

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ  
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

CESAR AUGUSTO BARDDAL

**ESTUDO EXPERIMENTAL PARA A OBTENÇÃO DO  
COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR  
EBULIÇÃO EM UM TERMOSSIFÃO DE VIDRO**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO (TCC 2)

CURITIBA  
2018

CESAR AUGUSTO BARDDAL

**ESTUDO EXPERIMENTAL PARA A OBTENÇÃO DO  
COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR  
EBULIÇÃO EM UM TERMOSSIFÃO DE VIDRO**

Monografia do Projeto de Pesquisa apresentada à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2 do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, como requisito parcial para aprovação na disciplina.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Henrique Dias dos Santos

CURITIBA  
2018

## TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa “ESTUDO EXPERIMENTAL PARA A OBTENÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSMISSÃO DE CALOR POR EBULIÇÃO EM UM TERMOSSIFÃO DE VIDRO”, realizada pelo aluno CESAR AUGUSTO BARDDAL, como requisito parcial para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof. Dr. Paulo Henrique Dias dos Santos  
DAMEC, UTFPR  
Orientador

Prof. Diogenes Oliveira De Souza  
DAMEC, UTFPR  
Avaliador

Prof. Dr. Silvio Luiz De Mello Junqueira  
DAMEC, UTFPR  
Avaliador

Curitiba, 14 de Novembro de 2018

## RESUMO

BARDDAL, Cesar Augusto. **Estudo experimental para a obtenção do coeficiente de transferência de calor por ebulição em um termossifão de vidro**. 57f. Trabalho de conclusão de curso – Tcc2, Bacharelado em Engenharia Mecânica, Departamento Acadêmico de Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2018.

Os termossifões são amplamente utilizados para dar auxílio na obtenção de energia térmica não só em sistemas industriais, mas também em equipamentos domésticos, tais como: coletores solares para o aquecimento da água de uso doméstico. Sua principal vantagem é trabalhar com a mudança de fase do fluido de trabalho, fazendo com que a taxa de transferência de calor seja ampliada e devido a esse fato, esses componentes são mais compactos e mais eficientes quando comparados com tubos de calor convencionais. No dimensionamento de sistemas que utilizam essa tecnologia, o principal parâmetro a ser determinado, por ser a base do projeto do restante do equipamento, é o coeficiente de transferência de calor bifásico no interior de evaporador. Este coeficiente se altera ao passo que as características do escoamento interno ao tubo se modificam, sendo assim para a realização deste trabalho foi feita uma revisão bibliográfica dos regimes de ebulição e das correlações existentes até o presente momento. Adicionalmente, foram realizados experimentos em uma bancada contendo um termossifão de vidro, utilizando-se água como fluido de trabalho e um resistor elétrico como fonte de energia na forma de calor. Foi variada a potência na fita de 60 até 100 W e então os dados obtidos em bancada foram comparados com a teoria e a análise mostrou que nenhuma das correlações utilizadas no presente trabalho se aproximou dos resultados obtidos experimentalmente.

Palavras-chaves: **Termossifões, Mudança de Fase, Coeficiente Convectivo Bifásico, Modos de Ebulição.**

## ABSTRACT

BARDDAL, Cesar Augusto. **Experimental analysis of the boiling process in a glass thermosyphon**. 57f. Undergraduate Thesis, Mechanical Engineering, Academic Mechanical Engineering Department, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2018.

Thermosyphons are widely used to aid in obtaining thermal energy not only in industrial systems, but also in domestic equipment, such as: solar collectors for domestic water heating. Its main advantage is to work with the phase change of the working fluid, causing the heat transfer rate to be increased and due to this fact, these components are more compact and more efficient when compared with conventional heat pipes. In the design of systems that use this technology, the main parameter to be determined, being the basis of the design of the rest of the equipment, is the coefficient of biphasic heat transfer inside the evaporator. This coefficient changes while the characteristics of the internal flow to the tube change, so for the accomplishment of this work a bibliographical review of the boiling regimes and of the existing correlations up to the present moment was made. In addition, experiments were carried out on a bench containing a glass thermosyphon, using water as working fluid and an electric resistor as a source of energy in the form of heat. The power in the tube was varied from 60 to 100 W and then the bench data were compared with the theory and the analysis showed that none of the correlations used in the present work approached the results obtained experimentally.

Keywords: **Thermosyphon, Phase Change, Biphasic Convective Coefficient, Boiling Modes.**

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Esquema de funcionamento do termossifão .....	15
Figura 2. Coletor solar assistido por termossifões.....	17
Figura 3. Esquema de funcionamento do coletor solar .....	17
Figura 4. Equipamento utilizado por Nukiyama para a obtenção da curva de ebulição.....	19
Figura 5. Curva de ebulição de Nukiyama para água saturada a pressão atmosférica.....	20
Figura 6. Curva de ebulição e regimes de ebulição .....	21
Figura 7. Circuito térmico equivalente em um termossifão.....	25
Figura 8. Regime de escoamento na ebulição com convecção .....	28
Figura 9. Aparato experimental .....	32
Figura 10. Evaporador envolto por resistores elétricos .....	33
Figura 11 - (a) Sensores instalados na seção de interesse. (b) Eletrodos. ....	35
Figura 12 - Esquema balanço de energia no evaporador. ....	37
Figura 13 - Esquema simplificado do evaporador de um termossifão.....	38
Figura 14 - Esquema de posicionamento dos sensores.....	40
Figura 15 - Temperaturas externas versus tempo para potência de 100 W.....	41
Figura 16 - Pressões versus tempo para a potência de 100 W.....	42
Figura 17 - Temperaturas de saturação versus tempo para a potência de 100 W.....	43
Figura 18 - Erro do termoresistor versus tempo.....	43
Figura 19 - Temperaturas internas versus tempo para a potência de 100 W... 44	
Figura 20 - Coeficiente de transferência de calor local versus Tempo para a potência de 100 W. ....	45
Figura 21 - Coeficiente de transferência de calor médio versus altura para várias potências. ....	46
Figura 22 - Reconstrução da imagem do escoamento e gráfico da variação da fração de vazio para uma potência de 100 W. ....	47
Figura 23 – Ampliação da Figura 23 no instante de tempo de 23 a 28 segundos. ....	48
Figura 24 - Gráfico do coeficiente de transferência de calor médio versus altura para o modelo de Rohsenow.....	49

## LISTA DE SÍMBOLOS E ACRÔNIMOS

### Símbolos romanos

$A_{cond}$	Área externa na região do condensador	[m <sup>2</sup> ]
$A_{evap}$	Área externa na seção do evaporador	[m <sup>2</sup> ]
$A_w$	Área de seção transversal do termossifão	[m <sup>2</sup> ]
$c_p$	Calor específico a pressão constante	[J/kg.K]
$C_{sf}$	Constante dependente da interface sólido-líquido	[-]
$d$	Diâmetro	[m]
$F$	Razão de preenchimento	[-]
$g$	Aceleração da gravidade	[m/s <sup>2</sup> ]
$h$	Coeficiente de transferência de calor por convecção	[W/m <sup>2</sup> .K]
$\bar{h}$	Coeficiente médio de transferência de calor por convecção	[W/m <sup>2</sup> .K]
$h_{lv}$	Calor latente de vaporização	[kJ/kg]
$i$	Corrente elétrica	[A]
$k$	Condutividade térmica	[W/m.K]
$L$	Comprimento	[m]
$L_{ef}$	Comprimento efetivo de troca térmica	[m]
$\dot{m}$	Vazão mássica	[kg/s]
$Nu$	Número de Nusselt	[-]
$P_{atm}$	Pressão atmosférica	[kPa]
$Pr$	Número de Prandtl	[-]
$p_v$	Pressão de vapor	[atm]
$q$	Potência elétrica	[W]
$q''$	Fluxo de calor	[W/m <sup>2</sup> ]

$q''_{evap}$	Calor absorvido pelo evaporador	[W]
$q''_{max}$	Fluxo de calor crítico	[W]
$q''_{min}$	Fluxo térmico mínimo	[W]
$r$	Raio	[m]
$R$	Resistência térmica	[K/W]
$Re$	Número de Reynolds	[-]
$T$	Temperatura	[K]
$\bar{T}_{p,e}$	Temperatura média na superfície externa do evaporador	[K]
$\bar{T}_{p,i}$	Temperatura interna local do evaporador	[K]
$\Delta T_e$	Excesso de temperatura	[K]
$V$	Tensão	[V]
$V_e$	Volume do evaporador	[m <sup>3</sup> ]
$V_L$	Volume de fluido de trabalho	[m <sup>3</sup> ]

### Símbolos gregos

$\mu$	Viscosidade	[kg/s.m]
$\nu$	Viscosidade cinemática	[m <sup>2</sup> /s]
$\rho$	Massa específica	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	Tensão superficial	[Pa]
$\vartheta$	Viscosidade cinemática	[m <sup>2</sup> /s]

### Subscritos

$a$	Referente à seção adiabática
$BF$	Bifásico
$e$	Externo
$i$	Interno

<i>l</i>	Líquido
<i>p</i>	Parede do termossifão
<i>sup</i>	Condições na superfície
<i>sat</i>	Condições de saturação
<i>v</i>	Vapor

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO.....</b>	<b>12</b>
1.1. Objetivo.....	13
1.1.1. Objetivo geral.....	13
1.2. Justificativa.....	13
<b>2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....</b>	<b>15</b>
2.1. Termossifões.....	15
2.2. Coletores solares assistidos por termossifões.....	16
2.3. Processo de ebulição em termossifões.....	18
2.3.1. Curva da Ebulição.....	19
2.3.2. Modos de Ebulição em Piscina.....	20
2.3.3. Ebulição com Convecção Natural.....	21
2.3.4. Ebulição Nucleada.....	21
2.3.5. Ebulição no regime de Transição.....	23
2.3.6. Ebulição em Filme.....	23
2.4. Correlações para o Coeficiente de Transferência de Calor por Ebulição.....	25
<b>3. METODOLOGIA EXPERIMENTAL.....</b>	<b>32</b>
3.1. Descrição da Bancada Experimental.....	32
3.2. Sensor Eletrônico de Malha Capacitiva.....	34
3.3. Descrição da Metodologia Experimental.....	36
3.4. Metodologia de análise dos resultados.....	37
3.4.1. Estimativa do coeficiente de transferência de calor bifásico experimental.....	38
3.4.2. Correlações para o Coeficiente de Transferência de Calor por Ebulição.....	39
<b>4. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....</b>	<b>40</b>

4.1. Introdução.....	40
4.2. Resultados Experimentais .....	40
4.3. Resultados do Sensor Eletrônico de Malha Capacitiva .....	46
4.4. Comparação dos Resultados Teóricos e Experimentais .....	49
4.4.1. Modelo de Rohsenow .....	49
4.4.2. Modelo das Resistências Térmicas no Evaporador .....	50
<b>5. CONCLUSÕES.....</b>	<b>52</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>54</b>
<b>APÊNDICE A – PROCESSO DE CALIBRAÇÃO E CÁLCULO DAS INCERTEZAS.....</b>	<b>56</b>

## 1. INTRODUÇÃO

O emprego de termossifões como trocadores de calor se intensificou ao longo dos anos. Grande parte de seu desenvolvimento se deu por volta dos anos 60, devido ao desenvolvimento da indústria espacial, uma vez que esse tipo de tecnologia foi considerado uma solução para o controle térmico em espaçonaves. Além da indústria espacial, os sistemas assistidos por termossifões são amplamente empregados em fornos de cocção, coletores solares e em várias outras aplicações, as quais necessitam de trocadores de calor para o aproveitamento de energia térmica. Isso se deu em decorrência de que esses dispositivos possuem uma elevada flexibilidade geométrica, baixo custo de fabricação e manutenção, além de possuírem formas extremamente compactas tornando-os atrativos quando comparado com os trocadores de calor convencionais casca e tubo (VASILIEV E KAKAÇ, 2013).

A principal peculiaridade dos trocadores de calor assistidos por termossifões é que esses sistemas são capazes de transferir elevadas taxas de transferência de calor quando sujeitos a pequenas variações de temperatura, utilizando a mudança de fase como mecanismo de funcionamento.

Baseado nesse princípio, fluido de trabalho no seu estado de líquido é colocado na parte inferior de um tubo, chamada de evaporador, a qual possui extremidades oclusas e feita de material condutor. Então o calor oriundo de fontes térmicas externas é transferido a esta região causando a mudança de fase de líquido para vapor, em seguida, o vapor escoia até a parte superior do tubo onde ocorre a troca de calor para um fluido que passa externamente ao Termossifão por convecção forçada.

Ao trocar calor o fluido que está confinado internamente condensa e retorna devido à ação da gravidade para a base do dispositivo, reiniciando o ciclo termodinâmico. É importante ressaltar que no espaço entre o evaporador, onde ocorre a ebulição do fluido, e o condensador, onde há a condensação do fluido, existe uma região adiabática responsável por impedir a troca de calor com o meio externo.

Para o correto dimensionamento de equipamentos que funcionam baseados nos termossifões é imprescindível que se tenha uma correlação

precisa para o coeficiente de transferência de calor por ebulição. Com essa finalidade, vários autores tais como Rohsenow (1952), Kandlikar (1990), entre outros, tentaram propor modelos que traduzissem esse fenômeno para a linguagem matemática por meio de uma grande quantidade de experimentos, onde foram variados fatores que são significantes na modelagem de termossifões. No obstante, tais modelos obtidos possuem erros expressivos que não podem ser ignorados.

Neste trabalho pretende-se desenvolver um estudo experimental a fim de compreender um pouco mais sobre os mecanismos de ebulição e traduzir esse entendimento para uma correlação que leve em conta os dados experimentais e a teoria. Com esse intuito foi utilizado um sensor de malha capacitiva, o que possui uma ótima precisão para se medir os parâmetros do escoamento bifásico tais como: velocidade da bolha, fração de fase, entre outros, facilitando a análise do problema proposto.

## **1.1. Objetivo**

### **1.1.1. Objetivo geral**

O objetivo do presente trabalho é estudar fenomenologicamente o processo de ebulição, através dos dados experimentais, em um evaporador de um termossifão de vidro.

## **1.2. Justificativa**

Os termossifões são possíveis alternativas para o aproveitamento de energia térmica nas mais variadas aplicações. De acordo com as suas vantagens, sua utilização em coletores solares é extremamente benéfica para o aperfeiçoamento da eficiência desses equipamentos.

