

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA

CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

CAROLINE REZENDE MACHADO

FERNANDA ANSCHAU DOMINGUES CABRAL

**METODOLOGIA DE ANÁLISE NUMÉRICA DO PROCESSO DE  
EBULIÇÃO EM PISCINA NO EVAPORADOR DE UM TERMOSSIFÃO  
FECHADO**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CURITIBA

2017

CAROLINE REZENDE MACHADO  
FERNANDA ANSCHAU DOMINGUES CABRAL

**METODOLOGIA DE ANÁLISE NUMÉRICA DO PROCESSO DE  
EBULIÇÃO EM PISCINA NO EVAPORADOR DE UM TERMOSSIFÃO  
FECHADO**

Monografia de 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

2017

## **TERMO DE ENCAMINHAMENTO**

Venho, por meio deste termo, encaminhar para apresentação a Proposta do Projeto de Pesquisa “METODOLOGIA DE ANÁLISE NUMÉRICA DO PROCESSO DE EBULIÇÃO EM PISCINA NO EVAPORADOR DE UM TERMOSSIFÃO FECHADO”, realizada pelas alunas Caroline Rezende Machado e Fernanda Anschau Domingues Cabral, 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.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Henrique Dias dos Santos  
UTFPR - DAMEC

Curitiba, 12 de junho de 2017.

## **TERMO DE APROVAÇÃO**

Por meio deste termo, aprovamos a Proposta de Projeto de Pesquisa “METODOLOGIA DE ANÁLISE NUMÉRICA DO PROCESSO DE EBULIÇÃO EM PISCINA NO EVAPORADOR DE UM TERMOSSIFÃO FECHADO”, realizada pelas alunas Caroline Rezende Machado e Fernanda Anschau Domingues Cabral, 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. Dr. Silvio Luiz de Mello Junqueira  
DAMEC, UTFPR  
Avaliador

Prof. Dr. Rigoberto Eleazar Melgarejo Morales  
DAMEC, UTFPR  
Avaliador

Curitiba, 20 de junho de 2017

## AGRADECIMENTOS

### Caroline Rezende Machado

Agradeço a Deus, por ser meu guia, que iluminou o meu caminho durante esta caminhada, dando-me foco, forças e coragem.

Aos meus pais, *Regina Célia Bueno Rezende Machado* e *Anderson Eder Machado*, por acreditarem em mim e pelo seu amor incondicional. Mãe, seu cuidado, apoio, preocupação e dedicação me deram a força e esperança que eu precisava para seguir. Pai, seu apoio me proporcionou a segurança e confiança que eu precisava para superar os obstáculos.

À minha irmã, *Ivana Rezende Machado* que, mesmo estando longe, me deu todo apoio e incentivo para finalizar este trabalho.

À minha amiga e também autora deste trabalho, *Fernanda Anschau Domingues Cabral*, por ter sido essencial nessa conquista e ter transformado o desenvolvimento de um TCC muito mais divertido. Fernanda, você me ensinou que bons amigos são a família que Deus nos permitiu escolher, e serei eternamente grata por sua amizade.

Aos meus amigos, colegas que fizeram parte da minha formação, pela dose diária de humor e incentivo que me motivaram a seguir neste caminho por todo este tempo.

Ao meu orientador, *Paulo Henrique Dias dos Santos*, pelo convívio, apoio, compreensão e todo o suporte no desenvolvimento deste trabalho. Eu posso dizer que minha formação, inclusive pessoal, não teria sido a mesma sem você.

Aos membros desta banca, *Silvio Luiz de Mello Junqueira* e *Rigoberto Eleazar Melgarejo Morales*, pelo todo suporte e se fazerem disponível para a avaliação deste trabalho, além de terem contribuído no meu favoritismo pela área de térmicas na minha vida acadêmica.

À UTFPR e seu corpo docente, direção e administração, que oportunizaram o meu desenvolvimento profissional, oferecendo um excelente ambiente aos seus alunos e educação de qualidade.

## AGRADECIMENTOS

### **Fernanda Anschau Domingues Cabral**

Agradeço a Deus por ter sido minha luz durante esta jornada, me dando coragem, força e inspiração para continuar seguindo em frente.

Dedico especial agradecimento aos meus pais, pelo amor, carinho e compreensão que me transmitiram segurança para enfrentar as dificuldades. Obrigada pelo exemplo de força e coragem que fizeram com que nunca desistisse dos meus sonhos.

Á minha irmã, *Larissa Anschau Domingues Cabral*, pelo apoio incondicional, pelo conforto nas horas mais difíceis, pelos melhores conselhos e por todo o carinho. Obrigada por espalhar cores quando a vida parecia preto e branco, obrigada por todos os “Vamos?” que me fizeram sair da rotina, obrigada por toda sintonia e parceria.

Á minha avó, *Silvia*, pelo incentivo e conselhos dados. Obrigada por todo o apoio, por todo o carinho, xicaras de chá e por toda a alegria que você me traz a cada domingo.

Ao meu namorado *Gustavo dos Santos Chaves* por atravessar esse período da graduação ao meu lado. Não foram poucos os momentos de lazer que foram sacrificados para que eu pudesse me dedicar aos estudos. Obrigada por ter sido meu companheiro, melhor amigo, meu porto seguro e por todas as pequenas maravilhas que você trouxe para minha vida. Você faz todo esse esforço ter um propósito que valha a pena ser alcançado.

Á minha amiga e também autora deste trabalho, *Caroline Rezende Machado*, por todo o companheirismo durante a graduação. Conhecer você foi uma das melhores coisas que me aconteceu durante este período. Muito obrigada por todo o carinho, parceria e dedicação.

Aos demais amigos e familiares que me apoiaram durante esta jornada. Obrigada por cada alegria compartilhada e palavras de incentivo que me mantiveram motivada durante esta jornada.

Ao nosso orientador, Professor *Paulo Henrique Dias dos Santos*, pela atenção, pela disponibilidade, paciência e ajuda que tornaram esse trabalho possível.

Á Universidade Tecnológica Federal do Paraná pela oportunidade de cursar minha graduação em Engenharia Mecânica e por me proporcionar toda a estrutura e base de conhecimentos para que a conclusão deste TCC se tornasse possível.

*We keep moving forward, opening up new doors and doing new things,  
because we are curious ....  
...and curiosity keeps leading us down new paths.*

Nós continuamos avançando, abrindo novas portas e fazendo coisas novas,  
porque nós somos curiosos....  
...e a curiosidade nos leva a novos caminhos.

Walt Disney

## RESUMO

MACHADO, Caroline Rezende; CABRAL, Fernanda Anschau Domingues. **Metodologia De Análise Numérica do Processo de Ebulição em Piscina no Evaporador de um Termossifão Fechado**. 2017. 142 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2017.

Os termossifões apresentam um grande potencial em aplicações sustentáveis, tanto industrial como doméstica, devido a sua alta eficiência no transporte de energia em forma de calor. Para seu dimensionamento, um dos parâmetros a serem determinados é o coeficiente de convecção do escoamento bifásico que ocorre dentro da região do evaporador. A obtenção deste parâmetro de transferência de calor é de alta complexidade, por tratar-se de um escoamento que apresenta mudança de fase e pode operar em diversos regimes e, por isso, há uma precariedade de correlações na literatura. Este trabalho tem como objetivo desenvolver uma metodologia de análise numérica do processo de ebulição em piscina para o evaporador de um termossifão fechado. As equações de conservação foram resolvidas utilizando o *software* ANSYS/FLUENT, através do método dos volumes finitos. Para a captura da frente de evaporação, utilizou-se o método do Volume de Fluidos (VOF) juntamente com uma função definida pelo usuário (UDF) para a modelagem do regime de ebulição em piscina, onde se definiu os parâmetros do modelo de evaporação-condensação de Lee baseado em um estudo de sua influência. Para a determinação do coeficiente de transferência de calor bifásico no evaporador do termossifão, foram calculados os coeficientes convectivos locais para diversos pontos através da Lei de Resfriamento de Newton, e o coeficiente convectivo médio através da obtenção da temperatura média na superfície do evaporador. Estes valores foram comparados com correlação disponível na literatura. Os resultados obtidos neste trabalho mostram que a modelagem adotada é adequada ao problema proposto. Os dados numéricos obtidos nesse trabalho, bem como a metodologia proposta, podem alimentar posteriores estudos para obtenção de correlações para estimar o coeficiente de transferência de calor por convecção dentro do evaporador do termossifão.

**Palavras-chave:** análise numérica, ebulição em piscina, termossifão.



## ABSTRACT

MACHADO, Caroline Rezende; CABRAL, Fernanda Anschau Domingues. **Methodology of Numerical Analysis of the Pool Boiling Process in a Closed Thermosyphon Evaporator**. 2017. 142 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2017.

Thermosyphons are devices with great potential in industrial and residential sustainable applications, due to their high heat transfer efficiency. For a thermosyphon's design, one of the parameters to be determined is the multiphase heat transfer coefficient of the flow in the evaporator section, which involves high complexity since it is a phase change flow and can operate in different regimes and, therefore, exists a lack of correlations in literature. The goal of this present thesis is to develop a methodology of numerical analysis of the pool boiling process in an evaporator section of a thermosyphon. The continuity equations were solved using the software ANSYS FLUENT through the finite volume method. In order to capture the evaporation process, the Volume of Fluid (VOF) method was used, such as a user-defined function (UDF) for the pool boiling regime process, where it was defined the condensation-evaporation Lee Model applied for mass transfer between phases. To determine the multiphase heat transfer coefficient in the thermosyphon evaporator, the local convective coefficients for several points were calculated through Newton's Law, and the average convective coefficient was calculated by obtaining the average temperature at the evaporator surface. Those values were compared with correlation available in the literature. The results obtained in this work show that the methodology developed is adequate for the proposed problem. The numerical data obtained in this work, as well as the proposed methodology, can feed further studies to obtain correlations to estimate the coefficient of heat transfer by convection inside the evaporator of the thermosyphon.

**Keywords:** numerical analysis, pool boiling, thermosyphon.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 Diagrama esquemático de um coletor solar assistido por termossifões.....	22
Figura 2 Temossifão que compõe o coletor solar compacto .....	23
Figura 3 Diferenças de um tubo de calor com estrutura porosa (a) e um termossifão (b) .....	26
Figura 4 Princípio de funcionamento de um termossifão.....	27
Figura 5 Limite de secagem nos termossifões.....	28
Figura 6 Fenômeno de oscilação no termossifão .....	29
Figura 7 Limite de ebulição no termossifão .....	29
Figura 8 Curva de ebulição em piscina .....	31
Figura 9 Comportamento das variáveis na convecção forçada .....	37
Figura 10 Ângulo de contato da bolha .....	38
Figura 11 Interface perturbada obtida através de análise linear da estabilidade de interface ..	39
Figura 12 Fração de volume de líquido .....	43
Figura 13 Detalhes do aparato experimental utilizado, com $AR = 11,8, 9,8$ e $7,45$ .....	46
Figura 14 Resultados obtidos para $AR = 9,8$ , em função da temperatura média e o fluxo de calor .....	47
Figura 15 Performances do termossifão para vários fluxos de entrada e razões de preenchimento .....	48
Figura 16 Malha 2D de um termossifão .....	49
Figura 17 Comparação do perfil de temperatura experimental e obtido por CFD .....	49
Figura 18 Contorno de fase de fração de volume na seção do evaporador ( $FR=0,8$ ) .....	50
Figura 19 Condições de contorno de um termossifão fechado.....	52
Figura 20 Comparação da temperatura entre experimentos e simulações em diversos valores de calor de entrada.....	53
Figura 21 Componentes do termossifão confeccionado.....	55

Figura 22 Resistência térmica, °C/W, com o termossifão operando na vertical (90°).....	56
Figura 23 Desenho esquemático da bancada experimental construída .....	57
Figura 24 Diferentes regimes de ebulição em piscina para um fluido aquecido dentro de um cilindro vertical com fluxo de calor uniformemente distribuído.....	58
Figura 25 Desenho esquemático do problema proposto.....	61
Figura 26 Características físicas do termossifão. Dimensões em [mm].....	62
Figura 27 Condições de contorno da modelagem matemática .....	66
Figura 28 Dimensões do domínio computacional .....	70
Figura 29 Volume de controle bidimensional para a discretização das equações modeladoras .....	71
Figura 30 Volume de controle utilizado para a discretização da equação de transporte.....	72
Figura 31 Volume de controle unidimensional .....	74
Figura 32 Elemento do domínio computacional.....	76
Figura 33 Taxa de formação de bolhas.....	78
Figura 34 Malha 2D do termossifão fechado .....	80
Figura 35 Frações de vapor da simulação 1 .....	83
Figura 36 Superaquecimento na seção do evaporador da simulação 1 .....	84
Figura 37 Fração de vapor no termossifão da simulação 2, com parâmetros $r_v = 100 \text{ s}^{-1}$ e $r_l = 100 \text{ s}^{-1}$ .....	84
Figura 38 Fração de vapor no termossifão das simulações 3 e 4, para $t = 2,5$ segundos .....	85
Figura 39 Fração de vapor no termossifão da simulação 5, 6 e 7, respectivamente, para $t = 2,5$ segundos .....	86
Figura 40 Fração de vapor no termossifão da simulação 5, com $r_v = 1 \text{ s}^{-1}$ e $r_l = 0,1 \text{ s}^{-1}$ .....	87
Figura 41 Perfil de temperatura em função do tempo para $r_v = 1 \text{ s}^{-1}$ e $r_l = 0,1 \text{ s}^{-1}$ .....	88
Figura 42 Distribuições de temperaturas em função do comprimento do termossifão com 100%.....	91

Figura 43 Perfil de temperaturas do termossifão com FP = 100% e $Q_{vap} = 5$ W .....	92
Figura 44 Perfil de temperaturas do termossifão com FP = 100% e $Q_{vap} = 10$ W .....	93
Figura 45 Perfil de temperaturas do termossifão com FP = 100% e $Q_{vap} = 15$ W .....	94
Figura 46 Perfil de temperaturas do termossifão com FP = 100% e $Q_{vap} = 20$ W .....	95
Figura 47 Perfil de temperaturas do termossifão com FP = 100% e $Q_{vap} = 25$ W .....	96
Figura 48 Perfil de temperaturas do termossifão com FP = 100% e $Q_{vap} = 30$ W .....	97
Figura 49 Perfil de temperatura para potência de entrada de 20 W, termossifão com diversas razões de preenchimento .....	99
Figura 50 Coeficiente convectivo para termossifão com FP 100%, 5 W .....	100
Figura 51 Fração de volume de vapor para termossifão com FP 100%, 5 W, em t = 2,5 segundos .....	101
Figura 52 Coeficiente convectivo para termossifão com FP 100%, 10 W .....	101
Figura 53 Coeficiente convectivo para termossifão com FP 100%, 15 W .....	102
Figura 54 Coeficiente convectivo para termossifão com FP 100%, 20 W .....	103
Figura 55 Coeficiente convectivo para termossifão com FP 100%, 25 W .....	104
Figura 56 Coeficiente convectivo para termossifão com FP 100%, 30 W .....	105

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 Número adimensionais utilizados nas correlações .....	35
Tabela 2 Parâmetros dos experimentos realizados por Noie (2005) .....	47
Tabela 3 Características físicas do problema proposto .....	62
Tabela 4 Potências de entrada inicializadas no evaporador .....	63
Tabela 5 Correlações do fenômeno de ebulição .....	69
Tabela 6 Propriedades do fluido de trabalho no estudo do escoamento no termossifão fechado .....	81
Tabela 7 Parâmetros das simulações utilizadas no estudo no fator de Lee .....	82
Tabela 8 Temperaturas na região do evaporador, para FP 100%, 20 W e para $r_v = 1 \text{ s}^{-1}$ e $r_l = 0,1 \text{ s}^{-1}$ .....	88
Tabela 9 Temperaturas nos pontos de análise do evaporador do termossifão FP 100%, 5 W .	92
Tabela 10 Temperaturas nos pontos de análise do evaporador do termossifão FP 100%, 10 W .....	93
Tabela 11 Temperaturas nos pontos de análise do evaporador do termossifão FP 100%, 15 W .....	94
Tabela 12 Temperaturas nos pontos de análise do evaporador do termossifão FP 100%, 20 W .....	95
Tabela 13 Temperaturas nos pontos de análise do evaporador do termossifão FP 100%, 25 W .....	96
Tabela 14 Temperaturas nos pontos de análise do evaporador do termossifão FP 100%, 30 W .....	97
Tabela 15 Temperatura média da superfície para FP = 100% .....	98

## **LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E ACRÔNIMOS**

<b>CFD</b>	Computational Fluid Mechanics
<b>PRESTO</b>	Pressure Staggering Option
<b>PISO</b>	Pressure Implicit with Splitting Operators
<b>QUICK</b>	Quadratic Upwind Interpolation for Convective Kinematics
<b>SIMPLE</b>	Semi-Implicit Pressure Linked Equations
<b>SIMPLEC</b>	SIMPLE Consistent
<b>TCC</b>	Trabalho de conclusão de curso
<b>UDF</b>	User-defined function
<b>UTFPR</b>	Universidade Tecnológica Federal do Paraná
<b>VOF</b>	Volume of Fluid

## LISTA DE SÍMBOLOS

### Símbolos romanos

$A$	Área	$[m^2]$
$Ar$	Número de Arquimedes	$[-]$
$Bo$	Número de Bond	$[-]$
$C$	Constante	$[-]$
$c_p$	Calor específico	$[J/Kg.K]$
$C_{sf}$	Coefficiente de atrito local que depende da natureza da superfície e do fluido de trabalho	$[-]$
$D$	Diâmetro	$[m]$
$E$	Energia total por unidade de massa	$[J/kg]$
$f$	Frequência de formação da bolha	$[s^{-1}]$
$Fr$	Número de Froude	$[-]$
$\underline{g}$	Aceleração da gravidade	$[m/s^2]$
$G$	Vazão mássica por unidade de área	$[kg/s.m^2]$
$h$	Coefficiente de transferência de calor por convecção	$[W/m^2.K]$
$H$	Altura do recipiente do experimento	$[m]$
$h_{fg}$	Calor latente de vaporização	$[kJ/kg]$
$Ja$	Número de Jakob	$[-]$
$k$	Condutividade térmica	$[W/m.K]$
$L$	Comprimento	$[m]$
$\dot{m}$	Vazão mássica	$[kg/s]$

$n$	Número de pontos de origem da bolha por unidade de área da superfície aquecida	$[\text{m}^{-2}]$
$Pr$	Número de Prandtl	$[-]$
$Nu$	Número de Nusselt	$[-]$
$P$	Pressão	$[\text{Pa}]$
$q''$	Fluxo de calor	$[\text{W}/\text{m}^2]$
$q$	Taxa de transferência de calor	$[\text{W}]$
$R_t$	Resistencia térmica	$[\text{K}/\text{W}]$
$Ra$	Número de Rayleigh	$[-]$
$Re$	Número de Reynolds	$[-]$
$S_E$	Termo fonte de energia	$[\text{J}/\text{m}^3\text{s}]$
$S_F$	Termo fonte de energia	$[\text{kg}/\text{m}^2\text{s}^2]$
$S_{G,1}$	Taxa vaporização volumétrica através da transferência de massa na interface líquido-vapor	$[\text{kg}/\text{m}^3\text{s}]$
$S_{G,2}$	Taxa de vaporização volumétrica através da formação de microbolhas no volume do líquido (ebulição homogênea)	$[\text{kg}/\text{m}^3\text{s}]$
$S_L$	Taxa de formação de bolhas	$[\text{kg}/\text{m}^3\text{s}]$
$S_M$	Termo fonte de massa	$[\text{kg}/\text{m}^3\text{s}]$
$t$	Tempo	$[\text{s}]$
$T$	Temperatura	$[\text{K}]$
$T_x$	Temperatura no eixo x	$[\text{K}]$
$\Delta T_e$	Diferença entre a temperatura da superfície e de saturação do fluido	$[\text{K}]$
$u, v, w$	Velocidades na direção dos eixos x, y e z respectivamente.	$[\text{m}/\text{s}]$



$x, y, z$	Coordenadas no eixo cartesiano	[-]
$X_{\text{critério}}$	Pool Parameter	[-]

