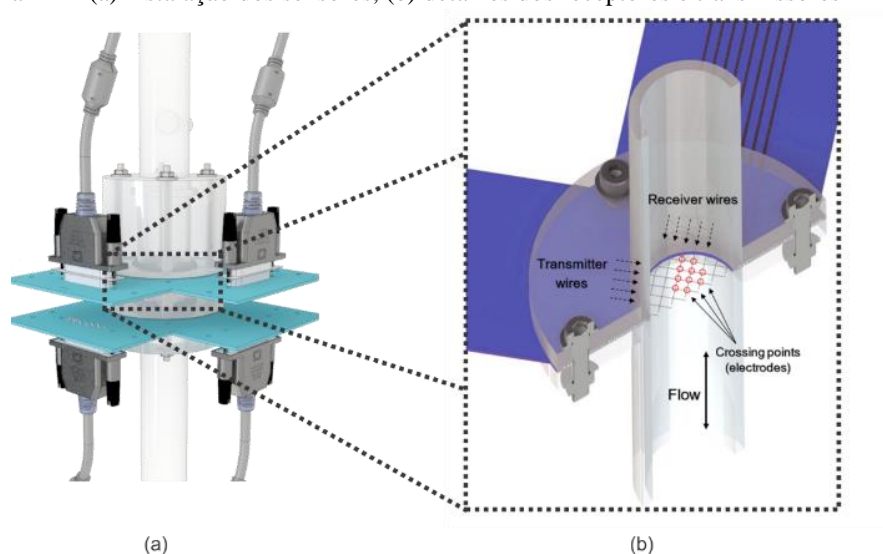
O sensor eletrônico de malha resistiva (sensor *wire-mesh*) é um dispositivo que através da captação de sinais relativos ao escoamento bifásico é capaz de reconstruir imagens em altas resoluções espaciais e temporais e é aceito como uma técnica alternativa para imagens tomográficas de fluxo multifásico (PRASSER *et al.*, 1998) e (KESANA *et al.*, 2017).

A eletrônica associada mede a propriedade elétrica (por exemplo, resistência elétrica ou capacitância) nas lacunas de todos os pontos de cruzamento que são convertidos em distribuições de frações de fase (DA SILVA *et al.*, 2007) e (DOS SANTOS *et al.*, 2015).

Tais sensores têm sido utilizados com sucesso por vários pesquisadores para investigar diferentes fenômenos relacionados com o escoamento bifásico. (SHABAN *et al.*, 2015) e (DOS SANTOS *et al.*, 2017).

O sensor é composto por dois conjuntos de fios de aço inoxidável tensionados sobre a seção transversal com um espaçamento axial de alguns milímetros e um ângulo ortogonal entre si, formando assim uma grade de eletrodos. Um eletrodo é o transmissor, enquanto o outro é o receptor. Além disso, as imagens geradas pelo sensor de malha de arame são processadas para obter parâmetros do escoamento bifásico relevantes (FURUYA *et al.*, 2017) e (DOS SANTOS *et al.*, 2016). A Figura 24 (a) mostra um diagrama esquemático dos sensores de malha resistiva e a Figura 24 (b) mostra detalhes do cruzamento entre os receptores e os transmissores.

Figura 24 – (a) instalação dos sensores, (b) detalhes dos receptores e transmissores



Fonte: Adaptado de Dos Santos *et al.*, 2016.

Com o intuito de obter as distribuições de frações de vazio, uma rotina de calibração é realizada, isto é, calibra-se os sensores somente com água e atribui-se para esta situação

$\alpha(i, j, k) = 1$ e somente com vapor atribuindo-se o valor 0. A matriz resultante 3D para a fração de vazio corresponde a:

$$\alpha(i, j, k) = \frac{V_H(i, j) - V(i, j, k)}{V_H(i, j) - V_L(i, j)} \quad (47)$$

onde i e j representam as posições espaciais e k a variável temporal, V_L é o menor valor de permissividade elétrica (ar) e V_H o valor mais alto de permissividade elétrica (água). Para analisar os resultados, sequências de frações vazio, bem como imagens de seção transversal do termossifão, podem ser geradas.

Integrando estes dados no espaço e / ou tempo pode-se obter a fração de vazio média (α_k).

$$\alpha(k) = \sum_i \sum_j a_{i,j} \cdot \alpha(i, j, k) \quad (48)$$

onde $a_{i,j}$ é a contribuição de cada ponto de cruzamento (i, j) para a área total da seção transversal.

Neste trabalho foram utilizados dois sensores de malha resistiva 8 x 8 (8 receptores e 8 transmissores) operando a 400 frames por segundo para determinar as frações de vazio, a velocidade da bolha alongada, comprimento do pistão de líquido e frequência das bolhas.

3.5.1 Análise das correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor bifásico

A primeira correlação e também uma das mais usuais na determinação do coeficiente de transferência de calor associado à ebulição em um tubo é a correlação de Rosehnow (1952). Para se analisar a correlação que é representada na Equação (6) é necessário o conhecimento de alguns parâmetros físicos como a aceleração da gravidade local, cujo valor adotado será de $9,81 \text{ m/s}^2$ e propriedades termofísicas como a massa específica do líquido e do vapor, o calor latente de vaporização e o número de Prandlt da fase líquida. Estes dados podem ser obtidos conhecendo-se a pressão e temperatura de saturação.

A próxima etapa é a análise da correlação proposta por Shiriashi *et al.* (1983). Para isto deve-se primeiramente determinar a pressão de operação do termossifão que pode ser obtida através dos transdutores que foram instalados no termossifão conforme a Figura 18 e

com as propriedades termofísicas predeterminadas, calcula-se o coeficiente de transferência de calor na região de ebulição nucleada (Equação (9)) e em filme líquido (Equação (10)).

Para a análise da correlação de Imura *et al.* (1983), Equação (12), existe a necessidade da verificação experimental do fluxo de calor crítico para as condições experimentais adotadas. Este parâmetro poderá ou não ser determinado, dependendo das limitações experimentais.

Cooper (1984) propõe uma correlação, Equação (13), que leva em consideração a rugosidade superficial da parede (ϵ) e propriedades termofísicas para se obter estimativas para o coeficiente de transferência de calor por ebulição nucleada.

A correlação de Gungor e Winterton (1986) é mostrada na Equação (14). Para se estimar o coeficiente de transferência de calor fazendo uso desta correlação é necessário a determinação da vazão mássica através do evaporador, \dot{m} ; esta propriedade é determinada pela Equações (53), (54) e (55). Esta correlação é uma função que depende diretamente do título de vapor, x e do número de ebulição, Bo , que é definido na Equação (16) e depende do valor do fluxo mássico que é determinado através da Equação (57). A velocidade superficial do gás é determinada através da Equação (51), na qual a velocidade da bolha, U_T , e a fração de vazio volumétrica na região de bolha alongada, $\bar{\alpha}(t)$, são determinadas através dos sensores de malha resistiva. Por fim, o título de vapor é determinado através da Equação (56) e conhecendo estes parâmetros é possível estimar o coeficiente de transferência de calor na ebulição

A última correlação a ser analisada é a correlação proposta por Groll e Rosler (1992). A correlação leva em consideração o modelo de resistências térmicas. Uma das resistências mostradas na Figura 16 possui relevância neste trabalho, é a resistência associada ao fenômeno da ebulição do fluido no interior do evaporador do termossifão, abordadas nas Equações (18) a (23). Estas equações possibilitam uma estimativa do coeficiente de transferência de calor por ebulição nucleada e em filme líquido.

A utilização dos sensores de malha resistiva é uma grande contribuição no desenvolvimento de trabalhos relacionados ao estudo da ebulição. São raros os trabalhos que determinaram experimentalmente grandezas termofísicas relacionadas ao escoamento bifásico líquido – gás para a determinação do coeficiente de transferência de calor por ebulição. A maior parte dos trabalhos analisa o tema do ponto de vista da análise numérica e análise dimensional, portanto espera-se que o presente trabalho enriqueça o estado da arte no estudo da ebulição em evaporadores de termossifões fechados e propicie um incentivo para trabalhos futuros.

3.5.2 Parâmetros do escoamento bifásico (líquido-vapor d'água)

A morfologia do escoamento bifásico desempenha papel fundamental no estudo da transferência de calor nos processos de ebulição e condensação, logo existe a necessidade de que propriedades relacionadas ao escoamento bifásico sejam determinadas.

A velocidade superficial do gás, j_v , e a fração de vazio volumétrica referente à bolha alongada, $\bar{\alpha}(t)$, são algumas das grandezas que serão determinadas. A última é determinada de forma direta através da utilização dos sensores de malha resistiva instalados no termossifão.

A velocidade superficial do vapor é determinada de forma indireta, pois os sensores determinam a velocidade do nariz da bolha e através deste parâmetro que se determina j_v . As propriedades termofísicas a serem calculadas com o objetivo de determinar o coeficiente de transferência de calor na ebulição são relatadas na sequência.

A fração de vazio, α , é definida como a razão entre a área ocupada pelo vapor, A_v , e a área de seção transversal, A :

$$\alpha = \frac{A_v}{A} \quad (49)$$

Baseando-se na hipótese de que α é a média das frações de vazio na seção transversal, frequentemente assume-se que seja igual à média das frações de vazio em um volume de uma célula unitária.

Um dos objetivos do trabalho foi comparar os resultados experimentais obtidos com as correlações discutidas na revisão. Para isso, a vazão mássica da mistura do escoamento bifásico deve ser determinada. Neste trabalho a estimativa da vazão mássica será avaliada através dos parâmetros de escoamento obtidos através dos sensores *wire mesh*.

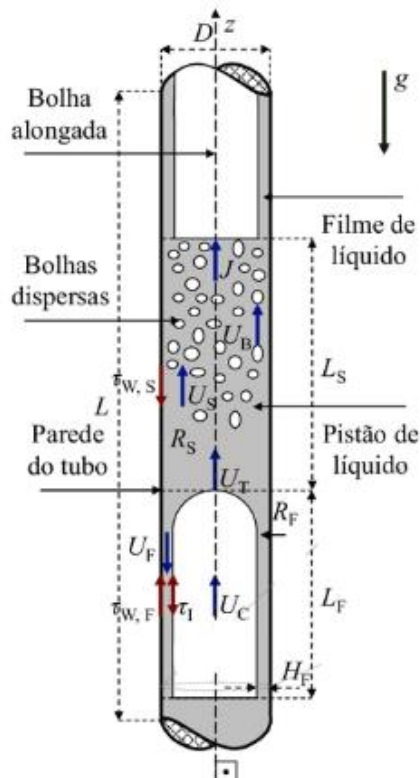
Os parâmetros a serem determinados são a velocidade translacional da bolha (U_T), que é determinada através da medição do intervalo de tempo que a frente da bolha atravessa os dois sensores, sendo conhecida a distância entre os dois sensores, pode-se determinar a velocidade da bolha e a fração de vazio volumétrica ($\bar{\alpha}(t)$) que é obtida diretamente pelo sensores de malha resistiva que consegue detectar as fases (líquida ou vapor) quando a célula unitária mostrada na Figura 25 atravessa os sensores.

Sendo a ebulição um fenômeno caracterizado por um escoamento bifásico, um modelo muito conhecido e utilizado para se estudar este tipo de escoamento é o modelo de Taitel *et al.* (1990). Este modelo é muito utilizado em estudos que relacionam o escoamento bifásico líquido – gás. No modelo a velocidade do gás na bolha alongada pode ser estimada através do princípio da conservação da massa aplicada à célula unitária. Para o caso de escoamento vertical ascendente e regime permanente tem-se que:

$$U_C = U_T - (U_T - U_B) \frac{\alpha_S}{\bar{\alpha}(t)} \quad (50)$$

onde U_C é a velocidade do gás (vapor), enquanto que U_B e α_S são, respectivamente, a velocidade do gás na região do pistão e a fração de vazio volumétrica na mesma região. Um esquema que mostra a configuração de um escoamento em golfadas ascendente pode ser visualizado na Figura 25.

Figura 25 – Parâmetros relacionados ao escoamento em golfadas ascendente



Fonte: Adaptado de Lima, 2011

O modelo exemplifica a ocorrência do fenômeno da ebulição no interior do evaporador do termosifão, no qual pequenas bolhas se originam na superfície interna aquecida, coalescem e formam bolhas alongadas que se assemelham muito ao esquema mostrado na Figura 25.

Para o caso deste trabalho assume-se que o pistão não é aerado, isto é, $\alpha_s = 0$, resultando que $U_c = U_T$.

A velocidade superficial da fase vapor (j_v), é definida como sendo a velocidade que a fase vapor possuiria se estivesse escoando sem a presença da fase líquida e é determinada através da Equação (51):

$$j_v = U_c \bar{\alpha}(t) = U_T \bar{\alpha}(t) \quad (51)$$

Para se determinar a velocidade superficial da fase líquida (j_l) algumas considerações são realizadas. Neste trabalho assume-se que a velocidade da coluna de líquido a frente da bolha (U_s) e a velocidade do filme líquido que se forma entre a bolha alongada e a superfície interna do evaporador (U_f) são iguais à velocidade translacional da bolha; logo, a velocidade superficial da fase líquida (j_l) é determinada através da Equação (52):

$$j_l = U_c (1 - \bar{\alpha}(t)) = U_T (1 - \bar{\alpha}(t)) \quad (52)$$

onde a vazão mássica da fase vapor (\dot{m}_v) pode ser determinada pela Equação (53):

$$\dot{m}_v = \frac{\rho_v j_v \pi d_i^2}{4} \quad (53)$$

e a vazão mássica da fase líquida pode ser calculada através da Equação (54):

$$\dot{m}_l = \frac{\rho_l j_l d_i^2}{4} \quad (54)$$

A vazão mássica total (\dot{m}) é a soma das vazões das fases vapor e líquida, fornecida na Equação (55):

$$\dot{m} = \dot{m}_v + \dot{m}_l \quad (55)$$

Os resultados obtidos com as medições referentes à vazão mássica do escoamento bifásico possibilitam a obtenção do título de vapor, outra propriedade que deve ser analisada, pois é um parâmetro importante utilizado nas correlações adotadas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por ebulição.

O título (x), por definição, é calculado através da Equação (56):

$$x = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}} \quad (56)$$

O fluxo mássico, G , é outra propriedade útil no cálculo do coeficiente de transferência de calor por ebulição, pois é abordado em algumas correlações. É definido como a razão entre a vazão mássica (\dot{m}) e a área de seção transversal interna do tubo (A_i) (evaporador do termossifão):

$$G = \frac{\dot{m}}{A_i} \quad (57)$$

Com os principais parâmetros relacionados ao escoamento bifásico previamente definidos, o próximo passo é determinar experimentalmente tais parâmetros e realizar a análise das correlações adequadas ao cálculo do coeficiente de transferência de calor por ebulição, bem como, apresentar estes resultados e outros referente ao balanço de energia no evaporador.

4 RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados experimentais e teóricos desta dissertação. Primeiro é apresentada a metodologia para a medição das temperaturas ao longo do termossifão testado. Esse campo de temperatura é utilizado no balanço de energia feito no termossifão para se estimar tanto a taxa de transferência de calor efetiva, que é transferida para que o fluido de trabalho mude de fase, quanto as temperaturas da parede interna do evaporador do termossifão. Em seguida são apresentados os resultados obtidos para o coeficiente de transferência de calor por ebulição empírico. Depois são mostrados e discutidos os resultados relacionados aos parâmetros de escoamento bifásico (velocidade das bolhas, comprimento do pistão de líquido, frequência de ocorrência das bolhas, fração de vazio, título, entre outros) que foram medidos através do sensor *wire-mesh*. Estes resultados foram usados para a estimativa do coeficiente de transferência de calor por ebulição teórico através de correlações.

4.1 MEDIÇÃO DAS TEMPERATURAS AO LONGO DO TERMOSSIFÃO

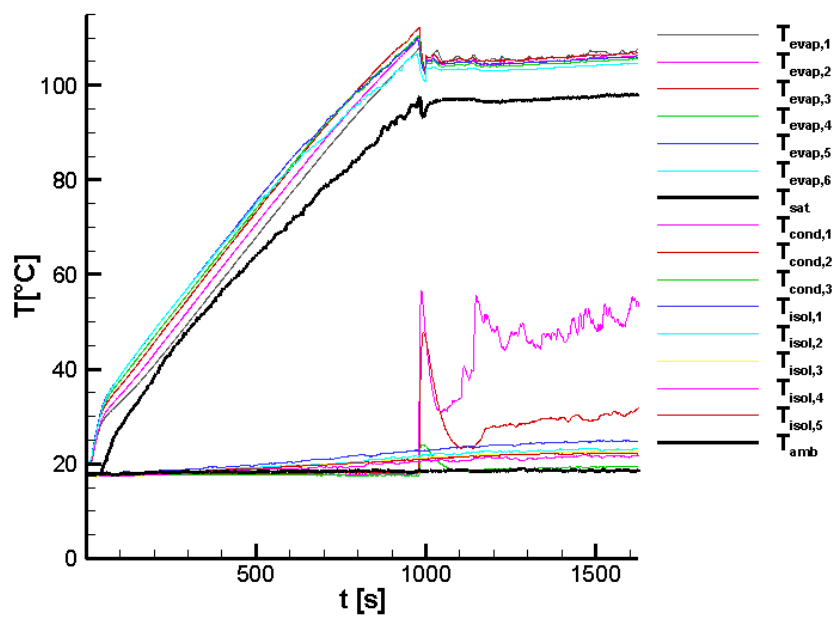
Para a medição do campo de temperatura ao longo do termossifão foram fixados termopares ao longo da superfície externa do evaporador (Figura 21(a)), da superfície externa do isolamento (Figura 21(c)) e da superfície externa do condensador (Figura 21(b)). Tais medições devem possuir certo grau de precisão pois estão diretamente relacionadas com a determinação de todas as taxas de transferência de calor que serão analisadas no decorrer do trabalho.