Além disso, é necessário compreender os mecanismos de funcionamento do escoamento bifásico, uma vez que devido à presença de duas fases, as quais interagem na mesma região, toda análise para se obter uma correlação se torna extremamente complexa e em consequência disso, os

modelos que foram previamente propostos, segundo Incropera *et al.* (2011), possuem incertezas de até 100% de erro.

Portanto, o presente trabalho é justificado com base no que foi exposto acima e também trará certa relevância para esta área de pesquisa, uma vez que de posse do sensor de malha capacitiva, ter-se-á como mensurar com maior exatidão as características do escoamento bifásico.

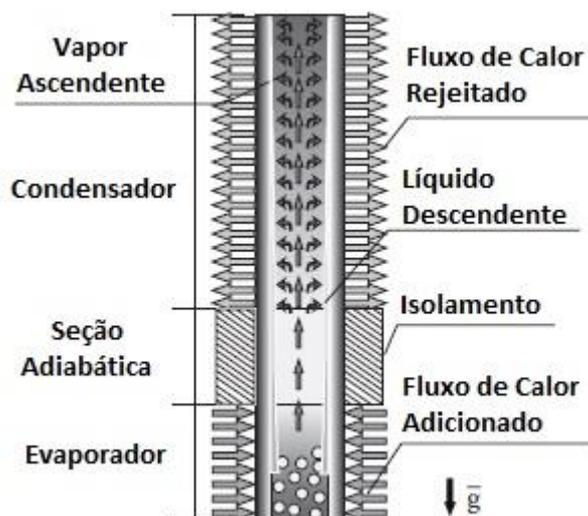
## 2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nesse capítulo será ilustrado o funcionamento básico de um termossifão, bem como os conceitos que regem seu funcionamento. Além disso, serão abordadas algumas aplicações e correlações que servirão de base para o estudo proposto no presente trabalho.

### 2.1. Termossifões

Os termossifões são dispositivos de transferência de calor muito eficientes, cujo princípio se baseia na utilização da mudança de fase do fluido de trabalho. Na mudança de fase consegue-se obter altas taxas de transferência de calor devido ao calor latente de vaporização.

Esses dispositivos são previamente evacuados e preenchidos com fluido de trabalho. Além de possuírem geometria cilíndrica, utilizam uma gama de materiais condutores para a sua confecção como, por exemplo: vários tipos de metais, vidro, entre outros.



**Figura 1. Esquema de funcionamento do termossifão**

Fonte: Adaptado de Vasiliev e Kakaç (2013)

O termossifão é composto por três regiões básicas: o evaporador, a seção adiabática e o condensador. No evaporador, calor é transferido às paredes internas do tubo, fazendo o fluido evaporar. Devido à diferença de pressão, esse vapor escoar de maneira ascendente até o condensador. Essa

região é submetida à uma convecção forçada por meio de um escoamento externo e então o fluido condensa e retorna ao evaporador por gravidade e todo o ciclo é reiniciado. Esse princípio de funcionamento está esquematicamente apresentado na Figura 1.

A região adiabática está localizada entre o evaporador e o condensador e sua principal função é impedir a troca de calor com o meio externo até a chegada do fluido ao condensador. Na maioria das aplicações, a região adiabática não está presente.

## **2.2. Coletores solares assistidos por termossifões**

O avanço tecnológico proporcionou meios de se obter energia a partir de recursos naturais tais como: irradiação solar, correntes de ar, entre outros. O maior benefício da utilização dessas novas fontes é a redução da poluição atmosférica, uma vez que elas não utilizam a queima de combustíveis fósseis para obtenção de energia (COSTA E PRATES 2005).

De acordo com estudos realizados pelo INPE (Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais), a utilização de energia solar pode ser extremamente indicada para o Brasil, uma vez que é o país que recebe maior quantidade de irradiação solar no mundo, tendo poucas variações ao longo do ano. Baseado nessas informações a utilização de coletores solares para uso doméstico vem crescendo ao longo dos anos, tanto na geração de energia elétrica quanto para o aquecimento da água.

A maioria dos coletores solares utilizados no Brasil são constituídos por uma fileira de tubos ou serpentina dentro de uma caixa térmica, que ao receberem a irradiação solar, transferem essa energia para a água que circula no sistema.

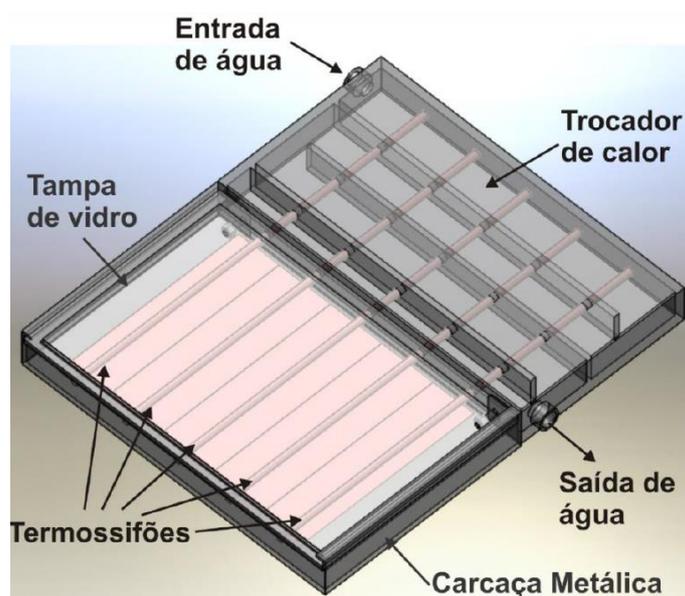
Além dos coletores convencionais, existem os coletores a vácuo ou coletores assistidos por termossifões os quais, possuem maior eficiência devido ao fato de trabalharem com a mudança de fase do fluido de trabalho e conseqüentemente são capazes de transferir maiores quantidades de energia térmica. Além disso, são compactos e fabricados em módulos, facilitando a expansão ou a redução do circuito. A Figura 2 apresenta um exemplo de coletor solar assistido por termossifões.



**Figura 2. Coletor solar assistido por termossifões.**

Fonte: <https://www.custojusto.pt> (Acesso em maio de 2018).

Outra geometria possível para coletores solares que utilizam termossifões foi proposta por Marquardt e Borges (2015), onde foram inseridos termossifões de vidro, dentro de uma caixa metálica, com duas regiões: a região do evaporador que recebe os raios solares e a região do condensador responsável pela troca de calor. A Figura 3 representa o esquema de funcionamento desse tipo de sistema.



**Figura 3. Esquema de funcionamento do coletor solar**

Fonte: Marquardt e Borges (2015).

O processo se inicia com a absorção da radiação solar, essa etapa é marcada pelo aumento de temperatura do fluido até que se atinja a temperatura de saturação, dando início a ebulição. Através da convecção natural e devido à diferença de densidades, vapor sobe até o topo do tubo. Ao chegar nessa região, água que está confinada no tubo condensa, uma vez que há um escoamento externo com fluido mais frio. Então o fluido confinado retorna à base do tubo pela ação da gravidade.

### 2.3. Processo de ebulição em termossifões

Os processos de ebulição e condensação são caracterizados pela mudança de fase, ou seja, são formas de transferência de calor, que dependem do calor latente. E devido a esse parâmetro, apresentam as taxas mais elevadas de transferência de calor com uma pequena diferença de temperatura Incropera *et al.* (2011).

A ebulição caracteriza-se na presença de um meio sólido, o qual transfere calor para um fluido na fase líquida, fazendo com que se inicie a evaporação ao se atingir a temperatura de saturação. Essa transferência de calor é oriunda da diferença de temperatura entre as duas interfaces sólido-líquido. Uma equação para estimar esse fenômeno é a lei de resfriamento de Newton:

$$q_s'' = h(T_s - T_{sat}) = h\Delta T_e \quad (1)$$

onde:  $q_s''$  corresponde ao fluxo de transferência de calor ( $W/m^2$ ),  $h$  ao coeficiente de transferência de calor local ( $W/m^2K$ ),  $T_s$  à temperatura da superfície,  $T_{sat}$  à temperatura de saturação do fluido na pressão de trabalho e  $\Delta T_e$  é chamado de excesso de temperatura.

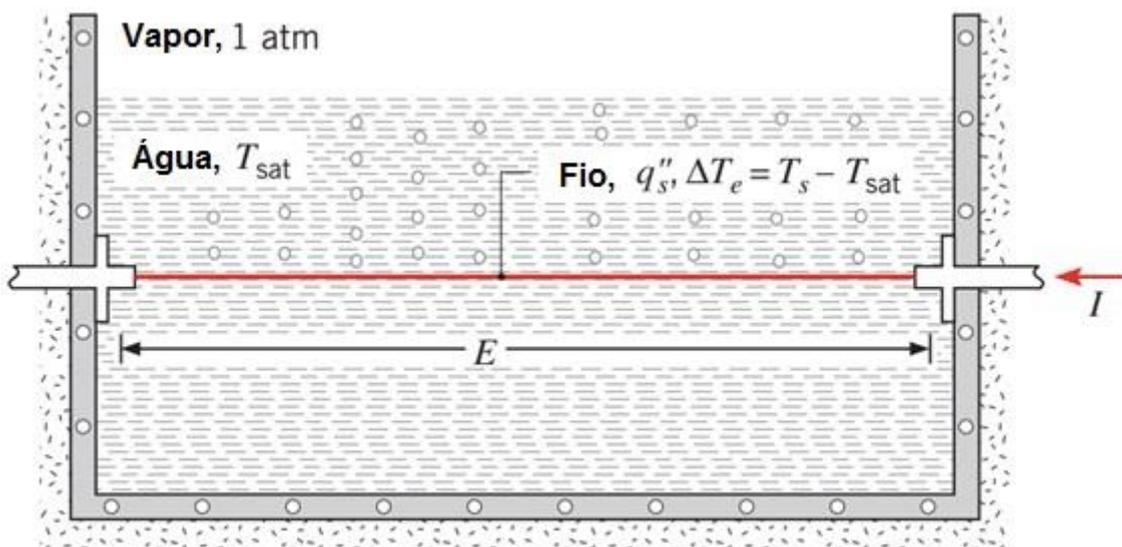
O processo de ebulição é caracterizado por dois regimes distintos, os quais dependem da movimentação de fluido, são eles: ebulição em piscina e ebulição com convecção forçada. A ebulição em piscina é caracterizada pelo fluido estar em repouso e nenhum tipo de trabalho externo deve ser aplicado para sua movimentação, observando-se apenas os movimentos referentes à

convecção natural e ao desprendimento de bolhas. Já para a ebulição com convecção forçada tem-se o oposto, uma vez que além da convecção natural e do desprendimento de bolhas, há a presença de trabalho externo aplicado à movimentação do fluido.

### 2.3.1. Curva da Ebulição

Na ebulição em piscina ocorre o aumento súbito de temperatura do fluido próximo à superfície do sólido, porém a distribuição de temperaturas no restante do líquido permanece levemente acima de sua temperatura de saturação. Sendo assim, as bolhas surgem próximo à superfície e sobem até a interface líquido-vapor.

A curva da ebulição foi primeiramente elaborada por Nukiyama *apud* Incropera *et al.* (2011) a partir de um experimento que consiste em variar o fluxo de calor de um fio de níquel-cromo através da alteração da potência que o fio estava submetido. A representação do experimento pode ser observado na Figura 4.

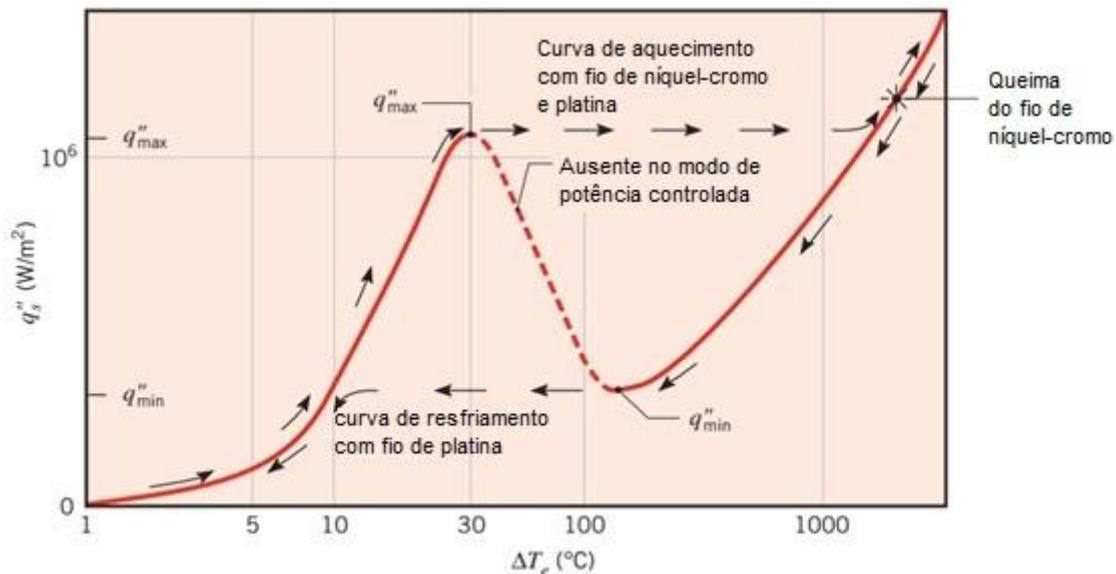


**Figura 4. Equipamento utilizado por Nukiyama para a obtenção da curva de ebulição**

Fonte: Adaptado de Incropera *et. al* (2011)

Ao se analisar a curva de ebulição, Figura 5, observa-se que ao passo que o fluxo de calor aumenta o excesso de temperatura também aumenta,

inicialmente de maneira mais branda e depois de uma forma mais intensa até um ponto de máximo.