### Símbolos gregos

$\alpha$	Fração de Volume	[-]
$\beta$	Ângulo de contato entre a bolha e a superfície	[rad]
$\delta$	Perturbação da interface líquido-vapor	[-]
$\delta_{ij}$	Delta de Kronecker	[-]
$\varepsilon$	Amplitude da onda de perturbação	[m]
$\mu$	Viscosidade dinâmica	[kg/s.m]
$\varphi$	Difusividade térmica	[m <sup>2</sup> /s]
$\rho$	Massa específica	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	Tensão superficial	[Pa]
$\tau$	Tempo de relaxamento	[s]
$\gamma$	Número da onda	[-]
$\lambda$	Comprimento da onda	[m]
$\nu$	Viscosidade cinemática	[m <sup>2</sup> /s]
$\beta$	Coefficiente de expansão volumétrica térmica	[K <sup>-1</sup> ]

### Subscritos

$adiab$	Região adiabática
$ar$	Condições do ar
$b$	Bolha

BF	Bifásico
C	Crítico
<i>cond</i>	Condensador
Cel	Célula
CN	Convecção natural
D	Risco
EN	Ebulição Nucleada
<i>evap</i>	Evaporador
<i>i</i>	Interno do evaporador
<i>l</i>	Líquido
L	Comprimento
max	Máximo
<i>s</i>	Condições na superfície
<i>sat</i>	Condições de saturação
<i>t</i>	Total
<i>v</i>	Vapor
<i>x, y, z</i>	Coordenadas do eixo cartesiano x, y e z

# SUMÁRIO

1	Introdução	21
1.1	Modos de Ebulição	24
1.2	Caracterização do Problema	24
1.3	Objetivos	25
1.3.1	Objetivo Geral	25
1.3.2	Objetivos Específicos	25
1.4	Justificativa	25
2	Fundamentação Teórica	26
2.1	O termossifão	26
2.2	Processo de ebulição em piscina	30
2.3	Mecanismos Físicos da Condensação Sobre Superfícies	33
2.4	Parâmetros Adimensionais na Ebulição e Condensação	33
2.5	Correlação de Rohsenow para ebulição nucleada	36
2.6	Instabilidade de Kelvin-Helmholtz e Rayleigh-Taylor	39
2.7	Método de Volume de Fluido (VOF)	41
2.8	Modelo de evaporação-condensação de Lee	44
2.9	Considerações Finais do Capítulo	45
3	Revisão Bibliográfica	46
3.1	Características de transferência de calor em um termossifão fechado	46
3.2	Modelagem CFD da transferência de calor em um termossifão	48
3.3	Modelagem numérica da distribuição de temperatura em um termossifão fechado	51
3.4	Influência do coeficiente de Lee no modelo VOF	53
3.5	Influência da razão de preenchimento e da inclinação no desempenho térmico de termossifões	54
3.6	Estudo do coeficiente de transferência de calor no evaporador de um termossifão de vidro	56
3.7	Considerações finais do capítulo	60
4	Modelagem Matemática	61
4.1	Descrição do problema	61
4.2	Equações para o problema de ebulição em piscina	63
4.2.1	Conservação da massa	63
4.2.2	Conservação da quantidade de movimento linear	64
4.2.3	Conservação de Energia	64
4.2.4	Fração de volume	65
4.3	Domínio Computacional e Condições de Contorno	65
4.4	Parâmetros analisados	67
4.4.1	Resumo das correlações apresentadas para o fenômeno da ebulição	68
5	Modelagem Numérica	70
5.1	Domínio Computacional	70
5.2	Método numérico	71
5.2.1	Método de volumes finitos	71
5.2.2	Discretização Temporal	73
5.2.3	Discretização espacial	73
5.2.4	Acoplamento pressão-velocidade	74
5.2.5	Esquema de interpolação de pressão	76
5.2.6	Discretização do domínio	76
5.2.7	Critério de convergência	77

5.2.8	Função definida pelo usuário ( <i>User-Defined Function</i> )	77
5.2.9	Considerações finais	79
6	<b>Validação do Modelo</b>	<b>80</b>
6.1	Modelagem computacional do processo de ebulição em piscina em um termossifão fechado	80
6.2	Considerações finais do capítulo	89
7	<b>Resultados e Discussões</b>	<b>90</b>
7.1	Perfil de temperatura	90
7.1.1	Termossifão com razão de preenchimento de 100%	90
7.1.2	Influência do fator de preenchimento	98
7.2	Análise do coeficiente convectivo	99
8	<b>Conclusões</b>	<b>106</b>
9	<b>Referências</b>	<b>108</b>
	APÊNDICE A – Função Definida Pelo Usuário	112
	APÊNDICE B – RESULTADOS NUMÉRICOS	115

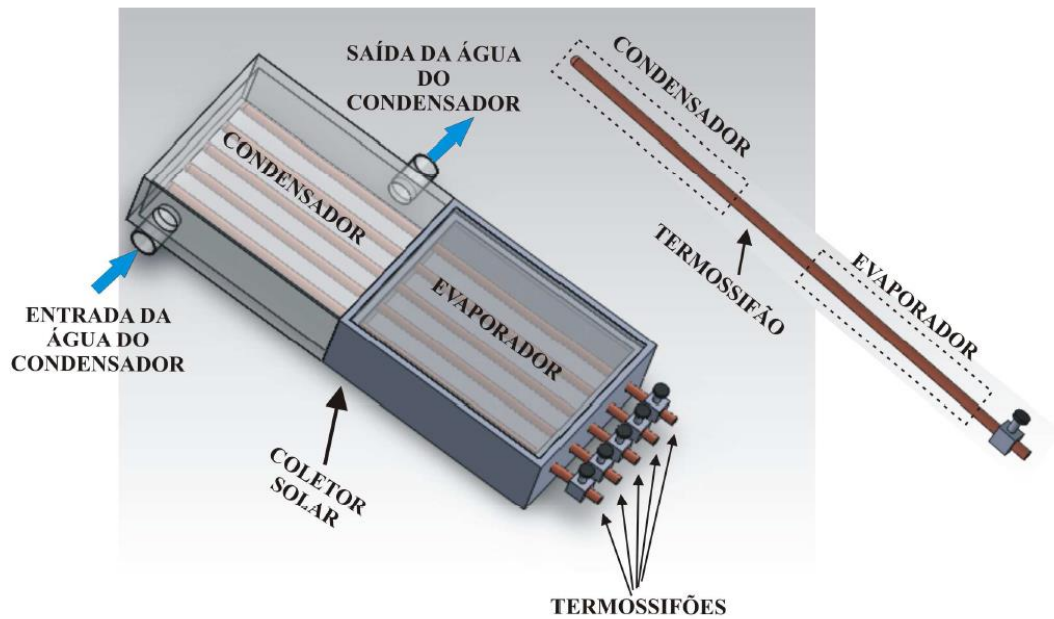
## 1 INTRODUÇÃO

O desenvolvimento sustentável consiste na obtenção do crescimento econômico associado ao desenvolvimento social e à preservação ambiental no presente e para as gerações futuras. A acelerada degradação ambiental e questões econômicas têm levado pessoas e empresas a buscar, cada vez mais, o desenvolvimento de tecnologias mais acessíveis economicamente, que utilizem energia de forma mais eficaz e de fontes renováveis, quando possível.

Neste cenário, uma opção bastante interessante é o aproveitamento de energia solar para o aquecimento de água para o uso doméstico em residências. Siqueira et al (2011) afirmam que esta tecnologia sustentável possui grande potencial de aplicabilidade no Brasil, visto que a maior parte de seu território está em regiões com grande incidência solar.

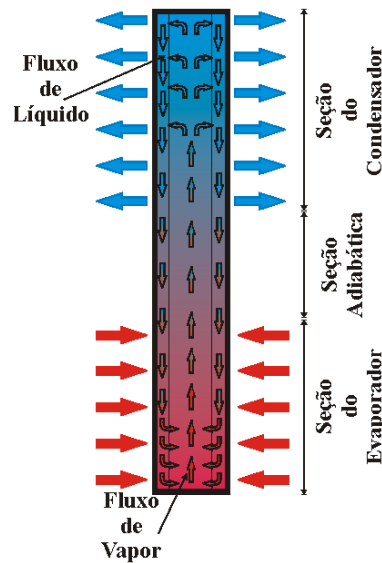
O aumento considerável do custo para aquecimento de água através de energia elétrica ou de gás nos últimos anos ocasionou um crescimento no interesse pelos coletores solares em residências e indústrias brasileiras. Entretanto, para que esses equipamentos sejam competitivos no mercado consumidor doméstico eles devem ser eficientes e de baixo custo. Por esta razão, o coletor solar assistido por termossifões pode ser uma alternativa promissora.

A Figura 1 apresenta um diagrama esquemático de um coletor solar compacto assistido por termossifões. Esse coletor é composto por cinco termossifões e o fluido de trabalho é a água. A parte inferior da caixa do coletor possui um vidro por onde os raios solares entram no coletor solar. Nesta região estão alocados os evaporadores dos termossifões. Na parte superior estão alocados os condensadores dos termossifões, onde um fluxo de água que será aquecida passa externamente aos tubos dos termossifões.



**Figura 1 Diagrama esquemático de um coletor solar assistido por termossifões**  
**FONTE: Holetz et al (2012)**

A Figura 2 apresenta uma ilustração de um termossifão. Os termossifões são compostos por três principais seções: o evaporador, o condensador e uma área adiabática entre eles. O calor absorvido na parte inferior do coletor solar é transferido para o termossifão, vaporizando o fluido contido internamente nesta região. A diferença de pressão faz com que o vapor gerado se desloque para as regiões mais frias do tubo, no condensador, onde o calor transportado é rejeitado para o fluxo de água que passa externamente aos tubos dos termossifões. Neste processo de rejeição de calor, o vapor se condensa, e o condensado é transportado de volta ao evaporador fechando assim um ciclo termodinâmico. A região adiabática, por sua vez, pode apresentar dimensão variável, ou até ser inexistente em alguns casos. Ela é localizada entre o evaporador e o condensador e é isolada ao meio externo. A ação da gravidade promove o retorno do fluido de trabalho do condensador para o evaporador. Por esta razão, o condensador é localizado acima do evaporador. (Santos, 2015)



**Figura 2** Temossifão que compõe o coletor solar compacto  
**FONTE:** Santos (2015)

O projeto e dimensionamento de um termossifão exigem que determinados parâmetros associados ao processo de transferência de calor sejam conhecidos. Dentre esses parâmetros, o coeficiente de transferência de calor no interior do evaporador do termossifão é um dos mais complexos a ser estudado, devido ao escoamento apresentar duas fases e poder operar em diferentes regimes de ebulição.

Diversas variáveis devem ser computadas na determinação do valor do coeficiente convectivo, dentre as quais se podem destacar: as condições do escoamento, a quantidade e os estados físicos (fases) do fluido de trabalho, a forma geométrica do termossifão, a fonte de calor adotada, as propriedades do fluido e do material da superfície de troca de calor, dentre outras. A diversidade das variáveis envolvidas e o modo com que elas se relacionam fisicamente dificulta a criação de um modelo teórico para descrever com precisão este fenômeno da transferência de calor.

O desenvolvimento de correlações empíricas também torna-se um processo complicado, devido à dificuldade da realização de um experimento com baixas incertezas experimentais. Segundo Incropera et al (2008), as correlações empíricas existentes possuem erros de até 100%. Por este motivo, correlações numéricas para o dimensionamento de tubos de calor envolvendo processos de mudança de fase são limitadas. O desenvolvimento de novas correlações é tópico de estudo de muitos pesquisadores.

## 1.1 Modos de Ebulição

Quando a evaporação ocorre em uma interface sólido-líquido, ela é chamada ebulição. O processo é caracterizado pela formação de bolhas de vapor que crescem e, em seguida se desprendem da superfície. O crescimento e a dinâmica da bolha de vapor dependem do excesso de temperatura, da natureza da superfície e das propriedades termo físicas do fluido. Por sua vez, a dinâmica da formação da bolha de vapor afeta o movimento do líquido próximo à superfície e, portanto, influencia significativamente o coeficiente de transferência de calor. (Incropera, et al., 2008)

A ebulição pode ocorrer sob várias condições. Por exemplo, na ebulição em piscina, o líquido encontra-se quiescente e seu movimento próximo à superfície é devido à convecção natural e à mistura induzida pelo crescimento e o desprendimento das bolhas. Em contraste, na ebulição com convecção forçada, o movimento do fluido é induzido por meios externos, bem como pela convecção natural e pela mistura induzida pelas bolhas. (Incropera, et al., 2008)

Segundo Incropera et al (2008), a ebulição também pode ser classificada em função de estar sub-resfriada ou saturada. Na ebulição sub-resfriada, a temperatura da maior parte do líquido se encontra abaixo da temperatura de saturação e as bolhas formadas na superfície podem se condensar no líquido. Por outro lado, a temperatura do líquido excede ligeiramente a temperatura de saturação na ebulição saturada. As bolhas formadas na superfície são, então, impelidas através do líquido pelas forças de empuxo, e por fim liberadas na superfície livre.

## 1.2 Caracterização do Problema

A alta eficiência para transportar calor e o baixo custo faz com que os termossifões sejam dispositivos muito convenientes para as aplicações industriais e residenciais. Para o dimensionamento de um termossifão é necessário determinar a capacidade de transporte de calor do fluido de trabalho. O coeficiente de transferência de calor por convecção interno no evaporador do termossifão é um dos parâmetros mais relevantes para este processo. Entretanto, como citado no anteriormente, o escoamento do fluido de trabalho no interior do tubo é bifásico e pode operar em diversos regimes, o que faz com que haja uma carência de correlações empíricas ou experimentais desenvolvidas para esse tipo de escoamento. Dessa forma, hoje existem diversas oportunidades para garantir o melhor aproveitamento de



recursos na construção dos termossifões ou ainda proporcionar aumento de desempenho e eficiência nas trocas de calor.

### **1.3 Objetivos**

#### **1.3.1 Objetivo Geral**

Desenvolver uma metodologia de análise numérica do processo de ebulição em piscina para o evaporador de um termossifão fechado. Para isso, serão resolvidas as equações de conservação de massa, de energia e de quantidade de movimento através do *software* ANSYS/FLUENT.

#### **1.3.2 Objetivos Específicos**

Os objetivos específicos do presente trabalho são:

- Implementar o modelo matemático para o processo de evaporação e condensação via UDF (*User-Defined Function*).
- Avaliar a frequência de evaporação-condensação do Modelo de Lee para escoamentos bifásicos (Lee, 1980)
- Validar o modelo numérico com resultados experimentais com dados da literatura.
- Determinar o coeficiente de transferência de calor por ebulição através dos dados simulados.
- Avaliar correlações do coeficiente de transferência de calor por ebulição da literatura e compará-las com resultados numéricos obtidos neste trabalho.

### **1.4 Justificativa**

No dimensionamento de termossifões, utilizados em coletores solares, é necessário estimar a capacidade de transporte de calor do fluido de trabalho. Pela carência de correlações numéricas da transferência de calor no interior de termossifões, este trabalho desenvolve uma metodologia de análise numérica do processo de ebulição em piscina no interior de um evaporador através da resolução de equações de conservação de massa, de energia e de quantidade de movimento por meio do *software* ANSYS/FLUENT.

Além disso, um melhor entendimento do fenômeno de ebulição se faz necessário para futuros trabalhos a fim de desenvolver correlações para aperfeiçoar o dimensionamento dos termossifões de acordo com a aplicação específica e garantir um melhor desempenho nas trocas de calor.

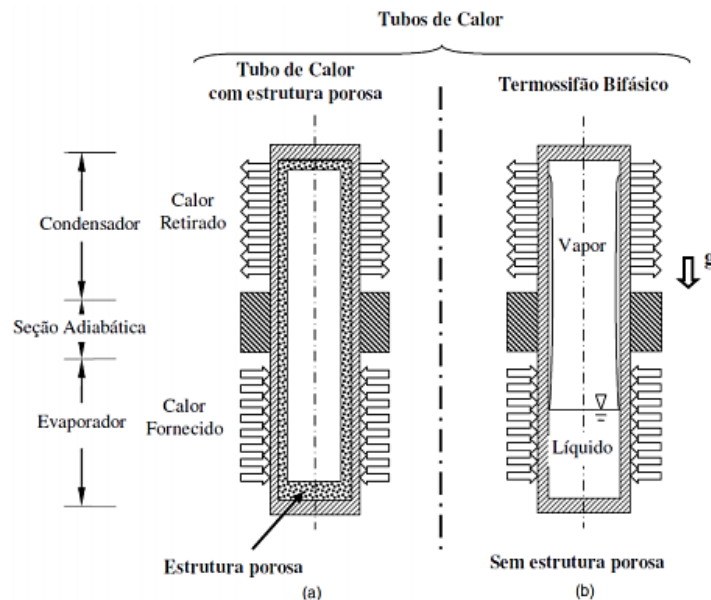
## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

A execução do presente trabalho demanda entendimento do funcionamento de um termossifão, além do conhecimento na área de mudança de fase por ebulição e condensação, processos presentes no termossifão.

Este capítulo trata de cada um dos tópicos referentes a este assunto separadamente, iniciando com uma explicação detalhada do termossifão, seguido pelos processos de mudança de fase e correlações presentes na literatura. Por fim, é apresentado o método Volume de Fluido (VOF), método utilizado para o desenvolvimento numérico deste trabalho.

### 2.1 O termossifão

Os tubos de calor são trocadores de calor que operam a partir de pequenas diferenças de temperatura, utilizando calor latente de vaporização para fazer a transferência de calor (Vasiliev, et al., 2013). Os termossifões são um tipo de tubo de calor que não apresentam essa estrutura capilar interna, e por conta disso, dependem da gravidade para o deslocamento do fluido no seu interior, conforme apresentado na Figura 3. (Taborda, et al., 2014)

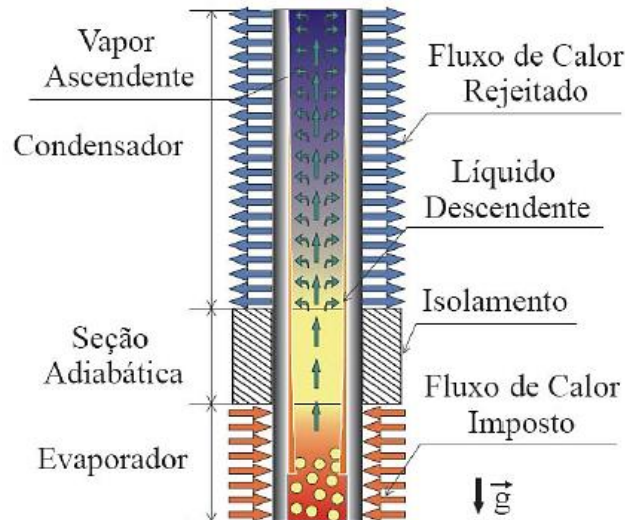


**Figura 3** Diferenças de um tubo de calor com estrutura porosa (a) e um termossifão (b)

**FONTE:** (Taborda, et al., 2014)

No termossifão, calor é fornecido para o evaporador, provocando a ebulição do fluido contido nessa região. Devido à uma diferença de pressão, o vapor produzido desloca para a região mais fria do tubo, ou seja, o condensador. O calor é rejeitado para uma fonte fria na

seção do condensador, e o vapor se condensa no interior do termossifão. Para fechar o ciclo, o condensado retorna ao evaporador pela ação da gravidade. O princípio de funcionamento do termossifão citado pode ser visualizado na Figura 4.