Com a calibração dos termopares realizada, a próxima etapa foi a realização das medições das temperaturas. Estas medições foram transmitidas para o computador através do sistema de aquisição e posteriormente tratadas e analisadas.

4.1.1 Variação da temperatura ao longo do evaporador

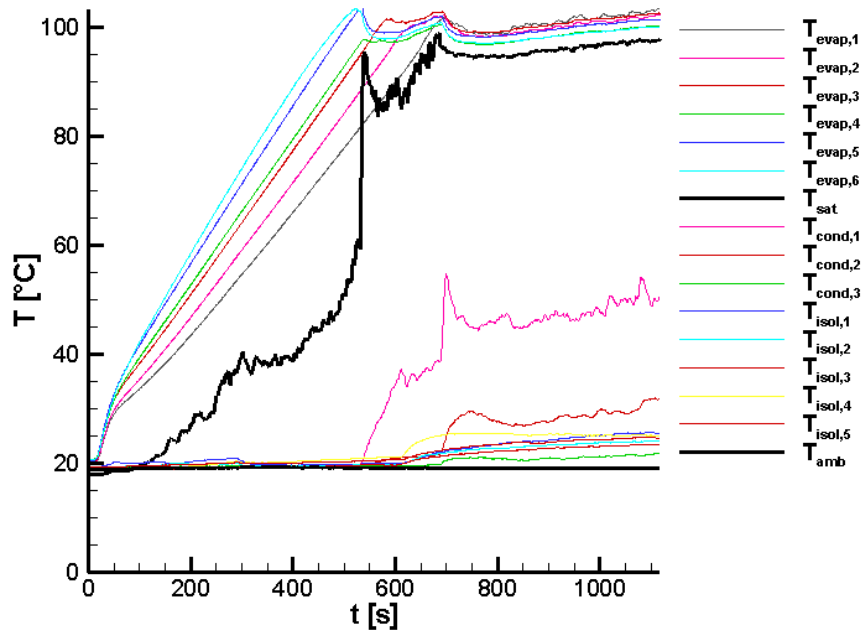
Conforme a instalação dos termopares ao longo da superfície externa do evaporador (T_{evap}), da superfície externa do condensador (T_{cond}) e da superfície externa do isolamento (T_{isol}) obteve-se os seguintes gráficos da variação da temperatura em função do tempo para a potência de 110 W (Figura 26) e para a potência de 150 W (Figura 27).

Figura 26 – Variação da temperatura ao longo do termossifão (110 W)



Fonte: Autoria própria (2019).

Figura 27 – Variação da temperatura ao longo do termossifão (150 W).



Fonte: Autoria própria (2019).

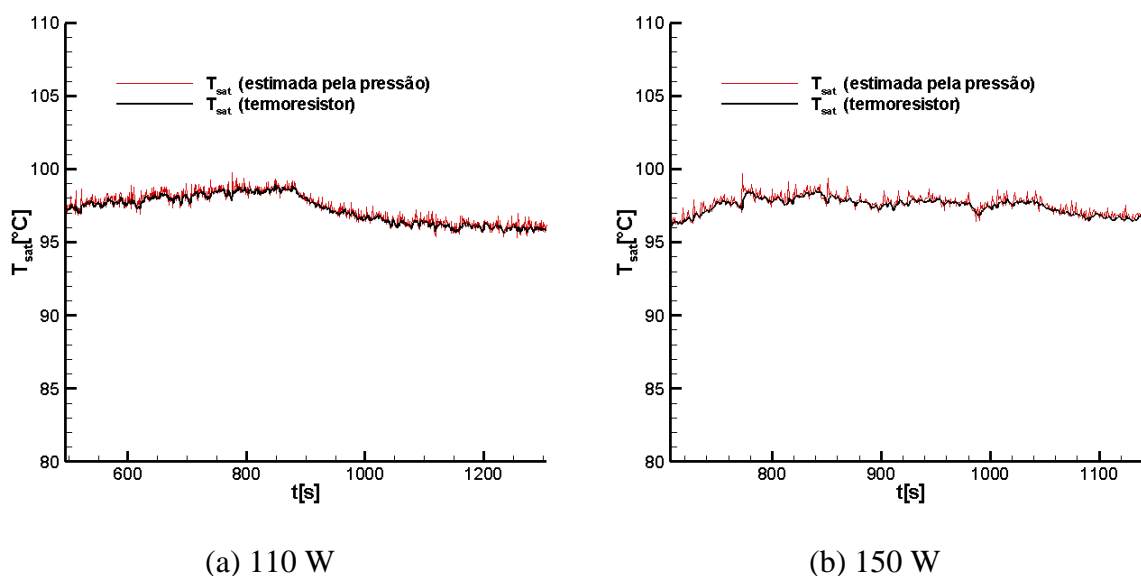
A análise das Figuras 26 e 27 mostra que, quando é aplicada a potência externa, as temperaturas dos termopares do evaporador T_{evap} começam a subir. Parte desta energia é transferida para o fluido fazendo com que o mesmo se aqueça (calor sensível) até que se atinja um patamar na qual inicia-se a ebulição. Note que a temperatura de saturação T_{sat} do sistema também começa a aumentar. Na Figura 26, para a potência de 110 W, essa elevação acompanha o crescimento das temperaturas do evaporador T_{evap} ; entretanto, observa-se na Figura 27, para a potência de 150 W, que a elevação de T_{sat} é abrupta aproximadamente no instante de 500 s. A temperatura de saturação aumenta até que seja atingido um pico máximo de aproximadamente 96,5°C, no qual observa-se a queda das temperaturas do evaporador. Nesta condição inicia-se o processo de ebulição.

A ebulição ocorre quando a temperatura da superfície interna do evaporador é ligeiramente maior que a temperatura de saturação do fluido de trabalho (água). No início da mudança de fase, pequenas bolhas são formadas, provenientes da superfície interna aquecida, com a evolução temporal o evaporador entra em regime quase permanente na qual a temperatura de saturação e a temperatura da superfície externa sofrem variações relativamente pequenas, conforme mostrado nas Figuras 26 e 27.

Em alguns casos observa-se que esta variação é um pouco mais acentuada. Estas variações são devido ao pequeno aumento de pressão na região interna do evaporador que é causado pelo escoamento em golfadas, que é intermitente. Como o sistema é fechado qualquer variação na pressão do sistema, causa uma variação na pressão de saturação do vapor e, como consequência, ocorre uma variação também na temperatura de saturação do vapor. Essas oscilações têm reflexo tanto nas temperaturas interna, quanto nas temperaturas externas medidas pelos termopares.

A Figura 28 apresenta as variações da temperatura de saturação medidas pelo termoresistor RTD PT100 - que foi inserido no termossifão - e estimada indiretamente (uso do *software* EES) em função da pressão medida pelo transdutor de pressão.

Figura 28 – Variação da temperatura de saturação para: (a) 110 W e (b) 150 W.



Fonte: Autoria própria (2019).

A Figura 28 (a) apresenta os resultados para a potência de 110 W, enquanto que a Figura 28 (b) para a potência de 150 W para o intervalo de tempo onde está ocorrendo o fenômeno de ebulição. Note que as temperaturas medidas pelo termoresistor tem uma excelente concordância (desvio máximo de 1,3% para a potência de 110 W e 1,56% para a potência de 150 W) com a temperatura de saturação estimada utilizando a pressão medida pelo transdutor de pressão. Portanto, as temperaturas medidas através do termoresistor foram adotadas como a temperatura de saturação do vapor durante o processo de ebulição.

4.2 ANÁLISE DO BALANÇO DE ENERGIA NO EVAPORADOR

Na metodologia experimental adotada foram realizados 3 testes para cada potência aplicada. O procedimento se resume na aplicação de uma potência elétrica externa (q_{ap}) que é obtida através da passagem de uma corrente elétrica através de um resistor elétrico em forma de fita que é fixado na superfície externa do evaporador de acordo com a Figura 18. A Tabela 1 mostra os valores de entrada para tensão e corrente, bem como os respectivos valores de potência aplicada e fluxo de calor com relação à área interna do evaporador (Equação (58)).

Tabela 1 – Dados de entrada para análise experimental

| V(V) | i(A) | q_{ap} [W] | q'' [W/m ²] |
|------|------|--------------|---------------------------|
| 31,0 | 3,55 | 110 | 4.528 |
| 32,5 | 3,7 | 120 | 4.644 |
| 33,9 | 3,84 | 130 | 5.032 |
| 35,0 | 4,00 | 140 | 5.419 |
| 36,3 | 4,13 | 150 | 5.806 |

Fonte: Autoria própria (2019).

$$q'' = \frac{q}{\pi d_i L_{evap}} \quad (58)$$

A Tabela 2 mostra as características geométricas do termossifão e do isolamento.

Tabela 2 – Características geométricas do termossifão

| L_{evap} [m] | L_{cond} [m] | L_{ra} [m] | d_e [m] | d_i [m] | d_{isol} [m] |
|----------------|----------------|--------------|-----------|-----------|----------------|
| 0,32 | 0,475 | 0,08 | 0,03 | 0,0257 | 0,098 |

Fonte: Autoria própria (2019).

4.2.1 – Análise da taxa de transferência de calor dissipada axialmente através do vidro

Ao se aquecer a superfície externa do evaporador, que foi feito de vidro (borossilicato), parte da energia fornecida é dissipada axialmente entre as regiões do evaporador e condensador. Esta perda de energia pode ser estimada através das Equações (44), (45) e (46) mostradas no Capítulo 3. Os resultados obtidos são apresentados na Tabela 3 para os testes realizados.

Tabela 3 – Taxas de transferência de calor dissipada axialmente no vidro

| | 110 W | 120 W | 130 W | 140 W | 150 W |
|----------------|---------|---------|---------|---------|---------|
| TESTE 1 | 0,066 W | 0,069 W | 0,061 W | 0,062 W | 0,061 W |
| TESTE 2 | 0,064 W | 0,054 W | 0,047 W | 0,061 W | 0,062 W |
| TESTE 3 | 0,062 W | 0,054 W | 0,053 W | 0,057 W | 0,050 W |
| MÉDIA | 0,064 W | 0,059 W | 0,054 W | 0,060 W | 0,058 W |

Fonte: Autoria própria (2019).

Observa-se que os valores das taxas de transferência de calor dissipadas axialmente através do vidro são considerados baixos, isto é, com no máximo 0,06% do valor da taxa aplicada no evaporador (para o caso de 110 W). Entretanto, esses valores não foram descartados no balanço de energia global no evaporador e foi realizada uma média para cada potência, referente aos cálculos realizados.

4.2.2 Análise da transferência de calor dissipada por radiação através do isolamento

A taxa de transferência de calor dissipada para o ambiente através do isolamento não pôde ser descartada, pois a emissividade do material do qual é fabricado o isolamento (espuma de poliuretano de cor preta) é relevante. Para se determinar a estimativa desta perda de energia para o ambiente, fez-se uso da Equação (31) em conjunto com a Equação (32) e das seguintes considerações: (i) o comprimento do isolamento (L_{isol}) corresponde ao mesmo valor do comprimento do evaporador (Tabela 2); (ii) a temperatura da vizinhança foi considerada igual a temperatura ambiente (Tabela 5); (iii) e a emissividade adotada para o material do isolamento foi de 0,9.

Os dados referentes as temperaturas médias do isolamento e do ambiente e os resultados para a taxa de transferência de calor dissipada por radiação são mostrados na Tabela 4. Note que a taxa de transferência de calor dissipada por radiação dissipada através da superfície externa do isolamento chega a uma porcentagem máxima de 2,37% da taxa aplicada ao evaporador (caso de 110 W).

Tabela 4 – Dados experimentais para o cálculo da taxa de transferência de calor dissipada por radiação através do isolamento (média dos TESTE 1,2 e 3)

| | 110 W | 120 W | 130 W | 140 W | 150 W |
|------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $\bar{T}_{isol} [^{\circ}C]$ | 24,19 | 25,57 | 25,76 | 25,90 | 26,75 |
| $\bar{T}_{amb} [^{\circ}C]$ | 19,23 | 20,34 | 20,24 | 20,80 | 21,71 |
| $q_{rad} [W]$ | 2,54 | 2,72 | 2,88 | 2,66 | 2,45 |

Fonte: Autoria própria (2019).

4.2.3 – Análise transferência de calor dissipada por convecção natural através do isolamento

As maiores perdas de energia ocorreram por convecção natural da superfície externa do isolamento para o ar que estava quiescente. Esta forma de dissipação de energia é determinada através da Equação (33), onde a estimativa do coeficiente de transferência de calor por convecção natural (\bar{h}_{cn}) é realizada através do conjunto composto pelas Equações (34) até (43).

Para a determinação experimental do coeficiente de transferência de calor por convecção natural foi necessário a determinação de propriedades termofísicas que são abordadas em correlações específicas. Estas propriedades dependem da temperatura de filme, que variou de acordo com cada potência aplicada. As temperaturas de filme foram calculadas usando a Equação (38). Os resultados são apresentados na Tabela 5.

Tabela 5 – Valores médios para as propriedades termofísicas relacionadas a transferência de calor por convecção natural no isolamento

| | 110 W | 120 W | 130 W | 140 W | 150 W |
|------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| Pr_{ar} | 0,708 | 0,708 | 0,708 | 0,708 | 0,708 |
| ν_{ar} | 17×10^{-6} | $17,1 \times 10^{-6}$ | $17,1 \times 10^{-6}$ | $17,2 \times 10^{-6}$ | $17,3 \times 10^{-6}$ |
| β | $3,4 \times 10^{-3}$ | $3,39 \times 10^{-3}$ | $3,4 \times 10^{-3}$ | $3,39 \times 10^{-3}$ | $3,37 \times 10^{-3}$ |
| μ_{ar} | $1,83 \times 10^{-7}$ | $1,83 \times 10^{-7}$ | $1,83 \times 10^{-7}$ | $1,84 \times 10^{-7}$ | $1,84 \times 10^{-7}$ |
| k_{ar} | 0,026 | 0,026 | 0,026 | 0,026 | 0,026 |

Fonte: Autoria própria (2019).

A Tabela 5 mostra uma concordância entre os valores obtidos para cada potência analisada. Isto se deve ao fato de que a temperatura de filme sofre pequenas variações, não impactando de forma significativa nos resultados.

Com os resultados obtidos na Tabela 5, o próximo passo foi determinar os valores médios para o número de Grashof, Gr_L , e o número de Rayleigh, Ra_L , para as potências aplicadas. Os resultados obtidos de acordo com a Equações (36) e (37), são apresentados na Tabela 6.

Tabela 6 – Números adimensionais médios para as potências analisadas.

| | 110 W | 120 W | 130 W | 140 W | 150 W |
|--------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
| Gr_L | $6,18 \times 10^8$ | $6,03 \times 10^8$ | $6,37 \times 10^8$ | $5,88 \times 10^8$ | $5,35 \times 10^8$ |
| Ra_L | $4,38 \times 10^8$ | $4,26 \times 10^8$ | $4,51 \times 10^8$ | $4,16 \times 10^8$ | $3,79 \times 10^8$ |

Fonte: A autoria própria (2019).

Os resultados mostram os valores correspondentes à uma placa plana vertical. A análise destes parâmetros é imprescindível, pois as correlações utilizadas para um cilindro na vertical sob convecção natural levam em consideração os resultados mostrados na Tabela 6.

Segundo Sparrow (1956), o número de Nusselt para uma placa plana sob convecção natural, Nu_L , pode ser aproximado para a condição de um cilindro horizontal exposto às mesmas condições se a relação (40) for satisfeita.

$$\frac{d_{isol}}{L_{isol}} \geq \frac{35}{Gr_L^{1/4}} \quad (40)$$

Os resultados referentes à análise da relação (40) e os valores obtidos para o número de Nusselt em relação ao diâmetro do isolamento (Nu_D) são mostrados na Tabela 7.