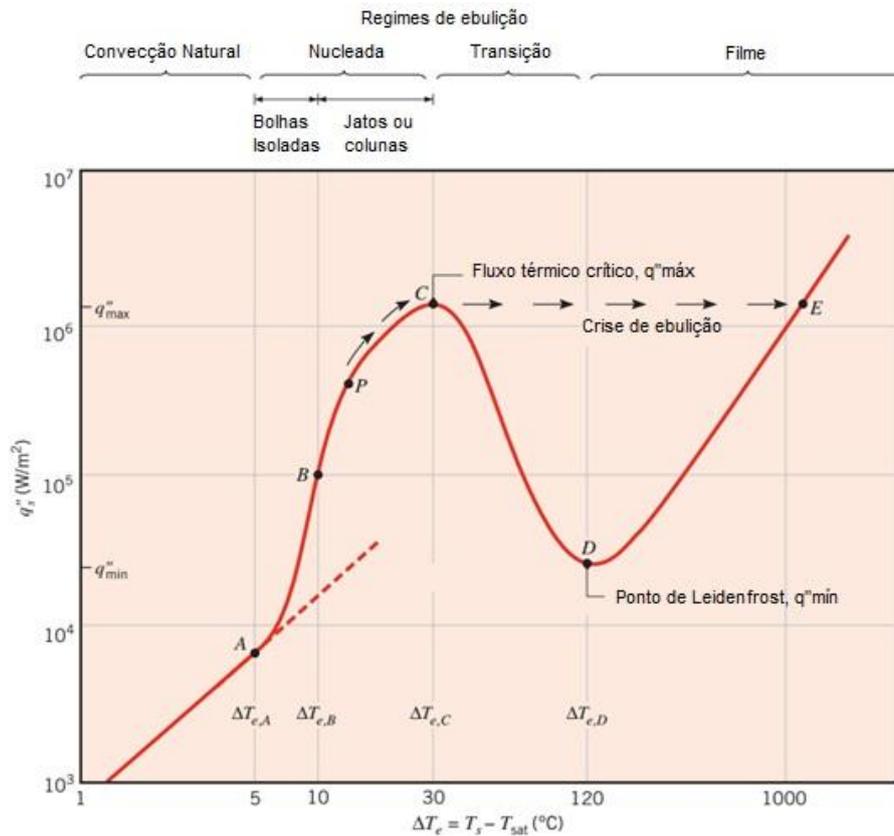
**Figura 5. Curva de ebulição de Nukiyama para água saturada a pressão atmosférica**

Fonte: Adaptado de Incopera et. al (2011)

Esse ponto de máximo, chamado de fluxo de calor crítico,  $q''_{crítico}$ , pode ser entendido como o limite de fluxo de calor imposto ao fio de níquel-cromo, uma vez que para um valor ligeiramente maior, sua temperatura de fusão foi atingida e conseqüentemente ocorreu o derretimento do fio. Posteriormente o material do fio foi trocado para platina, devido ao seu ponto de fusão mais elevado e então obteve-se a curva da Figura 5 relacionando-se potência fornecida e excesso de temperatura.

### 2.3.2. Modos de Ebulição em Piscina

De acordo com Incopera *et al.* (2011), a curva de ebulição da água a pressão atmosférica foi dividida em áreas de acordo com o excesso de temperatura, podendo ser observada na Figura 6.



**Figura 6. Curva de ebulição e regimes de ebulição**

Fonte: Adaptado de Incropera et. al (2011)

### 2.3.3. Ebulição com Convecção Natural

A ebulição com convecção natural é a região do gráfico da Figura 6 em que o  $\Delta T_e$  é igual ou menor a aproximadamente  $5^\circ\text{C}$ , sendo que a temperatura da superfície do fio se encontra ligeiramente acima da temperatura de saturação do fluido, conseqüentemente há o início da nucleação de bolhas de vapor. Para esse regime, correlações de convecção natural podem ser utilizadas para a estimativa do coeficiente de transferência de calor por convecção.

### 2.3.4. Ebulição Nucleada

A ebulição nucleada, região compreendida entre  $10^\circ\text{C}$  e  $30^\circ\text{C}$ , foi dividida em duas áreas “A-B” e “B-C” devido às peculiaridades do escoamento. Na primeira, grande parte da transferência de calor é oriunda da superfície do

fio aquecida e tem como destino o líquido em movimento. Nesse estágio as bolhas se formam em lugares localizados e se desprendem do líquido, sendo esse desprendimento responsável por aumentar o coeficiente convectivo e o fluxo de calor, uma vez que esse processo aumenta a turbulência naquela região.

Já na região “B-C”, com o aumento do excesso de temperatura as bolhas começam a surgir umas próximas das outras havendo a interação entre elas, resultando nos bolsões de vapor. À medida que se aumenta o excesso de temperatura chega-se ao ponto de inflexão da curva. Esse regime de ebulição compreendido na região B-C é o mais utilizado, uma vez que há valores baixos para excesso de temperatura com elevadas taxas de transferência de calor e apesar do coeficiente de transferência de calor começar a diminuir, do ponto B ao C, ainda se tem valores elevados.

Devido à complexidade do processo de ebulição, as correlações existentes até o conhecimento do autor são baseadas em experimentos, sendo que a mais aceita para ebulição nucleada foi obtida por Rohsenow (1952):

$$q'' = \mu_l h_{lv} \left[ \frac{g (\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} \left[ \frac{c_{p,l} [T_{p,i} - T_{sat}]}{C_{s,f} h_{lv} Pr_l^n} \right]^3 = \bar{h}_{BF} (\Delta T_e) \quad (2)$$

onde:  $q''$  é o fluxo de calor aplicado ( $W/m^2$ ),  $h_{lv}$  o calor latente de vaporização ( $kJ/kg$ ),  $\mu_l$  a viscosidade dinâmica do líquido ( $N.s/m^2$ ),  $\sigma$  é a tensão superficial ( $N/m$ ),  $\rho_l$  a massa específica do líquido,  $\rho_v$  a do vapor ( $kg/m^3$ ),  $c_{p,l}$  é o calor específico do líquido ( $kJ/kg.K$ ),  $T_{p,i}$  é a temperatura da superfície interna ( $^{\circ}C$ ),  $T_{sat}$  a temperatura de saturação do líquido ( $^{\circ}C$ ),  $Pr_l$  é o número de Prandtl do líquido,  $C_{s,f}$  e  $n$ , são variáveis com valores tabelados obtidos a partir de experimentos e dependem da interface sólido-fluido. Rearranjando a equação 2 temos que:

$$\bar{h}_{BF} = \frac{q''}{\Delta T_e} = \frac{\mu_l h_{lv} \left[ \frac{g (\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} \left[ \frac{c_{p,l} [T_{p,i} - T_{sat}]}{C_{s,f} h_{lv} Pr_l^n} \right]^3}{(T_{p,i} - T_{sat})} \quad (2a)$$

### 2.3.5. Ebulição no regime de Transição

A ebulição no regime de transição ocorre na região “C-D”, correspondente a um excesso de temperatura maior que 30°C e menor que 120°C. Nota-se que houve um decréscimo na curva de ebulição, o qual ocorre devido à formação de uma manta de vapor sobre a superfície e de acordo com as propriedades dos fluidos, sabe-se que a condutividade térmica da fase gasosa é muito menor do que da fase líquida, resultando na diminuição do coeficiente convectivo e consequentemente do fluxo de calor que é transferido ao fluido.

Além disso, deve-se ter ciência do valor do fluxo de calor crítico, o ponto C, uma vez que, acima deste patamar mais conhecido como ponto de queima (*burnout*), há possibilidade de se ultrapassar o ponto de fusão do material. Kutatelatze (1959) determinou teoricamente a seguinte relação para esse fluxo de calor crítico:

$$q_{\text{máx}}'' = C \rho_v h_{lv} \left[ \frac{\sigma g (\rho_l - \rho_v)}{\rho_v^2} \right]^{1/4}, \quad (3)$$

onde: o valor da constante  $C$  depende do experimento e para cilindros horizontais corresponde a 0,131 .

### 2.3.6. Ebulição em Filme

A partir do ponto “D”, chamado de ponto de *Leidenfrost*, é possível notar que a curva de ebulição possui um perfil ascendente, isso se deve ao fato de que entre a superfície e o líquido há a formação de uma manta de vapor e a transferência de calor para o líquido se dá pela condução e por uma parcela considerável de radiação através do vapor.

O ponto de mínimo da curva de ebulição tem grande significado, pois abaixo dele tem-se novamente um regime de ebulição nucleada. Zuber (1958) obteve a expressão para fluxo térmico mínimo:

$$q_{\min}'' = C \rho_v h_{lv} \left[ \frac{g \sigma (\rho_l - \rho_v)}{(\rho_l - \rho_v)^2} \right]^{1/4} \quad (4)$$

onde: as propriedades são avaliadas na temperatura de saturação do fluido e a constante C foi determinada experimentalmente. Esta correlação possui uma precisão de 50%.

Já para casos em que o excesso de temperatura se encontra acima do ponto de *Leindenfrost*, um filme contínuo de vapor cobre a superfície e não há contato entra a fase líquida e a superfície. Assim sendo, há uma semelhança com a condensação em filme laminar, podendo aproximar as correlações desse regime para o caso de ebulição em filme conforme Eq. (5):

$$\overline{Nu}_D = \frac{\overline{h}_{conv} D}{k_v} = C \left[ \frac{g (\rho_l - \rho_v) h'_{lv} D^3}{\nu_v k_v (T_s - T_{sat})} \right]^{1/4} \quad (5)$$

onde: C é uma constante e corresponde a 0,62 e 0,67 para cilindros horizontais e para esferas respectivamente.

O  $h'_{lv}$  corresponde ao calor latente corrigido, o qual leva em conta a energia sensível que faz com que a temperatura no interior do filme permaneça acima da temperatura de saturação. Além disso, as propriedades do vapor são avaliadas na pressão do sistema e na temperatura de filme, já para  $\rho_l$  e  $h_{lv}$  a avaliação é feita a partir da temperatura de saturação.

Embora os conceitos e as correlações explicitados anteriormente tenham sido desenvolvidos a partir do experimento de Nukiyama, que é um pouco diferente do sistema estudado no presente trabalho, é importante entendê-los para fazer o correto dimensionamento do sistema. Dependendo das condições impostas, todos os regimes de ebulição podem estar presentes no termostifão, desde a ebulição com convecção natural até a ebulição em filme.

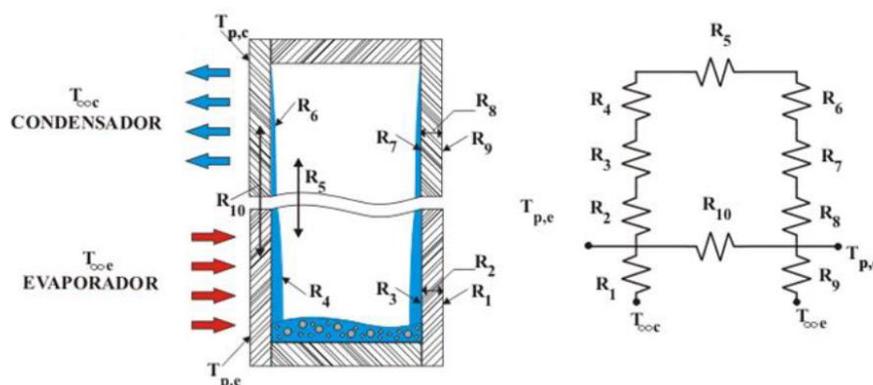
Outro ponto de fundamental importância é o conhecimento do fluxo de calor crítico, sendo este o ponto limite de operação do sistema, o qual não deve ser ultrapassado por questões de segurança.

## 2.4. Correlações para o Coeficiente de Transferência de Calor por Ebulição

Deve-se ter o conhecimento da capacidade de transferência de calor para efetuar o correto dimensionamento do termossifão e conseqüentemente não prejudicar o funcionamento e a eficiência de equipamentos que podem ser vinculados a eles. Para tal utiliza-se a analogia com circuitos elétricos, sendo esta é uma maneira extremamente rápida e eficaz para se determinar a transferência de calor em regime permanente com escoamento unidirecional (Incropera *et al.* 2011).

Como em um circuito elétrico, o circuito térmico também possui uma resistência, que pode ser entendida como a dificuldade imposta à passagem de calor, conseqüentemente quanto maior sua intensidade menor será a transferência de calor. Além disso, pode se fazer um paralelo entre diferença de potencial e diferença de temperaturas, sendo estas responsáveis pela transferência de carga elétrica e de calor respectivamente de uma região a outra. Assim sendo temos a equação para a resistência térmica global, a qual é estabelecida como a razão entre a diferença de temperatura média no evaporador ( $\bar{T}_e$ ) e no condensador ( $\bar{T}_c$ ) pela transferência de calor,  $q$ :

$$R = \frac{\bar{T}_e - \bar{T}_c}{q} \quad (7)$$



**Figura 7. Circuito térmico equivalente em um termossifão.**

Fonte: Adaptado de Vasiliev e Kakaç (2013)

O esquema proposto na Figura 7 é apresentado para melhor entendimento do circuito térmico de um termossifão.

Uma vez que o objetivo do presente trabalho é a obtenção do coeficiente de transferência de calor por ebulição, serão expostas somente as resistências térmicas 1, 2 e 3. Detalhes sobre esse circuito térmico equivalente pode ser encontrado em Vasiliev e Kakaç (2013).