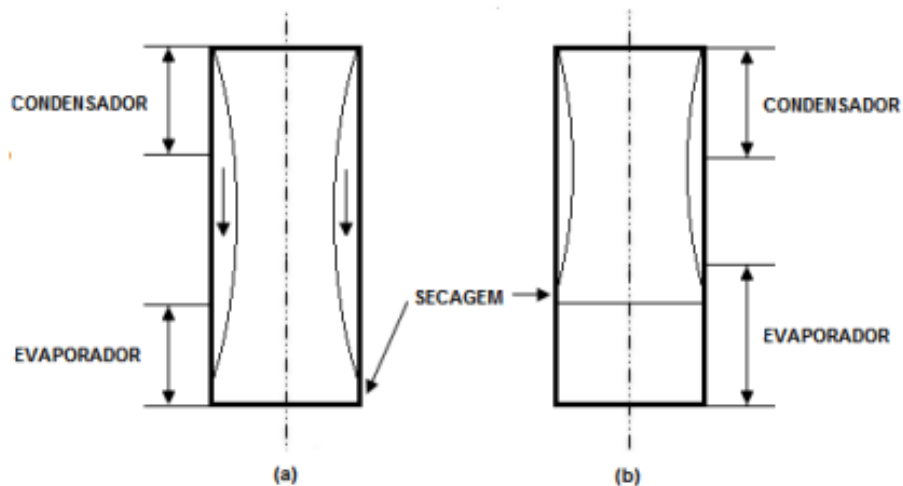


**Figura 4** Princípio de funcionamento de um termossifão  
**FONTE:** (Aguiar, 2016)

Os termossifões apresentam uma resistência térmica ao fluxo de calor muito baixa e, deste modo, a diferença de temperatura entre as regiões do evaporador e condensador é mínima. (VASILIEV e KAKAÇ, 2013)

O termossifão é constituído principalmente por dois componentes: invólucro e fluido de trabalho. O material do invólucro deve ter capacidade de resistir à pressão do vapor no interior do tubo, apresentar uma temperatura de fusão maior que as temperaturas operacionais, e ser estável mecanicamente na faixa das temperaturas de operação. Além disso, deve apresentar uma alta condutividade térmica para promover uma eficiente transferência de calor. (Aguiar, 2016)

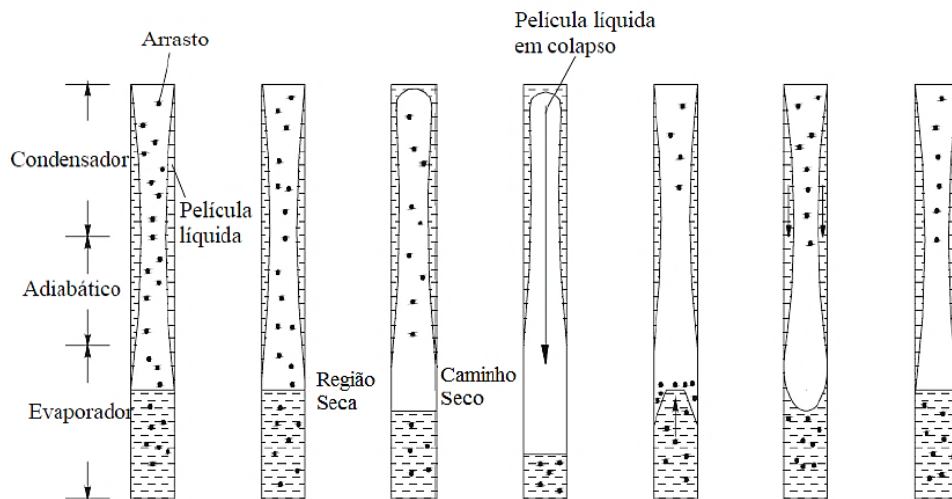
Um dos problemas inerentes da tecnologia de termossifões é o limite de secagem que ocorre quando a taxa de vapor produzido não é suficiente para garantir uma contínua circulação de vapor e líquido, fazendo com que apenas uma pequena quantidade de vapor seja condensada em regiões próximas ao evaporador, gerando regiões frias. O limite de secagem também ocorre quando o volume total de fluido de trabalho é muito pequeno, conforme apresentado na Figura 5a, onde há pouca formação de vapor e o líquido não capaz de alcançar o final do evaporador, formando pontos quentes na base do evaporador.



**Figura 5 Limite de secagem nos termostifões**  
**FONTE: (Taborda, et al., 2014)**

Outra forma de se atingir o limite de secagem é quando o limite de arrasto é atingido. Quando o fluxo de calor atinge esse limite, o filme de líquido não alcança a piscina e é arrastado de volta para o condensador, levando a formação de regiões secas na parede interna do termostifão, exibido na Figura 5b. (Taborda, et al., 2014)

Ocorre também internamente ao termostifões o limite de oscilação ocorre quando pequenas gotas de líquidos são arrastadas para o condensador, formando uma região seca na região superior ao evaporador. Essa região seca aumenta com o tempo, aumentando conseqüentemente a temperatura e o calor que é aplicado no evaporador não é capaz de ser empregado na produção de vapor. Deste modo, a pressão de vapor no termostifão diminui, e a coluna de líquido no topo do evaporador colapsa, inundando toda a superfície da parede. Como a temperatura da parede está muito alta, uma forte ebulição do líquido ocorre, causando um rápido aumento de pressão no termostifão. Quando a taxa de condensador se torna superior à de evaporação, a pressão de vapor permanece constante, devido à redução do arrasto de líquido para o condensador. O filme líquido é formado novamente, recomeçando o ciclo. O fenômeno pode ser observado na Figura 6.

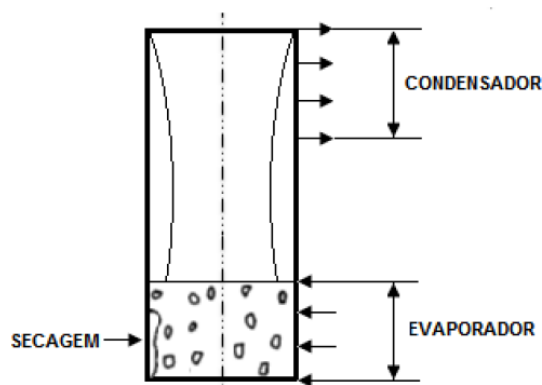


**Figura 6 Fenômeno de oscilação no termossifão**

**FONTE: Taborda, et al., 2014**

Uma maneira de prevenir o comportamento de oscilação no termossifão é manter a máxima transferência de calor abaixo do limite de arrasto, de modo que o arrasto de gotículas não aconteça e nenhuma região seca seja formada, evitando assim que a oscilação se inicie. (Taborda, et al., 2014)

O limite de ebulição ocorre quando uma grande quantidade do fluido do trabalho recebe grandes fluxos de calor no evaporador. Este limite ocorre na transição entre os regimes de nucleação e regime de filme de vapor, que serão apresentados na seção 2.2. O fluxo de calor é crítico, e bolhas se formam e se aderem ao filme, provocando isolamento térmico da parede do tubo, conforme exibido na Figura 7. A presença deste isolamento provoca um aumento da temperatura na parede, podendo alcançar a magnitude do ponto de fusão do material do invólucro.



**Figura 7 Limite de ebulição no termossifão**

**FONTE: Taborda, et al., 2014**

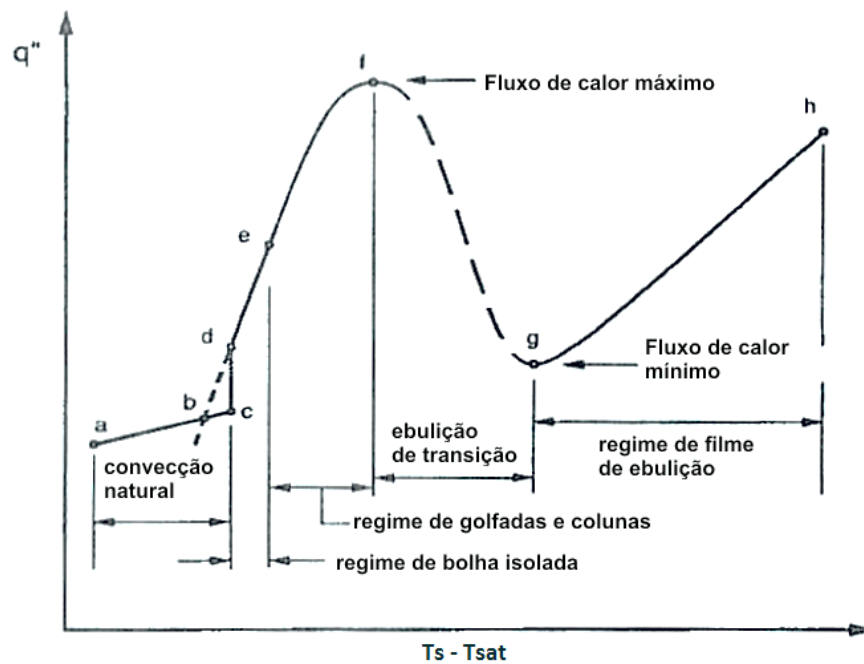
## 2.2 Processo de ebulição em piscina

O processo de ebulição na superfície de um corpo imerso em uma extensa porção de líquido estático é denominado ebulição em piscina. Esse tipo de processo pode ser encontrado em várias aplicações, como em processos de têmpera metalúrgica e resfriamento de componentes eletrônicos por imersão. A natureza do processo de ebulição em piscina varia consideravelmente de acordo das condições em que a ebulição ocorre. Dentre as variáveis que podem afetar o processo de ebulição, tem-se o fluxo de calor, as propriedades termodinâmicas do líquido e do vapor, a superfície do material e a dimensão da superfície aquecida.

Os regimes de ebulição em piscina são melhores compreendidos em termos da curva de ebulição, ou seja, a curva do fluxo de calor pela temperatura da parede superaquecida, definida como a diferença de temperatura da parede aquecida e da temperatura de saturação do líquido. (Carey, 2007)

Quando a temperatura da superfície do corpo imerso é controlada e aumentada lentamente, a curva de ebulição irá ser semelhante à mostrada na Figura 8. Assume-se que o líquido do ambiente circundante do corpo imerso está à temperatura de saturação a uma determinada a pressão.

Em níveis muito baixos de sobreaquecimento na parede, não há presença de pontos de nucleação e o calor pode ser transferido a partir da superfície para o líquido somente por convecção natural. O coeficiente de transferência de calor associado com a convecção natural é relativamente baixo e o fluxo de calor aumenta lentamente com o aumento do gradiente de temperatura.



**Figura 8** Curva de ebulição em piscina  
**FONTE:** Adaptado de Carey (2007)

Em um determinado instante, o superaquecimento torna-se grande o suficiente para iniciar a nucleação em algumas das cavidades na superfície. Este início da ebulição nucleada ocorre no ponto C na Figura 8. Assumindo-se que a temperatura da superfície é controlada, o súbito aparecimento da nucleação não altera a temperatura da superfície, entretanto ela causa um aumento do fluxo de calor.

A partir do início da ebulição nucleada, qualquer aumento na temperatura da parede faz com que o ponto de operação do sistema se mova para cima ao longo da secção D-F da curva. Este intervalo da curva de ebulição corresponde ao *regime de ebulição nucleada*. No segmento d-e da curva, determinado como *regime de bolha isolado*, as bolhas estão isoladas entre si e uma parte substancial da área da superfície está em contato com o líquido.

Com o aumento do superaquecimento, mais regiões da superfície começam a se tornar ativas, bem como a frequência de bolha nessas regiões. Eventualmente, as bolhas adjacentes se fundem durante a fase final de crescimento e de libertação. Além disso a produção de novas bolhas inicia-se tão rapidamente que essas bolhas fundidas formam colunas de vapor que sobem no sentido da sua superfície livre. Este regime, que corresponde ao segmento de E-F da curva de ebulição, é chamado de o *regime de golfadas e colunas*.

O aumento do sobreaquecimento da parede dentro do regime de golfadas e colunas proporciona o aumento da taxa de fluxo de vapor para longe da superfície. Em um determinado instante, a quantidade de vapor torna-se tão severa que o líquido é incapaz de atingir a superfície a tempo suficiente a ponto de manter a superfície aquecida completamente molhada. Vapor é acumulado próximo da superfície e o líquido é evaporado entre a superfície e algumas destas regiões.

Se a temperatura da superfície é mantida constante e uniforme, partes secas da superfície cobertas com uma película de vapor localmente transferem um fluxo de calor muito mais baixo do que as regiões de contato com o fluido da superfície, aonde ocorre ebulição nucleada. Devido à redução no fluxo de calor a partir de porções intermitentemente secas da superfície, o fluxo de calor da superfície é reduzido. Assim, o aumento da temperatura da parede dentro da região de golfadas e colunas, finalmente, resulta em um pico do fluxo de calor. O valor de pico de fluxo de calor é chamado o *fluxo crítico de calor*, designado como ponto F na Figura 8.

Se a temperatura da parede é aumentada para além do estado de fluxo de calor crítico, surge um novo regime em que o fluxo médio global de calor diminui à medida que a parede de sobreaquecimento aumenta. Este regime, que é normalmente referido como *o regime de transição de ebulição*, corresponde ao segmento F-G na curva de ebulição. O regime de ebulição de transição é tipicamente caracterizado por flutuações rápidas e graves no fluxo de calor de superfície local e/ou valores de temperatura (dependendo das condições de limite impostas). Estas flutuações ocorrem porque as regiões secas são geralmente instáveis, momentaneamente existentes em determinado local, antes de cair e permitindo que a superfície a ser novamente molhada.

O filme de vapor gerado durante a fase de transição de ebulição pode ser mantido por longos intervalos caso as temperaturas das paredes sejam elevadas. Devido ao efeito de isolamento intermitente da manta de vapor mantido durante um tempo maior, as influências das regiões cobertas ao fluxo de calor global durante o tempo são reduzidas. O fluxo de calor médio da superfície diminui com o aumento da temperatura da parede superaquecida em um regime transiente. Eventualmente, é atingida a condição de uma superfície aquecida o suficiente para manter o filme de vapor por um período indefinido de tempo. A superfície inteira torna-se coberta com o filme de vapor, denominado de *regime de filme de ebulição*. Esta transição ocorre no ponto G exibido na curva.



### 2.3 Mecanismos Físicos da Condensação Sobre Superfícies

A condensação ocorre quando a temperatura de um vapor é reduzida a valores inferiores ao de sua temperatura de saturação. No interior do condensador de um termossifão, o processo resulta do contato entre o vapor e uma superfície fria. Neste processo, a energia latente do vapor é liberada, o calor é transferido para a superfície e o condensado é formado. Outro modo comum é a condensação homogênea, no qual o vapor condensa em gotículas que permanecem suspensas em uma fase gasosa, formando uma névoa. Há ainda a condensação por contato direto, que ocorre quando o vapor é colocado em contato com um líquido frio.

A condensação sobre superfícies pode ocorrer de duas formas: condensação em filme ou condensação em gotas sobre uma superfície. A forma dominante de condensação é aquela na qual um filme de líquido cobre toda a superfície de condensação e, sob a ação da gravidade, o filme esco continuamente deixando a superfície. A condensação em filme é, geralmente, característica de superfícies limpas e isentas de contaminação. Entretanto, uma baixa molhabilidade, é possível manter a condensação em gotas. As gotas se formam em rachaduras, pequenas depressões e cavidades sobre a superfície e podem crescer e coalescer através da condensação continuada. (Incropera, et al., 2008)

Independentemente do fato de estar na forma de um filme ou de gotas, o condensado representa uma resistência à transferência de calor entre o vapor e a superfície. Como essa resistência aumenta com o a espessura do condensado, que por sua vez aumenta na direção do escoamento, é desejável utilizar superfícies verticais com pequena altura ou cilindros horizontais em situações envolvendo condensação em filme. Consequentemente, a maioria dos condensadores tem matrizes de tubos horizontais, no interior dos quais esco um refrigerante líquido, enquanto no lado externo é passado o vapor a ser condensado. (Incropera, et al., 2008)

Embora seja desejável se obter a condensação em gotas em aplicações industriais, é frequentemente difícil manter essa condição. Por esse motivo e como os coeficientes convectivos na condensação em filmes soa menores do que aqueles associados à condensação em gotas, os cálculos de projetos de condensadores frequentemente se baseiam na hipótese de que ocorre condensação em filme. (Incropera, et al., 2008)

### 2.4 Parâmetros Adimensionais na Ebulição e Condensação

Os processos de ebulição e condensação envolvem movimentação de fluido, sendo assim, a transferência de calor neste mecanismo é a convecção. No fenômeno de mudança de

fase, altas taxas de transferência de calor podem ser atingidas com pequenas diferenças de temperatura, uma vez que o efeito do calor latente associado à mudança de fase tem efeitos significativos na troca de calor.

São parâmetros importantes da caracterização dos processos de ebulição e condensação, o calor latente de vaporização,  $h_{fg}$ , a tensão superficial da interface líquido-vapor,  $\sigma$ , e a diferença de massas específicas entre as duas fases,  $\rho_l - \rho_v$ . Esta diferença faz com que ocorra uma força de empuxo que é proporcional à  $g(\rho_l - \rho_v)$  que contribui para a movimentação do fluido durante o processo. Em função dos efeitos combinados do calor latente e do escoamento induzido pelo empuxo, as taxas e os coeficientes de transferência de calor na ebulição e na condensação são, em geral, muito maiores do que aqueles característicos de transferência de calor por convecção sem mudança de fase (Incropera, et al., 2008).

Para ambos os processos de ebulição e condensação, o coeficiente convectivo pode depender da diferença entre as temperaturas na superfície e de saturação,  $\Delta T_e = |T_s - T_{sat}|$ , da força de corpo originada na diferença de massas específicas entre as fases líquida e vapor,  $g(\rho_l - \rho_v)$ , do calor latente,  $h_{fg}$ , da tensão superficial,  $\sigma$ , de um comprimento característico  $L$ , e das propriedades termo físicas do líquido ou do vapor:  $\rho, c_p, k, \mu$ . Isso é:

$$h = h[\Delta T_e, g(\rho_l - \rho_v), h_{fg}, \sigma, L, \rho, c_p, k, \mu] \quad (1)$$

que podem ser representados através de números adimensionais:

$$\frac{hL}{k} = f \left[ \frac{\rho g(\rho_l - \rho_v)L^3}{\mu^2}, \frac{c_p \Delta T}{h_{fg}}, \frac{\mu c_p}{k}, \frac{g(\rho_l - \rho_v)L^2}{\sigma} \right] \quad (2)$$

Ou seja:

$$Nu_L = f [Ar, Ja, Pr, Bo] \quad (3)$$

O número de Nusselt,  $Nu_L$ , e o número de Prandtl,  $Pr$ , são parâmetros comumente utilizados para caracterizar o fenômeno de convecção. O número de Nusselt é definido como o gradiente de temperatura adimensional na superfície e fornece a uma medida de transferência de calor por convecção que ocorre na superfície. Já o número de Prandtl,  $Pr$ , é

o número adimensional que aproxima a razão de difusividade de momento (viscosidade cinemática) e difusividade térmica de um fluido. (Incropera, et al., 2008)

Os demais parâmetros adimensionais da Equação (3) são o número de Arquimedes,  $Ar$ , o número de Jakob,  $Ja$  e o número de Bond,  $Bo$ . O número de Arquimedes representa o efeito do movimento do fluido induzido pelo empuxo na transferência de calor. O número de Jakob é a razão entre a máxima energia sensível absorvida pelo vapor (líquido) e a energia latente absorvida pelo vapor (líquido) durante a ebulição (condensação). Em muitas aplicações, a energia sensível é muito menor do que a energia latente e  $Ja$  tem um valor muito pequeno. O número de Bond representa a razão entre a força de empuxo e a força de tensão superficial. (Incropera, et al., 2008)

Na Tabela 1 são listados os números adimensionais das correlações apresentadas neste capítulo, bem como suas respectivas equações:

**Tabela 1** Número adimensionais utilizados nas correlações

Símbolo	Descrição	Equação
$Ar$	Número de Arquimedes, razão entre as forças gravitacionais e as forças viscosas.	$Ar = \left( \frac{gD_i^3}{\nu_l^2} \right) \left( \frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_l} \right)$
$Bo$	Número de Bond, razão entre a força gravitacional e a força ligada à tensão superficial.	$Bo = \frac{D_i}{\sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}}}$
$Fr$	Número de Froude, razão entre a inércia de escoamento e a força gravitacional.	$Fr = \left( \frac{q_{evap}}{\rho_l h_{fg}} \right)^2 \left( \frac{\rho_l}{g(\rho_l - \rho_v)} \right)$
$Ja$	Número de Jakob, razão entre o calor sensível e o calor latente.	$Ja = \frac{\rho_l c_{p,l} (T_s - T_{sat})}{\rho_g h_{fg}}$
$Pr$	Número de Prandtl, razão entre as difusividades de momento e térmica.	$Pr = \frac{\nu_l}{\phi_l}$
$Ra$	Número de Rayleigh, razão entre forças de fluabilidade e de viscosidade multiplicadas pela razão das difusividades térmicas e dinâmicas.	$Ra = \frac{\rho_l g D_i q_{evap}}{k_l \phi_l \nu_l}$

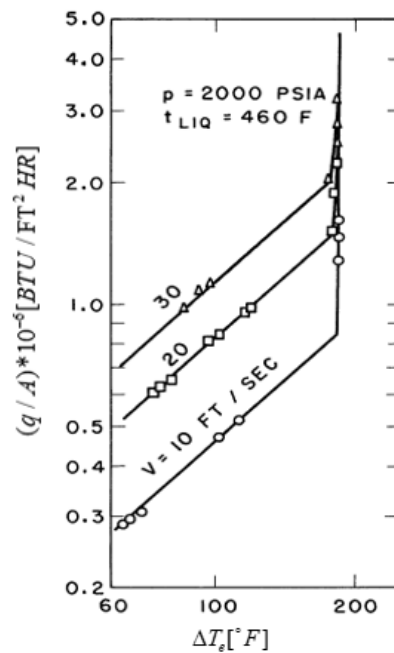
## 2.5 Correlação de Rohsenow para ebulição nucleada

Estudos do processo de ebulição nucleada têm sido focados na investigação do mecanismo físico e no desenvolvimento de correlações gerais para o coeficiente de transferência de calor. Os modelos físicos tendem a reproduzir o mecanismo que prevalece sob condições operacionais específicas, como pressão, geometria e volume específico (Jabardo et al, 2004).