Tabela 7 – Número de Nusselt ao longo do isolamento

| | 110 W | 120 W | 130 W | 140 W | 150 W |
|-----------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $\frac{d_{isol}}{L_{isol}}$ | 0,306 | 0,306 | 0,306 | 0,306 | 0,306 |
| $\frac{35}{Gr_L^{1/4}}$ | 0,222 | 0,223 | 0,220 | 0,225 | 0,230 |
| Nu_L | 74,89 | 74,54 | 75,59 | 74,10 | 72,34 |
| Nu_D | 74,89 | 74,54 | 75,59 | 74,10 | 72,34 |

Fonte: A autoria própria (2019).

Como a relação proposta na Equação (40) é satisfeita para todos os casos, aproxima-se o valor obtido para o número de Nusselt em uma placa plana para o número de Nusselt em um cilindro vertical. Em posse destes resultados, o coeficiente de transferência de calor por

convecção natural pode ser obtido através da Equação (34). Os valores são mostrados na Tabela 8.

Tabela 8 – Coeficiente de transferência de calor por convecção natural no isolamento

| | 110 W | 120 W | 130 W | 140 W | 150 W |
|---------------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $\bar{h}_{cn} \left[W/m^2 K \right]$ | 19,44 | 19,77 | 20,05 | 19,65 | 19,20 |

Fonte: Aatoria própria (2019).

Finalizando a análise, a taxa de transferência de calor dissipada através da superfície do isolamento é determinada através da Equação (33). A Tabela 9 apresenta um valor médio para as temperaturas no isolamento e ambiente, bem como a taxa de transferência de calor dissipada por convecção natural para cada potência aplicada ao evaporador.

Tabela 9 – Taxa de transferência de calor dissipada por convecção natural através do isolamento (média dos TESTE 1,2 e 3)

| | 110 W | 120 W | 130 W | 140 W | 150 W |
|--|-------|-------|-------|-------|-------|
| $\bar{T}_{isol} \left[^\circ C \right]$ | 24,19 | 25,57 | 25,76 | 25,90 | 26,75 |
| $\bar{T}_{amb} \left[^\circ C \right]$ | 19,23 | 20,34 | 20,24 | 20,80 | 21,71 |
| $q_{isol} \left[W \right]$ | 13,58 | 13,17 | 15,06 | 13,35 | 12,82 |

Fonte: Aatoria própria (2019).

Logo, de acordo com os resultados da Tabela 9, observa-se que a taxa de transferência de calor dissipada por convecção natural através da superfície externa do isolamento chega a um percentual máximo de 12,3% da taxa aplicada ao evaporador (caso de 110 W).

4.2.4 Taxa de transferência de calor efetiva no evaporador

Os resultados e análises mostradas nos cálculos e tabelas anteriores possibilitam determinar a perda total de energia através do evaporador do termossifão. Os resultados finais para a média entre os testes são mostrados na Tabela 10.

Tabela 10 – Taxa de transferência de calor total dissipada no evaporador do termossifão.

| | 110 W | 120 W | 130 W | 140 W | 150 W |
|-----------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $q_{vidro} [W]$ | 0,064 | 0,059 | 0,054 | 0,060 | 0,058 |
| $q_{rad} [W]$ | 2,54 | 2,72 | 2,88 | 2,66 | 2,45 |
| $q_{isol} [W]$ | 13,58 | 13,17 | 15,06 | 13,35 | 12,82 |
| $q_{dissi} [W]$ | 16,19 | 15,95 | 17,99 | 16,07 | 15,33 |

Fonte: Autoria própria (2019).

Como consequência direta do balanço de energia abordado na Equação (29), a taxa de transferência de calor transferida para o fluido de trabalho (água) pode agora ser estimada. Esta energia transferida (q_{evap}) é responsável pelo fenômeno da ebulição que ocorre no interior do evaporador do termossifão. Os resultados médios para as potências analisadas são mostrados na Tabela 11.

Tabela 11 – Taxa de transferência de calor dirigida ao fluido de trabalho no evaporador do termossifão (q_{evap}).

| | 110 W | 120 W | 130 W | 140 W | 150 W |
|--------------|---------|----------|----------|----------|----------|
| MEDIA | 94,18 W | 103,05 W | 112,08 W | 123,55 W | 135,26 W |

Fonte: Autoria própria (2019).

Através dos dados da Tabela 11 foi possível estimar a temperatura da superfície interna do evaporador, isto é, a temperatura que está em contato direto com a água e é responsável pelo início do fenômeno da ebulição.

4.3 ESTIMATIVA DA TEMPERATURA DA SUPERFÍCIE INTERNA DO EVAPORADOR

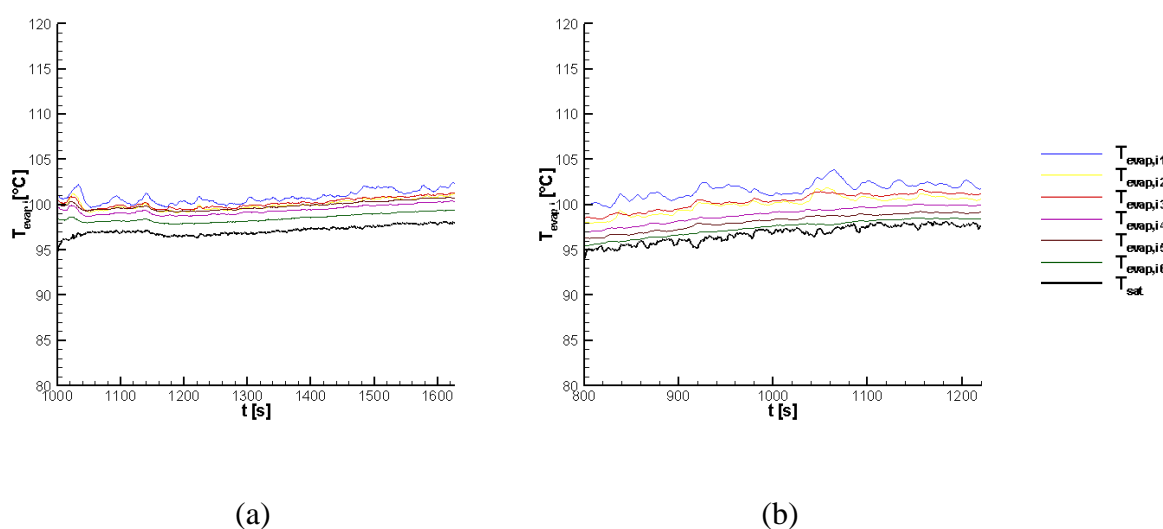
A estimativa da temperatura interna do evaporador do termossifão ($T_{evap,i}$) é uma etapa importante do procedimento experimental com o objetivo de determinar o coeficiente de transferência de calor por ebulição. Devido à montagem do aparato experimental, a obtenção direta desta temperatura não foi possível, portanto um método indireto através de um balanço

de energia foi utilizado. O método se baseia na análise da resistência térmica total na parede do evaporador, que se resume na aplicação das Equações (26), (27) e (28).

Os resultados mostrados na Figura 29 referente as potências de 110 W e 150 W são para a condição na qual o fenômeno de ebulição está ocorrendo e o termosifão opera no regime quase permanente, onde pequenas oscilações ocorrem devido ao escoamento em golfadas. Este padrão de escoamento é muito intermitente e faz com que pressão do sistema (pressão de saturação) seja alterada, causando uma influência na temperatura de saturação no interior do evaporador durante o fenômeno da ebulição, conforme já mencionado anteriormente neste capítulo.

A informação importante que é extraída da Figura 29 é que existe uma diferença entre a temperatura na parede interna do evaporador e a temperatura de saturação, que é chamada de superaquecimento (ΔT_e). Este dado é necessário para a estimativa do coeficiente de transferência de calor por ebulição.

Figura 29 – Variação da temperatura ao longo do termosifão durante a ebulição. (a) 110 W (b) 150 W.



Fonte: Autoria própria (2019).

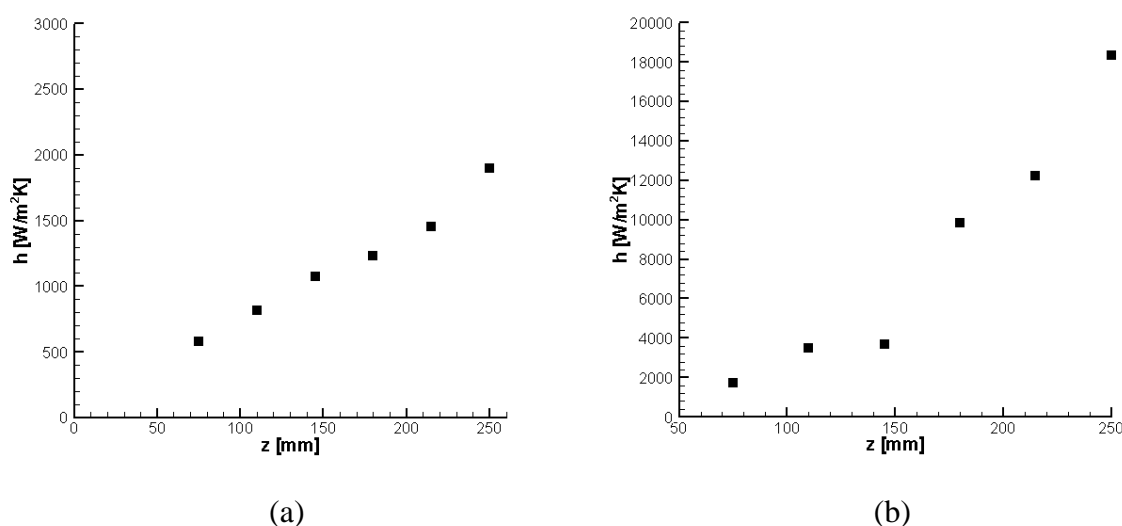
Na Figura 29 observa-se ainda que o superaquecimento é maior para o caso (a) quando comparado com o caso (b). Isto pode ser observado pois a diferença entre as temperaturas da parede interna do evaporador e a de saturação para a potência de 110 W (Figura 29 (a)) é maior em comparação com a potência de 150 W (Figura 29 (b)). Este resultado influencia de maneira substancial o valor experimental do coeficiente de transferência de calor por ebulição, pois quanto menor for o superaquecimento, maior o coeficiente de transferência de calor para um

mesmo fluxo de calor. Os resultados obtidos para o coeficiente de transferência de calor por ebulição empíricos são analisados na próxima seção.

4.4 COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR EXPERIMENTAL

Com os dados obtidos na seção 4.2 referente ao balanço de energia no evaporador do termosifão, que possibilitou a obtenção da taxa de transferência de calor efetiva que é transferida para o fluido de trabalho para que ocorra o processo de ebulição - juntamente com os dados apresentados na seção 4.3, que diz respeito à variação da temperatura em excesso para cada potência analisada, foi possível estimar o coeficiente de transferência de calor por ebulição experimental (h_z^{exp}) em função da altura do evaporador. Os resultados foram obtidos através da aplicação direta da Equação (33). A Figura 30 mostra a variação do coeficiente de transferência de calor experimental como função da altura do evaporador para as potências de 110 W e 150 W.

Figura 30 – Variação do coeficiente de transferência de calor por ebulição ao longo do evaporador: (a) 110 W e (b) 150 W.

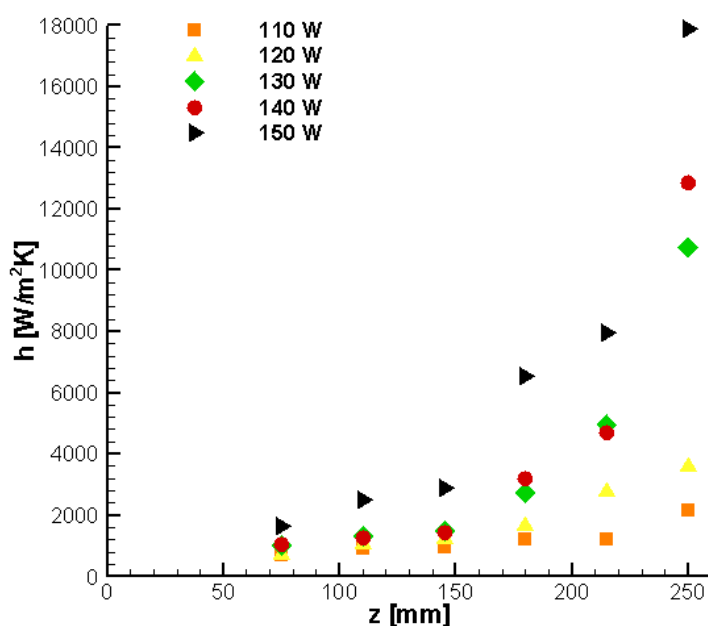


Fonte: Autoria própria (2019).

Para a potência aplicada de 110 W (Figura 30(a)) observa-se que os valores do coeficiente de transferência de calor por ebulição aumentam de 579 W/m^2K na posição de extremidade inferior do evaporador (75 mm) para 1.898 W/m^2K na posição de extremidade superior do evaporador (250 mm). Comportamento similar ocorre para a potência aplicada de 150 W (Figura 30(b)), entretanto neste caso o coeficiente aumenta de 1.718 W/m^2K na

extremidade inferior para $18.357 \text{ W/m}^2\text{K}$ na extremidade superior do evaporador. Ou seja, para potência de 110 W os valores do coeficiente de transferência de calor por ebulição se encontram no regime de ebulição nucleada, enquanto que para potência de 150 W esses valores estão na faixa de ebulição nucleada (extremidade inferior do evaporador) e na faixa de ebulição em filme líquido (extremidade superior do evaporador). Dados referentes à variação do coeficiente de transferência de calor por ebulição médio para todas as potências analisadas são apresentados na Figura 31.

Figura 31 – Variação do coeficiente de transferência de calor por ebulição ao longo do evaporador.



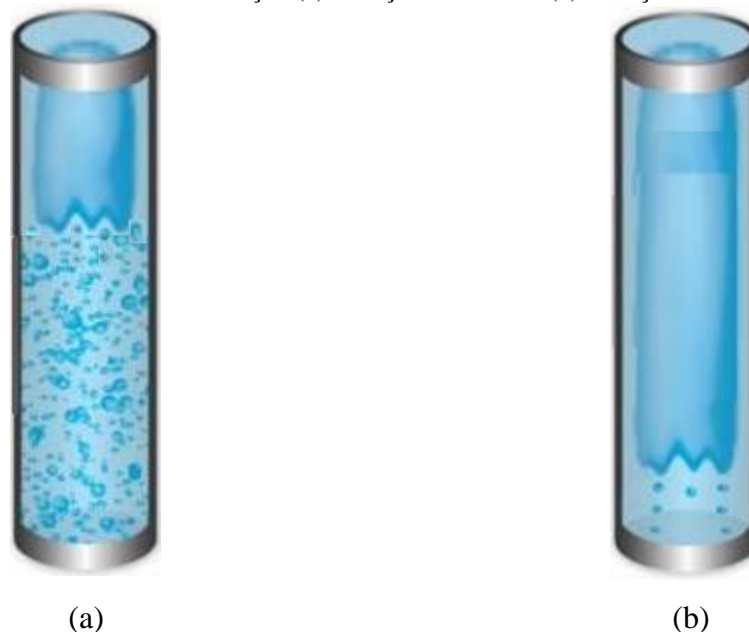
Fonte: Autoria própria (2019).

A Figura 31 mostra uma tendência de aumento do coeficiente de transferência de calor por ebulição em função da altura do evaporador (z) para todas as potências aplicadas. Este comportamento está relacionado a características do escoamento que são observadas no fenômeno da ebulição no interior do evaporador.

A influência do escoamento na determinação do coeficiente de transferência de calor por ebulição está relacionada com a formação de um filme líquido entre a bolha alongada e a superfície interna do evaporador. Este filme líquido é responsável por uma diminuição considerável da resistência térmica na parede do evaporador o que possibilita a obtenção de altos valores para o coeficiente de transferência de calor por ebulição (ebulição em filme líquido).

Outras regiões do evaporador não estão submetidas ao escoamento da bolha alongada, portanto não é observada a influência do filme de líquido em aspectos relacionados a transferência de calor. Nestas regiões a determinação do coeficiente de transferência de calor é intensificado pela formação das bolhas dispersas na superfície interna do evaporador (ebulição nucleada). Estas características são mostradas esquematicamente na Figura 32.

Figura 32 – Fenômeno de ebulição (a) ebulição nucleada e (b) ebulição em filme líquido



Fonte: Autoria própria (2019).

A Figura 32 (a) mostra um escoamento ocasionado devido ao fenômeno da ebulição, na qual a transferência de calor é intensificada pela formação de pequenas bolhas dispersas que se desprendem da parede e ascendem em direção ao condensador. Nesta região apesar do coeficiente de transferência de calor por ebulição atingir valores consideráveis, ficam ainda muito abaixo dos valores obtidos através da ebulição em filme líquido (Figura 32 (b)). Como já comentado em parágrafos anteriores, o filme líquido diminui a resistência térmica na parede interna do evaporador, fazendo com que a transferência de calor ocorra com gradientes de temperatura pequenos (superaquecimento), como pode ser observado na Figura 29.