Analisando o esquema proposto na Figura 7, pode-se notar que a resistência  $R_1$  é resultado do percurso entre a fonte de calor e a superfície externa na parede do evaporador.

$$R_1 = \frac{1}{h_e A_e} \quad (7)$$

Após essa etapa o calor pode ser transferido através da parede do termossifão por condução de maneira radial no evaporador, sendo esse fenômeno representado por  $R_2$ .

$$R_2 = \frac{\ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2\pi L_e k_{vidro}} \quad (8)$$

O fluido dentro do termossifão está na condição de saturação, quando o calor proveniente da parede interna entra em contato com o mesmo, ocorre a geração de vapor e devido à variação causada na densidade pelo aumento da temperatura, o empuxo faz com que o fluido se mova de locais aquecidos para locais mais frios, fazendo com que haja dois regimes diferentes de ebulição: ebulição em piscina e ebulição em filme. Então para a resistência térmica, de acordo com Vasiliev e Kakaç (2013), no evaporador pode ser estimado pela seguinte expressão.

$$R_3 = R_{3p} F + R_{3f} (1 - F) \quad (9)$$

onde:  $R_{3p}$  e  $R_{3f}$  correspondem respectivamente às resistências térmicas do regime de ebulição em piscina e ebulição em filme, e  $F$  corresponde à razão de

preenchimento, a qual é obtida através da razão entre o volume de líquido ( $V_L$ ) e o volume do evaporador ( $V_E$ ) conforme a equação 10.

$$F = \frac{V_L}{V_E} \quad (10)$$

Segundo Groll e Rösler (1992),  $R_{3p}$  e  $R_{3f}$  podem ser obtidas das correlações apresentadas nas equações 11 e 13 :

$$R_{3p} = \frac{1}{g^{0,2} \phi q^{0,4} (\pi d_i L_e)^{0,6}} \quad (11)$$

Sendo que  $\phi$  é calculada de acordo com a equação 12:

$$\phi = \frac{\rho_l^{0,65} k_l^{0,3} C_{pl}^{0,7}}{\rho_v^{0,25} h_{lv}^{0,4} \mu_l^{0,1}} \left( \frac{P_v}{P_{atm}} \right)^{0,23} \quad (12)$$

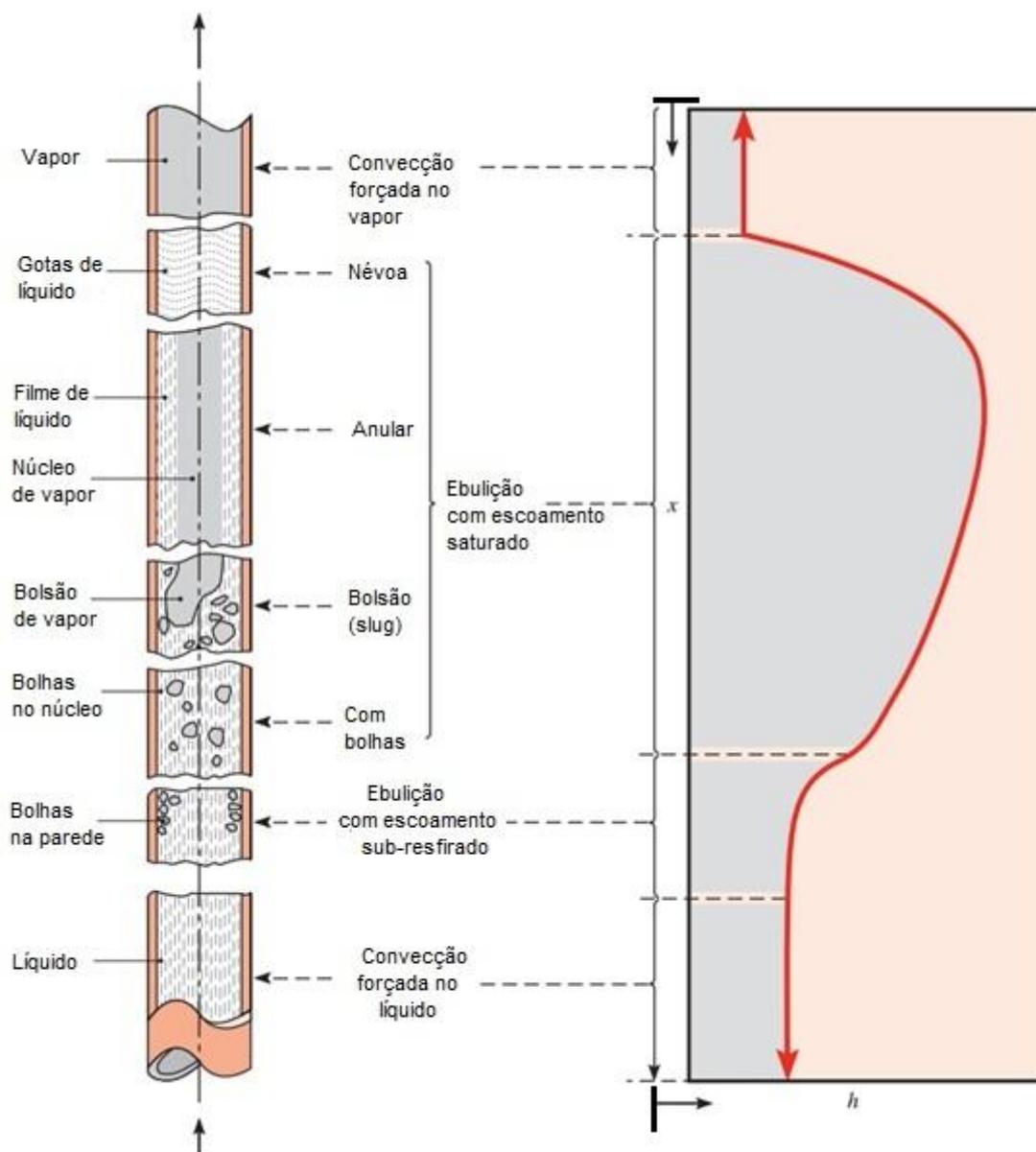
onde:  $C_{pl}$ , corresponde ao calor específico do líquido à pressão constante,  $P_{atm}$  corresponde à pressão atmosférica.

$$R_{3f} = \frac{0,345 q^{1/3}}{d_i^{4/3} g^{1/3} L_e \Psi^{4/3}}, \quad (13)$$

onde  $\Psi$  é dado por:

$$\Psi = \left( \frac{h_{lv} k_l^3 \rho_l^2}{\mu_l} \right)^{1/4} \quad (14)$$

Além da analogia proposta anteriormente e das correlações previamente expostas, é imprescindível compreender o escoamento bifásico e suas influências.



**Figura 8. Regime de escoamento na ebulição com convecção forçada dentro de um tubo**

Fonte: Adaptado de Incropera et. al (2011)

Segundo Incropera *et. al* (2011) para regimes em tubos verticais à medida que o fluxo de calor e o excesso de temperatura aumentam, dá-se início ao processo de ebulição. Este processo é caracterizado por gradientes de temperatura consideráveis, visto que as porções do líquido que estão em contato com a parede se encontram a uma temperatura mais elevada se comparadas com as parcelas que se localizam no centro. Ao longo do comprimento do tubo, a região composta por bolhas se expande e faz com que o líquido que está no núcleo atinja a sua temperatura de saturação. A partir

desse ponto é possível notar a presença das bolhas em qualquer região, do centro às extremidades, misturadas ao fluido, dando início à ebulição, o qual é caracterizado pela fração mássica de vapor,  $X$ , possuir valor maior que zero. Todas as etapas podem ser observadas com detalhes na Figura 8.

Pode-se calcular a fração mássica média de acordo com a equação 15:

$$\bar{X} = \frac{\int_{Air} \rho u(r, x) X dA_r}{\dot{m}} \quad (15)$$

Ao passo que  $\bar{X}$  aumenta, as bolhas que estão isoladas se juntam formando bolsões de vapor, dando origem ao escoamento em bolsões (escoamento em golfadas, mas conhecido em inglês como *slug flow*). O aumento da fração mássica de vapor torna o escoamento anular, sendo caracterizado por um filme de líquido próximo a parede e vapor ao centro do tubo.

O próximo estágio é o aparecimento de pontos secos na superfície interna do tubo mais conhecido como regime de transição, os quais vão crescendo gradativamente até que não se tenha mais a presença de líquido na superfície, apenas gotículas de vapor com alta velocidade no centro do tubo no regime de névoa, chegando ao estágio final de vapor superaquecido.

O coeficiente de transferência de calor é extremamente sensível às variações de fração mássica de vapor e velocidade do fluido ao longo do comprimento do tubo, sendo que ele possui seu maior valor na região de ebulição se comparada com a condensação, podendo ser até uma ordem de grandeza maior que nas outras regiões, em decorrência da condutividade térmica da fase líquida ser maior do que da fase gasosa.

À medida em que as características do escoamento interno vão se alterando, mais complexa a análise dessas regiões se torna, devido à existência de mais de uma fase no escoamento. Em consequência disso é difícil determinar com exatidão a fração mássica de vapor presente no líquido.

Para o cálculo do coeficiente convectivo de transferência de calor em escoamentos bifásicos Kandlikar (1990) propôs as correlações das equações (16) e (17), as quais são válidas para tubos verticais circulares lisos:

$$\frac{h_{BF}}{h_{MF}} = 0,6683 \left( \frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0,1} X^{0,16} (1-X)^{0,64} f_{(Fr)} + 1058 \left( \frac{q''}{\dot{m}'' h_{lv}} \right)^{0,7} (1-X)^{0,8} G_{s,f} \quad (16)$$

$$\frac{h_{BF}}{h_{MF}} = 1,136 \left( \frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0,45} X^{0,72} (1-X)^{0,08} f_{(Fr)} + 667,2 \left( \frac{q''}{\dot{m}'' h_{lv}} \right)^{0,7} (1-X)^{0,8} G_{s,f} \quad (17)$$

Sendo que para ambas as equações acima, o parâmetro  $X$  corresponde à fração mássica do vapor no fluido,  $h_{lv}$  à entalpia de vaporização,  $\dot{m}''$  à vazão mássica por unidade de área transversal,  $h_{BF}$  e  $h_{MF}$  ao coeficiente convectivo bifásico e monofásico respectivamente. O coeficiente  $G_{s,f}$  depende da combinação superfície-fluido sendo igual a unidade para cobre-água, assim sendo foi adotado o mesmo valor para vidro-agua. O parâmetro  $f_{(Fr)}$  leva em conta a estratificação das fases líquido e vapor que podem ocorrer em tubos horizontais, para tubos verticais seu valor também é unitário.

O valor de  $h_{BF}$  deve ser calculado pelas duas correlações, a primeira é utilizada para escoamentos em que a ebulição contribui mais para a transferência de calor e a segunda é para casos em que a convecção forçada possui maior parcela de contribuição, e então se escolhe o valor mais alto entre as duas e conseqüentemente ter-se-á a informação sobre qual região o escoamento está.

Para se calcular o  $h_{MF}$  que está relacionado com a região de convecção forçada no líquido, deve-se utilizar a equação 18 de Gnielinski (1976), com as propriedades avaliadas na temperatura de saturação. Além disso, é recomendado utilizá-la somente para escoamento turbulento.

$$\overline{Nu}_D = \frac{\overline{h}_{conv} D}{k_v} = \frac{(f/8)(Re_D - 1000) Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (18)$$

Sendo que  $Re_D$  corresponde ao número de Reynolds,  $Pr$  ao número de Prandtl e  $f$  ao fator de atrito e pode ser obtido a partir da equação 18 ou do diagrama de *Moody*.

$$f = (0,790 \ln Re_D - 1,64)^{-2} \quad (19)$$

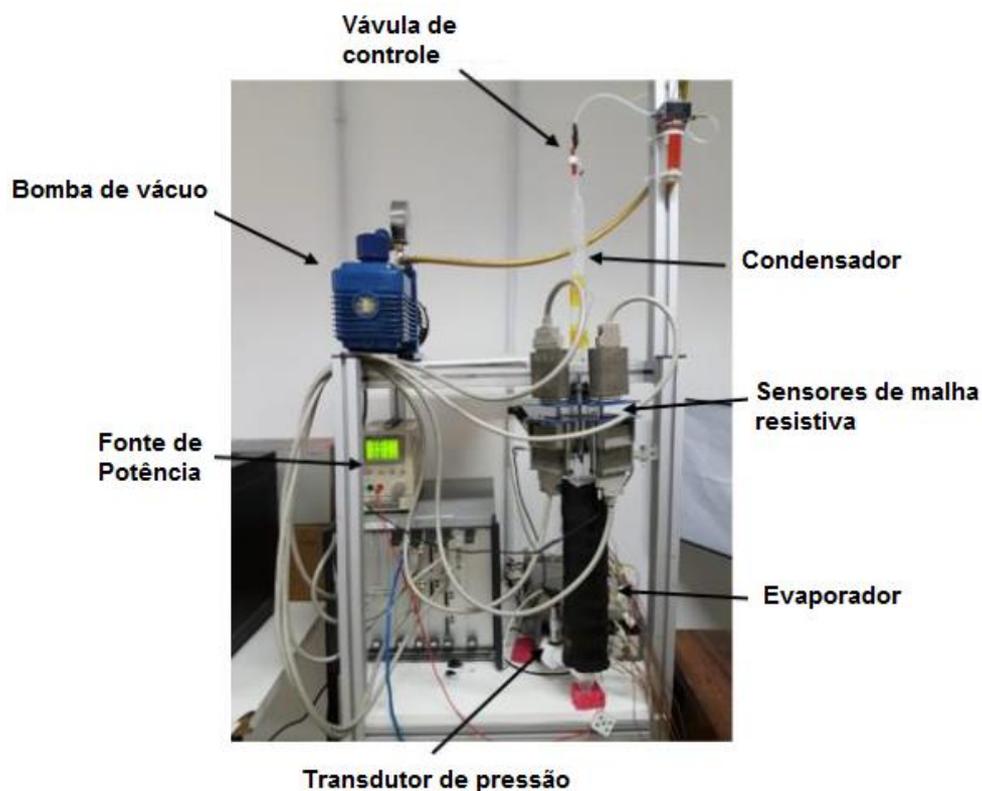
A equação 18 é válida para valores em que  $3 \times 10^3 \leq Re \leq 5 \times 10^3$ .

Para o estudo dos fenômenos da ebulição no termossifão, é de fundamental importância compreender como se dá o seu desenvolvimento, passando por todas as suas fases, e também entender as correlações que se aplicam a cada tipo de regime. Após assimilar os novos conceitos, deu-se continuidade no trabalho partindo-se para a próxima fase, a qual corresponde aos testes na bancada.

### 3. METODOLOGIA EXPERIMENTAL

#### 3.1. Descrição da Bancada Experimental

O aparato experimental para a realização dos testes foi composto pelos seguintes componentes: um termossifão de vidro de 875 mm de comprimento, diâmetros externo de 30 mm e interno de 25,6 mm, um sistema de aquisição de dados (Agilent 34970 A com 20 canais), uma fonte de potência (Agilent U8002A), dois termoresistores (PT100), dois transdutores de pressão, nove termopares distribuídos ao longo do termossifão, espuma para isolamento, dois sensores eletrônicos de malha capacitiva, um computador, uma bomba de vácuo e alguns elementos básicos como válvulas e mangueiras para o funcionamento do sistema. Todo o aparato experimental pode ser observado na Figura 9.