Um método baseado em uma explicação lógica do mecanismo de transferência de calor associado com o processo de ebulição nucleada de líquidos, para o caso de ebulição em piscina, foi desenvolvido por Rohsenow (1951). O autor sugeriu que a transferência de calor em condições de ebulição é resultado da circulação local do fluido na região próxima à superfície aquecida, promovida por sucessivas separações de bolhas.

A transferência de calor por convecção forçada e sem presença do processo de ebulição está correlacionada ao número de Nusselt, número de Reynolds e número de Prandtl. No caso de ebulição em piscina com líquidos saturados, Rohsenow (1951) mostra que a transferência de calor a partir da superfície é, na maior parte, transferida diretamente para o líquido. Além disso, o aumento da taxa de transferência de calor associado à ebulição pode ser explicado pela agitação resultante através do movimento do líquido que flui através da bolha.

Com o aumento da taxa de transferência de calor e com o aumento da intensidade da agitação da bolha, a velocidade do fluido e o número de Reynolds na convecção forçada diminuem. Esse comportamento reproduzido por Rohsenow e Clark (1951) pode ser observado na Figura 9, onde as curvas de diferentes velocidades se unem em uma única curva, exibindo que o efeito da velocidade desaparece em condições de ebulição intensas.



**Figura 9** Comportamento das variáveis na convecção forçada  
**FONTE:** Adaptado de Rohsenow e Clark (1951)

O número de Reynolds da bolha pode ser definido pela equação (4). O número de Reynolds é baseado na vazão mássica por unidade de área  $G_b$  (ou conhecido em inglês como *mass flux*) da bolha, seu diâmetro ( $D_b$ ) quando se desprende da superfície e da viscosidade dinâmica do líquido ( $\mu_l$ ).

$$\text{Re}_b \equiv \frac{G_b D_b}{\mu_l} \quad (4)$$

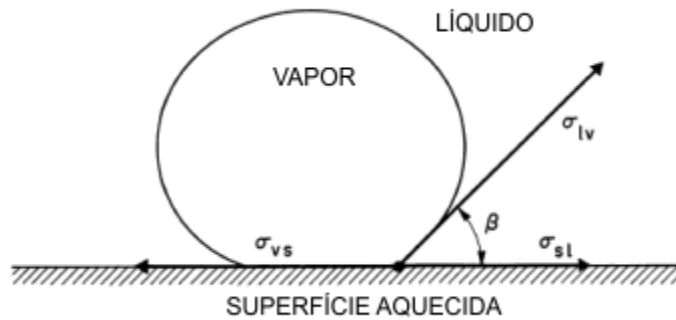
O fluxo de calor transferido para as bolhas enquanto ainda estão anexadas à superfície pode ser aproximado pela equação (5).

$$\left(\frac{q}{A}\right)_b = h_{fg} \rho_v n \frac{\pi}{6} D_b^3 f \quad (5)$$

Uma relação para diâmetro da bolha quando sai da superfície foi apresentada por Rohsenow (1951), representada pela Equação (6).

$$D_b = C\beta \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \quad (6)$$

sendo  $\beta$  o ângulo de contato da bolha, conforme exibido na Figura 10.



**Figura 10** Ângulo de contato da bolha  
**FONTE:** Adaptado de Rohsenow (1951)

As equações (5), (6) podem ser inseridas na equação (4) para obter a expressão para o número de Reynolds da bolha, apresentada na equação (7).

$$Re_b = C\beta \frac{A}{\mu_l h_{fg}} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \quad (7)$$

O número de Nusselt também pode ser definido em função do diâmetro da bolha,

$$Nu_b = C\beta \frac{h}{k_l} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \quad (8)$$

A equação (8) também pode ser escrita em função do número adimensional de Prandtl e do número de Reynolds:

$$Nu_b = \frac{1}{C_{sf}} Re_b^{0.667} Pr^{-0.7} \quad (9)$$

Rohsenow (1951) sugere que a maior parcela da transferência de calor seja direcionada diretamente da superfície para o líquido e, desde que o número de Prandtl seja significativo nas relações de transferência de calor em condições de um fluido sem ebulição, este deve ser incluso na correlação da transferência de calor no processo de ebulição:

Deste modo, a correlação final desenvolvida por Rohsenow (1951) pode ser observada na equação (10).

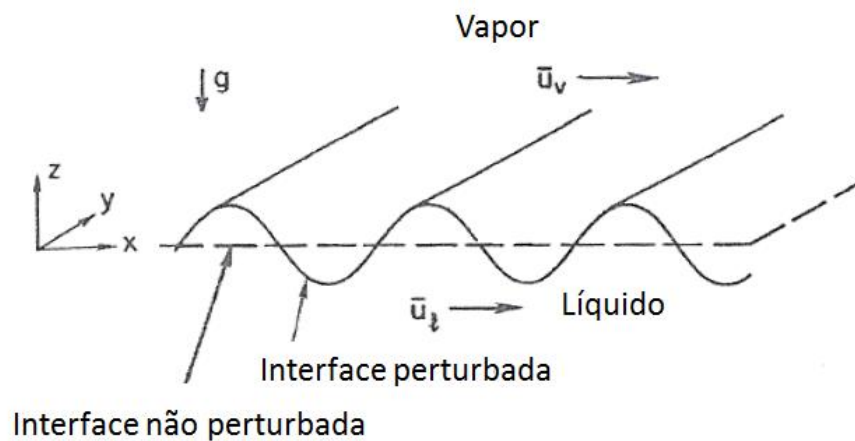
$$q_s'' = \mu_l h_{fg} \left( \frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right)^{1/2} \left( \frac{c_{p,l} \Delta T_e}{C_{sf} h_{fg} Pr^n} \right)^3, \quad (10)$$

em que as diferentes propriedades do fluido, como a massa específica  $\rho$ , a viscosidade  $\mu$  e a condutividade térmica  $k$  são avaliadas à temperatura de saturação correspondente à pressão local e  $C_{sf}$  é uma função da combinação de aquecimento de superfícies de líquido particular.

## 2.6 Instabilidade de Kelvin-Helmholtz e Rayleigh-Taylor

A instabilidade associada à interface do líquido-vapor tem um forte impacto na transferência de massa e calor durante o processo de mudança de fase, visto que ela causa alterações na morfologia no sistema das duas fases em certa condição de transição.

A Figura 11 apresenta a fase de vapor sobreposta a um líquido de maior peso específico em um campo gravitacional, que exerce uma força de campo descendente sobre ambos os fluidos. Inicialmente, a interface entre as duas fases é assumida como plano horizontal em  $z=0$ . O líquido e o vapor se movem com velocidades de corrente livre  $\bar{u}_l$  e  $\bar{u}_v$ , respectivamente, na direção  $x$  paralela à interface não perturbada.



**Figura 11 Interface perturbada obtida através de análise linear da estabilidade de interface**

FONTE: Adaptado de Carey (2007)

O mínimo valor para o número de onda crítico  $\gamma_c$  para a estabilização da interface foi definido por Carey (2007) igual à

$$\gamma_c = \left[ \frac{(\rho_l - \rho_v) g}{\sigma} \right]^{1/2} \quad (11)$$

Uma vez que ocorra a situação  $\bar{u}_l = \bar{u}_v = 0$ , ou seja, condição de instabilidade de onde há um líquido imóvel sobrepondo uma região de vapor também sem movimento, a equação do número de onda pode ser dada por:

$$\gamma < \gamma_c = \left[ \frac{(\rho_l - \rho_v) g}{\sigma} \right]^{1/2} \quad (12)$$

Esta condição é denominada Instabilidade de *Rayleigh-Taylor*. O comprimento de onda crítico  $\lambda_c = 2\pi/\gamma_c$ , correspondente ao número de onda crítico é:

$$\lambda_c = 2\pi \left[ \frac{\sigma}{(\rho_l - \rho_v) g} \right]^{1/2} \quad (13)$$

O valor da amplitude  $\zeta$  para a instabilidade de Rayleigh-Taylor é obtida definindo para  $\bar{u}_l = \bar{u}_v = 0$ . Isto resulta na relação:

$$\zeta = \pm \left\{ \frac{(\rho_l - \rho_v) g \gamma}{\rho_l} - \frac{\sigma \gamma^3}{\rho_l} \right\}^{1/2} \quad (14)$$

Diferenciando a equação (14) em relação a  $\gamma$  e definindo  $d\zeta/d\gamma = 0$ , pode-se mostrar que o valor máximo de  $\zeta$  correspondente à  $\gamma$  é dado por:

$$\gamma_{\max} = \left[ \frac{(\rho_l - \rho_v) g}{3\sigma} \right]^{1/2} \quad (15)$$

O comprimento de onda de perturbação correspondente ao  $\gamma_{\max}$  é comumente referido como comprimento de onda de risco  $\lambda_D$ , dado por:

$$\lambda_D = 2\pi \left\{ \frac{3\sigma}{(\rho_l - \rho_v) g} \right\}^{1/2} = \sqrt{3} \lambda_c \quad (16)$$

Nos sistemas reais, o comprimento de onda de perturbação dominante observado experimentalmente é geralmente semelhante ao valor de  $\lambda_D$ .



## 2.7 Método de Volume de Fluido (VOF)

Na dinâmica estrutural, é costume empregar coordenadas lagrangianas como base para algoritmos de solução numérica, que descreve o movimento de cada partícula acompanhando-a em sua trajetória total. Na dinâmica dos fluidos, no entanto, as coordenadas Lagrangiana e Euleriana têm sido usadas com grande sucesso. Como cada representação de coordenadas tem vantagens e desvantagens únicas, a escolha da representação a ser utilizada depende das características do problema a ser resolvido. (Hirt, et al.,1981)

Os problemas que envolvem fronteiras livres dão ênfase nas formulações Eulerianas. O método Euleriano consiste em adotar um intervalo de tempo, escolher um volume de controle no espaço e considerar todas as partículas que passem por esse local. As fronteiras livres são consideradas superfícies nas quais existem descontinuidades em uma ou mais variáveis. Três tipos de problemas surgem no tratamento numérico dos limites livres: (1) sua representação discreta, (2) sua evolução no tempo, e (3) a maneira pela qual as condições de contorno são impostas sobre eles. (Hirt, et al,1981)

Na modelagem numérica, os métodos Euleriano e Lagrangiano se diferem pela maneira na qual seus elementos fluidos são movidos para novas posições após as suas novas velocidades terem sido calculadas. No caso de Lagrange, a grade simplesmente se move com as velocidades dos elementos computados, enquanto que em um cálculo Euleriano é necessário calcular o fluxo de fluido através da malha. Este fluxo, ou cálculo do fluxo convectivo, requer uma média das propriedades de fluxo de todos os elementos fluidos que se encontram em uma dada malha após algum período de tempo.

Um meio simples de representar um limite livre é definir a sua distância a partir de uma linha de referência em função da posição ao longo da linha de referência. Métodos como *Height Functions* e *Line Segments* utilizam essa representação, que possui uma limitação grave porque muitas formas simples, como bolhas ou gotas, não podem ser tratadas. No entanto, quando ela pode ser usada, esta representação é extremamente eficiente, exigindo apenas uma matriz de armazenamento unidimensional para registrar os valores de altura de superfície.

Em vez de definir uma superfície livre diretamente, pode-se trabalhar também com as regiões ocupadas pelo fluido. O método Partículas Marcadoras (*Marker Particles*) define partículas em todas as regiões ocupadas por fluidos, com cada partícula especificada para se mover com a velocidade do fluido na sua localização. Este método possui a vantagem de

eliminar os problemas lógicos associados com superfícies que se intersectam, mas causa um aumento significativo no armazenamento computacional necessário. Além disso, também requer tempo computacional adicional para mover todos os pontos para as novas localizações. (Hirt, et al,1981)

Nos métodos citados, é comum utilizar apenas um valor para cada variável dependente que define o estado do fluido em cada célula da malha. É possível, no entanto, definir uma função cujo valor é unidade em qualquer ponto ocupado por fluido e zero caso contrário. O valor médio desta função numa célula representa o volume da fração da célula ocupada pelo fluido. As células com valores entre zero e um devem contém uma superfície livre. Esta definição é utilizada pelo método de volume de fluido (VOF).

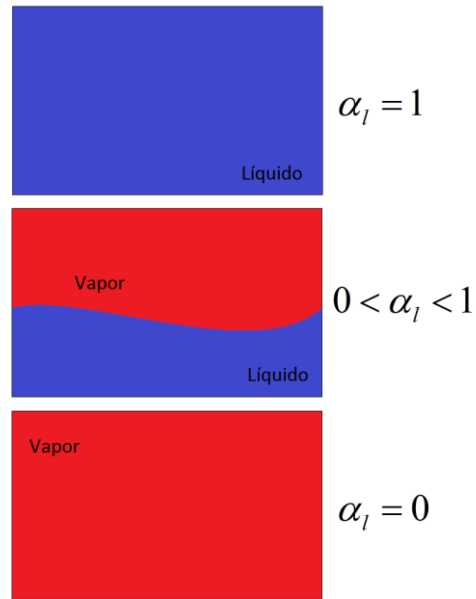
O VOF fornece a mesma informação de interface disponível pelo método Partículas Marcadoras, mas, no entanto, requer apenas um valor de armazenamento para cada célula de malha. A direção normal de uma fronteira fica na direção em que o valor desta função muda mais rapidamente. No momento em que a direção normal e o valor da função de uma célula são conhecidos, uma linha de corte pode ser construída de modo a estimar uma interface, sendo posteriormente utilizada para definir as condições de fronteiras.

A fração de vazio é um parâmetro elementar na análise descrita neste trabalho, definida através do método VOF. A fração de vazio de líquido consiste na divisão da quantidade de volume de líquido contido na célula pela quantidade de volume total da célula.

$$\alpha_l = \frac{\forall_{l,cel}}{\forall_{t,cel}} \quad (17)$$

onde  $\forall_{l,cel}$  e  $\forall_{t,cel}$  são os volumes de líquido e total da célula, respectivamente.

A Figura 12 apresenta a fração de vazio do líquido. Observa-se que para um valor de  $\alpha_l$  igual à unidade, o volume da célula é ocupado somente por líquido e para valores de  $\alpha_l$  igual à zero, a célula é ocupada somente por vapor. Nas regiões em que há interface líquido-vapor, o valor de  $\alpha_l$  está contido no intervalo entre  $0 \leq \alpha_l \leq 1$ .



**Figura 12 Fração de volume de líquido**  
**Fonte: Autoria própria**

O mesmo raciocínio se aplica para a determinação da fração de volume de vapor  $\alpha_v$  :

$$\alpha_v = \frac{\nabla_{v,cel}}{\nabla_{t,cel}} \quad (18)$$

Desta forma tem-se que a somatória de ambas as frações de volume é igual à unidade:

$$\alpha_v + \alpha_l = 1 \quad (19)$$

O modelo VOF necessita de um algoritmo para calcular com precisão a evolução do campo da fração de volume. A dependência de  $\alpha$  é regida pela equação (45):

$$\frac{\partial \alpha}{\partial t} + u \cdot \nabla \alpha = 0 \quad (20)$$

A Equação (20) indica que a fração de volume se move com o fluido. O modelo VOF trata a energia (E) e a temperatura (T) como variáveis em função da massa:

$$E = \frac{\sum_{k=1}^2 \alpha_k \rho_k E_k}{\sum_{k=1}^2 \alpha_k \rho_k} \quad (21)$$

Em resumo, o método VOF oferece um esquema de identificação das regiões, com requisitos mínimos de armazenamento computacional. Além disso, como no método de Partículas Marcadoras, todos os problemas associados com a intersecção de superfícies são

evitados. Esta equação será resolvida juntamente com as demais equações de conservação de massa, energia e quantidade de movimento linear na modelagem CFD através do software ANSYS/FLUENT para a resolução do problema.

## 2.8 Modelo de evaporação-condensação de Lee

O processo de evaporação e condensação, presente em muitos processos industriais, é foco de muitos estudos experimentais. No entanto, avaliar o fenômeno de mudança de fase a partir de resultados experimentais torna-se muito complexo, necessitando assim simulações numéricas para complementar a análise.

A característica da conservação de massa é particularmente importante na solução de problemas de mudança de fase. Atualmente, o método VOF tem sido empregado no código FLUENT para resolver fluxos bifásicos. No entanto, o método VOF padrão não pode simular transferência de calor e massa através da interface de fase. Para superar este problema, há a necessidade de adicionar termos fonte nas equações governantes usando funções definidas pelo usuário (UDF).

Muitos modelos de mudança de fase são propostos para a solução deste problema. O modelo de mudança de fase Lee é o mais utilizado na literatura (Lee, 1980). A principal premissa deste modelo é que a mudança de fase é impulsionada principalmente pelo desvio da temperatura interfacial da temperatura de saturação, e a taxa de mudança de fase é proporcional a esse desvio. Portanto, a mudança de fase ocorre enquanto se mantêm as temperaturas da fase saturada e da interface igual a temperatura de saturação. No modelo de evaporação-condensação desenvolvido (Lee, 1980), a transferência de massa líquido-vapor é governada pela equação de transporte de vapor:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_v \rho_v) + \nabla \cdot (\alpha_v \rho_v \vec{V}_v) = \dot{m}_{v'} - \dot{m}_{v''} \quad (22)$$

Sendo  $\alpha_v$  a fração de volume de vapor,  $\rho_v$  a densidade do vapor,  $\vec{V}_v$  a velocidade do vapor,  $\dot{m}_{v'}$  e  $\dot{m}_{v''}$  as taxas de transferência de massa de evaporação e condensação, respectivamente. A partir dos regimes de temperatura, as equações de transferência de massa são dadas por:

$$\dot{m}_{v'} = -\dot{m}_{v''} = r_l \alpha_l \rho_l \frac{T - T_{sat}}{T_{sat}}, \text{ se } T > T_{sat} \text{ (evaporação)}$$

$$\dot{m}_{v/l} = -\dot{m}_v = r_v \alpha_v \rho_v \frac{T_{sat} - T}{T_{sat}}, \text{ se } T < T_{sat} \text{ (condensação)}$$

Onde  $r$  representa o fator de intensidade de transferência de massa, também interpretado como tempo de relaxação. Recomenda-se que o valor de  $r$  seja tal que mantenha a temperatura interfacial razoavelmente próxima da temperatura de saturação e evite problemas de divergência. Como é um coeficiente empírico,  $r$  é dado valores diferentes para problemas diferentes.

## 2.9 Considerações Finais do Capítulo

Neste capítulo foram tratados os conceitos básicos do termossifão e seus limites, além do processo de ebulição em piscina e os mecanismos físicos do processo de condensação, processos presentes no escoamento no interior do tubo. Parâmetros adimensionais utilizados em correlações utilizadas neste trabalho foram apresentados, assim como a correlação de Rohsenow para ebulição nucleada. Por fim, os métodos de Volume de Fluido e evaporação-condensação desenvolvido por Lee, aplicados na modelagem deste trabalho, foram apresentados.

Os conceitos abordados serão utilizados nos próximos capítulos para a construção do modelo numérico do problema proposto.

### 3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo serão reunidas e discutidas informações encontradas em artigos que tratam de temas relevantes para o presente trabalho.

#### 3.1 Características de transferência de calor em um termossifão fechado

O fenômeno da transferência de calor no termossifão tornou-se foco de estudo para muitos pesquisadores, devido ao aumento de aplicações em sistemas industriais ocasionado pela sua alta efetividade na troca térmica comparado a outros trocadores de calor. Na prática, a condutividade térmica efetiva do termossifão excede a do cobre em torno de 200-500 vezes (Noie, 2005). Diversos parâmetros físicos influenciam o desempenho da transferência de calor em um termossifão. Noie (2005) analisou o efeito de três parâmetros do termossifão experimentalmente: as taxas de calor de entrada, razões de preenchimento do fluido de trabalho (AR) e comprimento do evaporador.