Durante a análise experimental ao aplicar-se baixas potências no evaporador observa-se um comportamento similar ao mostrado na Figura 32 (a), ou seja, ocorre apenas o fenômeno de ebulição nucleada. Já para potências maiores começa a prevalecer o fenômeno de ebulição em filme líquido, apontado na Figura 32 (b).

Através da análise da Figura (32) obtém-se uma possível explicação do porque o coeficiente de transferência de calor por ebulição aumentar conforme se aproxima da

extremidade superior do evaporador. A formação do filme líquido ocorre com maior frequência nesta região onde se consegue altos valores para as taxas de transferência de calor.

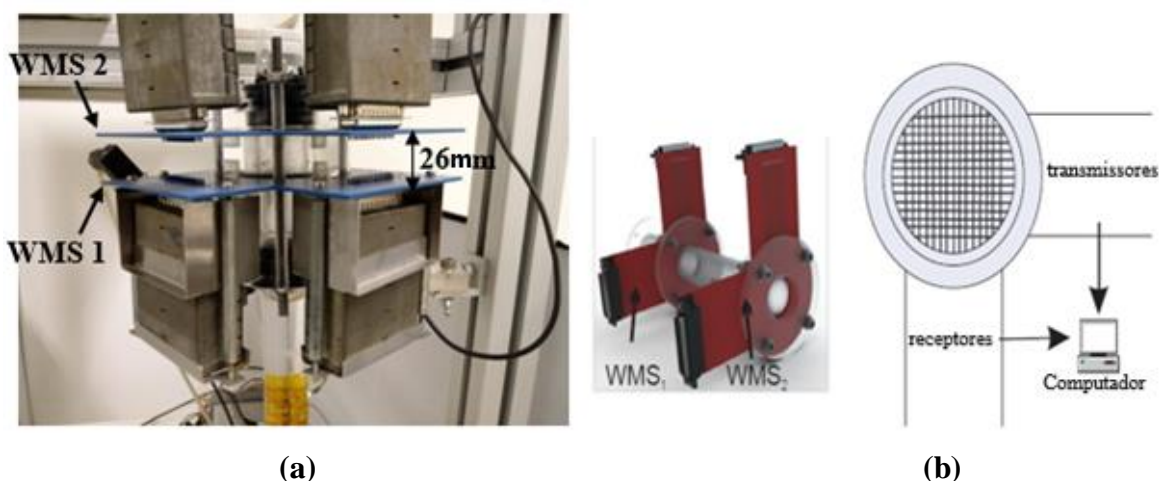
4.5 RESULTADOS RELACIONADOS AOS PARÂMETROS DE ESCOAMENTO

A determinação experimental de parâmetros do escoamento bifásico utilizando um sensor *wire-mesh* é, até o conhecimento do autor, inovador em sistemas de escoamento bifásico relacionados ao fenômeno de ebulição. Através desta técnica foi possível medir parâmetros até então estimados por modelos teóricos, tais como: velocidade da frente de bolha (U_T), frequência da ocorrência de bolhas durante o fenômeno da ebulição (f), fração de vazio (α) da célula unitária e comprimento da coluna de líquido - ou pistão de líquido, em inglês conhecido como *slug* (L_s).

Estes parâmetros, que foram medidos através dos sensores *wire-mesh*, são imprescindíveis para analisar alguns fenômenos específicos relacionados ao escoamento bifásico, bem como, possibilitar a análise de parâmetros relacionados à transferência de calor. Neste caso, trata-se especificamente de algumas correlações utilizadas para a estimativa do coeficiente de transferência de calor por ebulição teórico.

Em uma região que corresponde ao final do comprimento do evaporador são instalados dois sensores *wire-mesh*, responsáveis pela detecção dos parâmetros de escoamento da bolha. Detalhes da montagem do sensor no termossifão são mostrados aqui novamente na Figura 33 para uma melhor compreensão dos resultados obtidos.

Figura 33 – Detalhe da montagem experimental dos sensores de malha resistiva (*wire mesh*)
(a) Montagem dos sensores, (b) Detalhes dos sensores



Fonte: Autoria própria (2019).

A Figura 33 (a) mostra a montagem dos sensores em uma região onde teoricamente se encontraria a região adiabática. A distância entre os dois sensores, 26 mm, também pode ser observada. Esta distância deve ser conhecida para se determinar a velocidade de translação da bolha.

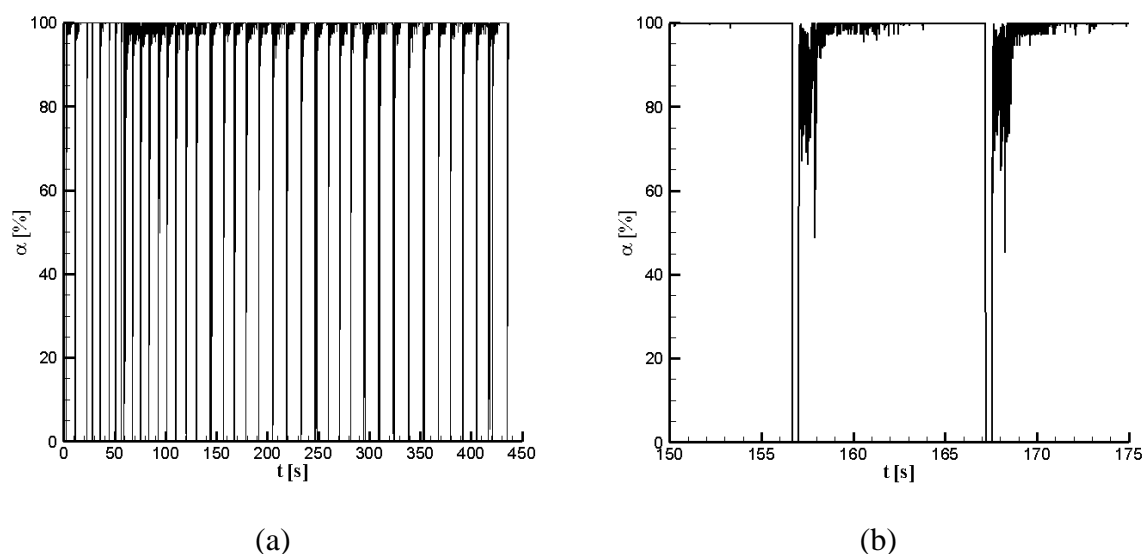
A Figura 33 (b) mostra detalhes da estrutura do sensor. Os eletrodos receptores são excitados e a resposta do transmissor depende da capacitância elétrica do fluido que flui através da rede de fios. A frequência de aquisição foi fixada em 400 fps. A capacitância elétrica pode ser expressa como uma função linear da permissividade no ponto de medição, em outras palavras, é atribuído valor 0 quando o sensor está sendo atravessado somente por água e 1 quando é atravessado somente pela fase vapor. Logo, para realizar as medições, foi necessária uma calibração de referência para o tubo cheio de água para obter o valor de referência de fração de vazio igual a zero ($\alpha = 0$).

Através das informações obtidas com os sensores *wire-mesh*, é possível determinar os parâmetros do escoamento bifásico como fração de vazio, velocidade de translação da bolha, frequência da bolha e comprimento da coluna de líquido. O procedimento é realizado para as taxas de transferência de calor de 110, 120, 130, 140 e 150 W.

4.5.1 Determinação dos parâmetros hidrodinâmicos

Um das primeiras análises a serem realizadas é a determinação experimental da fração de vazio média no espaço, $\bar{\alpha}(t)$, do fenômeno de ebulição no termossifão de vidro. Os dados foram obtidos para um intervalo de tempo de aproximadamente 436 s (7,26 min) para cada potência aplicada. O sinal medido para $\bar{\alpha}(t)$ no sensor WMS 1, (Figura 33(a)) ao longo do tempo é apresentado na Figura 34 para a potência de 150 W. Na Figura 34 (a), é mostrado o caráter intermitente do escoamento em golfadas no interior do evaporador. Cada pico corresponde a uma bolha alongada que atravessa o sensor. Quando o valor de $\bar{\alpha}(t)$ é 100 % significa que está passando apenas vapor de água e quando o valor é de 0 % significa que está passando apenas água. Quando o valor de $\bar{\alpha}(t)$ estava entre esses dois valores, observou-se de forma intermitente uma bolha alongada, um escoamento de filme de líquido em contra corrente com a bolha alongada e uma região caótica de esteira com muitas bolhas dispersas.

Figura 34 – (a) sinal obtido para a fração de vazio, (b) detalhe do sinal.



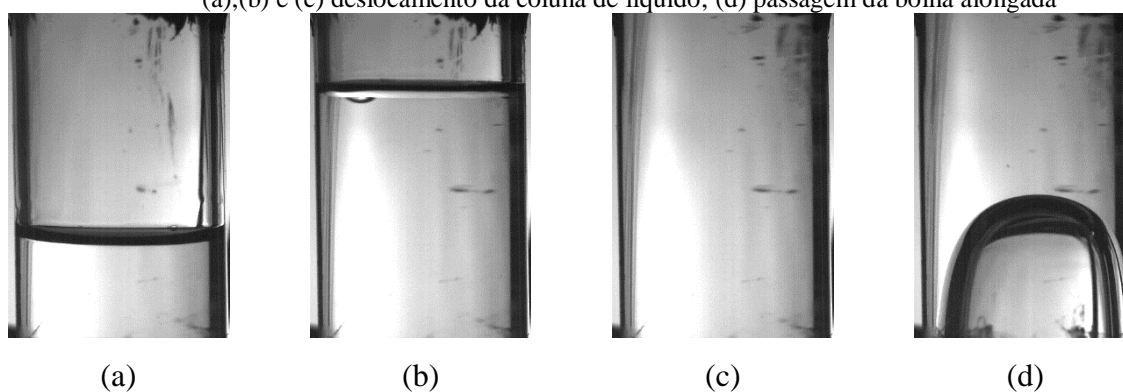
Fonte: Autoria própria (2019).

Na Figura 34 (b) é apresentado um detalhamento do sinal para uma faixa de tempo de 25 s, variando do instante de tempo 150 s até 175 s, para uma melhor explicação dos fenômenos capturados pelo sensor *wire-mesh*. De acordo com os dados de temperatura e pressão medidos, pode-se afirmar que o processo de ebulição está ocorrendo e bolhas com diâmetros muito menores do que o diâmetro interno do termossifão começam a ser formadas e se desprenderem da superfície interna. Nesta fase inicial, apenas vapor de água está passando pelo sensor WMS 1 e o $\bar{\alpha}(t)$ medido é de 100 %. Deve-se salientar aqui que a água fica pouco abaixo do sensor WMS 1, logo, enquanto a bolha alongada não se forma e sobe com energia suficiente empurrando a coluna de líquido a sua frente, apenas a fase vapor é detectada.

Com o avanço do processo de ebulição, essas pequenas bolhas começam a se coalescer formando uma bolha alongada que ao ascender por empuxo, da parte inferior do evaporador para o condensador, desloca a coluna de líquido acima dela (pistão de líquido). A Figura 34 (b) mostra a ocorrência deste fenômeno através do sinal medido, $\bar{\alpha}(t)$ que é igual a 0 %, no intervalo de tempo entre 156 s e 157 s. Note que após um intervalo de tempo o fenômeno se repete com uma nova bolha alongada atravessando o sensor WMS 1 entre 167 s e 168 s, enfatizando o caráter intermitente do escoamento em golfadas.

O sinal de $\bar{\alpha}(t)$ está de acordo com as imagens reais obtidas com a câmera de alta velocidade para o fenômeno de ebulição. Na Figura 35 (a) está ocorrendo o fenômeno de ebulição com apenas vapor de água. Em seguida o pistão de líquido começa a ser deslocado (Figura 35 (b)) e depois apenas líquido começa a passar pelo sensor WMS 1. Por fim, aparece a bolha alongada que causou o deslocamento do pistão de líquido (Figura 35 (d)).

Figura 35 – Pistão de líquido ao ser atravessado pelo sensor *wire mesh*
(a),(b) e (c) deslocamento da coluna de líquido; (d) passagem da bolha alongada

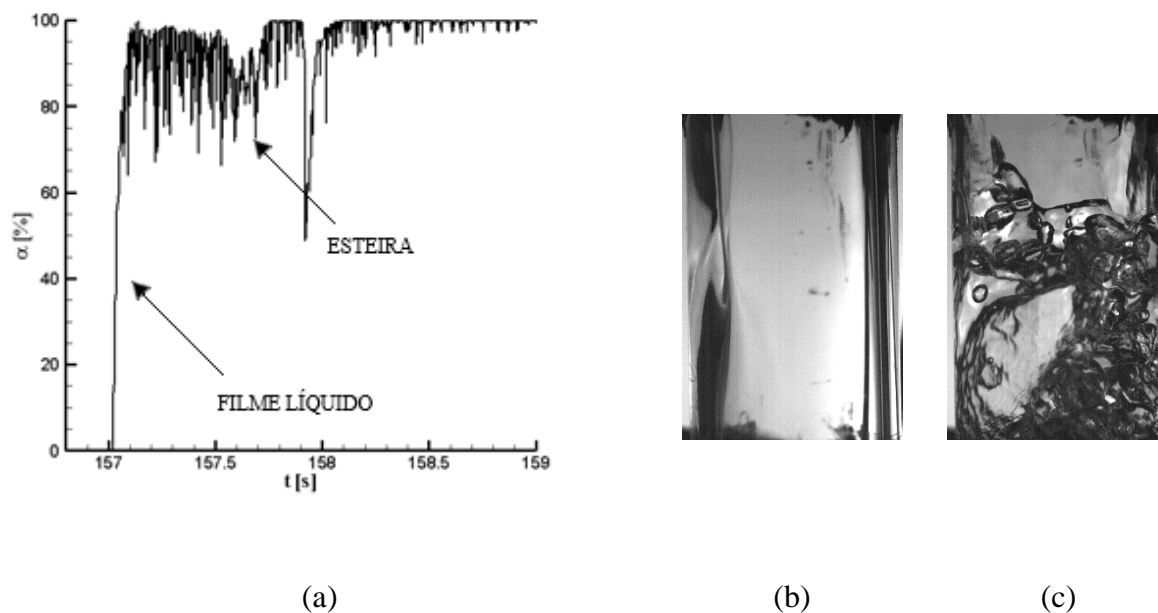


Fonte: Autoria própria (2019).

Na Figura 35 (d) o sensor começa a captar o sinal de vapor de água que corresponde à frente da bolha alongada. Esta bolha atravessa o sensor fazendo com que o sinal de $\bar{\alpha}(t)$ que indicava 0, ou seja apenas líquido estava atravessando o sensor, comece a indicar o aumento do percentual de fração de vazio, conforme indica a Figura 36 (a). A ocorrência do fenômeno é muito rápida, a fração de vazio passa de 0 a quase 100% no intervalo de tempo compreendido entre 157 s e 157,2 s.

Enquanto a bolha ascende em direção ao condensador forma-se um filme líquido entre a bolha alongada e a superfície interna do termossifão (Figura 36(b)). Este filme é formado pelo líquido que escoia juntamente com a bolha e o condensado que desce pela ação da gravidade. Ao final, a bolha alongada se colapsa, formando uma esteira turbulenta que é mostrada na Figura 36 (c).

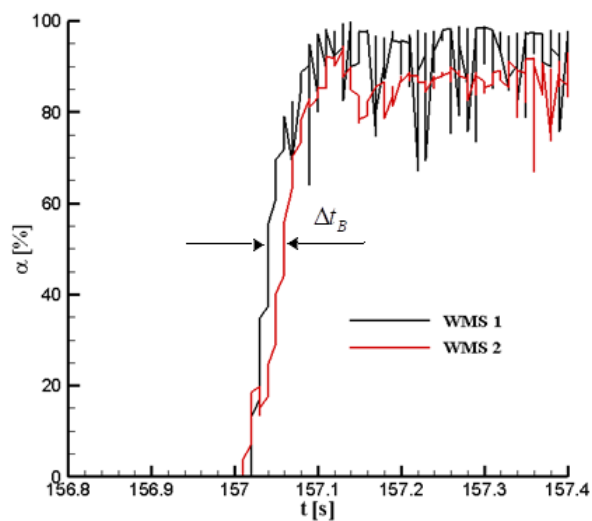
Figura 36 — (a) Sinal referente a passagem da bolha, (b) filme líquido e (c) esteira da bolha



Fonte: Autoria própria (2019).

Para realizar a análise da velocidade de translação da bolha (U_T) o procedimento se resume a detectar o intervalo de tempo captado pelos sensores com relação à ponta (ou nariz) da bolha. Na Figura 37 é mostrado o detalhe medido pelos sensores WMS 1 e WMS 2 quando uma bolha alongada passa por eles em um intervalo de tempo entre 156,8 s até 157,4 s para uma potência de 150 W.