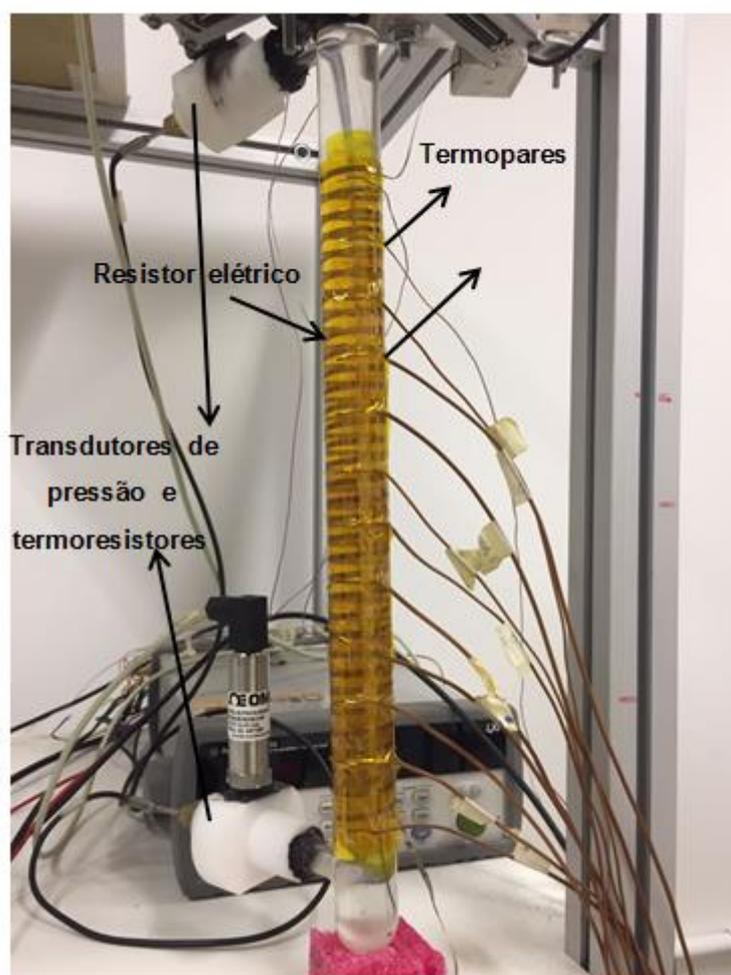


**Figura 9. Aparato experimental**

Fonte: Autoria própria.

A região destinada ao evaporador do termossifão possui 32 cm de comprimento. Nesta região, foi utilizada uma liga de cobre-zinco como resistor

na forma de fita, a qual foi enrolada ao longo da superfície externa do evaporador, como pode ser observado na Figura 10. Pelo efeito Joule o Evaporador foi aquecido com a passagem de corrente elétrica proveniente da fonte de potência. Além disso, duas camadas de isolamento de poliuretano com 18 mm de espessura cada, e uma manta de lã de vidro com 8 mm de espessura foram instalados com o objetivo de reduzir a troca de calor com o ambiente externo.



**Figura 10. Evaporador envolto por resistores elétricos**

Fonte: Autoria própria.

Com a finalidade de se medir a temperatura ao longo do comprimento do termossifão, foram fixados nove termopares do tipo J na superfície externa do evaporador espaçados igualmente ao longo dos 32 cm de seu comprimento. Adicionalmente, dois termoresistores de platina (RTD Pt100) e dois transdutores de pressão (Omega PX419) foram utilizados para medir a pressão

e a temperatura interna, respectivamente, em duas regiões distintas: na base do evaporador e no topo. Além disso, todos os termopares e sensores foram calibrados e foi realizado o cálculo das respectivas incertezas (conforme anexo “A”) seguindo a teoria de propagação das incertezas segundo Holman (2012).

Ao final da seção do evaporador foram instalados dois sensores eletrônicos de malha capacitiva (sensor *wire-mesh*) os quais tem por finalidade analisar parâmetros do escoamento tais como: frequência da bolha, comprimento da bolha, velocidade das bolhas e fração de vazio da fase. A posse desses dados é de fundamental importância para se identificar as características dos regimes de ebulição e seus respectivos padrões de escoamento.

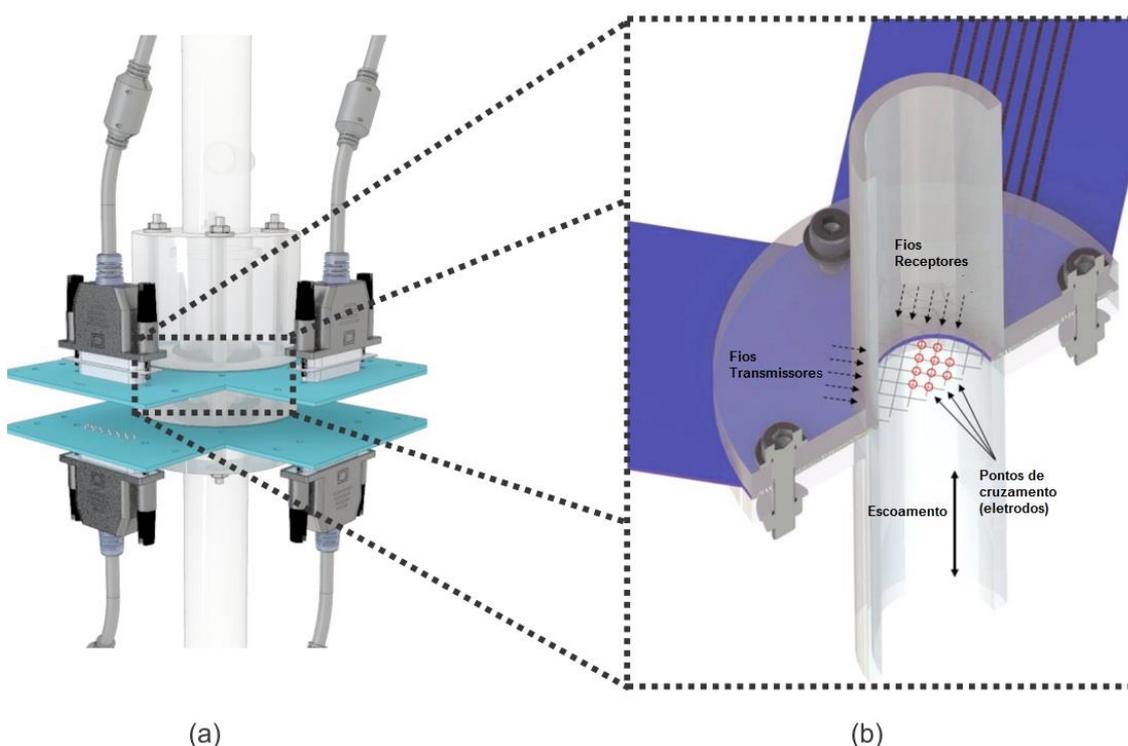
### **3.2. Sensor Eletrônico de Malha Capacitiva**

Segundo Dos Santos (2015) o sensor *wire-mesh* é empregado para se obter as características hidrodinâmicas de escoamentos bifásicos. Seu princípio de funcionamento é pautado na diferença das propriedades elétricas (resistência, capacitância, permissividade) que cada substância possui, por exemplo: o vapor d'água possui uma permissividade elétrica diferente da água no estado líquido.

Neste trabalho foram utilizados um par de sensores de malha capacitiva, os quais tem por finalidade medir a permissividade do escoamento, onde cada um é composto por dois conjuntos de fios de aço inoxidável esticados ortogonalmente entre si, formando uma malha, sendo que ao se cruzarem, os pontos de intersecção dão origem aos eletrodos transmissores e aos receptores. Cada fio está submetido a uma tensão, ao passar por cada ponto de cruzamento, o fluido de acordo com suas características elétricas, altera essas tensões iniciais e então a tensão final lida é normalizada e convertida na fração de fase e também a imagem do escoamento bifásico é formada. Consequentemente, é necessário calibrar o sensor com as duas substâncias de interesse, pois cada fase possui a sua permissividade e essa característica elétrica deve ser convertida nos valores de tensão para se obter um valor máximo e mínimo e então realizar a normalização do valor lido. No

caso deste trabalho os sensores foram calibrados só com ar e depois só com água (DOS SANTOS 2015).

Para a realização dos experimentos foram utilizados dois sensores de malha capacitiva de 8 x 8 (8 eletrodos transmissores e 8 eletrodos receptores) operando a 1.000 quadros por segundo para determinar a distribuição da fração de fase e as velocidades de cada fase.



**Figura 11 - (a) Sensores instalados na seção de interesse. (b) Eletrodos.**

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

A Figura 11(a) mostra o par de sensores de malha capacitiva instalados na seção de interesse, a qual se deseja efetuar as medições e a Figura 11(b) os eletrodos formados pelos pontos de cruzamento dos fios do receptor e do transmissor.

Para a obtenção dos valores da fração de fase, é calculada uma matriz tridimensional conforme a equação 20:

$$\alpha(i, j, k) = \frac{V_H(i, j) - V(i, j, k)}{V_H(i, j) - V_L(i, j)} \quad (20)$$

onde: os índices  $i$  e  $j$  representam a posição no espaço do ponto de intersecção, e  $k$  representa o índice temporal.  $V$  corresponde ao valor obtido

pela leitura dos sensores,  $V_L$  corresponde ao menor valor de permissividade entre as duas substâncias, no caso o ar, e  $V_H$  corresponde ao maior valor que é o da água. Com o intuito de se obter a imagem e o sequenciamento da fração de fase do escoamento, pode-se integrar estes dados no espaço ou no tempo para se obter a fração de fase média  $\alpha(k)$ , conforme a equação 21:

$$\alpha(k) = \sum_i \sum_j a_{i,j} \cdot \alpha(i,j,k) \quad (21)$$

onde:  $a_{i,j}$  é a contribuição de cada intersecção (i,j) para a área total da seção analisada.

Uma discussão mais detalhada sobre as aplicações, a eletrônica envolvida, programação e outras peculiaridades dos sensores *wire-mesh* podem ser encontradas em Dos Santos (2015).

### 3.3. Descrição da Metodologia Experimental

O início do experimento se dá, ao preencher o termossifão com fluido de trabalho, no caso água deionizada, por toda a extensão do volume do evaporador, ou seja razão de preenchimento correspondendo a 100%. Após esse passo, o fio resistor de cobre-zinco foi submetido a uma diferença de potencial (V), com isso uma corrente (I) percorre o fio e por efeito *Joule* o aquece.

De posse desses dados, obtêm-se a potência aplicada ao resistor, a qual corresponde à taxa de transferência de calor, conforme a equação 22:

$$q_{aplicado} = VI \quad (22)$$

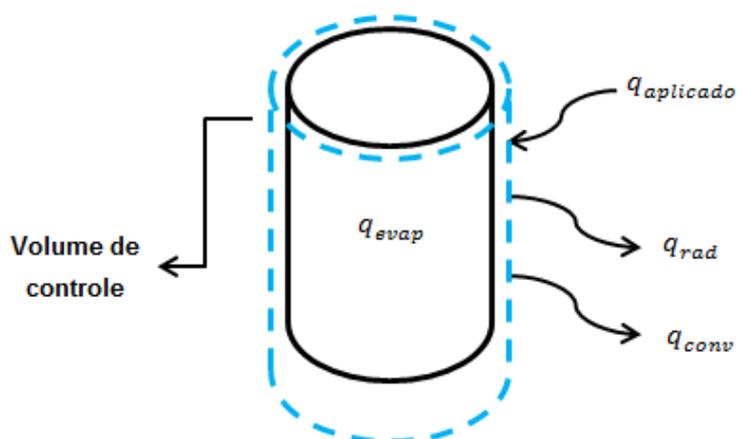
Foi utilizada uma bomba de vácuo a fim de diminuir a pressão interna do termossifão, o que resultou na diminuição da temperatura de saturação do fluido. Após ligar a bomba de vácuo, o sistema permaneceu funcionando durante 10 minutos até que fosse observada uma estabilidade mínima entre as temperaturas da parede externa do evaporador. Então os dados obtidos pelos

sensores foram exportados para o *software Excel®* e foram posteriormente analisados.

Para este trabalho, foram realizados testes para a potência do evaporador variando de 60 até 100 W (com incrementos de 10 W) e para razão de preenchimento de 100% do volume do evaporador.

### 3.4. Metodologia de análise dos resultados

Primeiramente, com o intuito de facilitar o entendimento, foi elaborado um esquema do balanço de energia no evaporador conforme Figura 12:

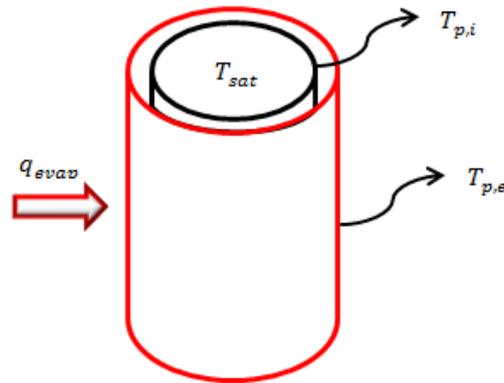


**Figura 12 - Esquema balanço de energia no evaporador.**  
Fonte: Autoria própria.

No esquema proposto,  $q_{aplicado}$  corresponde ao calor proveniente da fonte de potência,  $q_{rad}$  e  $q_{conv}$  correspondem respectivamente, ao calor perdido através da radiação e da convecção natural. Tomando como base o calor aplicado e descontando as perdas para o ambiente externo tem-se o  $q_{evap}$ , ou seja, a quantidade real de energia na forma de calor, que é transferida às paredes do evaporador do termossifão.

Além disso, outro esquema simplificado foi elaborado na região do evaporador, conforme (Figura 13).

Na Figura 13,  $T_{p,i}$  e  $T_{p,e}$  correspondem, respectivamente, à temperatura da parede interna e externa do termossifão,  $q_{evap}$  ao calor adicionado ao evaporador e  $T_{sat}$  é a temperatura do fluido em que ocorre a saturação.



**Figura 13 - Esquema simplificado do evaporador de um termossifão.**  
Fonte: Autoria própria.

A partir dos dados dos termopares, os quais medem a  $T_{p,e}$ , pode-se encontrar pelos princípios da transferência de calor, o valor da  $T_{p,i}$  e finalmente o coeficiente convectivo de transferência de calor do escoamento bifásico experimental  $h_{BI,EXP}$ .

### 3.4.1. Estimativa do coeficiente de transferência de calor bifásico experimental

De acordo com os princípios da ebulição, deve-se ter um excesso de temperatura para que a ebulição ocorra, ou seja, uma diferença entre a temperatura interna da parede e a temperatura de saturação do fluido, traduzido por  $T_{p,i} - T_{sat}$ . A transferência de calor da superfície interna do termossifão para o fluido de trabalho se dá através da lei de resfriamento de Newton e isolando o coeficiente de transferência de calor local, tem-se:

$$h_{BF,EXP} = \frac{q_{evap}}{(T_{p,i} - T_{sat}) A_{evap}} \quad (23)$$

Note que na equação (23) o único dado que impede a resolução é a temperatura interna da parede do termossifão. Segundo Incropera *et al.* (2011), essa temperatura pode ser obtida pela lei de *Fourier* aplicada a sistemas cilíndricos para um problema em regime permanente sem geração:

$$q_{evap} = \frac{2\pi L_e k_{vidro} (T_{p,i} - T_{p,e})}{\ln(d_e / d_i)} \quad (24)$$

onde,  $L_e$  corresponde ao comprimento do evaporador,  $k_{vidro}$  é a condutividade térmica do vidro, material que o termossifão é feito e  $d_e$  e  $d_i$  referem-se respectivamente ao diâmetro externo e interno do tubo.