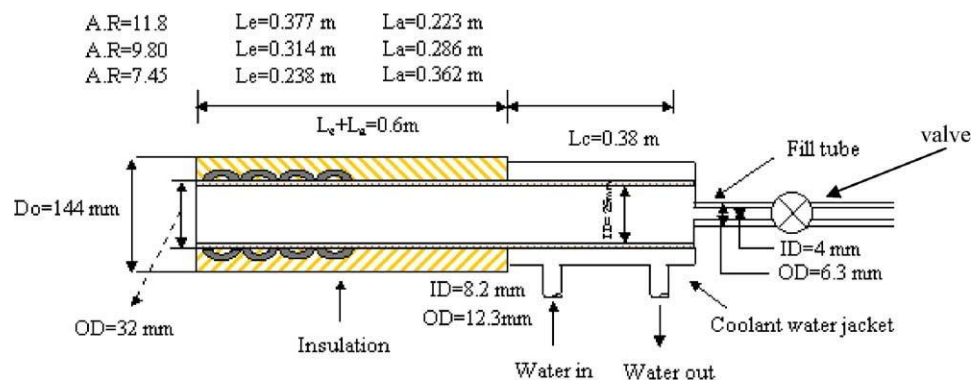


Figura 13 Detalhes do aparato experimental utilizado, com AR = 11,8, 9,8 e 7,45

FONTE: Adaptado de Noie (2015)

O autor utilizou em seus estudos um tubo de cobre de 980 mm, com diâmetro interno de 25 mm e diâmetro externo de 32 mm. A seção adiabática e do evaporador possuem um comprimento total de 0,6 metros. O comprimento do evaporador é determinado variando o comprimento resistência elétrica de potência nominal de 1000 W ao seu redor, afim de avaliar os efeitos sob a performance do termossifão. A seção do condensador possui 0,38 metros, concêntrica a um tubo de revestimento com água de arrefecimento.

Para avaliar os efeitos das taxas de calor de entrada, razões de preenchimento do fluido de trabalho (AR) e comprimento do evaporador na avaliação do desempenho térmico do termossifão, Noie (2005) realizou uma série de experimentos com as seguintes condições:

Tabela 2 Parâmetros dos experimentos realizados por Noie (2005)

<b>Intervalo das taxas de calor de entrada</b>	100 W < Q < 900 W
<b>Fluido de trabalho</b>	Água destilada
<b>Razões de preenchimento</b>	30%, 60% e 90%
<b>Razão de aspecto</b>	7,45; 9,8 e 11,8

As temperaturas de quatro pontos na seção do evaporador, um ponto na seção adiabática e dois pontos na seção do condensador foram monitoradas pelo autor para traçar a distribuição de temperatura no comprimento total do termossifão. Os resultados foram também traçados como taxa de transferência de calor em relação à temperatura média da superfície do evaporador para as relações de aspecto e as razões de preenchimento. O autor supôs que a taxa de transferência de calor do termossifão era igual à média da taxa de geração de calor fornecida pelo aquecedor elétrico e absorção de calor por arrefecimento da água em condições de estado estacionário.

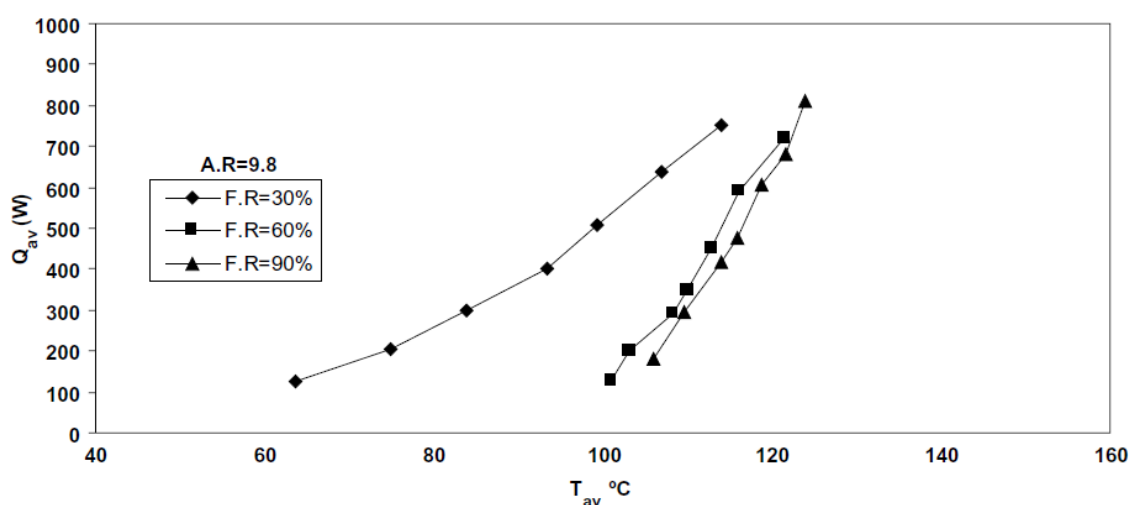


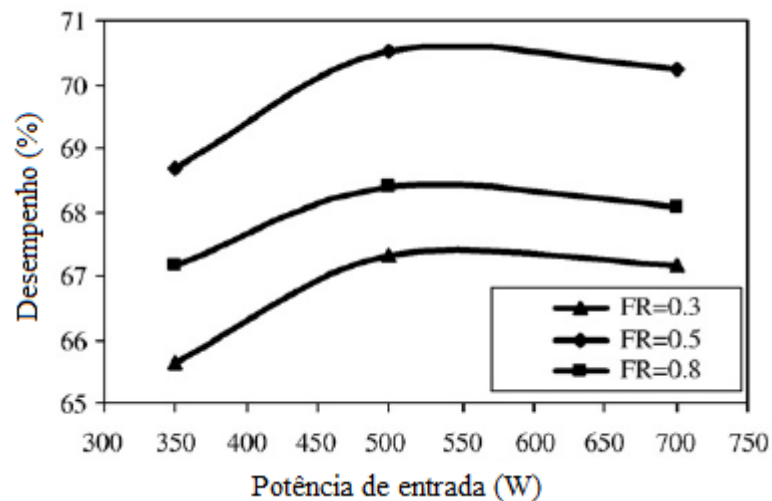
Figura 14 Resultados obtidos para AR = 9,8, em função da temperatura média e o fluxo de calor  
 FONTE: Noie (2005)

O autor concluiu que, para relação de aspecto de 11,8 a taxa de transferência de calor máxima ocorre quando a razão de preenchimento foi de 60%. Para razões de aspecto de 7,45 e 9,8 as razões de preenchimento correspondentes para a taxa máxima de transferência de calor foram de 90% e 30%, respectivamente.

### 3.2 Modelagem CFD da transferência de calor em um termossifão

Alizadehdakhel et al (2010) realizaram um estudo do fenômeno de escoamento bifásico com evaporação e condensação simultânea em um termossifão. Os autores utilizaram da técnica Volume de Fluido (VOF) através do software ANSYS/FLUENT para modelar as interações entre as fases e determinar um perfil de temperatura, posteriormente utilizado para comparar com dados experimentais.

Os experimentos foram realizados em um termossifão vertical com fluxos de calor distintos entrando na seção do evaporador. O termossifão foi construído com cobre, com um comprimento total de 100 cm e diâmetros interno e externo de 1,75 e 19 cm, respectivamente. A seção do condensador foi resfriada com água, controlada por uma válvula e um medidor de vazão. Dez (10) termopares foram posicionados ao longo do comprimento do termossifão para a medição da temperatura das seções do evaporador, adiabática e condensador. Os autores analisaram o desempenho térmico do termossifão baseado na relação entre do calor absorvido no condensador e o fluxo de calor fornecido ao evaporador. Esta relação pode ser observada na Figura 15.

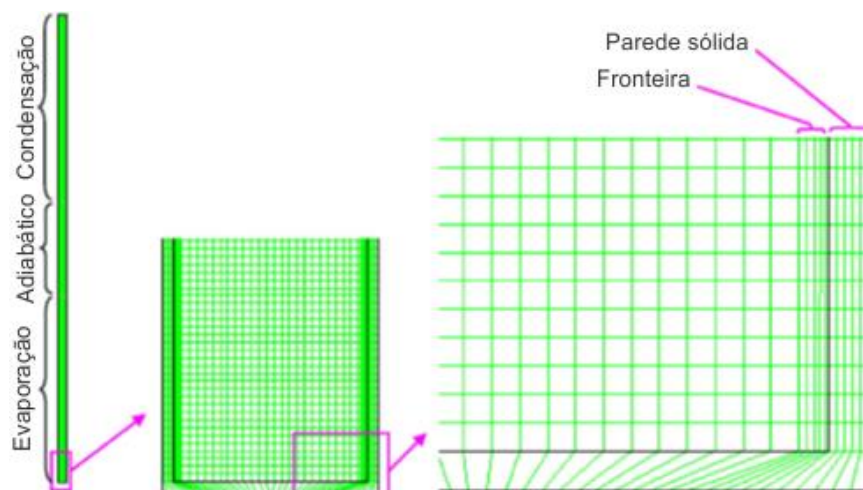


**Figura 15** Performances do termossifão para vários fluxos de entrada e razões de preenchimento

**FONTE:** Adaptado de Noie (2005)

Para a análise em CFD, uma geometria 2-D foi utilizada para a modelagem do escoamento dentro de um termossifão no *software* FLUENT/ANSYS. As seções do evaporador, do condensador e a seção adiabática podem ser observadas na Figura 16.

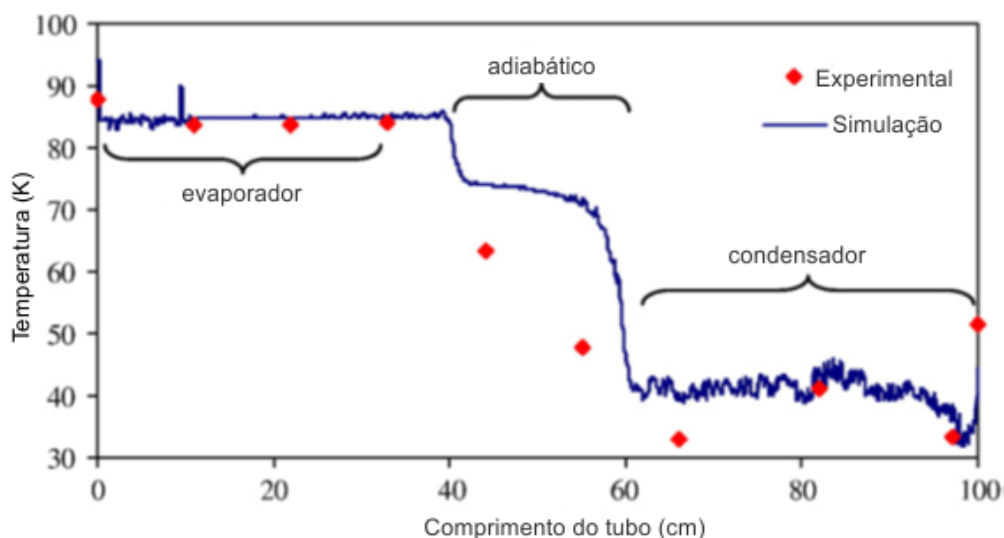




**Figura 16** Malha 2D de um termostato

Fonte: Adaptado de Alizadehdakhel, Rahimi e Alsairafi (2009)

Para os termos fontes na evaporação, os autores utilizaram as equações propostas por De Schepe (2009). A comparação dos resultados do perfil de temperatura obtido experimentalmente e através do CFD pode ser observada na Figura 17.

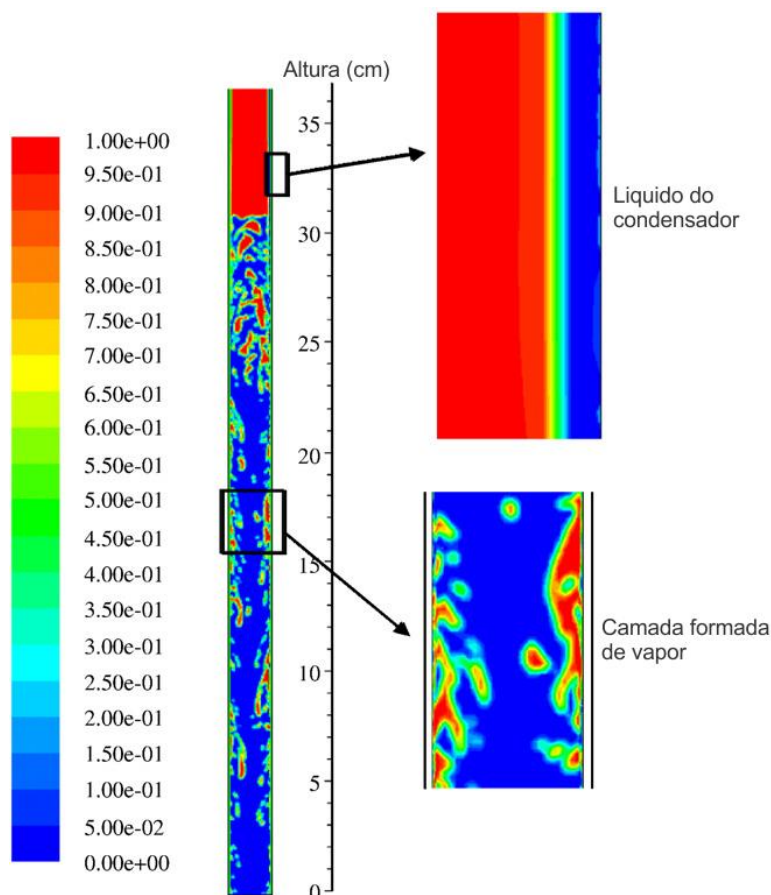


**Figura 17** Comparação do perfil de temperatura experimental e obtido por CFD

Fonte: Adaptado de Alizadehdakhel, Rahimi e Alsairafi (2009)

Observa-se uma correlação entre os dados experimentais e numéricos, exceto na seção adiabática do termostato. Essa diferença pode ser explicada pelo fato que há perda de energia na seção adiabática no experimento, o que é ignorado na modelagem numérica. (Alizadehdakhel et al, 2010)

O contorno da fase de vapor formada para uma razão de preenchimento de 80% pode ser visualizado na Figura 18.



**Figura 18** Contorno de fase de fração de volume na seção do evaporador (FR=0,8)  
**FONTE:** Adaptado de Alizadehdakhel, Rahimi e Alsairafi (2009)

A Figura 18 mostra que, na secção inferior do evaporador, as camadas espessas de vapor geradas estão presas à parede. Devido à baixa condutividade térmica de vapor, essas camadas grossas de vapor podem provocar uma resistência térmica significativa e, conseqüentemente, diminuir o coeficiente de transferência de calor global. Além disso, próximo à superfície líquida do evaporador, as bolhas se movem para as regiões médias da piscina de líquido para escapar da superfície.

Neste estudo, os experimentos em um termosifão foram realizados a fim de investigar o efeito do fluxo de calor de entrada e a razão de preenchimento sobre o seu desempenho. Os resultados experimentais mostraram que o aumento do fluxo de calor de entrada aumenta o

desempenho. No entanto, a aplicação de energia mais elevada para o evaporador diminui o desempenho. Os autores concluíram que o valor ótimo de razão de preenchimento no termossifão tem valor de 0,5.

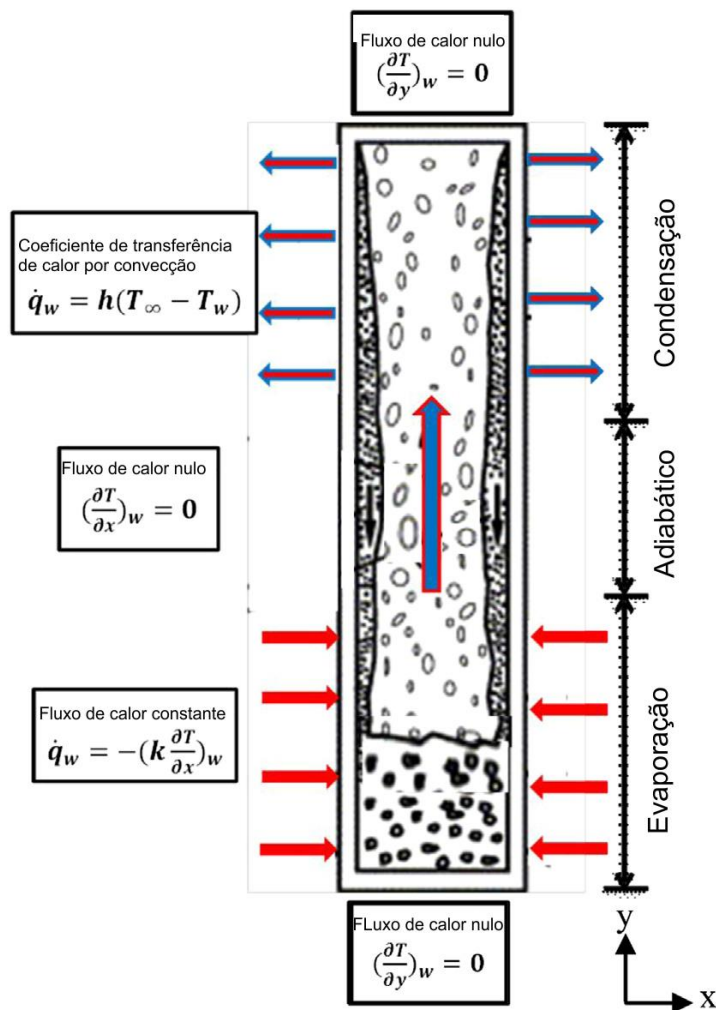
Uma boa correlação foi observada entre os resultados simulados e medidos experimentalmente. Os resultados numéricos foram empregados para compreender as razões para as mudanças observadas nos perfis de temperatura e no desempenho do termossifão. Os resultados desta investigação mostraram que a transferência de calor e de massa podem ser modelados com sucesso usando a técnica CFD.

### **3.3 Modelagem numérica da distribuição de temperatura em um termossifão fechado**

Fadhil et al. (2013) realizaram uma modelagem numérica para simular os detalhes dos fenômenos do escoamento bifásico e de transferência de calor durante a operação de um termossifão. A fim de validar os resultados da simulação numérica, um aparato experimental foi construído para realizar uma investigação do desempenho térmico em um termossifão.

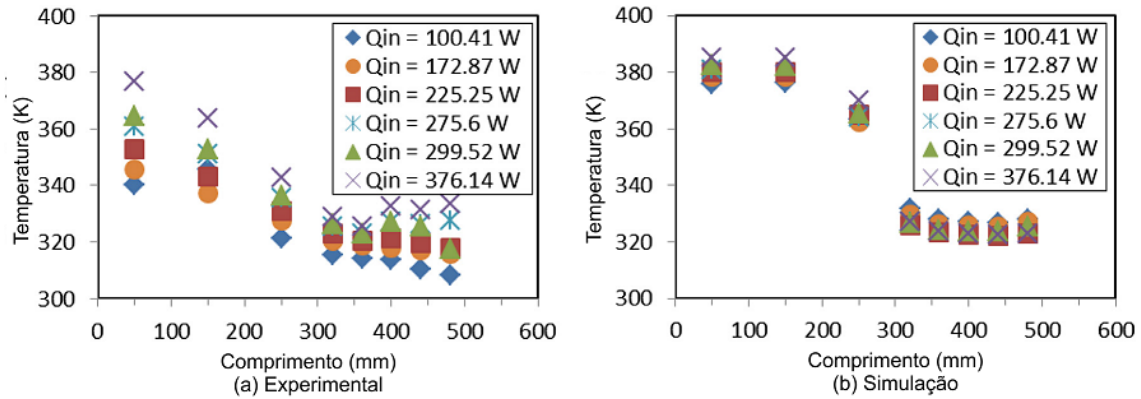
Para a análise numérica, os autores utilizaram o *software* ANSYS/FLUENT e o método Volume de Fluido (VOF) para a modelagem do termossifão bifásico fechado. O software FLUENT não possui a capacidade de simular mudança de fase durante a evaporação e condensação. Para contornar o problema, uma função definida pelo usuário (UDF) é utilizada para completar o programa existente. A UDF é essencialmente necessária para calcular a transferência de calor e massa entre as fases líquida e de vapor durante os processos de mudança de fase, determinada pelos termos das equações de continuidade e de conservação energia (FADHL et al 2013).