Figura 37 — Defasagem temporal entre a chegada da bolha nos dois sensores.



Fonte: Autoria própria (2019).

Pode-se observar na Figura 37 dois sinais distintos referentes à passagem de uma bolha através dos sensores. Ocorre um aumento repentino do $\bar{\alpha}(t)$ detectado pelo sinal do WMS 1, representado pela cor em preta, exemplificando que o nariz da bolha está passando pelo primeiro sensor. Em seguida, após aproximadamente 10 ms (0,01 s), ocorre o aumento repentino do $\bar{\alpha}(t)$ detectado pelo sinal do WMS 2, representado pela cor em vermelha. Através desses dados é possível mensurar o intervalo de tempo para a detecção da frente da bolha ao passar por cada sensor. Como a distância entre os dois sensores é conhecida, conforme mostrado na Figura 33 (a), estima-se a velocidade da bolha através da Equação (59).

$$U_T = \frac{L_{WMS}}{\Delta t_B} \quad (59)$$

Os valores estimados através da Equação (68) são apresentados na Tabela 12 para cada potência aplicada ao evaporador para os três testes realizados e o valor médio entre eles. Note que à medida que a potência do evaporador aumenta, a velocidade de translação diminui.

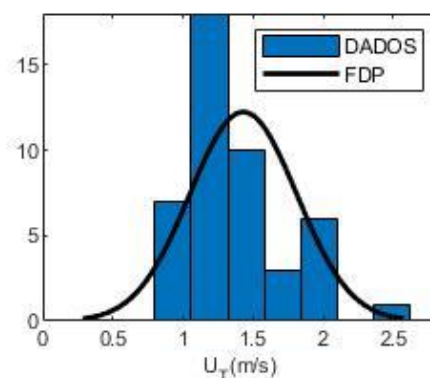
Tabela 12 – Valores médios para a velocidade translacional da bolha (U_T).

| | 110 W | 120 W | 130 W | 140 W | 150 W |
|----------------|----------|----------|----------|----------|----------|
| TESTE 1 | 1,41 m/s | 1,29 m/s | 1,17 m/s | 1,08 m/s | 1,06 m/s |
| TESTE 2 | 1,42 m/s | 1,20 m/s | 1,12 m/s | 1,06 m/s | 1,03 m/s |
| TESTE 3 | 1,44 m/s | 1,18 m/s | 1,07 m/s | 1,09 m/s | 0,99 m/s |
| MÉDIA | 1,42 m/s | 1,22 m/s | 1,12 m/s | 1,07 m/s | 1,03 m/s |

Fonte: Autoria própria (2019).

Uma função densidade de probabilidade é mostrada na Figura 38, enfatizando a frequência de ocorrência das bolhas de acordo com a velocidade de translação. Nota-se através da Figura 38 que para uma potência de 110 W a velocidade média da bolha fica em torno de 1,4 m/s. Este resultado é corroborado com as informações fornecidas na Tabela 12.

Figura 38 – Função Densidade de Probabilidade para as medidas de velocidade (110 W).



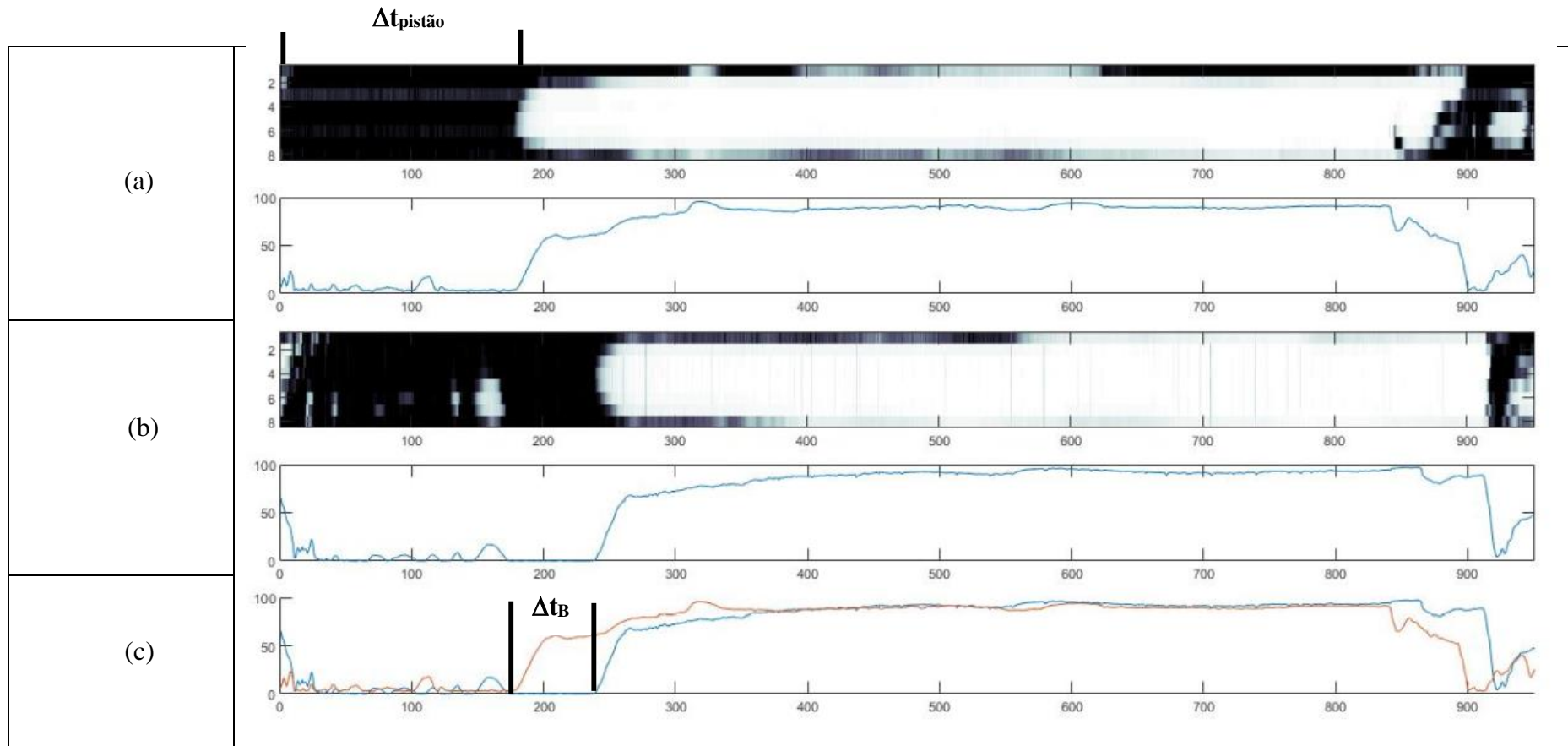
Fonte: Autoria própria (2019).

Na Figura 38 também observa-se que a maior frequência de bolhas (18 bolhas) ocorre para um intervalo em que as velocidades variam de aproximadamente 1,05 m/s e 1,3 m/s e que a frequência total das bolhas equivale a 46 bolhas.

Através de uma rotina computacional implementada no *software MatLab*, pode-se fazer uma reconstrução em duas dimensões da bolha para a melhor visualização do fenômeno. A Figura 39 mostra uma reconstrução em duas dimensões de uma bolha alongada para cada sensor *wire-mesh*. Essa simulação foi realizada com base na variação da fração de vazio da série espacial e temporal obtida através dos sensores *wire-mesh*.

Na Figura 39 (a), observa-se inicialmente que o sensor WMS 1 detecta apenas a presença de líquido, pois a fração de vazio é igual a 0 %. Quando a bolha alongada atravessa o sensor pode-se notar que o sinal chega a quase 100 %, o que evidencia a passagem da bolha alongada através do sensor.

Figura 39 – Reconstrução da bolha com o auxílio dos sensores “wire mesh” e o programa matlab. (a) imagem da bolha no WMS 1; (b) imagem da bolha no WMS 2; (c) Defasagem entre os sinais.



Fonte: Autoria própria (2019).

O mesmo fenômeno é observado na Figura 39 (b) no sensor WMS 2. A defasagem entre os sinais, Figura 39 (c), possibilita a determinação do intervalo de tempo entre a passagem da bolha no sensor WMS 1 e no sensor WMS 2. A fração de vazio média no tempo foi obtida para a célula unitária mostrada na Figura (39) e os resultados são apresentados na Tabela 13.

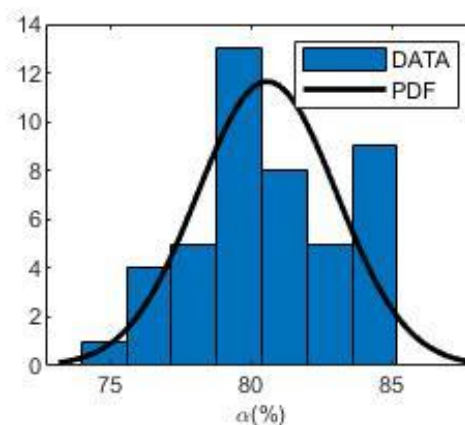
Tabela 13 – Valores médios para a fração de vazio (α).

| | 110 W | 120 W | 130 W | 140 W | 150 W |
|----------------|---------|---------|---------|---------|---------|
| TESTE 1 | 81,59 % | 81,06 % | 82,67 % | 81,18 % | 79,72 % |
| TESTE 2 | 81,72 % | 78,90 % | 78,76 % | 79,44 % | 82,02 % |
| TESTE 3 | 78,35 % | 80,87 % | 79,22 % | 80,08 % | 77,86 % |
| MÉDIA | 80,55 % | 80,28 % | 80,72 % | 80,56 % | 79,86 % |

Fonte: Autoria própria (2019).

Os resultados mostram certa concordância entre as frações de vazio obtidas para as potências indicadas. Na Figura 40 uma curva densidade de probabilidade é mostrada para os resultados obtidos na Tabela 13. Nota-se que a média dos valores obtidos para a fração de vazio mostrada na Figura 40 corresponde a aproximadamente 80% e está de acordo com os valores mostrados na Tabela 13.

Figura 40 – Função Densidade de Probabilidade para as medidas de fração de vazio (110 W)



Fonte: Autoria própria (2019).

A variação da fração de vazio em torno da média é de 5% (75 % a 85%). A maior ocorrência de bolhas (13 bolhas) ocorre para uma faixa de fração de vazio que varia aproximadamente entre 78,5 e 80,5%. Este comportamento é similar para as outras potências analisadas.

Outro parâmetro analisado foi o comprimento de pistão de líquido à frente da bolha, conforme mostra a Figura 39. A coluna de líquido (pistão) é empurrada verticalmente para cima devido a formação de bolhas alongadas no interior do evaporador. No início da ebulição pequenas bolhas se formam na superfície interna da parede de vidro do evaporador e com o passar do tempo estas bolhas coalescem formando grandes bolsões de vapor que ascendem empurrando juntamente o líquido.

Para determinação deste pistão de líquido que escoar à frente da bolha alongada, foi assumido que a velocidade de translação do pistão de líquido era a mesma velocidade de translação da bolha alongada (estimada através dos dados do sensor *wire-mesh*). Com isso, foi possível determinar o comprimento do pistão de líquido através da Equação (60).

$$L_s = U_T \Delta t_{\text{pistão}} \quad (60)$$

Na Equação (60), L_s é o comprimento da coluna de líquido, região escura à frente da bolha que é mostrada na Figura 39 e $\Delta t_{\text{pistão}}$ é o tempo em que o líquido atravessa o sensor 1. Os resultados obtidos para as potências de 110 W e 150 W, de acordo com a Equação (60), são mostrados na Tabela 14.

Tabela 14 – Valores médios para o comprimento do pistão (L_s).

| | 110 W | 150 W |
|--------------------------------|----------|----------|
| $\Delta t_{\text{pistão}} [s]$ | 0,12 | 0,19 |
| $L_s [cm]$ | 13,86 cm | 19,26 cm |

Fonte: Autoria própria (2019).

A Tabela 14 mostra os valores médios obtidos experimentalmente para o comprimento do pistão de líquido que é deslocado devido ao movimento da bolha. Os resultados mostram que para a potência menor (110 W) os intervalos de tempo médios em que o pistão percorre o sensor WMS 1 são menores e conseqüentemente os comprimentos dos pistões também são menores. Uma possível explicação é que para potências menores a bolha alongada se forma mais próximo da extremidade superior do evaporador, conforme mostrado esquematicamente na Figura 32 (a). Por outro lado, para a potência maior (150 W) a bolha alongada inicia sua formação na extremidade inferior do evaporador (esquema mostrado na Figura 32 (b)), deslocando uma coluna de líquido maior. Ou seja, o tempo de passagem do pistão de líquido é

quase o dobro em comparação para a potência de 110 W e isso faz com que o comprimento do pistão seja bem maior.

Finalizando a análise da dinâmica do escoamento, com base no resultados medidos pelos sensores *wire mesh* foram obtidos os parâmetros restantes para a análise do escoamento bifásico no fenômeno de ebulição: velocidades superficiais das fases (j_v e j_l), vazões mássicas das fases (\dot{m}_v e \dot{m}_l) e da mistura (\dot{m}), título (x) e fluxo mássico da mistura (G). Os resultados são mostrados na Tabela 15 para cada potência aplicada.

Tabela 15 – Valores médios dos parâmetros de escoamento.

| | 110 W | 120 W | 130 W | 140 W | 150 W |
|--------------------|---------|---------|---------|---------|---------|
| $j_v [m/s]$ | 1,145 | 0,986 | 0,898 | 0,863 | 0,820 |
| $j_l [m/s]$ | 0,279 | 0,238 | 0,221 | 0,206 | 0,207 |
| $\dot{m}_v [kg/s]$ | 0,00110 | 0,00095 | 0,00087 | 0,00083 | 0,00079 |
| $\dot{m}_l [kg/s]$ | 0,13916 | 0,11868 | 0,10998 | 0,10273 | 0,10299 |
| $\dot{m} [kg/s]$ | 0,14026 | 0,11963 | 0,11085 | 0,10356 | 0,10378 |
| $x [-]$ | 0,0079 | 0,0080 | 0,0078 | 0,0080 | 0,0076 |
| $G [kg/m^2 s]$ | 270,4 | 230,6 | 213,7 | 199,6 | 200 |

Fonte: Autoria própria (2019).

As velocidades superficiais do vapor, j_v , e do líquido, j_l , são determinadas através das Equações (51) e (52). A obtenção destes resultados possibilita a estimativa da vazão mássica das fases vapor, \dot{m}_v , e líquida, \dot{m}_l , e a vazão mássica total da mistura, com a utilização das Equações (53), (54) e (55). Finalizando a análise dos parâmetros de escoamento o título, x , e o fluxo mássico, G , são determinados.

Os dados obtidos através da análise destes parâmetros são utilizados em correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por ebulição teórico.

4.6 RESULTADOS TEÓRICOS DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Na seção 4.6 são apresentados os resultados teóricos referentes ao coeficiente de transferência de calor por ebulição, que foram calculados usando correlações e os dados obtidos direta e indiretamente através dos sensores *wire-mesh*. Nesta seção estes resultados são comparados com os resultados experimentais obtidos na seção 4.4.

4.6.1 Ebulição nucleada.

A ebulição nucleada é caracterizada pela formação de pequenas bolhas (bolhas dispersas) que se desprendem da parede interna aquecida que está em contato com o fluido de trabalho. Este movimento intenso das bolhas próximo à superfície provoca um aumento do coeficiente de transferência de calor por ebulição.

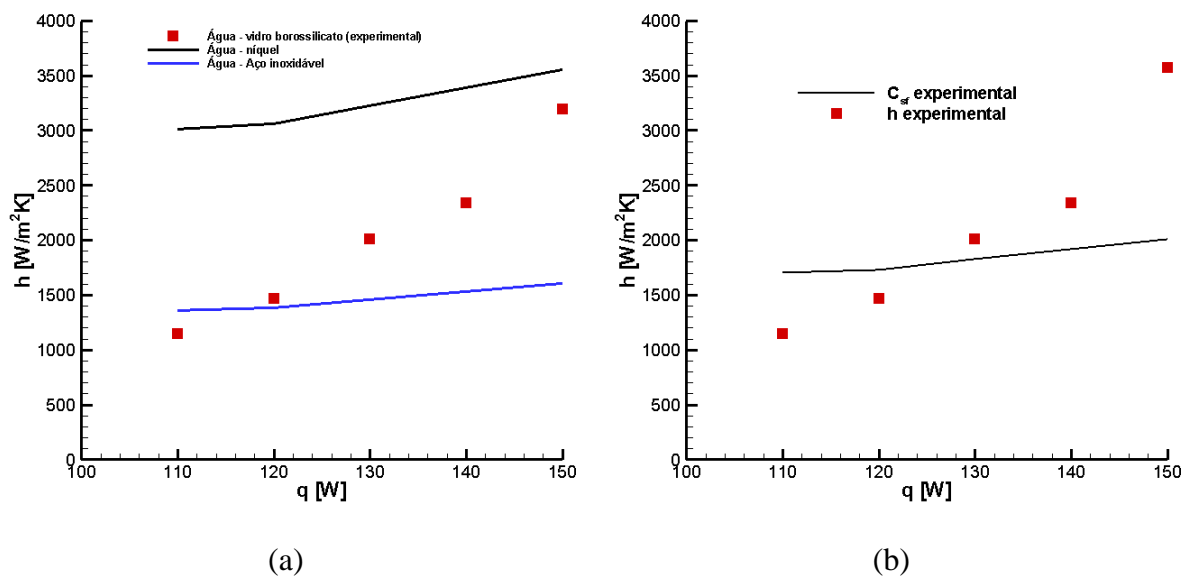
Um dos primeiros trabalhos relacionados à ebulição nucleada foi proposto por Rosehnow em 1952. Para analisar a correlação proposta por ele, na Equação (6), existe a necessidade do conhecimento do valor de C_{sf} , que é um coeficiente de ajuste experimental que depende do ângulo de contato entre o fluido de trabalho e a superfície interna do evaporador.