Rearranjando a equação 24, pode-se estimar a temperatura interna de parede:

$$T_{p,i} = T_{p,e} + \frac{\ln(d_e / d_i)}{2\pi k_{vidro} L_e} q_{evap} \quad (25)$$

### 3.4.2. Correlações para o Coeficiente de Transferência de Calor por Ebulição

Para o cálculo do coeficiente convectivo de transferência de calor bifásico teórico na região de convecção natural, será utilizado o modelo de Rohsenow (1952) proposto na seção 2.4 e o modelo dos circuitos térmicos, utilizando-se apenas a equação referente à  $R_3$ , conseqüentemente, as equações 9 a 13 serão utilizadas. Manipulando-se a equação 9 e substituindo na equação 23 tem-se:

$$\bar{h}_{BF} = \frac{1}{R_3 A_{evap}} = \frac{1}{[R_{3p} F + R_{3f} (1-F)] A_{evap}} = \frac{q_{evap}}{(T_{p,i} - T_{sat}) A_{evap}} \quad (26)$$

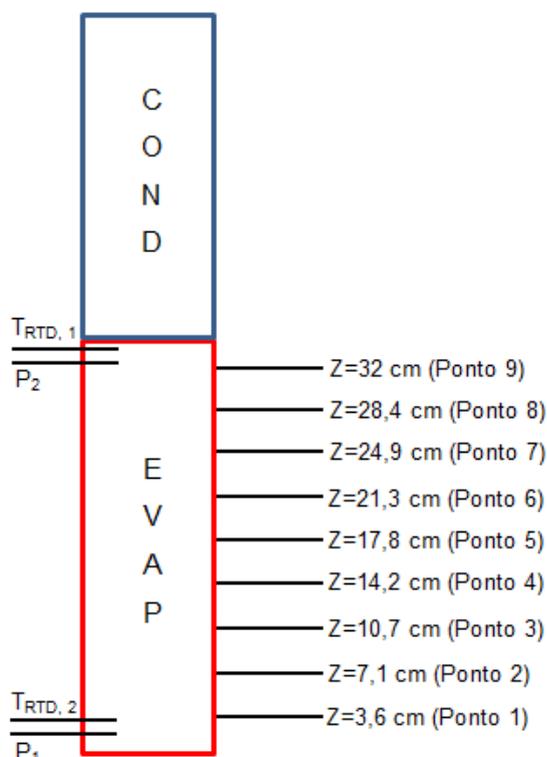
## 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 4.1. Introdução

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos através dos experimentos realizados na bancada descrita no Capítulo 3 e as análises dos mesmos. Os dados tratados foram obtidos a partir das potências de 60, 70, 80, 90 e 100 W. Além disso, as propriedades utilizadas são oriundas do *software EES®* e das medições dos sensores que forneciam a temperatura de saturação e pressão interna a cada instante. Outro dado importante é a condutividade térmica do vidro, a qual foi tomada do Incropera *et. al* (2011).

### 4.2. Resultados Experimentais

Primeiramente antes de se iniciar a análise, vale à pena fazer um esquema da posição dos termopares, termoresistores e transdutores de pressão ao longo do comprimento do termossifão, conforme Figura 14.

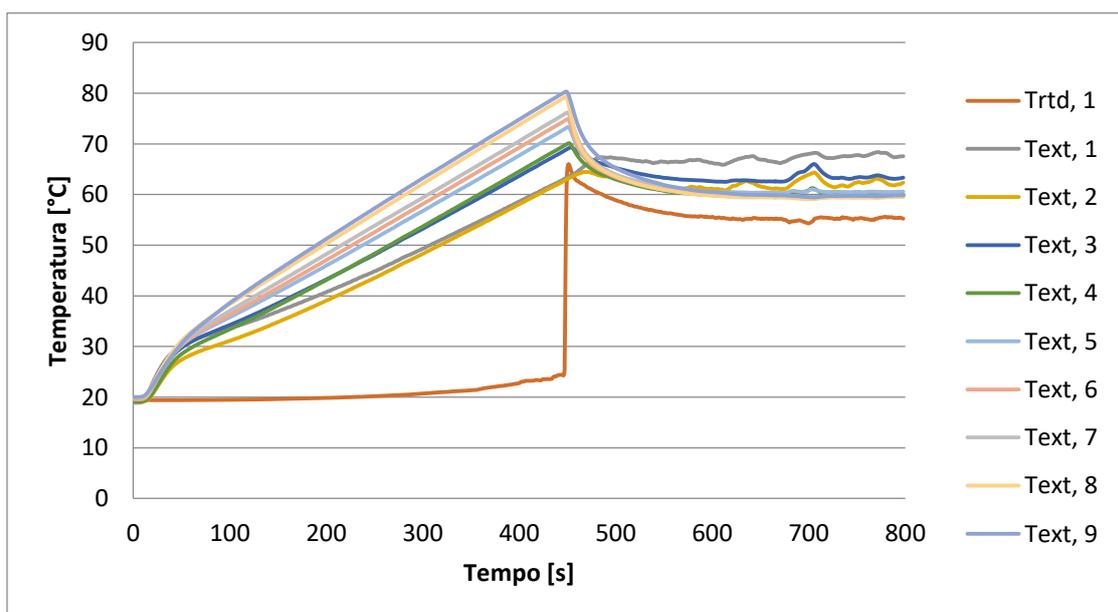


**Figura 14 - Esquema de posicionamento dos sensores**  
Fonte: autoria própria.

No esquema, os nove termopares estão igualmente espaçados ao longo do comprimento do evaporador e fixados na parede externa do termossifão.  $T_{RTD,1}$  e  $T_{RTD,2}$  correspondem aos termoresistores de platina, sendo que aquele é responsável por medir a temperatura de saturação ao final do evaporador e este é responsável por medir a temperatura fluido na parte inferior do evaporador.  $P_1$  e  $P_2$  correspondem aos transdutores de pressão, os quais são utilizados para medir as pressões internas na parte inferior e superior do termossifão.

Para a análise dos dados foi plotado um gráfico da variação da temperatura externa da parede do termossifão juntamente com a temperatura de saturação em função do tempo para cada potência. Então, toda análise foi realizada a partir do trecho em que se possui um regime estável. No caso da Figura 15, esse trecho está entre 600 e 800 segundos.

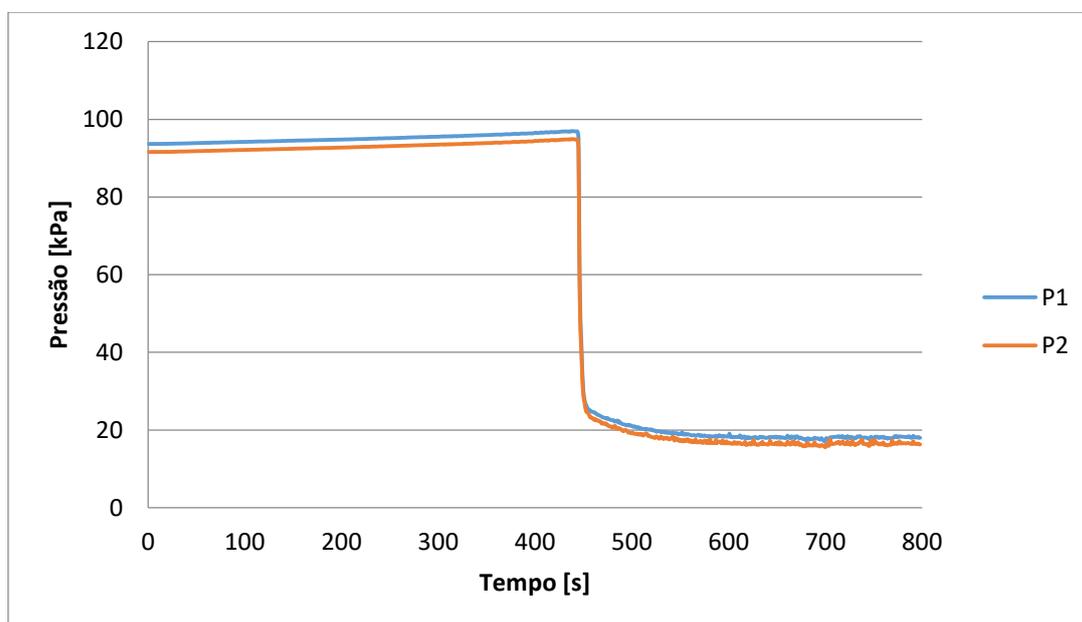
Antes de entrar na análise do gráfico, vale a pena um esclarecimento a cerca das legendas utilizadas nos gráficos a seguir. A estrutura é a seguinte:  $T_{\text{índice, ponto}}$ , onde o índice está relacionado à posição do termopar externo (ext) ou interno (int) e o ponto corresponde à altura do termopar, sendo que, 1 corresponde ao termopar fixado em  $z=3,6$  centímetros e 9 corresponde ao termopar fixado em  $z=32$  centímetros.



**Figura 15 - Temperaturas externas versus tempo para potência de 100 W.**  
Fonte: autoria própria.

Na Figura 15, pode-se observar a queda das temperaturas no instante de tempo em que a bomba de vácuo é ligada, aproximadamente 450 segundos. Nesse instante começa o fenômeno da ebulição no interior do termossifão de vidro.

Após avaliar o comportamento da temperatura com o tempo, o próximo passo foi analisar a variação da pressão interna com o tempo, como pode ser observado na Figura 16.

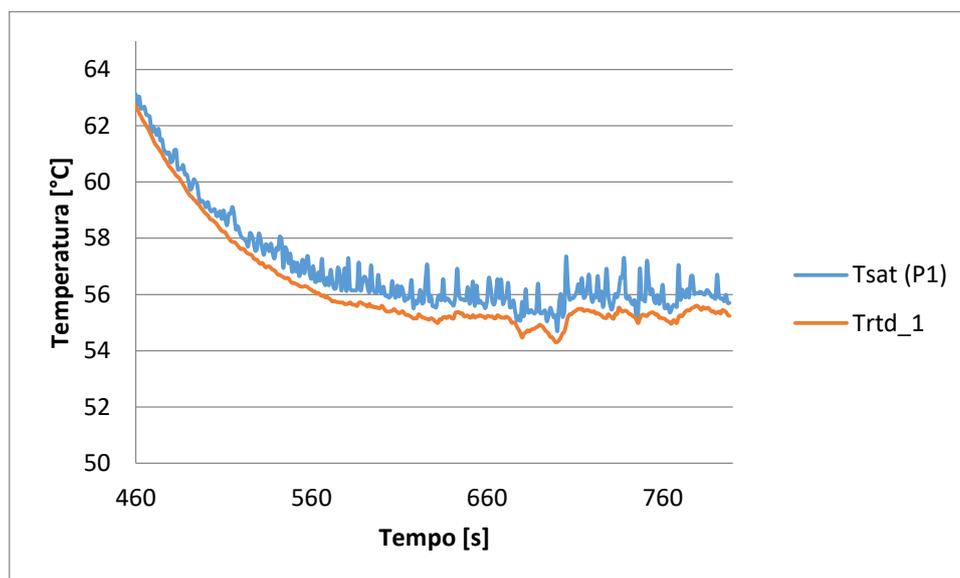


**Figura 16 - Pressões versus tempo para a potência de 100 W.**  
Fonte: autoria própria.

Observando-se a Figura 16 pode-se notar de maneira mais direta quando a bomba de vácuo é ligada. Por volta dos 450 segundos de experimento a pressão que estava em torno de 90 kPa cai abruptamente para perto de 20 kPa e se mantém com pouca variação até o final do experimento. Além disso, a pequena diferença entre  $P_1$  e  $P_2$  se deve ao fato de que  $P_1$  se encontra na parte inferior do termossifão, logo possui uma pressão ligeiramente maior devido à presença da coluna de fluido acima de seu ponto de localização.

Com a finalidade de minimizar os erros de medição, foi plotado um gráfico da temperatura de saturação denominado de  $T_{RTD,1}$  e a temperatura de

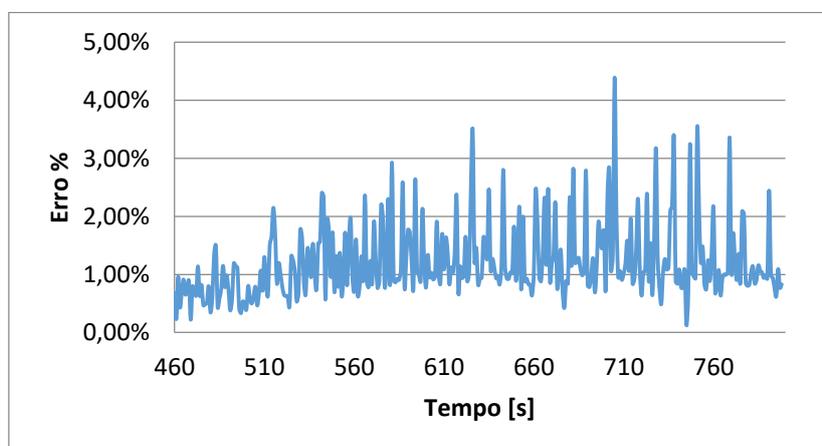
saturação obtida a partir da pressão, denominado de  $T_{\text{sat}} (P_1)$ , conforme Figura 17.



**Figura 17 - Temperaturas de saturação versus tempo para a potência de 100 W.**

Fonte: autoria própria.