Um modelo em 2-D foi desenvolvido para simular o escoamento bifásico e o fenômeno de transferência de calor e de massa no termossifão. Uma condição de contorno de não-deslizamento é imposta nas paredes internas do termossifão. A fim de simular o aquecimento de evaporação, um fluxo de calor constante é definido nos limites da parede da seção do evaporador. A seção do condensador é arrefecida, como resultado do calor liberado com a condensação do vapor. As condições de contorno podem ser observadas na Figura 19.



**Figura 19** Condições de contorno de um termossifão fechado  
 Fonte: Adaptado de Fadhl, Wrobel e Jouhara (2013)

A Figura 20 mostra os resultados experimentais e de simulação da distribuição da temperatura ao longo da superfície exterior do termossifão para diferentes entradas de calor. A distância entre 0 e 200 milímetros indica a seção de evaporador, entre 200 e 300 mm a seção adiabática, enquanto que a distância entre 300 e 500 mm indica que a seção de condensador. As temperaturas médias do evaporador previstas pela simulação se desviou a partir dos resultados experimentais devido à consideração de uma fonte de calor contínua de entrada ao longo do comprimento da seção de evaporador, onde, no experimento, a seção do evaporador é envolvida por um aquecedor de fio para garantir que este não esteja em contato diretamente com o termopar.



**Figura 20** Comparação da temperatura entre experimentos e simulações em diversos valores de calor de entrada

Fonte: Adaptado de Fadhl, Wrobel e Jouhara (2013)

Como mostrado na Figura 20, a temperatura da seção do condensador mostra melhor concordância com os resultados experimentais. Como resultado de nenhuma perda de calor na seção adiabática, a temperatura é aumentada na superfície desta seção devido à transferência de calor por condução axial.

Os resultados da simulação numérica deste trabalho mostram que o FLUENT e o método VOF podem modelar com sucesso os fenômenos complexos no interior do termosifão. A partir da visualização do fluxo, verifica-se que a simulação numérica foi capaz de reproduzir o funcionamento do termosifão, incluindo a ebulição em piscina no evaporador e o filme de líquido condensado na seção do condensador.

### 3.4 Influência do coeficiente de Lee no modelo VOF

No modelo de evaporação-condensação de Lee, as equações de transferência de massa são dadas por:

$$n\dot{x}_v = -n\dot{x}_l = r_l \alpha_l \rho_l \frac{T - T_{sat}}{T_{sat}} \quad (23)$$

$$n\dot{x}_l = -n\dot{x}_v = r_v \alpha_v \rho_v \frac{T_{sat} - T}{T_{sat}} \quad (24)$$

onde  $r$  é um coeficiente empírico denominado fator de intensidade de transferência de massa e tem a unidade de  $s^{-1}$ . Enquanto o modelo de Lee consistentemente visa diminuir o

desvio da temperatura de saturação, há grande variabilidade na escolha do valor de  $r$ . Os pesquisadores usaram uma ampla gama de valores, variando de 0,1 a  $10^7 s^{-1}$ , em tentativas para obter o menor desvio. Em geral, o valor ótimo de  $r$  depende de muitos fatores, incluindo, mas não se limitando a, fenômeno de mudança de fase específico, taxa de fluxo, tamanho de malha e passo de tempo computacional. Um desafio fundamental no uso do modelo de Lee é que diferentes valores de  $r$  foram recomendados por diferentes pesquisadores para configurações experimentais semelhantes, dependendo da configuração específica do modelo numérico utilizado. (Kharangate, et al., 2017)

Nos estudos numéricos de evaporação realizados em tubos de serpentina por Wu et al. (2016), o coeficiente  $r$  foi definido como  $0.1 s^{-1}$ . De Schepper et al. (2008) e Alizadehdakhel et al. (2009) também definiram  $r$  como  $0.1 s^{-1}$  em seus estudos, afim de manter a temperatura interfacial próxima à temperatura de saturação. No entanto, o coeficiente  $r$  foi definido como  $100 s^{-1}$  em Fang (2010) e Yang (2007). Diante do exposto, se faz necessário um estudo desse parâmetro para que os processos de evaporação e condensação sejam bem representados através do modelo numérico.

### **3.5 Influência da razão de preenchimento e da inclinação no desempenho térmico de termossifões**

Aguiar (2016) desenvolveu um estudo experimental da influência da razão de preenchimento e posição de trabalho no comportamento térmico de termossifões. Os termossifões foram construídos a partir de tubos de cobre com um diâmetro externo de 9,45mm, diâmetro interno de 7,75mm e comprimento total de 200mm. O fluido utilizado foi água deionizada e os termossifões foram carregados com razões de preenchimento de 20%, 40%, 60%, 80% e 100% do volume do evaporador. Os termossifões foram testados experimentalmente em diferentes posições (vertical, horizontal e inclinado em  $45^\circ$ ) sob cargas térmicas compreendidas entre 5 e 50W. A Figura 21 apresenta o termossifão de cobre confeccionado por Aguiar (2016).



**Figura 21 Componentes do termossifão confeccionado**

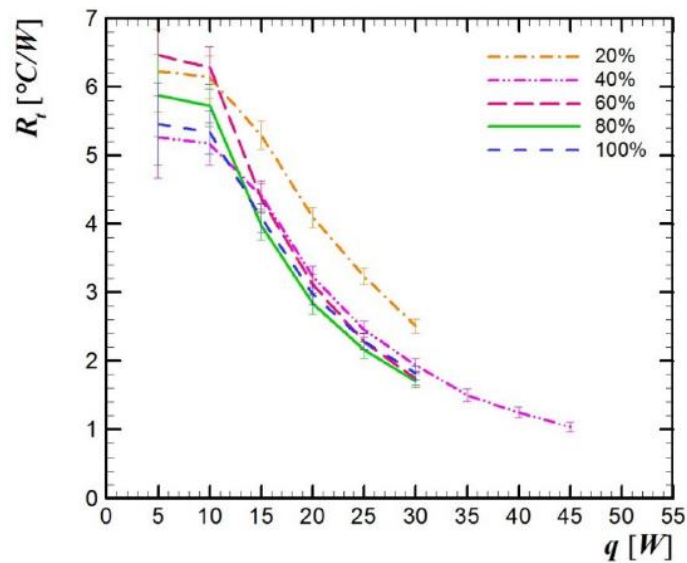
**FONTE: (Aguiar, 2016)**

O projeto térmico dos termossifões foi realizado por meio da modelagem de um circuito térmico analisando todos os componentes do termossifão, fluido de trabalho, invólucro e ambiente externo. Este circuito foi elaborado com o objetivo de se determinar a resistência global e efetiva do termossifão, que relaciona a taxa de transferência de calor,  $q$ , com a diferença de temperatura entre o evaporador e condensador  $\Delta T$ :

$$R_t = \frac{\Delta T}{q} \quad (25)$$

A análise de performance térmica dos termossifões com cinco diferentes razões de preenchimento, operando em três diferentes posições de trabalho, foi realizada a partir dos cálculos utilizando as medições experimentais de temperatura realizada através do uso de 8 termopares ao longo do comprimento do termossifão.

A Figura 22 apresenta a resistência térmica para as cinco diferentes razões de preenchimento em função das diferentes cargas térmicas aplicadas até o limite de temperatura ser atingido, com o termossifão trabalhando na posição vertical.



**Figura 22 Resistência térmica, °C/W, com o termossifão operando na vertical (90°)**  
**FONTE: (Aguiar, 2016)**

Conforme apresentado na Figura 22, que dentre todas as razões de preenchimento a razão de 80% foi a que apresentou menores valores de resistência térmica, porém a razão de preenchimento de 40% foi a que dissipou uma maior carga térmica. (Aguiar, 2016)

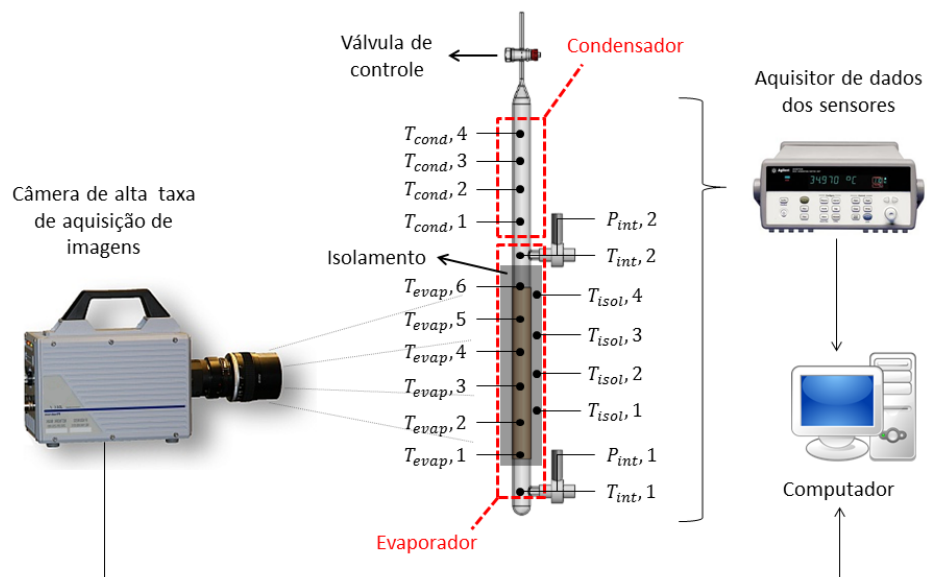
Após a realização da análise experimental de todas as configurações do estudo, o autor concluiu que, dentre as posições de operação, a melhor posição de trabalho do termossifão foi a inclinada, seguida por resultados muito próximos da posição vertical. Além disso, após a determinação da melhor razão de preenchimento, 40%, um termossifão contendo aletas na região do condensador foi construído e testado nas mesmas posições de trabalho. A presença de aletas no condensador intensificou a transferência de calor propiciando uma menor temperatura de operação. (Aguiar, 2016)

### **3.6 Estudo do coeficiente de transferência de calor no evaporador de um termossifão de vidro**

Da Silva e Tosin (2016) realizaram um estudo experimental do coeficiente convectivo dentro do evaporador de um termossifão de vidro, a fim de comparar com modelos de transferência de calor em escoamentos forçados líquido-vapor existentes na literatura.

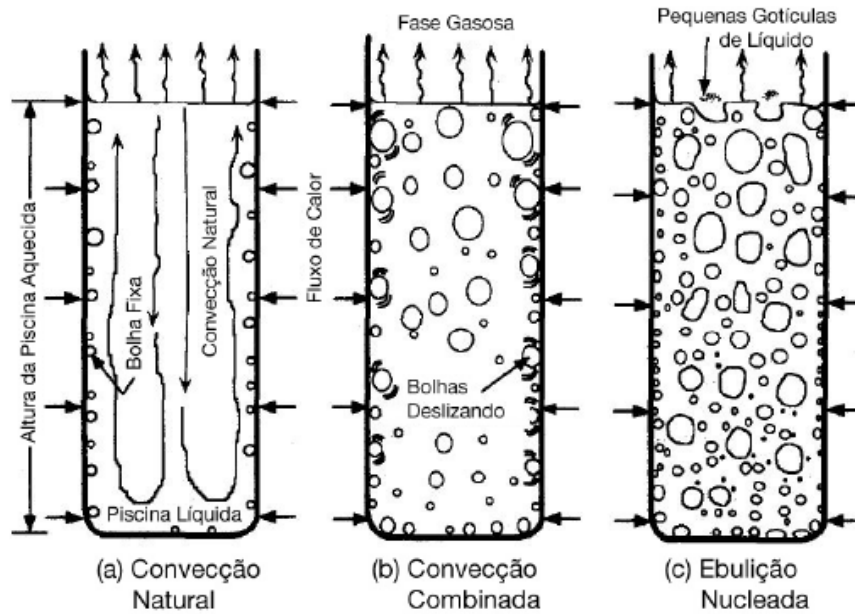
Os autores desenvolverem uma bancada experimental, utilizando um termossifão de vidro com um diâmetro interno de 25,4 mm, com evaporador de comprimento total de 300 mm. Características do aparato experimental podem ser observados na Figura 23.





**Figura 23** Desenho esquemático da bancada experimental construída  
**FONTE:** (Da Silva, et al., 2016)

Diferentes modos de ebulição podem ser obtidos durante a operação do termosifão dependendo da combinação entre fluxo de calor e razão de preenchimento. Como descrito anteriormente, os modos ebulição influenciam diretamente na transferência de calor durante a operação do termosifão, de tal forma que diferentes modos podem apresentar resultados de transferência de calor extremamente distintos. Os diferentes regimes de ebulição em piscina no interior de um cilindro aquecido com um fluxo de calor uniformemente distribuído podem ser visualizados na Figura 24.



**Figura 24** Diferentes regimes de ebulição em piscina para um fluido aquecido dentro de um cilindro vertical com fluxo de calor uniformemente distribuído

FONTE: (Da Silva, et al., 2016)

Os autores fizeram um levantamento das correlações para ebulição em piscina que constam na literatura para fins comparativos com os resultados obtidos na análise experimental.

Partindo de estudos realizados por diversos pesquisadores, El-Genk e Saber (1998) propuseram uma correlação para cada modo de transferência de calor em ebulição em piscina dentro de cilindros uniformemente aquecidos. Para possibilitar a correta aplicação das correlações, foi desenvolvido um parâmetro adimensional chamado por El-Genk e Saber de pool parameter, que caracteriza qual é o modo de transferência de calor predominante em determinado tipo de ebulição. Esse parâmetro é expresso conforme a Equação (26):

$$X_{\text{critério}} = \psi Ra^{0,35} Pr_l^{0,35} \left( \frac{P_{\text{sat}} I_m}{\sigma} \right)^{0,7} \left( \frac{q_{\text{evap}} I_m}{\rho_g h_{fg} v_l} \right)^{0,7} \quad (26)$$

onde,

$$\psi = \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,4} \left[ \left( \frac{P_{\text{sat}} v_L}{\sigma} \right) \left( \frac{\rho_l^2}{(\sigma g (\rho_l - \rho_v))} \right)^{0,25} \right]^{0,25} \quad (27)$$

E  $I_m$  é a escala do comprimento da bolha e é dado por  $I_m = \sqrt{\sigma / g(\rho_l - \rho_v)}$ . A variável  $\psi$  é chamada de coeficiente de mistura e indica a contribuição para a transferência de calor da mistura de líquido e vapor causada pelas bolhas geradas na ebulição.

Para  $X_{critério} < 10^6$ , tem-se que o modo de transferência de calor é predominantemente devido à convecção natural. Neste processo a movimentação do fluido aquecido se dá majoritariamente pela circulação induzida pela diferença de densidades entre o fluido próximo a parede aquecida em relação ao fluido que está no centro do cilindro. Para esse modo de transferência de calor El-Genk e Saber (1998) desenvolveram a seguinte correlação:

$$h_{CN,ebulição} = 0,475Ra^{0,35} \left( \frac{I_m}{D_i} \right)^{0,35} \quad (28)$$

Para  $10^6 \leq X_{critério} \leq 2,1 \cdot 10^6$  o regime de ebulição é de transição entre convecção natural e ebulição nucleada, e a transferência de calor é devida a combinação desses dois modos. Neste fenômeno percebe-se que com o aumento significativo das bolhas acontece uma maior mistura do fluido devido ao giro e translação das bolhas. A transferência de calor é, portanto, devida equilibradamente a contribuição da convecção natural e da ebulição nucleada. Para essa situação, El-Genk e Saber recomendam a correlação desenvolvida por Groll (1990):

$$h_{transição} = 4,0 \left( \frac{k_l}{D_i} \right) (ArFr^{0,5})^{1/3} Pr_l^{0,5} \left( \frac{Bo}{10} \right)^n \quad (29)$$

onde  $n = 0,5$  para  $Bo \leq 10$  e  $n = 1/6$  para  $Bo \geq 10$ .

Por fim, se  $X_{critério} > 2,1 \cdot 10^6$  então a transferência de calor é principalmente devida à ebulição nucleada. Neste fenômeno, a movimentação das bolhas alcança níveis que ocupam a maior parte da piscina de ebulição, a transferência de calor é então promovida principalmente pela mistura do fluido causada pela ebulição nucleada. El-genk e Saber propõem uma adaptação da correlação de Kutateladze (1959):

$$h_{EN} = (1,0 + 4,95\psi) \left[ 6,95 \cdot 10^{-4} \left( \frac{k_l}{I_m} \right) Pr_l^{0,35} \left( \frac{P_{sat} I_m}{\sigma} \right)^{0,7} \left( \frac{q_{evap} I_m}{\rho_v h_{fg} v_l} \right)^{0,7} \right] \quad (30)$$

Além de utilizar as correlações da literatura para ebulição em piscina, os autores também fizeram um levantamento do coeficiente convectivo para convecção forçada presente na literatura, uma vez que o modo de escoamento visualizado no experimento é o padrão em golfadas.

A fração de vazio foi calculada por Da Silva e Tosin (2016) através do uso de uma câmera de alta taxa de aquisição de imagens. Após a captura das imagens durante o experimento, realizou-se um processamento destas através de um algoritmo no software MATLAB, transformando-as em uma imagem de cor binária. Além da fração de vazio, o número de Reynolds é calculado a partir da velocidade, também obtida através da análise das imagens. Os autores utilizaram das correlações desenvolvidas por Kandlikar (1990) para o cálculo do coeficiente convectivo:

$$\frac{h_{BF}}{h_L} = 0,6683 \left( \frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0,1} X^{0,16} (1-X)^{0,64} + 1058 \left( \frac{\phi}{n\dot{h}_{lv}} \right)^{0,7} (1-X)^{0,8} \quad (31)$$

$$\frac{h_{BF}}{h_L} = 1,136 \left( \frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0,45} X^{0,72} (1-X)^{0,08} + 667,2 \left( \frac{\phi}{n\dot{h}_{lv}} \right)^{0,7} (1-X)^{0,8} \quad (32)$$

A correlação apresentada na Equação (31) considera a transferência de calor predominantemente por convecção forçada, enquanto na Equação (32) a maior contribuição é a ebulição.

### 3.7 Considerações finais do capítulo

Para complementar os estudos apresentados na literatura até o momento, uma investigação mais completa sobre o processo de transferência de calor na seção do evaporador do termosifão será conduzida. No próximo capítulo, será apresentado a modelagem matemática do termosifão do estudo, com suas dimensões e condições de contorno.

## 4 MODELAGEM MATEMÁTICA

Neste capítulo são apresentadas as equações necessárias para modelar o problema físico e também as considerações matemáticas adotadas para simplificar o problema de forma adequada.

### 4.1 Descrição do problema

No presente trabalho é investigado o comportamento de um fluido no interior do evaporador de um termosifão fechado, o qual é aquecido por um fluxo constante até que o processo de ebulição ocorra. É assumido o regime de ebulição saturada, em que a temperatura do líquido excede ligeiramente a temperatura de saturação, e as bolhas formadas na superfície são impelidas através do líquido pelas forças de empuxo.

A Figura 25 apresenta o desenho esquemático do problema proposto. Um termosifão fechado é aquecido por um fluxo de calor na seção do evaporador, que fornece calor ao sistema de modo a provocar à ebulição internamente do fluido de trabalho. Na seção do condensador, o calor é liberado através da troca de calor com o meio ou fluido a ser aquecido.

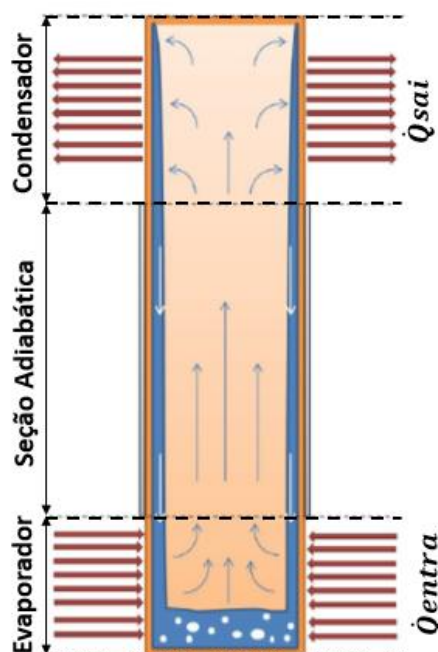


Figura 25 Desenho esquemático do problema proposto

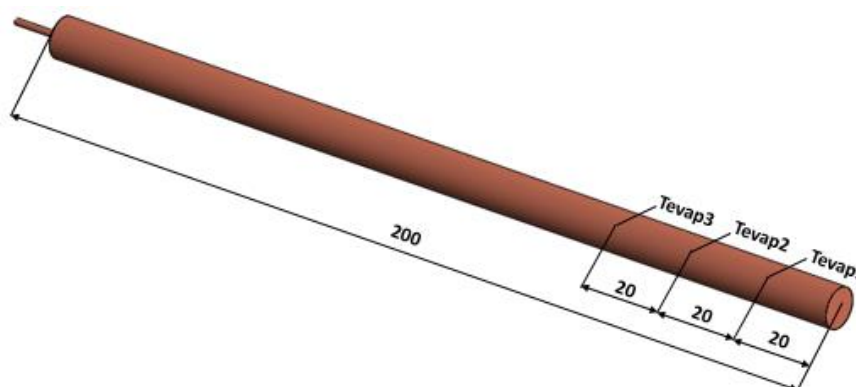
FONTE: Autoria própria

As dimensões do termossifão escolhidas são iguais à do termossifão estudado por De Aguiar (2016), a fim de estabelecer uma comparação dos resultados experimentais obtidos em seu estudo e os resultados numéricos deste trabalho. Os termossifões possuem um evaporador de comprimento de 80 mm, uma região adiabática de 20 mm de comprimento e um condensador de 100 mm de comprimento. As razões de preenchimento do volume do evaporador analisadas foram de 40%, 60%, 80% e 100%. A Tabela 3 apresenta as características físicas do problema proposto.