Foi observado anteriormente que, dependendo da potência aplicada ao evaporador, existe uma região de ebulição nucleada e uma região em filme líquido. Para a potência de 110 W foi observado que o regime de ebulição nucleada predomina em quase todo o evaporador, em uma pequena região localizada próxima aos sensores observa-se a ocorrência de algumas bolhas alongadas. Por outro lado, para a potência de 150 W foi constatado tanto o regime de ebulição nucleada quanto o em filme líquido. Portanto, para se determinar um valor para o C_{sf} para o par fluido-superfície (água-vidro de borossilicato) da correlação de Rosehnow (1952) foi feita uma média do coeficiente de transferência de calor por ebulição experimental para cada potência aplicada, levando em consideração apenas o regime de ebulição nucleada. Os resultados experimentais são confrontados com os dados fornecidos por Incropera *et al.* (2014) na Figura 41.

Para o par de superfícies em análise neste trabalho (água – borossilicato), a bibliografia pesquisada não informa um valor conhecido. A Figura 41(a) mostra que os valores verificados experimentalmente, ficam entre o intervalo que relaciona a constante máxima encontrada na bibliografia (água – aço inoxidável) cujo valor corresponde à 0,0133 e a constante mínima (água níquel) cujo o valor corresponde a 0,006.

A Figura 41 (b) mostra o resultado experimental para o coeficiente de transferência de calor por ebulição utilizando a constante de contato experimental obtida através da correlação de Rohsehnow (1952) para o par de superfícies água – borossilicato. O valor experimental médio para esta constante foi de 0,0106.

Figura 41 – Constante de contato na correlação de Rosehnow. (a) comparação entre os pares fluido – superfície, (b) Resultado para C_{sf} experimental (água – borossilicato)



Fonte: Autoria própria (2019).

Quando se compara o resultado para a curva experimental ($C_{sf}=0,0106$) com os resultados experimentais obtidos para o valor para o coeficiente de transferência de calor por ebulição nucleada, observa-se uma discrepância entre os resultados, estas discrepâncias variam de 10,1 % a 77,7%.

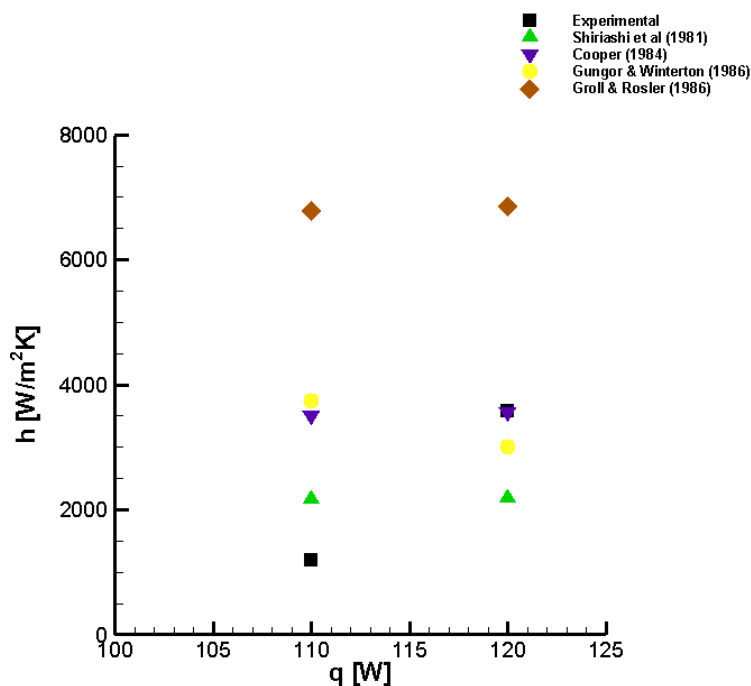
Este resultado mostra que a correlação de Rosehnow (1952) não é apropriada para o experimento realizado neste trabalho, pois as condições experimentais utilizadas pelo autor e as abordadas na correlação são distintas.

Os resultados experimentais para o coeficiente de transferência de calor por ebulição nucleada também foram comparados com os coeficientes teóricos obtidos com as correlações de Shiriashi *et al.* (1981), Cooper (1984), Gungor & Winterton (1986) e Groll & Rosler (1992), conforme mostrado na Figura 42.

No resultado mostrado na Figura (42) são observadas algumas discrepâncias entre os resultados experimentais e teóricos, isto de certa forma seria esperado, pois as condições experimentais não são as mesmas.

Na Figura 32 (a) é mostrada a situação do fenômeno em ebulição nucleada que neste trabalho é observado para baixas potências (110 e 120 W). Nestas condições o coeficiente de transferência de calor por ebulição médio varia de 1.188 W/m²K até 3.582 W/m²K. Os valores experimentais mostrados na Figura 42 foram obtidos adotando uma média dos valores do coeficiente de transferência de calor por ebulição ao longo de todo comprimento do evaporador.

Figura 42 – Resultados Coeficiente de Transferência de Calor por Ebulição Nucleada (110 e 120 W).



Fonte: Autoria própria (2019).

Para potência de 110 W a correlação que mais se aproxima do valor experimental é a correlação de Shiriashi *et al.* (1981) ($2.166 \text{ W/m}^2\text{K}$), mesmo assim o erro percentual é de 87 %. Segundo Incropera *et al.* (2014), os erros nas comparações das correlações podem chegar a 100 % ou mais.

Para a potência de 120 W observou-se uma razoável concordância entre o resultado experimental e o resultado teórico proposto por Cooper (1984). O valor experimental médio obtido foi de $3.582 \text{ W/m}^2\text{K}$, enquanto o teórico foi de $3.569 \text{ W/m}^2\text{K}$, erro percentual aproximado de 1%. Comparando o resultado com a correlação de Shiriashi *et al.* (1981) ($2.188 \text{ W/m}^2\text{K}$) o erro percentual é de aproximadamente 39%. A relação de Groll & Rosler (1986) aponta um valor de $6.840 \text{ W/m}^2\text{K}$, erro percentual aproximado de 91%.

Uma possível explicação para uma grande diferença entre os valores obtidos para as potências de 110 W e as correlações é que para esta potência a nucleação das bolhas é menor que no caso de 120 W, quanto maior for a nucleação das bolhas mais se intensifica a troca de calor próximo a região da superfície do evaporador e conseqüentemente maiores valores para o coeficiente de transferência de calor por ebulição são obtidos. No caso de 120 W esta nucleação é maior fazendo com que os valores experimentais se aproximem mais dos valores teóricos.

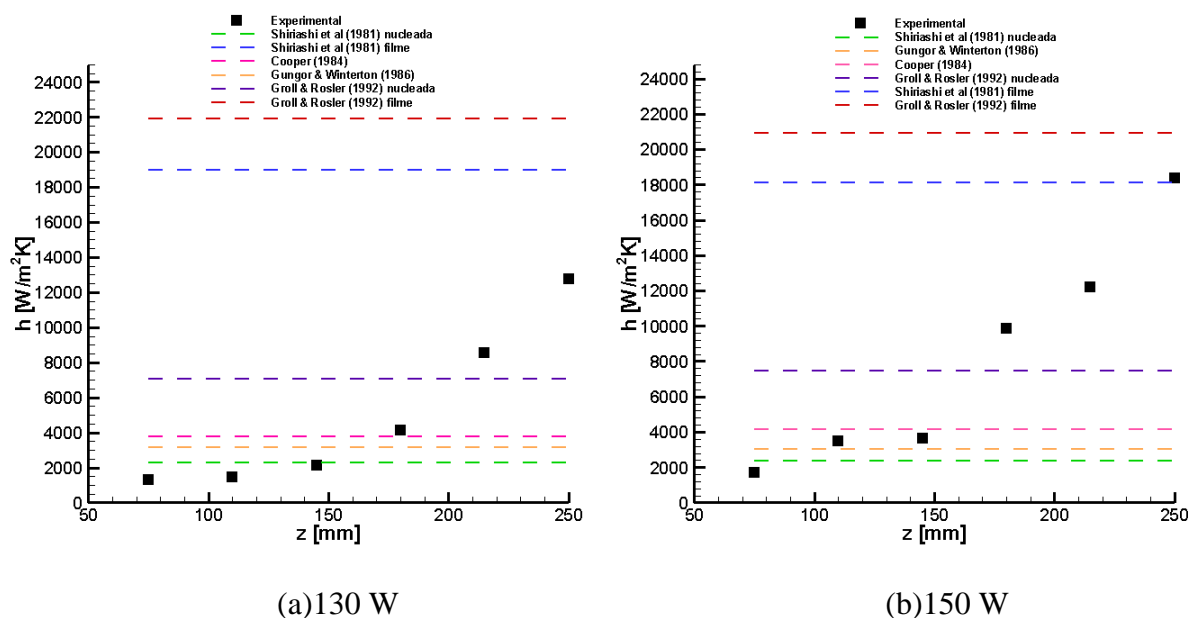
4.6.2 Ebulição em filme e nucleada

A ebulição em filme ocorre quando um filme líquido se forma na superfície onde está ocorrendo o processo de mudança de fase. Este fenômeno ocorre quando a bolha alongada escapa da região do evaporador para a região do condensador, formando uma fina película de filme de líquido na superfície interna aquecida. Como consequência, ocorre uma diminuição da resistência térmica nesta região que faz com que o coeficiente de transferência por ebulição aumente consideravelmente.

Para as potências analisadas na seção 4.2 (110 W e 120 W) a influência do filme líquido é pequena prevalecendo a ebulição nucleada (Figura 32 (a)). Já para potências maiores (130 W a 150 W) a formação de um filme líquido devido a bolha alongada começa a ter influência maior na análise do coeficiente de transferência de calor por ebulição, principalmente nas regiões mais próximas da extremidade superior do evaporador, conforme mostra Figura 32 (b).

Sendo assim os dois fenômenos são observados para estas potências. Foram analisadas as correlações para a ebulição nucleada e algumas correlações para ebulição em filme líquido. Nestes casos os coeficientes de transferência de calor por ebulição são analisados ao longo do evaporador para as potências de 130 e 150 W, evidenciando a influência de cada um dos regimes no valor experimental do coeficiente. A Figura 43 apresenta a comparação entre os valores teóricos e experimentais. Novamente certa discrepância é observada para os dois resultados.

Figura 43 – Resultados Coeficiente de Transferência de Calor por Ebulição em Piscina e Filme.



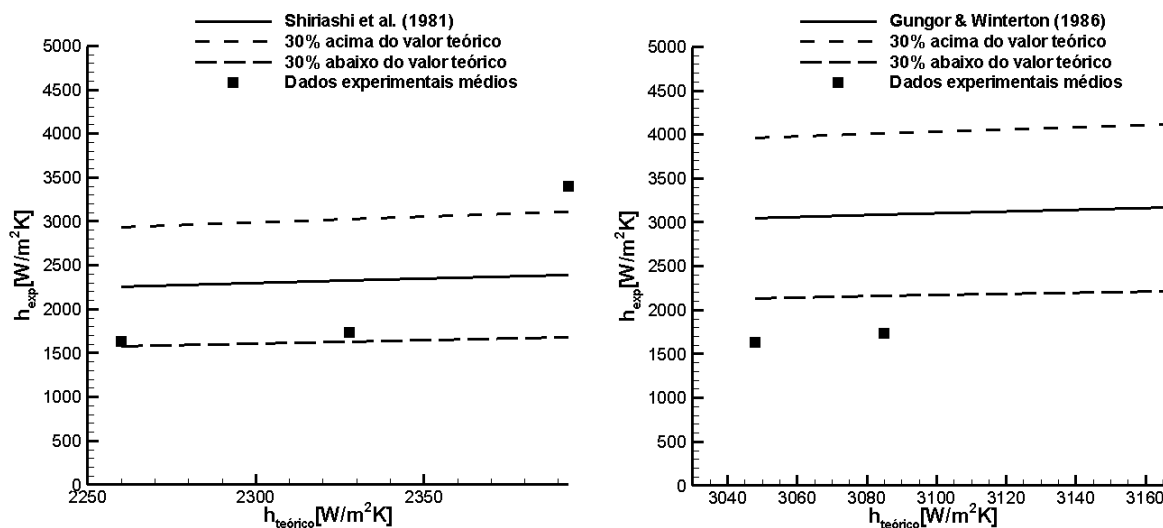
Fonte: Autoria própria (2019).

Analisando as Figuras 43 (a) e 43 (b) observa-se que até uma altura do evaporador de aproximadamente 175 mm predomina a ocorrência de ebulição nucleada, nesta região os valores do coeficiente de transferência de calor por ebulição são menores, enquanto que para alturas maiores que 175 mm prevalece a ebulição em filme líquido, na qual os coeficientes de transferência de calor por ebulição são submetidos a um aumento significativo.

Analisando a Figura 43 (a) pode-se observar que existe uma concordância razoável entre os resultados experimentais e os valores teóricos fornecidos pelas correlações analisadas para o caso de ebulição nucleada. Na posição referente à altura de 145 mm o resultado experimental para o coeficiente de transferência de calor por ebulição é de $2108 \text{ W/m}^2\text{K}$, enquanto que o valor fornecido pela correlação de Shiriashi *et al.* (1981) – nucleada é de $2260 \text{ W/m}^2\text{K}$, erro percentual de 7,2%. Quando compara-se com a correlação de Gungor & Winterton (1986) o valor obtido é de $3.168 \text{ W/m}^2\text{K}$, erro percentual de 50,3 % e por fim a correlação de Cooper (1984) fornece um valor de $3.764 \text{ W/m}^2\text{K}$, erro percentual de 78,6 %. A correlação de Groll e Rosler (1992) – nucleada quando analisada para esta posição do evaporador superestima os resultados.

Ao analisar-se os valores obtidos na posição 180 mm, que pode ser considerado para a potência de 130 W como sendo aproximadamente uma posição limítrofe entre a ebulição em piscina e filme tem-se que o valor experimental para o coeficiente de transferência de calor por ebulição é de $4.117 \text{ W/m}^2\text{K}$, comparando com a correlação de Shiriashi *et al.* (1981) – nucleada ($2.260 \text{ W/m}^2\text{K}$), tem-se um erro percentual de 54,9%, analogamente para a correlação de Gungor & Winterton (1986) ($3.168 \text{ W/m}^2\text{K}$) observa-se um erro percentual de 23,1% e para correlação de Cooper (1984) ($3.764 \text{ W/m}^2\text{K}$) o erro percentual é de 8,6 % aproximadamente. A correlação Groll e Rosler (1992) para esta posição do evaporador aponta um valor de $7.062 \text{ W/m}^2\text{K}$ e um erro experimental de 71,5%, resultado pouco melhor que o relatado para a posição de 145 mm. As Figuras 44 (a) e 44 (b) mostram gráficos de dispersão referentes à comparações entre as médias dos resultados experimentais para as potências de 130,140 e 150 W e as correlações teóricas de Shiriashi *et al.* (1981) e Gungor & Winterton (1986).

Figura 44 – Comparação entre os dados experimentais e teóricos para as potências de 130, 140 e 150 W.



(a) Correlação de Shiriashi *et al.* (1981).

(b) Correlação de Gungor & Winterton (1986).

Fonte: Autoria própria (2019).

Para posições acima de 180 cm observa-se a influência maior do filme de líquido na determinação do coeficiente de transferência de calor e tem-se o regime de ebulição em filme líquido. Nesta região para a posição referente a 215 mm observa-se que uma transição entre o regime de ebulição nucleada e em filme líquido, o valor experimental obtido é de $8.566 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$, enquanto que a correlação de Shiriashi *et al.* (1981) – filme fornece um valor de $18.985 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$, erro percentual de 121 %, a correlação de Groll e Rosler (1992) – filme superestima os valores para este caso. Para a posição 250 mm ocorre uma melhora nos resultados em termos de comparação com as correlações, o valor experimental é de $12.765 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$, quando comparado com as correlações de ebulição em filme de Shiriashi *et al.* (1981) e Groll e Rosler (1992) fornece os respectivos erros percentuais de 48,7% e 71,8%. A melhora dos resultados se deve ao fato de que quanto mais próximo da saída do evaporador (maior altura), mais a troca térmica é influenciada pela presença do filme líquido e mais se aproximam os valores das correlações e experimentais.