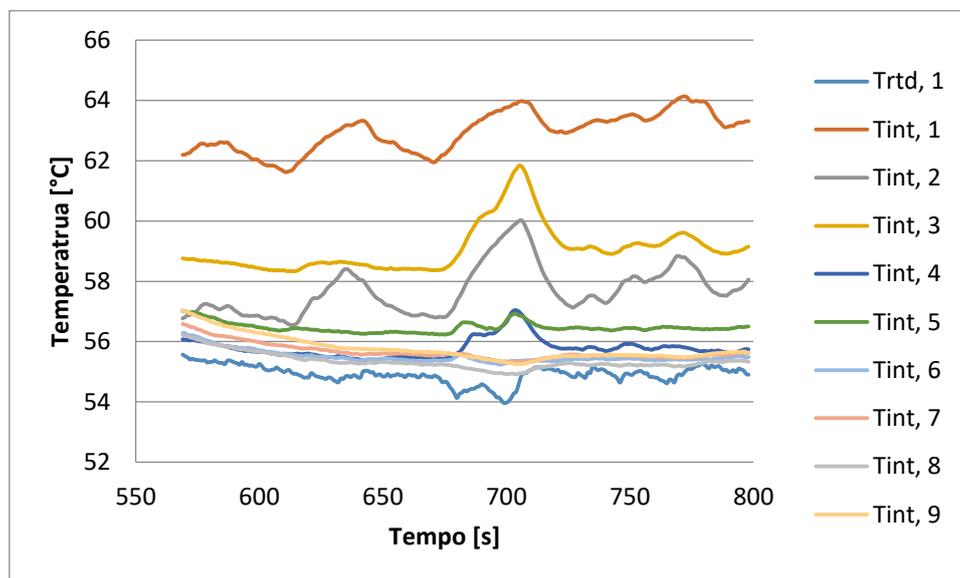
Fazendo uma análise na Figura 17, contata-se que há uma diferença entre as duas medições. Com a finalidade de se observar melhor a discrepância entre os valores, elaborou-se um gráfico da variação do erro do termoresistor versus tempo, conforme a Figura 18. O valor máximo do erro foi de 4,4%, portanto os dados obtidos a partir do termoresistor  $T_{\text{RTD},1}$  são confiáveis.



**Figura 18 - Erro do termoresistor versus tempo.**

Fonte: autoria própria.

O comportamento das temperaturas internas e externas é muito parecido, por isso na Figura 19 foi plotado apenas a região de interesse.



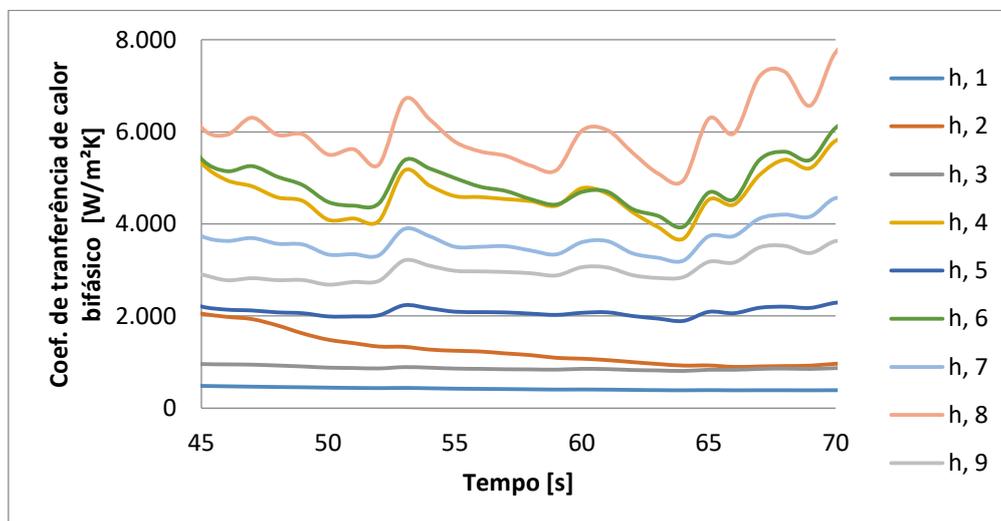
**Figura 19 - Temperaturas internas versus tempo para a potência de 100 W.**  
Fonte: autoria própria.

Ao examinar a Figura 19, o primeiro fato a se notar é que, salvo os pontos 1 a 3 que estão bem segmentados, os demais pontos estão muito próximos e se intersectam em certos instantes de tempo, isso é resultado dos fenômenos que ocorrem dentro do termossifão. Adicionalmente, os pontos 8 e 9 possuem grande proximidade com a temperatura de saturação, conseqüentemente, pela estrutura da equação 21, espera-se que os maiores coeficientes convectivos pertençam a essas regiões.

Os resultados para os coeficientes de transferência de calor obtidos a partir das equações descritas no Capítulo 3 são apresentados em função do tempo na Figura 20. Pela relação de dependência das variáveis da equação 2, pode-se notar que o coeficiente de transferência de calor bifásico depende da temperatura interna e da temperatura de saturação. Isso explica a desordem quando se tenta organizá-lo com relação à altura do termossifão, sendo que para uma mesma potência aplicada, a magnitude do mesmo segue a ordem inversa do excesso de temperatura.

Além disso, a curva de ebulição apresentada na Figura 6, não se aplica para os fenômenos em termossifões, pois nota-se um comportamento

discordante ao se compará-la com os resultados experimentais. Nos experimentos realizados, o fluxo de calor proveniente da maior potência não ultrapassa  $3300 \text{ W/m}^2\text{K}$ , quando se analisa o ponto 8, nota-se que ele possui o maior coeficiente convectivo de transferência de calor, para este caso o excesso de temperatura médio corresponde à aproximadamente  $0,5^\circ\text{C}$ , pela curva de ebulição, esta região estaria enquadrada no regime de convecção natural. Porém, não é o que ocorre na prática, nesse ponto tem-se o fenômeno de ebulição ocorrendo de maneira bem desenvolvida, inclusive com a formação de bolsões de vapor (*slugs*). Adicionalmente, sua magnitude não se enquadra no regime de convecção natural.

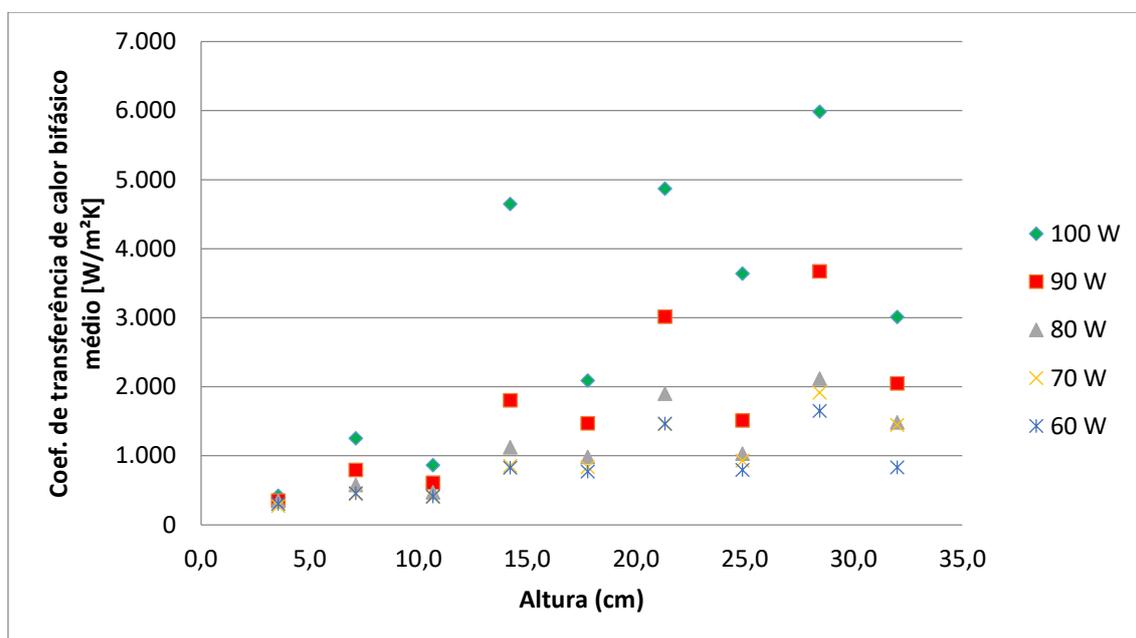


**Figura 20 - Coeficiente de transferência de calor local versus Tempo para a potência de 100 W.**  
Fonte: autoria própria

Se for analisado o ponto mais inferior do termossifão (ponto 1), o qual possui um excesso de temperatura de aproximadamente  $9^\circ\text{C}$  e tomando como base o mesmo fluxo aplicado, o referido ponto estaria na região de nucleação de bolhas, porém assim como o ponto 8, não é o que acontece. Esse desacordo entre teoria e prática se deve à forma de experimento utilizada para se obter a curva da ebulição, a qual foi descrita no Capítulo 2. Ou seja, apesar da ebulição estar presente em ambos os casos, no caso do termossifão, há a presença de escoamento vertical, com a mistura do escoamento ascendente proveniente do evaporador, e escoamento descendente oriundo do condensador, todas essas circunstâncias não estão presentes no experimento

de Nukiyama. Porém se a Figura 8 for analisada novamente, nota-se uma semelhança muito maior com os fenômenos que ocorrem no termossifão, sendo que a única diferença se deve ao fato de que não há fluido retornando da parte superior do tubo para a parte inferior.

Devido ao fato de que os gráficos plotados até o momento seguem a mesma tendência para as demais potências, todos os resultados foram compilados e plotados em função da altura para efeito de comparação, conforme a Figura 21.



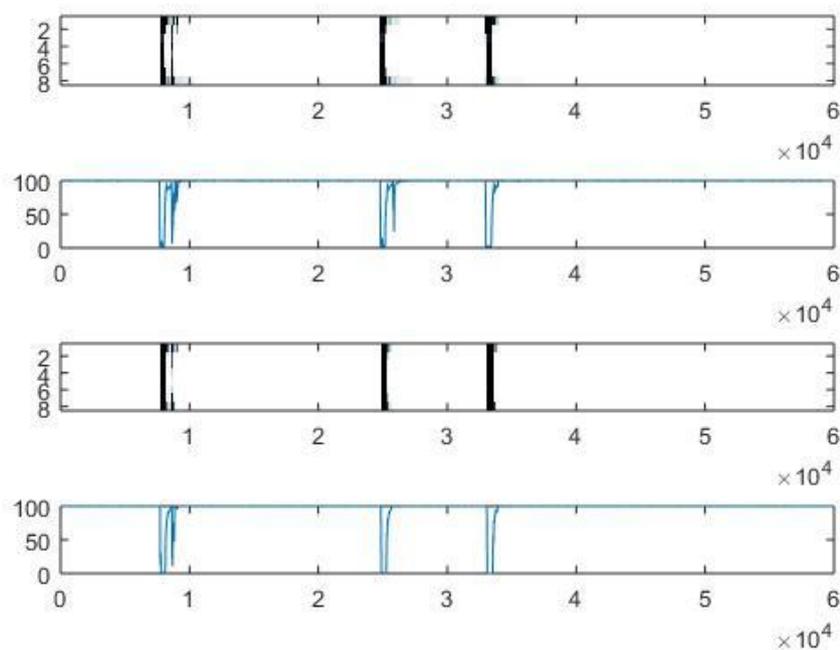
**Figura 21 - Coeficiente de transferência de calor médio versus altura para várias potências.**  
Fonte: autoria própria

Na Figura 21, pode-se verificar que há resultados parecidos para todas as potências, até aproximadamente 10 centímetros. A partir desse ponto, e para a potência de 100 W, o coeficiente de transferência de calor bifásico médio possui valores extremamente altos em relação às demais potências. Adicionalmente, nota-se que o perfil de crescimento e decréscimo dos pontos se mantém para todas as potências.

### 4.3. Resultados do Sensor Eletrônico de Malha Capacitiva

Para o tratamento dos dados do sensor de malha capacitiva foi utilizado o código implementado no *software Matlab®*, que foi desenvolvido pela equipe técnica do NUEM (Núcleo de Escoamento Multifásico da UTFPR).

A partir do código o programa gerou a reconstrução da imagem do escoamento bifásico e também um gráfico da fração de vazio ao longo do tempo. A Figura 22 corresponde a um intervalo de 60 segundos do experimento de 100 W, durante o período em que se possui o regime estável.



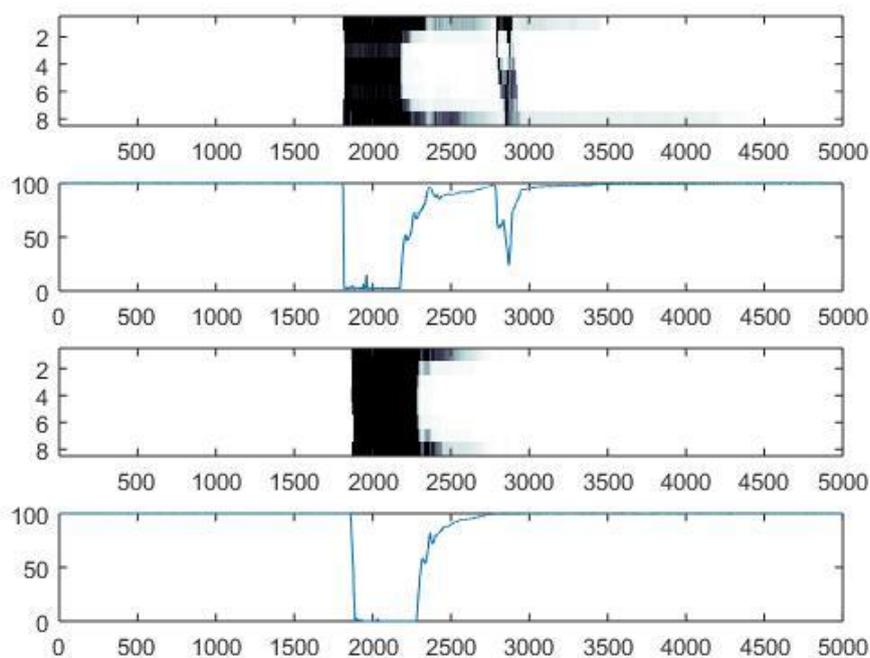
**Figura 22 - Reconstrução da imagem do escoamento e gráfico da variação da fração de vazio para uma potência de 100 W.**

Fonte: autoria própria.

O primeiro par de imagens corresponde ao sensor que está localizado na saída do evaporador e o segundo par de imagens corresponde ao sensor que está localizado logo acima do primeiro. No primeiro gráfico, a unidade do eixo horizontal, a qual corresponde ao tempo está em frames, ou seja, para se obter o tempo em segundos basta dividir por mil. Já para o eixo vertical, tem-se a porcentagem de líquido em relação ao todo, comumente chamada de fração de vazio. Em 100% há a passagem de fluido na fase gasosa e em 0% há somente a passagem de líquido.

Analisando a Figura 22, na primeira imagem, próximo aos 10 segundos há a passagem de uma bolha. Essa passagem é caracterizada pelo comportamento do gráfico da fração de vazio, logo abaixo da primeira imagem, onde há uma queda de 100% para praticamente 0% seguida de uma oscilação. Nota-se também que após um curto instante de tempo a bolha passa pelo sensor mais acima, porém seu comportamento é um pouco diferente. Isso é consequência do sensor ser intrusivo, fazendo com que haja uma pequena deformação na bolha.