**Tabela 3 Características físicas do problema proposto**

<b>Características</b>	<b>Dimensão</b>
<b>Diâmetro interno do termossifão [mm]</b>	7,75
<b>Diâmetro externo do termossifão [mm]</b>	9,45
<b>Comprimento total do termossifão [mm]</b>	200
<b>Comprimento do evaporador [mm]</b>	80
<b>Comprimento do condensador [mm]</b>	100
<b>Comprimento da região adiabática [mm]</b>	20
<b>Fluido de trabalho</b>	Água
<b>Material do invólucro</b>	Cobre
<b>Razão de preenchimento [%]</b>	100   80   60   40

A Figura 26 apresenta os pontos de análise do evaporador que serão utilizados em uma comparação direta com os resultados experimentais obtidos por Aguiar (2016).



**Figura 26 Características físicas do termossifão. Dimensões em [mm]**

**FONTE: Autoria própria**

O processo de ebulição de piscina será analisado em distintos valores de fluxo de calor de entrada no evaporador, apresentados na Tabela 4.

**Tabela 4 Potências de entrada inicializadas no evaporador**

Potências de entrada [W]
5
10
15
20
25
30

## 4.2 Equações para o problema de ebulição em piscina

As equações utilizadas para a modelagem do fenômeno físico apresentado neste trabalho são deduzidas a partir dos princípios fundamentais das equações de conservação: continuidade, quantidade de movimento linear e energia.

Para adequar as equações fundamentais, algumas simplificações são impostas de acordo com o problema proposto, sejam elas:

- 1) Escoamento bidimensional;
- 2) Escoamento incompressível;
- 3) Propriedades dos fluidos constantes (exceto massa específica do líquido e tensão superficial que foram modeladas como funções dependentes da temperatura);
- 4) Gravidade atua apenas na direção  $y$  do plano cartesiano.

### 4.2.1 Conservação da massa

A equação da conservação da massa é representada pela Equação (33):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho) + \sum_{j=1}^3 \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = S_M \quad (33)$$

em que  $S_M$  é o termo de fonte de massa,  $\rho$  é a massa específica do fluido e  $u_1$ ,  $u_2$  e  $u_3$  são as componentes de velocidade nas direções do plano cartesiano  $x_1$ ,  $x_2$  e  $x_3$ , respectivamente.

#### 4.2.2 Conservação da quantidade de movimento linear

A conservação da quantidade de movimento linear é, em sua essência, a aplicação da segunda lei de Newton, que quando adequada a análise de um volume de controle, em coordenadas cartesianas, pode ser escrita como,

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \sum_{j=1}^3 \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial \rho}{\partial x_i} + \sum_{j=1}^3 \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \sum_{i=1}^3 \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \right] + S_{F,i} \quad (34)$$

em que  $S_{F,i}$  é o termo fonte de momento e  $\delta_{ij}$  é o delta de Kronecker (representação da matriz identidade em notação indicial).

A equação (34) determina que as forças atuando no volume de controle devem ser iguais à taxa líquida na qual a quantidade de movimento deixa o volume de controle mais a variação da quantidade de movimento dentro do volume de controle.

As forças que podem atuar no volume de controle são forças de corpo, implícitas no termo  $S_{F,i}$ , e as forças de superfície que são devidas à pressão estática do fluido e às tensões viscosas, representadas, respectivamente, pelos primeiro e segundo termos do lado direito da equação (34).

#### 4.2.3 Conservação de Energia

A Primeira Lei da Termodinâmica para um volume de controle estabelece um balanço entre a energia acumulada no sistema, o trabalho líquido e a transferência de energia pelo escoamento através das superfícies de controle e pela condução, além de considerar os termos fontes de geração de energia e dissipação viscosa (ALIZADEHDAAKEL et al 2010), representada aqui pela equação 40:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \sum_{j=1}^3 \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho E u_j) = \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 \left( \frac{\partial}{\partial x_j}(\tau_{ij}) u_i \right) - \sum_{j=1}^3 \frac{\partial}{\partial x_j} q_j + S_E, \quad (35)$$

em que  $S_E$  representa o termo de fonte de energia,  $E$  representa a energia total por unidade de massa,  $q_j$  o fluxo de calor por condução nas direção  $x_j$  e  $\tau_{ij}$  é o tensor relacionado aos termos viscosos.



#### 4.2.4 Fração de volume

O rastreamento das interfaces entre as fases é realizado pela a solução de uma equação de continuidade para a fração volumétrica de uma ou mais fases, através do método VOF. (ANSYS INC, 2012) Para uma determinada fase  $q^{th}$ , esta equação tem a seguinte forma:

$$\frac{1}{\rho_q} \left[ \frac{\partial}{\partial t} (\alpha_q \rho_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \mathbf{r}_q) \right] = S_{\alpha_q} + \sum_{p=1}^n (m\dot{k}_{pq} - m\dot{k}_{qp}) \quad (36)$$

sendo  $m\dot{k}_{qp}$  a transferência de massa da fase  $q$  para a fase  $p$  e  $m\dot{k}_{pq}$  a transferência de massa da fase  $p$  para a fase  $q$ . A equação de fração de volume não é resolvida para a fase primária inicializada, sendo esta calculada com base na restrição:

$$\sum_{q=1}^n \alpha_q = 1 \quad (37)$$

#### 4.3 Domínio Computacional e Condições de Contorno

O desenho esquemático do domínio computacional deste presente estudo é apresentado na Figura 27, com as cotas do evaporador, região adiabática e condensador. No problema proposto, assume-se  $L_{evap} = 80$  mm,  $L_{adiab} = 20$  mm e  $L_{cond} = 100$  mm, além dos diâmetros interno do tubo  $\phi_{int} = 7,75$  mm e externo  $\phi_{ext} = 9,45$  mm.

O fluxo de entrada constante no evaporador é representado por  $q''_{evap}$ , e a dimensão de  $H$  é dependente da razão de preenchimento do evaporador, que possui valores de 40%, 60%, 80% e 100%, e representa a dimensão do volume de líquido inicializado no eixo  $y$ . Para a razão de preenchimento 100%, o evaporador é inicializado inteiramente com a fase líquida, ou seja,  $H = 80$  mm. Na seção do condensador, uma convecção forçada é inicializada externo ao tubo.

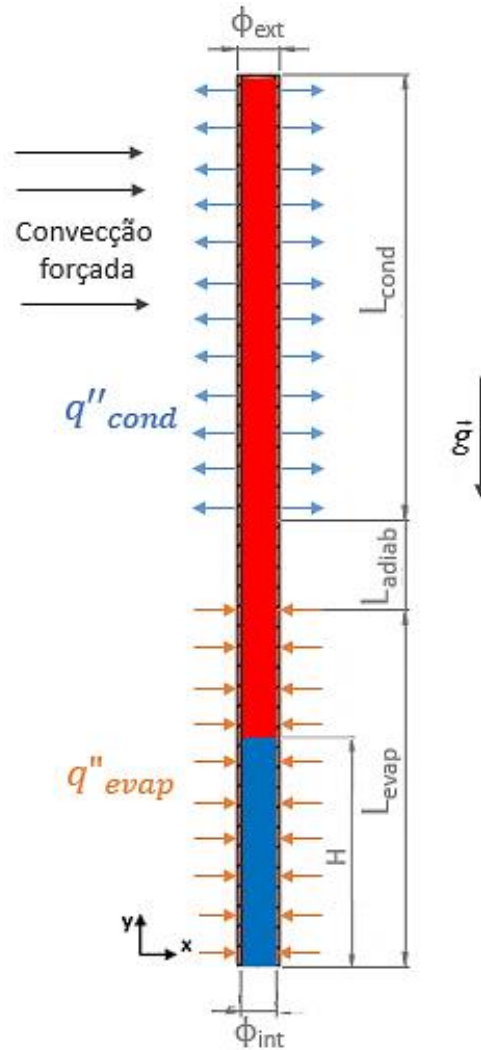


Figura 27 Condições de contorno da modelagem matemática

FONTE: Autoria própria

O fluxo de calor na superfície inferior é mantido nulo, ou seja:

$$q''(x, y = 0, t) = 0 \quad (38)$$

O fluxo de calor nas superfícies do termossifão é mantido constante, e é dependente da potência de entrada utilizada:

$$q''(x = 0, y, t) = cte \quad (39)$$

$$q''(x = 7,75, y, t) = cte \quad (40)$$

Na condição inicial,  $t = 0$ , o campo de velocidade nas direções  $x$  e  $y$  é nulo, e a pressão é a de saturação do fluido:

$$u(x, y, t = 0) = v(x, y, t = 0) = 0 \quad (41)$$

$$P(x, y, t = 0) = P_{sat} \quad (42)$$

A região do condensador foi modelada de modo a representar o dispositivo utilizado no trabalho do autor Aguiar (2016). Foi modelada uma convecção forçada externa ao condensador, cujo fluido de trabalho é o ar a uma temperatura ambiente de 20°C para uma velocidade constante de 5m/s:

$$T_{ar} = 20^\circ C = 293K$$

$$\vec{u}_{ar} = 5m / s$$

Nestas condições foram calculadas as equações de Churchill and Bernstein (1977) contidas no software *EES* para convecção cruzada de acordo com os dados especificados. Desta forma, tem-se que o coeficiente convectivo externo ao condensador é de:

$$\bar{h}_{conv} = 76,77W / m^2 K \quad (43)$$

#### 4.4 Parâmetros analisados

A consideração de diversos parâmetros é necessária para modelar corretamente o problema proposto. Nesta seção são apresentados os parâmetros mais relevantes que serão utilizados para modelar o problema físico bem como a forma que serão abordados na modelagem.

O comportamento térmico de um termossifão é determinado por parâmetros chave, tais quais o fluxo de calor fornecido, a razão de preenchimento do fluido de trabalho, a geometria e orientação do dispositivo e as propriedades físicas do fluido de trabalho. Dentre estas variáveis, o presente trabalho irá investigar os efeitos do fluxo de calor e fator de preenchimento sobre a transferência de calor no evaporador de um termossifão.

A ebulição em piscina de um líquido é regulada pela transferência de calor de uma fonte externa para o líquido em piscina. O processo de ebulição ocorre quando a temperatura da superfície ( $T_s$ ) é superior à temperatura de saturação ( $T_{sat}$ ) correspondente à pressão no líquido. A forma da lei do resfriamento de Newton que descreve apropriadamente a transferência de calor da superfície sólida para o líquido é mostrada na Equação (44).

$$h_y = \frac{q_s''}{\Delta T_e} = \frac{q_s''}{(T_{s,y} - T_{sat})} \quad (44)$$

Através do conhecimento de como a transferência de calor varia ao longo da superfície, pode-se obter a expressão através de um coeficiente convectivo médio:

$$\bar{h} = \frac{q_s''}{(\bar{T}_s - T_{sat})} \quad (45)$$

O autor Rohsenow (1962) através de um método empírico desenvolveu uma correlação para a determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção médio no processo de ebulição nucleada. Este coeficiente é expresso por:

$$\bar{h}_{Rohsenow} = \left( \frac{q_s''}{h_{fg}} \right)^{0,67} \left[ \frac{\mu_l}{\sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}}} \right]^{0,33} \frac{C_{p,l}}{C_{sf}} \frac{1}{Pr^{1,7}} \quad (46)$$

#### 4.4.1 Resumo das correlações apresentadas para o fenômeno da ebulição

Nesta seção são resumidas as correlações apresentadas nas seções anteriores, usadas para estimar o coeficiente de transferência de calor por convecção em regimes que envolvem ebulição. Na Tabela 5, cada correlação é mostrada em função do modo de ebulição em que pode ser aplicado.

Tabela 5 Correlações do fenômeno de ebulição

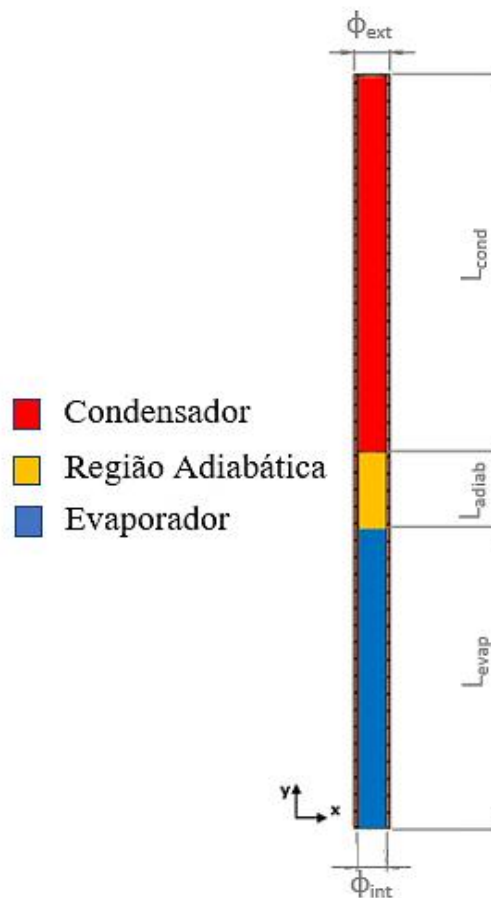
Aplicação	Descrição	Correlação
<i>Coefficiente convectivo local</i>	Cálculo do coeficiente convectivo em um ponto da superfície	$h_y = \frac{q_s''}{\Delta T_e} = \frac{q_s''}{(T_{s,y} - T_{sat})}$
<i>Coefficiente convectivo médio</i>	Cálculo do coeficiente convectivo médio da superfície	$\bar{h} = \frac{q_s''}{(\bar{T}_s - T_{sat})}$
<i>Coefficiente convectivo médio de Rohsenow</i>	Correlação de Rohsenow (1962)	$\bar{h}_{Rohsenow} = \left( \frac{q_s''}{h_{fg}} \right)^{0,67} \left[ \frac{\mu_l}{\sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}}} \right]^{0,33} \frac{C_{p,l}}{C_{sf}} \frac{1}{Pr^{1,7}}$

## 5 MODELAGEM NUMÉRICA

A solução das equações utilizadas no modelo matemático, apresentadas no capítulo anterior, que representam um sistema de equações diferenciais parciais, é de extrema complexidade. Sendo assim, o modelo matemático apresentado no Capítulo 4 será solucionado através do método de volumes finitos implementado no *software* comercial ANSYS/FLUENT. Nesse capítulo serão apresentados o domínio computacional e o método numérico utilizado neste trabalho.

### 5.1 Domínio Computacional

O domínio computacional avaliado foi o termossifão utilizado no experimento do autor Aguiar (2016). As dimensões do evaporador, região adiabática e condensador da Figura 28 foram apresentadas na modelagem matemática, sendo definidas como  $L_{evap} = 80$  mm,  $L_{adiab} = 20$  mm e  $L_{cond} = 100$  mm, além dos diâmetros interno do tubo  $\phi_{int} = 7,75$  mm e externo  $\phi_{ext} = 9,45$  mm.



**Figura 28** Dimensões do domínio computacional  
**FONTE:** Autoria própria

## 5.2 Método numérico

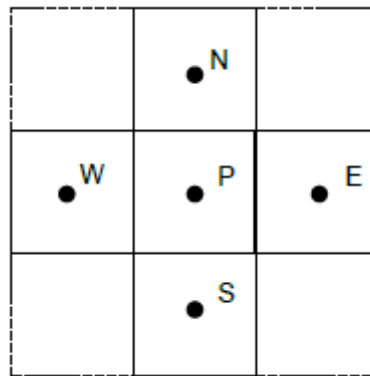
O método numérico implementado para solução do problema é o método dos volumes finitos.

### 5.2.1 Método de volumes finitos

O método de volumes finitos é implementado através do *software* ANSYS/FLUENT para a modelagem numérica. Este método é uma das técnicas de discretização mais versáteis utilizada na solução de escoamentos de fluidos, que consiste na discretização do domínio de cálculo através de um número finito de volumes de controle.

Este método divide primeiramente o domínio em vários volumes de controle, onde a variável de interesse é situada no centroide do volume. A partir disso, é realizada a integração da forma diferencial das equações governantes sobre cada volume de controle, onde são utilizados perfis de interpolação para descrever a variação da variável procurada.

A Figura 29 apresenta um volume de controle principal onde o ponto  $P$  é o centro do volume e os pontos  $E$ ,  $W$ ,  $S$  e  $N$  são os centros dos volumes de controle adjacentes.



**Figura 29** Volume de controle bidimensional para a discretização das equações modeladoras

O princípio da malha deslocada proposto por Patankar (1980) é empregado. Neste método, as grandezas escalares como a pressão e temperatura são tratadas no centro do volume de controle, apresentado na Figura 29, enquanto as grandezas vetoriais, como velocidade e momento, são tratadas nas faces dos volumes de controle.

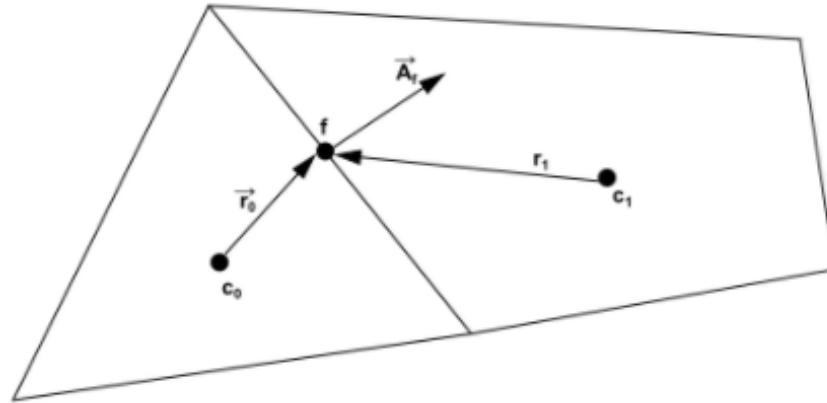
A equação de transporte a ser discretizada no FLUENT tem a forma:

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j \phi}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) + S_\phi \quad (47)$$

onde  $\phi$  é a variável de interesse,  $\Gamma_\phi$  o coeficiente de difusão associado à  $\phi$  e  $S_\phi$  o termo de geração de  $\phi$  por unidade de volume. A discretização das equações governantes pode ser obtida considerando a equação transiente de conservação para o transporte de uma quantidade escalar  $\phi$ :

$$\int_{\forall} \frac{\partial \rho \phi}{\partial t} d\forall + \int_A \rho \phi u_j n_j dA = \int_A \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_j} n_j dA + \int_{\forall} S_\phi d\forall \quad (48)$$

sendo  $n_j$  o vetor unitário normal à superfície do volume de controle e  $dA$  a magnitude do elemento de área da superfície de controle.



**Figura 30** Volume de controle utilizado para a discretização da equação de transporte

FONTE (ANSYS INC, 2012)

A equação discretizada de transporte (48) em um campo de células bidimensional genérico apresentado na Figura 30 tem a seguinte forma:

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} V + \sum_f^{Nface} \rho_f \mathbf{v}_f \phi_f \cdot \mathbf{r}_f = \sum_f^{Nface} \Gamma_\phi \nabla \phi_f \cdot \mathbf{r}_f + S_\phi V \quad (49)$$

onde  $Nface$  é o número de superfícies em torno da célula de interesse,  $\phi_f$  o valor de  $\phi$  na superfície  $f$ ,  $\rho_f \mathbf{v}_f \phi_f$  é o fluxo de massa através da superfície,  $\mathbf{r}_f$  a área da superfície,  $\nabla \phi_f$  o gradiente de  $\phi$  na superfície  $f$  e  $V$  o volume da célula.