Conforme pode ser observado na Figura 43 quando se aumenta a potência aplicada ao evaporador a região de ebulição em filme também aumenta, isto está relacionado com o aumento da nucleação das bolhas (frequências de ocorrência das bolhas) formando bolhas alongadas que iniciam sua formação em regiões mais próximas a extremidade inferior do evaporador (Figura 32(b)), aumento a região afetada pelo filme líquido.

Comparando os resultados experimentais referentes a potência de 150 W para a região de ebulição em piscina tem-se que para a posição de 145 mm, onde aproximadamente é o

término desta região o valor experimental para o coeficiente de transferência de calor por ebulição é de $3668 \text{ W/m}^2\text{K}$, os valores obtidos com as correlações de Shiriashi *et al.* (1981), Gungor & Winterton (1986), Cooper (1984) e Groll e Rosler (1992) são respectivamente de 2.393, 3.048, 4.143 e $7.478 \text{ W/m}^2\text{K}$ e os respectivos erros percentuais são de 34,8 %, 16,9%, 12,9% e 103,8%. Nota-se que houve uma boa concordância entre as três primeiras correlações analisadas e os valores experimentais, as correlações mencionadas se referem a ebulição nucleada e os resultados são mais detalhados nas Figuras 44 (a) e 44 (b); já a correlação de Groll e Rosler (1992) continua sendo inadequada para este experimento em específico.

As informações agora analisadas se referem região de ebulição em filme para a potência de 150 W. Nota-se que a ebulição em filme líquido ocorre em regiões mais próximas da extremidade do evaporador (Figuras 43 (a) e (b)). Na posição 215 mm o resultado experimental para o coeficiente de transferência de calor por ebulição é de $12.224 \text{ W/m}^2\text{K}$ enquanto que os resultados obtidos através da utilização das correlações de Shiriashi *et al.* (1981) e Groll e Rosler (1992) para a ebulição em filme são respectivamente 18.101 e $20.904 \text{ W/m}^2\text{K}$ e os erros percentuais com relação ao valor experimental são respectivamente de 48,1% e 71%. Para a posição 250 mm (extremidade do evaporador) o valor experimental obtido foi de $18.357 \text{ W/m}^2\text{K}$ e o erro experimental para as correlações de Shiriashi *et al.* (1981) e Groll e Rosler (1992) são respectivamente de 1,4 % e 13,9%.

Os resultados discutidos nos parágrafos anteriores mostram que conforme a altura do evaporador aumenta, tem-se um aumento significativo do coeficiente de transferência de calor devido a presença de filme líquido nesta região (ebulição em filme líquido). Em regiões mais próximas da extremidade inferior do evaporador prevalece a formação de pequenas bolhas dispersas (ebulição nucleada) e o coeficiente de transferência de calor por ebulição, apesar de sofrer um acréscimo, ainda é muito menor que os valores obtidos para os coeficientes de transferência de calor na região de ebulição em filme líquido.

Observa-se também que ao aumentar-se a potência aplicada ao evaporador a região de ebulição em filme se torna maior, uma possível explicação para o fato é que a nucleação maior de bolhas que ocorre para potências maiores propicia uma maior coalescência das bolhas aumentando a região que é afetada pelo filme líquido.

Algumas discrepâncias são esperadas quando se analisa estas correlações em comparação com os dados experimentais, pois as condições experimentais nunca serão as mesmas e existe um grande número de variáveis envolvidas no problema.

Todavia alguns resultados apresentaram concordância razoável, em outros casos é verificado que a correlação analisada é inadequada para o estudo do fenômeno que foi estudado.

Em trabalhos futuros sugere-se que modificações sejam realizadas em algumas correlações com o intuito de adequar o seu uso a este estudo em específico e trabalhos semelhantes.

5 CONCLUSÕES

No presente trabalho foi desenvolvido uma bancada experimental com o intuito de estudar o fenômeno da ebulição no evaporador de um termossifão de vidro. O fluido de trabalho utilizado foi a água para uma razão de preenchimento de 100%. As taxas de transferência de calor fornecidas ao evaporador foram de 110, 120, 130, 140 e 150W. O termossifão foi mantido na posição vertical. Foram realizados 3 testes para cada potência, totalizando 15 análises.

Sensores resistivos (*wire mesh*) foram instalados em duas seções do termossifão para extrair alguns parâmetros característicos do escoamento em golfadas. Com o intuito de analisar a imagem do escoamento, foi usada uma câmera de alta taxa de aquisição de imagens, posicionada em uma região entre o evaporador e o condensador.

O coeficiente de transferência de calor por ebulição é determinado experimentalmente e confrontado com correlações presentes na bibliografia analisada. Estas correlações enfatizam a ebulição nucleada e ebulição em filme líquido.

Um balanço de energia no evaporador foi analisado para se verificar qual a taxa de energia efetiva que era dirigida para o fluido de trabalho, considerando todas as perdas para o ambiente (radiação e convecção livre) e através da seção transversal do termossifão.

Após as temperaturas ao longo do termossifão atingirem um regime quase permanente (fluido em ebulição) foi então iniciada a coleta de dados através dos termopares e dos sensores *wire mesh*, com os tratamentos dos dados realizada, verificou-se que a velocidade das bolhas diminui com o aumento da potência aplicada no evaporador enquanto que coeficiente de transferência de calor aumenta.

No caso de a velocidade diminuir, o fato pode estar associado à frequência das bolhas ser menor para potências menores (110 W) e maior para potências maiores (150 W). Se a frequência é menor o fluido de trabalho permanece por um intervalo de tempo maior absorvendo o calor latente antes da formação da bolha alongada fazendo com que esta energia acumulada propicie uma maior velocidade para a bolha formada, já para potências maiores o fenômeno é mais intermitente e o intervalo entre uma bolha e outra é menor, acumulando energia menor e conseqüentemente uma velocidade menor.

No caso do coeficiente de transferência de calor por ebulição, a explicação é que para potências menores observou-se uma menor nucleação de bolhas (frequência menor) na superfície interna aquecida (110 W) e quanto menor for a nucleação das bolhas menor será o coeficiente, pois é observado experimentalmente que seu valor é intensificado devido a este movimento das bolhas próximo a superfície.

Para potências maiores (150 W) a nucleação das bolhas próximo a superfície é maior, logo, de acordo com a conclusão levantada anteriormente o coeficiente de transferência de calor também sofre um acréscimo.

Ao longo do evaporador é observado um aumento do coeficiente de transferência de calor por ebulição. A explicação para este fato está relacionado com os regimes de ebulição que ocorrem durante o fenômeno e influenciam diretamente na determinação deste coeficiente.

Quando são aplicadas potências menores (110 W e 120 W) observa-se a formação de bolhas dispersas ao longo de praticamente todo o evaporador e quando estas bolhas coalescem a bolha alongada se forma na extremidade superior do evaporador. Esta região na qual existe a prevalência de bolhas dispersas que se desprendem da superfície aquecida durante a ebulição é chamada de ebulição nucleada que propiciam um aumento significativo do coeficiente de transferência de calor por ebulição.

Um fenômeno distinto é observado quando são fornecidas potências maiores no evaporador (130, 140 e 150 W). Neste caso como a frequência de formação de bolhas é maior, a coalescência inicia-se na extremidade inferior formando uma região de filme líquido (região entre a bolha alongada e a superfície aquecida) que prevalece em grande parte do evaporador, quando na ebulição a presença deste filme líquido é observada o fenômeno é chamado de ebulição em filme líquido. A presença deste filme líquido faz com que a resistência térmica na parede do evaporador diminua ocasionando um aumento significativo do coeficiente de transferência de calor por ebulição nesta região. Os resultados experimentais obtidos mostram que o coeficiente de transferência de calor por ebulição em filme líquido é maior que o coeficiente obtido na região de ebulição nucleada, enfatizando a influência do escoamento na determinação deste coeficiente associado a transferência de calor.

As correlações presentes na bibliografia foram analisadas para a ebulição em filme líquido e nucleada. Estas correlações levam em consideração uma diversidade de parâmetros termofísicos e de escoamento. Devido a esta inerente dificuldade de análise, algumas discrepâncias foram observadas entre os resultados experimentais e os teóricos.

Para a ebulição nucleada presente em potências menores (110 W e 120 W) os erros experimentais variaram de 1% a 91% quando as correlações de Shiriashi *et al.* (1981), Gungor & Winterton (1986) e Cooper (1984) foram analisadas, enquanto que para outras correlações, como a de Groll e Rosler (1992), esta diferença ainda foi mais acentuada, neste caso o uso da correlação como é apresentada não é adequada para o estudo do fenômeno.

Para a ebulição nucleada e em filme líquido que ocorrem simultaneamente para as potências de 130, 140 e 150 W, a concordância entre os resultados experimentais e teóricos foi

semelhante aos resultados analisados para potências menores, novamente aqui a utilização da correlação de Groll & Rosler (1992) para a ebulição em nucleada não é adequada, pois os erros percentuais são elevados.

Quanto as correlações para a ebulição em filme líquido, nota-se que para a potência de 130 W, em regiões que se localizam na extremidade inferior do evaporador (ebulição nucleada) as correlações de Shiriashi *et al.* (1981), Gungor & Winterton (1986) e Cooper (1984) mostram concordância aceitável com os dados experimentais. Conforme a altura do evaporador aumenta os valores obtidos com a correlação de Groll & Rosler (1992) aproximam-se dos resultados obtidos para a ebulição nucleada, a partir daí observa-se que a ebulição em filme começa a prevalecer aumentando o coeficiente de transferência de calor nesta região (ebulição em filme líquido). As correlações para a ebulição em filme líquido (Shiriashi *et al.* (1981), Groll & Rosler (1992)) mostram pouca concordância para esta potência aplicada, já para a potência de 150 W a concordância entre os resultados experimentais e correlações é boa, chegando ao erro de aproximadamente 2 % em alguns casos. A explicação para isto pode estar atrelada ao fato de que para potências maiores a nucleação das bolhas na superfície aquecida é maior e como consequência a formação de bolhas alongadas também se torna mais intermitente aumentando a influência do filme líquido na região, ocasionando altos valores para o coeficiente de transferência de calor por ebulição.

O estudo apresentado neste trabalho, ainda se encontra em expansão, sendo de interesse em vários ramos da engenharia que utilizam em projetos de sistemas a troca de calor. Uma sugestão para trabalhos futuros é a implementação da análise de outras variáveis no sistema, como a variação de parâmetros geométricos (comprimentos do evaporador e condensador) e o diâmetro do termosifão, bem como a variação da razão de preenchimento do evaporador. Um trabalho de análise numérica também pode ser realizado, visando a validação dos resultados experimentais aqui obtidos e discutidos.

REFERÊNCIAS

- AZAD, E. **Theoretical and experimental investigation of heat pipe solar collector** Elsevier: Experimental Thermal and Fluid Science, Volume 32, 1666–1672, 2008.
- CAREY, V. P. **Liquid-vapor phase-change phenomena: An introduction to the Thermo physics of vaporization and condensation processes in heat transfer equipment**. Series in chemical and mechanical engineering. G.F. Hewitt and C.L. Tien, Editors, 2008.
- CEBECI, T. **Laminar free convective heat transfer from outer surface of a vertical slender circular cylinder**. Proc. Fifth Int. Heat Transfer Conf., Paper NC1.4, pp. 15–19, 1974.
- CHURCHILL, S.W.; CHU, H.H.S. **Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convection from a Vertical Plate**. International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 18, 1323-1329, 1975.
- COOPER, M. G. **Saturation nucleate pool boiling, a simple correlation**. Int. Chem. Engng. Symp. Ser., Vol. 86, p. 785–792, 1984.
- DA SILVA, A.K. **Análise de um forno de cocção de pães assistido por termossifões de duas fases**. 2001. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal De Santa Catarina, Santa Catarina, 2001.
- DA SILVA M. J.; SCHLEICHER E.; HAMPEL U. **Capacitance wire-mesh sensor for fast measurement of phase fraction distributions**. *Measurement Science and Technology*, vol. 18, pp. 2245-2251, 2007.
- DAVIDSON, W. F. **Studies of heat transmission through boiler tubing at pressures from 500 to 3300 pounds**, ASME, 1943.
- DOS SANTOS E.N.; RODRIGUES R.; PIPA D.R.; MORALES R.E.M; DA SILVA M.J. **Three-Dimensional Bubble Shape Estimation in Two-phase Gas-liquid Slug Flow**. *IEEE Sensors Journal*, vol. 18., 2017.
- DOS SANTOS E.N.; SCHLEICHER E.; REINECKE S.; HAMPEL U.; DA SILVA M.J. **Quantitative cross-sectional measurement of solid concentration distribution in slurries using a wire-mesh sensor**. *Measurement Science & Technology (Print)*, v. 27, p. 015301, 2016.
- DOS SANTOS E.N.; MORALES R.E.M.; HAMPEL U.; DA SILVA M.J. **Dual-modality wire-mesh sensor for the visualization of three-phase flows**. *Measurement Science & Technology (Print)*, v. 26, p. 105302, 2015.
- ERSÖZ, M.A. **Effects of different working fluid use on the energy and exergy performance for evacuated tube solar collector with thermosiphon heat pipe**. *Renewable Energy*, v. 96, p. 244-256, 2016.

FURUYA M.; KANAI T.; ARAI T.; TAKIGUCHI H.; PRASSER H-M.; HAMPEL U; SCHLEICHER E. **Three-dimensional velocity vector determination algorithm for individual bubble identified with Wire-Mesh Sensors**. Nuclear Engineering and Design, 2017.

GNIELINSKI, V. **New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow**. Int. Chem. Eng., Vol. 16, p. 359–368, 1976.

GUNGOR, K.E.; WINTERTON, R.H.S. **A general correlation for flow boiling in tubes and annuli**, Int. J. Heat and Mass Transfer, vol. 29, pp. 351 – 358, 1986.

HEWITT, G.F.; ROBERTS, D. N. **Studies of two phase flow patterns by simultaneous x – ray and flash photography**, AERE – M 2159, Her Majesty's Stationery Office, London, 1969.

IMURA, H.; SASAGUCI, K. AND KOZAI H. **Critical heat flux in a closed two-phase thermosiphon**. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 26. No.8. pp. 1181-1188, 1983.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. 7^a ed. John Wiley & Sons, Inc., 2014.

ISMAIL, K. A. R.; ABOGDERAH, M. M. **Performance of a heat pipe solar collector**. Journal of solar energy engineering, v. 120, n°1, p. 51-59, 1998.

KESANA N.R.; PARSI M.; VIEIRA R.E.; AZZOPARDI B.; SCHLEICHER E.; MCLAURY B.S.; SHIRAZI S.A; HAMPEL U. **Visualization of gas-liquid multiphase pseudo-slug flow using Wire-Mesh Sensor**, Journal of Natural Gas Science and Engineering. Vol, 46, pp. 477-490, 2017.

KHODABANDEH, R. **Heat transfer in the evaporator of an advanced two-phase thermosiphon loop**. Int. J. Refrig., Vol. 28, p. 190–202, 2004.

LIMA, L.E.M., **Análise do Modelo de Mistura Aplicado em Escoamentos Isotérmicos Gás-Líquido**, Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, São Paulo, 2011.

NIRO, A.; BERETTA, G.P. **Boiling regimes in a closed two-phase thermosiphon**. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol 33, N°10. p. 2099-2100, 1990.

PETERSON, G.P. **An Introduction to Heat Pipes: Modeling, Testing, and Applications** (Thermal Management of Microelectronic and Electronic System Series). Wiley-Interscience, 1994.

PETUHKOV, B.S.; POPOV, V. N. **Theoretical calculation of heat exchange in turbulent flow in tubes of an incompressible fluid with variable physics properties**, High Temp, vol.1, pp. 69 – 83, 1963.

PRASSER H-M.; BÖTTGER A.; ZSCHAU J. **A new electrode-mesh tomograph for gas-liquid flows**, Flow, 1998.

REAY, D., KEW, P. **Heat pipes: theory, design and applications**. 15^a ed. Butterworth-Heinemann; 2014.

REID, R. L.; A. L. EVANS. **Investigation of the air convection pile as a permafrost protection device**. Conference on Permafrost, Fairbanks, p.1048–1053, 1984.

ROHSENOW, W. M. **A Method of Correlating Heat Transfer Data for Surface Boiling of Liquids**. Trans. ASME, 74, p. 969-976, 1952.

SHIRAISHI, M.; KIKUCHI, K.; YAMANISHI, T. **Investigation of heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon**. Heat Recovery Systems Journal, Vol 4, p. 287-297, 1981.