Para esse intervalo analisado a fração de vazio média corresponde a 96,97%. Após essa análise, o intervalo de tempo foi delimitado entre 23 e 28 segundos, com a finalidade de gerar uma imagem mais ampliada e detalhada, como pode ser observado na Figura 23.



**Figura 23 – Ampliação da Figura 23 no instante de tempo de 23 a 28 segundos.**

Fonte: autoria própria.

Na Figura 23 pode-se reparar com mais facilidade o instante em que ocorre a passagem da bolha pelo sensor e é possível vislumbrar com maior riqueza de detalhes a variação da fração de vazio. Há uma maior clareza com relação à deformação gerada na bolha ao passar da malha do primeiro para a

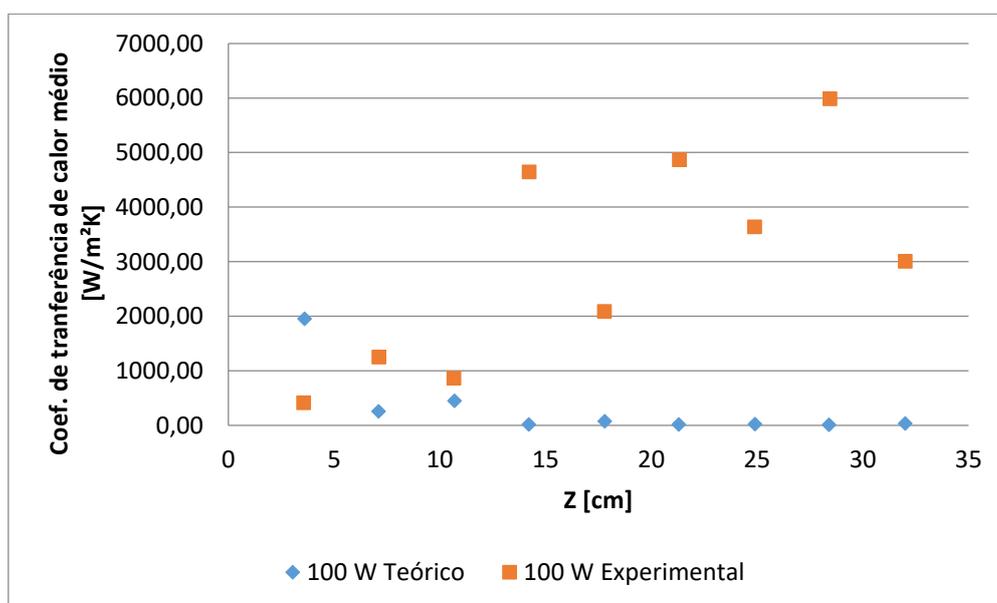
malha do segundo sensor. Para esse trecho analisado a fração de vazio média foi de 89,21%.

#### 4.4. Comparação dos Resultados Teóricos e Experimentais

##### 4.4.1. Modelo de Rohsenow

Utilizando a Equação 2a, o coeficiente de transferência de calor médio foi calculado para cada altura e para uma potência aplicada de 100 W, e os resultados podem ser observados na Figura 24.

Analisando o gráfico da Figura 24, é notável a discrepância entre o modelo de Rohsenow e os resultados obtidos nos experimentos. A tendência dos pontos com relação à altura possui um perfil descendente, isso se deve à natureza da Equação 2a. Nesta equação, tem-se o termo do excesso de temperatura, quanto menor esse termo, uma vez que ele está sendo elevado ao cubo, menor será o coeficiente de transferência de calor. Esse fato explica o perfil de decrescimento do coeficiente de transferência de calor, visto que de uma maneira geral quanto maior a altura do termossifão, menor é seu excesso de temperatura (conforme Figura 21).



**Figura 244 - Gráfico do coeficiente de transferência de calor médio versus altura para o modelo de Rohsenow.**

Fonte: autoria própria

Outro fato que torna esta correlação imprecisa, é a aproximação do coeficiente tabelado  $C_{s,f}$ . Nesta tabela, não há nenhuma relação entre o material do termossifão, que neste caso é o vidro, e o fluido interno que é a água. Então para os cálculos acima, foi utilizado o coeficiente de cobre-água.

#### 4.4.2. Modelo das Resistências Térmicas no Evaporador

Conforme o modelo das resistências térmicas no evaporador, equações 9 a 14, o coeficiente de transferência de calor médio foi calculado para todas as potências. O resultado pode ser observado na Tabela 1.

**Tabela 1 – Coeficiente de transferência de calor para o regime de ebulição em piscina.**

Potência	Resultado Teórico [W/m <sup>2</sup> K]	Resultado Experimental [W/m <sup>2</sup> K]
100 W	7281	3009
90 W	6942	2045
80 W	6564	1483
70 W	6147	1444
60 W	5935	831

O modelo das resistências térmicas calcula o coeficiente de transferência de calor como um todo na região do evaporador. Os resultados são apresentados apenas para o caso do regime de ebulição em piscina, pois ao analisar a equação 9, nota-se que para uma razão de preenchimento igual a 1 o termo correspondente a ebulição em filme se torna nulo.

Além disso, devido à estrutura do equacionamento, não há a presença de termos, como por exemplo, temperatura interna da parede, todas as propriedades são obtidas a partir da temperatura de saturação do fluido. Por esse motivo, os resultados não foram plotados em função da altura do termossifão.

O modelo das resistências térmicas seguiu a mesma característica de decréscimo dos resultados experimentais, devido à diminuição da potência aplicada. Adicionalmente, ao se comparar os resultados experimentais para todas as potências com os resultados teóricos, há uma divergência. Os valores encontrados experimentalmente para o coeficiente de transferência de calor no

final do evaporador variam de 831 a 3009 W/m<sup>2</sup>K conforme a Figura 23. Sendo assim, o modelo das resistências possui uma precisão maior se comparado com o modelo de Rohsenow, porém há a necessidade de um aperfeiçoamento.

## 5. CONCLUSÕES

No presente trabalho foi apresentada uma metodologia experimental para a obtenção do coeficiente de transferência de calor por ebulição em um evaporador de um termossifão de vidro. Para isso foi feita uma breve explicação dos modos de ebulição, depois foi realizada uma revisão bibliográfica das correlações utilizadas até o momento para esse tipo de regime.

Após essa etapa foram realizados testes e a partir dos resultados obtidos houve uma comparação entre teoria e prática. Segundo a análise, o modelo de Rohsenow se mostrou bem distante da realidade, uma vez que algumas aproximações foram utilizadas e também devido à sensibilidade inerente a este modelo matemático. Porém o modelo das resistências térmicas obteve um pouco mais de sucesso, sendo que, para este pode ser proposto um aperfeiçoamento, visto que seus resultados ainda estão distantes da realidade. Além disso, a curva de Nukiyama não se aplica ao estudo de fenômenos dentro de termossifões por ser obtida a partir de outro tipo de sistema.

As diferenças constatadas na análise feita no presente trabalho são plausíveis, uma vez que a modelagem de escoamentos bifásicos é extremamente complexa. Além disso, o estudo de termossifões e seus regimes de escoamento é um tema relativamente novo, conseqüentemente as informações que se tem são restritas, aumentando o grau de complexidade do estudo.

Outro fator que afetou a execução do presente trabalho foi o cronograma acadêmico, pois quando se trabalha com experimentos, imprevistos ocorrem e fatos novos surgem, fazendo com que houvesse a necessidade de refazer os experimentos. Por este motivo, o sensor de malha capacitiva não foi explorado como deveria.

Por fim, justifica-se a realização de novos estudos que explorem os recursos oferecidos pelo sensor de malha capacitiva, dessa maneira os regimes de escoamento presentes em termossifões podem ser melhor compreendidos. Conseqüentemente, a obtenção de uma correlação aplicada a este tipo de sistema para mensurar o coeficiente de transferência de calor pode ser facilitada.

Como sugestão para trabalhos futuros, após todo o conhecimento adquirido por todas as pessoas envolvidas na execução dos experimentos, pode-se aprimorar a utilização do sensor eletrônico de malha capacitiva, e aproveitar os dados obtidos a partir dele para testar novos modelos matemáticos, que não foram utilizados no presente trabalho, como por exemplo, o modelo de Kandlikar (1990).

Outra opção seria um aprimoramento das correlações existentes, modificando-as para o caso específico do uso em termossifões no caso do modelo de Rohsenow. Além disso, pode haver um aperfeiçoamento do modelo das resistências térmicas.

A última sugestão é elaborar uma nova correlação que consiga englobar os fenômenos ocorridos nesse tipo de escoamento de uma maneira mais precisa e também trabalhar na obtenção de uma curva de ebulição específica para os termossifões.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ATLAS BRASILEIRO DE ENERGIA SOLAR GANHA NOVA EDIÇÃO APÓS DEZ ANOS SEGUNDO INPE.COM.BR. Disponível em: <<http://www.inpe.br/informativo/08/nota03>>. Acesso em 27 de mai. 2018

BARDDAL, C. A., DAVIES, R. M., SANTOS, E. N., SANTOS, P. H. D., SILVA, M. J., SOUZA, D. O., Experimental Study of Boiling Phenomenon in the Evaporator of a Glass Thermosyphon, ENCIT 2018.

DAVIES, R. M., SANTOS, P. H. D., SOUZA, D. O., Development of na Experimental Methodology of Boiling Phenomenon in the Evaporator Of a Glass Thermosyphon, COBEM, 2017

DA COSTA, R. C., PRATES, C. P. T., O Papel das Fontes Renováveis de Energia Solar no Desenvolvimento do Setor Energético e as Barreiras à sua Penetração no Mercado. BNDES, 2005.

DOS SANTOS, E. N., Development and application of wire-mesh sensors for high-speed multiphase flow imaging. 205 p. Doctoral Thesis – Graduate Program in Electrical and Computer Engineering (CPGEI), Federal University of Technology – Paraná (UTFPR). Curitiba, 2015.

EL-GENK, M. S., SABER, H. H., Heat Transfer Correlations for Small, Uniformly Heated Liquid Pools. 1997

GNIELINSKI, V., Int. Chem. Eng., 16, 359, 1976

GROLL, M., RÖSLER, S., Operation Principles and Performance of Heat Pipes and Closed Two-Phase Thermosyphons, Journal of Non-Equilibrium Thermodynamics, 17, 91–151 (1992).

HOLMAN, J.P., Experimental Methods For Engineers, 8 ed. McGraw-Hill, 2012.

HOLETZ, M. G., Análise experimental dos limites operacionais de um termossifão para aplicações em coletores solares. 2014. 71 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2014.

IMURA, H., KOZAI, H., SASAGUCHI, K., Critical Heat Flux in a Closed Two-Phase Thermosyphon. 1983

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 6 ed. John Wiley & Sons, Inc., 2003.

KANDLIKAR, S. G., Heat Transfer, 112, 219, 1990

KANDLIKAR, S. G., NARIAI, H., *apud*: KANDLIKAR, S. G., SHOJI, M., DHIR, K., Handbook of phase change: Boiling and Condensation, Cap. 15, Taylor & Francis, New York, 1999

KIKUCHI, K., SHIRAISHI, M., YAMANISHI, T., Investigation of Heat Transfer Characteristics of a Two-Phase Closed Thermosyfon. 1981

KUTATELATZE, S. S., Heat Transfer in Condensation and Boiling. AEC-tr-3770, p. 129, 1959.

MANTELLI, M. B. H., Thermosyphon Technology for Industrial Applications. Chapter 11 of Heat Pipes and Solid Sorption Transformations Fundamentals and Practical Applications, 1. ed, L. L. Vasiliev and Sadik Kaka, Taylor & Francis, 2013.

MARQUARDT, L. D. S., BORGES, V. Y. S., Desenvolvimento de um coletor solar assistido por termossifões. 2015. 88f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2015.

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

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

SAHA, P., ZUBER, N. Point of net vapor generation and vapor void fraction in subcooled boiling, Proceedings of Fifth International Heat Transfer Conference, Vol. 4, pp175-179, 1974.

## APÊNDICE A – PROCESSO DE CALIBRAÇÃO E CÁLCULO DAS INCERTEZAS.

Para a calibração dos sensores, foi utilizado um banho de água quente com temperatura constante, um termômetro de mercúrio calibrado pela empresa Incoterm e todos os termopares, termoresistores e transdutores de pressão.

A calibração se deu da seguinte forma: cada sensor foi submetido a quatro temperaturas diferentes, as quais foram utilizadas para calibrar o termômetro. Em cada procedimento, esperava-se a temperatura se estabilizar e então os dados medidos foram tratados com o auxílio de ferramentas do *software Excel®*, tais como: dispersão, linha de tendência, cálculo do  $R^2$ , equação da curva, entre outros. Após a obtenção desses dados, os sensores foram calibrados no *software* da Agilent.

O próximo passo foi o cálculo das incertezas, onde foi utilizada a Equação 25, onde ela foi derivada em relação à  $T_{p,e}$ ,  $d_e$ ,  $d_i$ ,  $q_{aplicado}$ ,  $L_e$ . É importante ressaltar que, para a condutividade térmica do vidro, não foi atribuído nenhum tipo de incerteza, uma vez que se utilizou o valor absoluto conforme Incropera *et. al* (2011). Depois de se obter a equação das derivadas, foram substituídos os valores absolutos das grandezas em questão, com o objetivo de se atingir um valor final. Em seguida, foi realizado o cálculo da propagação das incertezas em relação à temperatura interna da parede conforme a seguinte equação:

$$W_{TP,I} = \sqrt{\left(\frac{dT_{P,I}}{dT_{P,E}} W_{TP,E}\right)^2 + \left(\frac{dT_{P,I}}{dD_E} W_{D,E}\right)^2 + \left(\frac{dT_{P,I}}{dq_{aplicado}} W_{qaplicado}\right)^2 + \left(\frac{dT_{P,I}}{dL_E} W_E\right)^2} \quad (27)$$

Sendo que, os termos  $W_{índice}$  correspondem às incertezas de cada equipamento utilizado (termopar, fonte de potência, paquímetro, entre outros) para realizar a medição ou o experimento. Esse tipo de incerteza pode ser encontrado nos manuais dos fabricantes. Finalmente, após o cálculo da propagação das incertezas foram obtidos os seguintes resultados para cada ponto:

Tabela 2 – Resultado da propagação das incertezas para cada termopar.

Ponto	WTp,i
Tint,1	0,374
Tint,2	0,328
Tint,3	0,393
Tint,4	0,356
Tint,5	0,488
Tint,6	0,412
Tint,7	0,412
Tint,8	0,421
Tint,9	0,384