SHOHAM, OVADIA. **Mechanistic modeling of gas-liquid two-phase flow in pipes**. 1^a ed. Texas-USA: Society of Petroleum Engineers, 2006.

SILVA, A. K.; MANTELLI, M. B. H. **Thermal Applicability of Two Phase Thermosyphon in Cooking Chambers: Experimental and Theoretical Analysis**. Applied Thermal Engineering, Elsevier, v. 24, p. 717–733, 2003.

VASILIEV L.L.; KAKAÇ S. **Heat Pipes and Solid Sorption Transformations: Fundamentals and Practical Applications**; CRC Press, 2013.

APÊNDICE A – CALIBRAÇÃO E INCERTEZA DE MEDIÇÃO DOS TERMOPARES

Os termopares utilizados na atividade experimental foram calibrados adotando como referência um termômetro padrão. Cada termopar foi mergulhado em um banho termostaticado, na qual a temperatura da água foi controlada. O termômetro padrão de escala interna, fabricado por Incoterm Termômetros, certificado de calibração nº: I00002679 – Norma NBR ISO/IEC 17025 também foi mergulhado no mesmo banho termostaticado e as temperaturas obtidas através dos termopares foram comparadas com as medidas obtidas através do termômetro padrão.

O procedimento consiste em regular a temperatura do banho para temperaturas previamente definidas. Estas temperaturas quando comparadas com a temperatura do termômetro padrão fornecem informações que são utilizadas para obter-se uma curva de calibração para cada termopar. Os coeficientes destas curvas de ajuste são implementadas no *software* do *Data Acquisition* da Agilent finalizando o procedimento de calibração.

Tomando como exemplo um dos termopares que foi calibrado é mostrado com maior detalhes a determinação da incerteza do termopar nos parágrafos que seguem. Primeiramente regula-se a temperatura do banho para a temperatura que deseja-se comparar. Neste caso foram adotadas quatro temperaturas. Através da curva de calibração do termômetro realiza-se uma correção desta referência e compara-se com o valor médio obtido através do termômetro. Estas informações são mostradas na Tabela A1

Tabela A1 – Valores corrigidos de acordo com a curva de calibração

| Referencia | Referencia corrigida | Termopar | Afastamento |
|------------|----------------------|----------|-------------|
| 52,80 | 52,74 | 52,93 | 0,189 |
| 62,10 | 62,03 | 62,01 | -0,023 |
| 70,80 | 70,73 | 70,84 | 0,113 |
| 96,00 | 95,92 | 96,03 | 0,116 |

Fonte: Autoria própria (2019).

Realizado este procedimento observa-se na Tabela 1 que existe um afastamento entre a medida da referência corrigida e os valores obtidos através do termopar. Pode-se então determinar o desvio padrão (σ) que é a incerteza na medição utilizando este termopar e é determinado através da Equação (A1)

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum u^2}{n-(a+1)}} \quad (\text{A1})$$

onde $\sum u^2$ é o somatório dos quadrados dos afastamentos mostrados na Tabela A1, é o número de medições efetuadas.

Para se determinar a incerteza combinada (σ_c) deve-se levar em consideração a incerteza de medição padrão (μ) do termopar através da Equação (A2).

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma^2 + \mu^2} \quad (\text{A2})$$

Finalizando a obtenção da incerteza na medição do termopar, obtém-se a incerteza expandida (ω)

$$\omega = k\sigma_c \quad (\text{A3})$$

onde k é escolhido com base no nível de confiança requerido de acordo com a distribuição normal. Neste caso o valor é de 1,98. Este procedimento é adotado para todos os termopares e a incerteza de medição associada a cada um deles é mostrada na Tabela A2.

Tabela A2 – Incerteza de medição dos termopares (°C)

| | | | | | | |
|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| $T_{evap,1}$ | $T_{evap,2}$ | $T_{evap,3}$ | $T_{evap,4}$ | $T_{evap,5}$ | $T_{evap,6}$ | $T_{isol,1}$ |
| 0,3 | 0,37 | 0,33 | 0,47 | 0,39 | 0,39 | 0,36 |
| $T_{isol,2}$ | $T_{isol,3}$ | $T_{isol,4}$ | $T_{isol,5}$ | $T_{cond,1}$ | $T_{cond,2}$ | $T_{cond,3}$ |
| 0,4 | 0,44 | 0,56 | 0,42 | 0,57 | 0,34 | 0,49 |

Fonte: Autoria própria (2019).

Através das incertezas dos termopares apresentadas na Tabela A2 é possível analisar as incertezas associadas a outras variáveis através da análise de propagação de erros.

APÊNDICE B – ANÁLISE DE INCERTEZAS

Em um trabalho experimental é primordial analisar todas as variáveis que estão sendo medidas através de procedimentos estatísticos que nos possibilitam identificar o quão precisa é a medição efetuada. Existe então a necessidade da realização da análise de incertezas experimentais para verificar se os dados são válidos ou não, dentro de um desvio padrão previamente estabelecido.

Incerteza, segundo o guia de incerteza experimental (ISO GUM 2008), pode ser entendido como o valor possível que um erro experimental pode assumir. A incerteza do resultado de uma medição reflete a falta de conhecimento exato do valor do mensurando. O resultado de uma medição, após correção dos efeitos sistemáticos reconhecidos, é uma estimativa do valor do mensurando oriunda da incerteza proveniente dos efeitos aleatórios e da correção imperfeita do resultado para efeitos sistemáticos.

O modelo matemático da medição utilizado é de suma importância na análise das incertezas das medições, pois geralmente inclui várias grandezas que são conhecidas de forma inexata. Essa falta de conhecimento contribui para a incerteza do resultado da medição, assim como também contribuem as variações das observações repetidas e qualquer incerteza associada ao próprio modelo matemático.

Em determinada atividade experimental na qual as grandezas envolvidas no processo de medição da grandeza almejada forem variadas sua incerteza poderá ser calculada por meios estatísticos. Na maioria dos casos tal procedimento é inviável, devido a tempo e recursos limitados, a incerteza de um resultado de medição é geralmente avaliada utilizando-se um modelo matemático da medição e a lei de propagação de incertezas.

Suponha que um conjunto de medições seja realizado e deseja-se estimar a incerteza no valor calculado com base nas incertezas das medições primárias, desta forma adota-se um resultado genérico R como função das variáveis independentes $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$:

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (\text{B1})$$

Seja ω_R a incerteza no resultado e $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$ as incertezas nas variáveis independentes, a incerteza no resultado é estimada através da propagação de incertezas:

$$\omega_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} \omega_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} \omega_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} \omega_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B2})$$

As Equações B1 e B2 são a base para a determinação das incertezas das medições neste trabalho, nas próximas seções é mostrado como é realizada o procedimento para cada medição envolvida.

As principais perdas de energia para o ambiente são as perdas por convecção natural e radiação na superfície do isolamento. Analisando a incerteza referente a perda de calor por convecção natural e com base na Equação (33) em conjunto com a Equação (B2) conclui-se que:

$$\omega_{q_{isol}} = \left[\left(\frac{\partial q_{isol}}{\partial \bar{h}_{cn}} \omega_{\bar{h}_{cn}} \right)^2 + \left(\frac{\partial q_{isol}}{\partial A_{isol}} \omega_{A_{isol}} \right)^2 + \left(\frac{\partial q_{isol}}{\partial \bar{T}_{isol}} \omega_{\bar{T}_{isol}} \right)^2 + \left(\frac{\partial q_{isol}}{\partial T_{amb}} \omega_{T_{amb}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B3})$$

De acordo com a Equação (B3) as incertezas relacionadas ao coeficiente de transferência de calor por convecção livre na superfície do isolamento ($\omega_{\bar{h}_{cn}}$), a incerteza na medição da área externa do isolamento ($\omega_{A_{isol}}$), a incerteza na medição da temperatura média do isolamento ($\omega_{\bar{T}_{isol}}$) e a incerteza na medição da temperatura ambiente ($\omega_{T_{amb}}$) devem ser determinadas.

Iniciando através da análise da incerteza na medição do coeficiente de transferência de calor, baseando-se na Equação (34) obtém-se que:

$$\omega_{\bar{h}_{cn}} = \left[\left(\frac{\partial \bar{h}_{cn}}{\partial Nu_D} \omega_{Nu_D} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{h}_{cn}}{\partial d_{isol}} \omega_{d_{isol}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B4})$$

Para a área do isolamento (Equação (32)), tem-se que a incerteza pode ser obtida através da Equação (B5):

$$\omega_{A_{isol}} = \left[\left(\frac{\partial A_{isol}}{\partial d_{isol}} \omega_{d_{isol}} \right)^2 + \left(\frac{\partial A_{isol}}{\partial L_{isol}} \omega_{L_{isol}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (B5)$$

As derivações referentes a cada incerteza desconhecida relacionada nas Equações (B3) até (B5) são apresentadas a seguir. A incerteza na medição do Número de Nusselt no diâmetro externo do isolamento (Equação (35)) é dado por:

$$\omega_{\overline{Nu_D}} = \frac{\partial \overline{Nu_D}}{\partial Ra_L} \omega_{d_{isol}} \quad (B6)$$

Através das Equações (36) e (37) obtém-se a incerteza para o Número de Rayleigh e Grashof, respectivamente.

$$\omega_{Ra_L} = \frac{\partial Ra_L}{\partial Gr_L} \omega_{Gr_L} \quad (B7)$$

$$\omega_{Gr_L} = \left[\left(\frac{\partial Gr_L}{\partial \overline{T}_{isol}} \omega_{\overline{T}_{isol}} \right)^2 + \left(\frac{\partial Gr_L}{\partial T_{amb}} \omega_{T_{amb}} \right)^2 + \left(\frac{\partial Gr_L}{\partial L_{isol}} \omega_{L_{isol}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (B8)$$

De acordo com os resultados obtidos na Tabela 5 os valores das propriedades termodinâmicas envolvidas nos cálculos das incertezas foram considerados constantes.

A Tabela B1 mostra o resultado para todas as incertezas relacionadas nas equações (B3) até (B8).

Tabela B1 – Incertezas associadas a medição da taxa de transferência de calor através do isolamento

| $\omega_{d_{isol}} [m]$ | $\omega_{L_{isol}} [m]$ | $\omega_{A_{isol}} [m^2]$ | ω_{Gr_L} |
|-------------------------|----------------------------|-----------------------------|-------------------------|
| 0,00005 | 0,001 | 0,00031 | $2,63 \times 10^6$ |
| ω_{Ra_L} | $\omega_{\overline{Nu_D}}$ | $\omega_{h_{cn}} [W/m^2 K]$ | $\omega_{q_{isol}} [W]$ |
| $1,86 \times 10^6$ | 0,027 | 0,012 | 1,41 |

Fonte: Autoria própria (2019).

A Tabela B2 mostra o resultado geral para as 5 potencias analisadas, aplicando a mesma metodologia proposta nos parágrafos anteriores para a incerteza na medição da perda de calor por convecção natural:

Tabela B2 – Resultado geral para as incertezas nas medições das taxas de transferência de calor dissipada por convecção natural através do isolamento

| | 110 W | 150 W | 130 W | 140 W | 150 W |
|---------------------|---------|---------|---------|---------|---------|
| $\omega_{q_{isol}}$ | 1,409 W | 1,383 W | 1,381 W | 1,369 W | 1,286 W |

Fonte: Autoria própria (2019).

O mesmo procedimento é adotado para a estimativa da incerteza na medição da perda de calor para o ambiente através do isolamento por radiação. Com base na Equação (31) tem-se:

$$\omega_{q_{rad}} = \left[\left(\frac{\partial q_{rad}}{\partial A_{isol}} \omega_{A_{isol}} \right)^2 + \left(\frac{\partial q_{rad}}{\partial \bar{T}_{isol}} \omega_{\bar{T}_{isol}} \right)^2 + \left(\frac{\partial q_{rad}}{\partial T_{amb}} \omega_{T_{amb}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (B9)$$

Utilizando valores definidos na Tabela B1 chega-se aos resultados que são mostrados na Tabela B3.

Tabela B3 – Resultado geral para as incertezas nas medições das taxas de transferência de calor dissipada por radiação através do isolamento

| | 110 W | 120 W | 130 W | 140 W | 150 W |
|--------------------|---------|---------|---------|---------|---------|
| $\omega_{q_{rad}}$ | 0,375 W | 0,374 W | 0,375 W | 0,374 W | 0,372 W |

A incerteza na taxa de transferência de calor fornecida pela fonte de potência (Equação (24)) é obtida através da Equação (B10).

$$\omega_{q_{ap}} = \left[\left(\frac{\partial q_{ap}}{\partial V} \omega_V \right)^2 + \left(\frac{\partial q_{ap}}{\partial i} \omega_i \right)^2 \right]^{1/2} \quad (B10)$$

Os valores das incertezas de medição referente a tensão medida (ω_V) e referente a corrente medida (ω_i) são fornecidas pelo fabricante da fonte de potência, marca POL – 16E,

fabricada pela Politerm Instrumentos de Medição e os resultados para a incerteza é mostrado na tabela B4.

Tabela B4 – Resultado geral para as incertezas nas medições das taxas de transferência de calor aplicada ao evaporador

| | 110 W | 120 W | 130 W | 140 W | 150 W |
|-------------------|---------|---------|---------|---------|---------|
| $\omega_{q_{ap}}$ | 0,533 W | 0,572 W | 0,610 W | 0,645 W | 0,683 W |

Fonte: Autoria própria (2019).

Por fim determina-se a incerteza da taxa de transferência de calor efetiva que se dirige para o fluido de trabalho. Considerando que as incertezas relacionadas a taxa de transferência de calor que é dissipada através da seção transversal do vidro são pequenas quando comparada aos valores obtidos para as outras incertezas, ela é desprezada, logo a incerteza pretendida é obtida através da Equação (B11).

$$\omega_{q_{evap}} = \left[\left(\omega_{q_{isol}} \right)^2 + \left(\omega_{rad} \right)^2 + \left(\omega_{ap} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (B11)$$

Os resultados são apresentados na Tabela B5.

Tabela B5 – Resultado geral para as incertezas nas medições das taxas de transferência de calor que se dirige para o fluido de trabalho

| | 110 W | 120 W | 130 W | 140 W | 150 W |
|---------------------|---------|---------|---------|---------|---------|
| $\omega_{q_{evap}}$ | 1,533 W | 1,543 W | 1,555 W | 1,559 W | 1,502 W |

Fonte: Autoria própria (2019).

Os resultados obtidos para a incerteza analisada na Tabela 5 possibilita a determinação das incertezas referentes a temperatura superficial interna no evaporador. A análise desta incerteza se baseia na Equação (28) e a propagação de erros leva a seguinte equação:

$$\omega_{T_{evap,i}} = \left[\left(\frac{\partial T_{evap,i}}{\partial T_{evap}} \omega_{T_{evap}} \right)^2 + \left(\frac{\partial T_{evap,i}}{\partial d_e} \omega_{d_e} \right)^2 + \left(\frac{\partial T_{evap,i}}{\partial d_i} \omega_{d_i} \right)^2 + \left(\frac{\partial T_{evap,i}}{\partial L_{evap}} \omega_{L_{evap}} \right)^2 + \left(\frac{\partial T_{evap,i}}{\partial q_{evap}} \omega_{q_{evap}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (B12)$$

Com os dados fornecidos em tabelas anteriores e realizando as derivações obtém-se os resultados que são apresentados na Tabela B6.

Tabela B6 – Incerteza de medição da temperatura da superfície interna do evaporador (°C)

| $T_{evap,i1}$ | $T_{evap,i2}$ | $T_{evap,i3}$ | $T_{evap,i4}$ | $T_{evap,i5}$ | $T_{evap,i6}$ |
|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
| 0,336 | 0,400 | 0,363 | 0,494 | 0,418 | 0,418 |

Fonte: Autoria própria (2019).

Com as informações obtidas na tabela B5 e finalizando a análise, determina-se a incerteza associada ao cálculo do coeficiente de transferência de calor experimental definido na Equação (25)

$$\omega_h = \left[\left(\frac{\partial h}{\partial q_{evap}} \omega_{q_{evap}} \right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial T_{evap,i}} \omega_{T_{evap,i}} \right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial T_{sat}} \omega_{T_{sat}} \right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial A_{sup,i}} \omega_{A_{sup,i}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (B13)$$

As incertezas relacionadas a medição do coeficiente de transferência de calor por ebulição em cada termopar instalado ao longo do evaporador são apresentadas na tabela B7 para a potência de 110 W.

Tabela B7 – Incerteza de medição do coeficiente de transferência de calor por ebulição

| h_{z1} | h_{z2} | h_{z3} | h_{z4} | h_{z5} | h_{z6} |
|-----------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|
| 51 W/m ² K | 117 W/m ² K | 189 W/m ² K | 301 W/m ² K | 388 W/m ² K | 632 W/m ² K |

Fonte: Autoria própria (2019).

As incertezas nas medições do valor do coeficiente de transferência de calor são elevadas devido a quantidade de variáveis envolvidas em sua determinação.