Uma forma linearizada da discretização após a integração pode ser escrita da seguinte forma:

$$a_p \phi_{c0} = \sum_{nb} a_{nb} + b, \quad (50)$$

sendo o índice  $nb$  a referência das células vizinhas,  $a_p$  e  $a_{nb}$  os coeficientes principal e vizinhos linearizados, respectivamente, para solução de  $\phi_{c0}$ . O número de células vizinhas para cada volume de controle depende da malha construída.

### 5.2.2 Discretização Temporal

As equações de conservação no método de Volumes Finitos devem ser integradas no tempo e no espaço, de modo a obter o balanço de cada um dos volumes de controle do domínio.

O termo  $\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} V$  apresentado na Equação (49) é definido através da discretização temporal, que envolve a integração de cada termo num intervalo de tempo  $\Delta t$ . A expressão genérica para a evolução temporal de uma variável  $\phi$  é dada por:

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} = F(\phi) \quad (51)$$

sendo  $F$  o termo correspondente à parte convectiva e difusiva do fluxo através da superfície do volume, além do termo de geração. No presente trabalho, escolheu-se o método de integração implícito de primeira ordem, também denominado de Euler implícito. A variável  $\phi$  no novo instante de tempo  $n+1$  é obtida avaliando a função  $F$  no instante  $n+1$ , então, a integração implícita de primeira ordem é dada por:

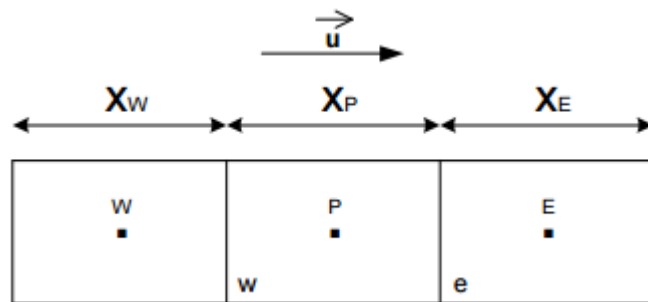
$$\phi^{n+1} - \phi^n = \Delta t F(\phi^{n+1}) \quad (52)$$

A Equação (52) é resolvida iterativamente em cada intervalo de tempo.

### 5.2.3 Discretização espacial

Os valores discretos do campo escalar  $\phi$  definido no método de volumes finitos são armazenados nos centros dos volumes de controle. No entanto, os valores das faces  $\phi_f$  são necessários para os termos de convecção da equação de transporte, e devem ser interpolados dos valores centrais das células. (ANSYS INC, 2012)

Para a discretização espacial do fluxo convectivo-difusivo neste trabalho, aplicou-se o esquema QUICK (*Quadratic Upwind Interpolation for Convective Kinematics*) desenvolvido por Leonard (1979). O esquema QUICK é utilizado para malhas quadrilaterais e hexaédricas, e é baseado em uma média ponderada das interpolações através das aproximações de *Upwind* de Segunda Ordem e Diferenças Centrais.



**Figura 31** Volume de controle unidimensional  
**FONTE:** ANSYS INC, 2012

No FLUENT, o valor de  $\phi_e$  da face  $E$  apresentada no volume de controle unidimensional da Figura 31 pode ser determinado por:

$$\phi_e = \zeta \left[ \frac{X_E}{X_P + X_E} \phi_P + \frac{X_P}{X_P + X_E} \phi_E \right] + (1 - \zeta) \left[ \frac{X_W + 2X_P}{X_W + X_P} \phi_P - \frac{X_P}{X_W + X_P} \phi_W \right] \quad (53)$$

O esquema QUICK tradicional utiliza  $\zeta = 1/8$  para a solução da Equação (53). O software FLUENT utiliza uma variável que é o valor de  $\zeta$  dependente da solução, escolhido de maneira a não introduzir pontos novos limites na solução.

#### 5.2.4 Acoplamento pressão-velocidade

A determinação dos campos de pressão e velocidade é de grande importância para a solução correta do modelo numérico proposto. A forma discretizada das equações de Navier-Stokes apresenta a dependência da velocidade sobre a pressão e vice-versa. Este acoplamento é denominado acoplamento pressão-velocidade. (ANSYS INC, 2012)

Diversos métodos foram desenvolvidos para solucionar este acoplamento. O *software* ANSYS/FLUENT oferece diversas opções de métodos como, por exemplo, os algoritmos SIMPLE (Patankar, 1980), SIMPLER (Vandormaal e Raithby, 1984) e PISO (Issa, 1986), entre outros. Cálculos em regime permanente normalmente utilizam dos algoritmos SIMPLE e SIMPLER para a resolução do acoplamento pressão-velocidade, enquanto o método PISO é recomendado pelo software ANSYS para cálculos em regime transiente.

O método SIMPLE utiliza a equação do momento para obter uma aproximação do campo de velocidade, a partir de um campo de pressão arbitrário inicial ou de um valor de uma iteração anterior. A partir do campo de velocidade, a equação de pressão é reformulada e resolvida para obter uma nova distribuição de temperatura. Deste modo, as velocidades são corrigidas e um novo conjunto de fluxos é calculado.

No método SIMPLE, a equação de momento discretizada e a equação de correção de pressão são resolvidas implicitamente, e a correção de velocidade é resolvida explicitamente. Esta é a razão pela qual é chamado de "Método Semi-Implícito".

O método abordado neste trabalho é o PISO (*Pressure Implicit with Splitting Operators*). O algoritmo PISO foi proposto por Issa em 1986 sem iterações, com passo de tempo elevado e menor esforço computacional. É uma extensão do algoritmo SIMPLE, e possui um procedimento de cálculo de velocidade de pressão para as equações de Navier-Stokes desenvolvidas originalmente para computação não-iterativa de fluxo compressível instável.

Uma das limitações dos algoritmos SIMPLE e SIMPLEC é que as novas velocidades e os fluxos correspondentes não satisfazem o balanço de momento depois que a equação de correção de pressão é resolvida. Como resultado, o cálculo deve ser repetido até o balanço ser satisfeito. Para melhorar a eficiência deste cálculo, o algoritmo PISO executa duas correções adicionais: *Neighbor Correction* e *Skewness Correction*.

A correção denominada *Neighbor Correction* também é definida como correção de momento, e é um processo iterativo que adiciona passos adicionais no algoritmo, de modo que as velocidades corrigidas satisfazem as equações de continuidade e de momento. O algoritmo PISO utiliza um tempo maior de CPU por iteração comparado aos métodos SIMPLE E SIMPLEC, mas diminui drasticamente o número de iterações necessárias para a convergência, especialmente para problemas transitórios. (ANSYS INC, 2012)

Além disso, para malhas com algum grau de assimetria, a relação aproximada entre a correção do fluxo de massa na célula e a diferença das correções de pressão nas células adjacentes é muito grosseira. No método PISO, após a solução inicial da equação de correção de pressão, o gradiente de correção de pressão é recalculado e usado para atualizar as correções de fluxo de massa. Este processo, que é referido como *Skewness Correction*, reduz significativamente as dificuldades de convergência associadas a malhas altamente distorcidas. (ANSYS INC, 2012)

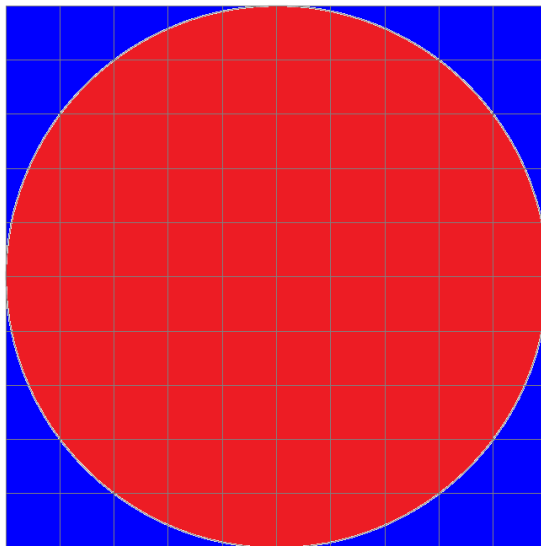
### 5.2.5 Esquema de interpolação de pressão

Para a interpolação da pressão, o método PRESTO (*Pressure Staggering Option*) proposto por Patankar (1980) é aplicado, onde utiliza-se o balanço da equação da continuidade em um volume de controle escalonado para calcular a pressão escalonada. Apenas os esquemas PRESTO! e *Body-Force-Weighted* podem ser utilizados para o modelo VOF e em modelos de mistura multifásicos.

### 5.2.6 Discretização do domínio

Para a discretização do domínio de interesse é utilizada uma malha estruturada. O domínio computacional foi gerado utilizando o software ANSYS ICEM CFD 16.0 e consiste em uma malha bidimensional.

O efeito da dimensão de cada elemento presente no domínio computacional é percebido na estabilidade no filme de vapor. Uma malha mais refinada demanda maior custo computacional, contudo a análise possui maior grau de precisão e melhor convergência. Para fazer uma estimativa de um tamanho ótimo de elemento, determinou-se que uma bolha que se desprende da superfície deve ter pelo menos dez elementos em seu diâmetro, como mostra Figura 32.



**Figura 32** Elemento do domínio computacional  
**FONTE:** Aatoria própria

Para isso fez-se o cálculo do diâmetro da bolha de Rohsenow, conforme a equação (54), para o caso da simulação mais crítica, ou seja, para taxa de transferência de calor no evaporador de 30W.

$$D_b = C\beta \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}}, \quad (54)$$

Neste caso obteve-se o valor de diâmetro da bolha  $D_b = 2,28\text{mm}$  e aproximou-se o valor do tamanho do elemento da malha mais refinada para 0,2 mm.

### 5.2.7 Critério de convergência

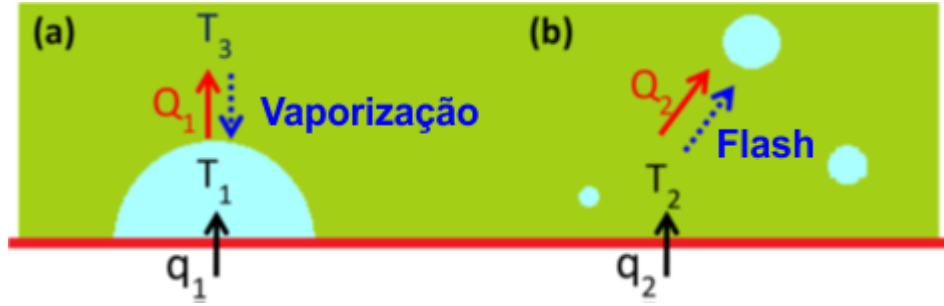
Para determinar a convergência de uma simulação é empregado um critério de parada. O critério adotado indica a magnitude dos resíduos normalizados em escala obtidos na solução das equações de transporte discretizadas. O resíduo normalizado  $R^\phi$  pode ser escrito através da seguinte relação:

$$R^\phi = \frac{\sum_{\text{células}} \left[ \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b - a_p \phi_p \right]}{\sum_{\text{células}} [a_p \phi_p]} \quad (55)$$

O operador  $\sum_{\text{células}}$  da equação (55) representa que a expressão entre colchetes é somada para todos os volumes de controle do domínio. Neste presente trabalho, considera-se que a simulação convergiu quando  $R^\phi \leq 10^{-5}$ .

### 5.2.8 Função definida pelo usuário (*User-Defined Function*)

Para lidar com o processo de mudança de fase, uma função definida pelo usuário (UDF) necessita ser desenvolvida para descrever a taxa de formação de bolhas. O *software* ANSYS/FLUENT já leva em consideração na modelagem do problema o fluxo de calor a partir da superfície quente para a bolha ou para o líquido ( $q_1$  e  $q_2$ , respectivamente, representados na Figura 33), bem como o calor volumétrico transferido entre as bolhas de vapor e o líquido ( $Q_1$ ). No entanto, o fluxo de calor volumétrico do líquido superaquecido para gerar as bolhas ( $Q_2$ ), assim como a transferência de massa na interfase vapor-líquido, devem ser implementados via UDF.



**Figura 33 Taxa de formação de bolhas**  
**Fonte: Adaptado de Liu, Olewski e Véhot (2015)**

Para o modelo VOF, a taxa vaporização volumétrica através da transferência de massa na interface líquido-vapor é descrita como uma aproximação da diferença do fluxo de calor através dessa interface (WELCH e WILSON, 2000):

$$S_{G,1} = \frac{Q_1}{h_{fg}} = \frac{-(k_l \alpha_l + k_v \alpha_v)}{h_{fg}} \nabla T \cdot \nabla \alpha_l, \quad (56)$$

onde  $k$  é a condutividade térmica,  $\alpha_l$  e  $\alpha_v$  são as frações volumétricas de líquido e vapor, respectivamente;  $T$  é a temperatura e  $h_{fg}$  o calor latente da vaporização.

A taxa de vaporização volumétrica através da formação de microbolhas no volume do líquido durante a ebulição homogênea pode ser descrita pela equação (57).

$$S_{G,2} = \frac{Q_2}{h_{fg}} = \frac{\alpha_l \rho_l c_{p,l} (T_l - T_{sat})}{h_{fg} \tau} \quad (57)$$

A constante de tempo  $\tau$ , chamada de tempo característico ou tempo de relaxamento, está relacionado ao tempo permitido ao líquido superaquecido retornar a um estado de equilíbrio. O tempo de relaxamento é considerado uma propriedade física do fluido e é tratado como uma constante no modelo de microbolhas.

A taxa volumétrica total de evaporação, também chamada de taxa de formação de bolha, é a soma das taxas apresentadas nas Equações (56) e (57).

$$S_L = -S_G = -(S_{G,1} + S_{G,2}) \quad (58)$$

O modelo de evaporação-condensação de Lee também é inicializado no código da UDF, para a transferência de massa nas fases.

$$\dot{m}_v = -\dot{m}_l = r_l \alpha_l \rho_l \frac{T - T_{sat}}{T_{sat}}, \text{ se } T > T_{sat} \text{ (evaporação)}$$

$$\dot{m}_l = -\dot{m}_v = r_v \alpha_v \rho_v \frac{T_{sat} - T}{T_{sat}}, \text{ se } T < T_{sat} \text{ (condensação)}$$

Os fatores definidos e inicializados do modelo de Lee neste trabalho serão discutidos no Capítulo 6. A UDF, que foi escrita em linguagem C e implementada no FLUENT, está disponível no Apêndice A.

### 5.2.9 Considerações finais

Nesse capítulo foi apresentada a modelagem numérica aplicada para a solução do problema proposto. A partir da modelagem numérica, é necessário realizar uma validação do modelo. As validações realizadas serão discutidas no Capítulo 6.

## 6 VALIDAÇÃO DO MODELO

Para garantir que os resultados gerados a partir da modelagem numérica descrita no capítulo anterior representem corretamente o fenômeno físico proposto nesse trabalho, são necessárias validações numéricas. As validações aqui propostas têm por finalidade avaliar a modelagem numérica, através simulações iniciais, que avaliem os fenômenos físicos estudados no presente trabalho. Neste capítulo será realizado validações com dados experimentais publicados por Aguiar (2016).

### 6.1 Modelagem computacional do processo de ebulição em piscina em um termossifão fechado

Um modelo bidimensional foi desenvolvido para simular o escoamento e o fenômeno de transferência de calor no termossifão fechado. De acordo com o modelo matemático apresentado no Capítulo 4, o termossifão é dividido nas três seções representadas pela seção do evaporador, seção do condensador com uma seção adiabática entre estas. As dimensões físicas são apresentadas na Tabela 3. O tamanho do elemento de malha de 0,2 mm foi baseado no cálculo do diâmetro da bolha, apresentado no Capítulo 5. A Figura 34 apresenta a malha bidimensional gerada a partir do software ANSYS ICEM CFD 16.0.

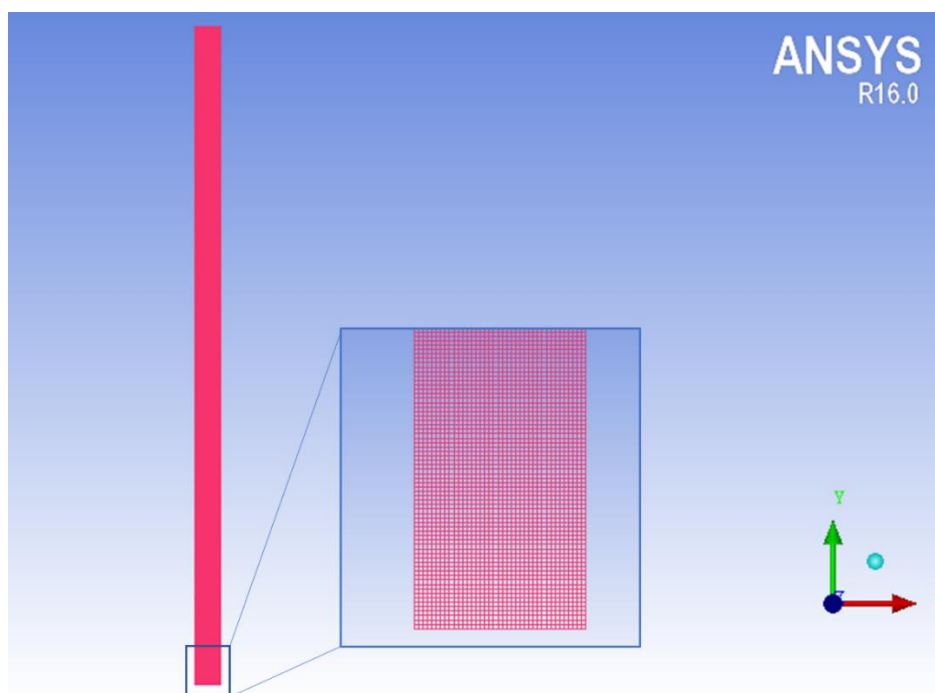


Figura 34 Malha 2D do termossifão fechado

FONTE: Autoria própria



O fluido de trabalho utilizado no estudo da ebulição na seção do evaporador de um termosifão fechado é água, de modo a realizar uma comparação direta com os resultados obtidos por Aguiar (2016). As propriedades utilizadas para as fases vapor e líquido inicializadas podem ser visualizadas na Tabela 6.

**Tabela 6 Propriedades do fluido de trabalho no estudo do escoamento no termosifão fechado**

	<b>Vapor</b>	<b>Líquido</b>
<b>Massa específica[kg/m<sup>3</sup>]</b>	0,5542	Polinomial (Equação (59))
<b>Calor específico [J/kgK]</b>	2014	4182
<b>Condutividade Térmica [W/m<sup>2</sup>-K]</b>	0,0261	0,6
<b>Viscosidade [Pa-s]</b>	1,34e-05	0,001003
<b>Entalpia[kJ/kgK]</b>	4e+07	0

A massa específica do líquido é definida por uma equação em função da temperatura, definida pela Equação (59):

$$\rho_l = 859,0083 + 1,252209T - 0,0026429T^2 \quad (59)$$

Vapor de água é definido como a fase primária, enquanto líquido é definido como fase secundária. O efeito da tensão superficial na interface das duas fases é adicionado ao modelo através da Equação (60):

$$\sigma_{lv} = 0,09804846 - 1,845 \times 10^{-5}T - 2,3 \times 10^{-7}T^2 \quad (60)$$

A escala de velocidade da situação-problema pode ser definida pela Equação (61):

$$v_{escala} = \sqrt{g \lambda_D} \quad (61)$$

onde  $\lambda_D$  é o comprimento de onda de risco, definido pela Equação (16). Para o caso mais crítico do escopo deste trabalho, o valor de  $\lambda_D$  calculado é 0,0264 metros. Por conseguinte, a escala de tempo será:

$$t_{escala} = \sqrt{\frac{\lambda_D}{g}} = 0,052 \text{ segundos} \quad (62)$$

Uma vez que a escala de tempo deste problema é 0,052 segundos, o intervalo de tempo será de 0,00052 segundos, considerando a resolução de 100 passos por intervalo de tempo. Ao

todo, a simulação numérica deve ser executada por cerca de 1200 passos de tempo para capturar a emissão da primeira bolha. Para evitar erros de convergência neste trabalho, adotou-se um intervalo de tempo de 0,0001 segundos. As análises são realizadas em  $t = 2,5$  segundos, ou seja, após 25000 iterações.

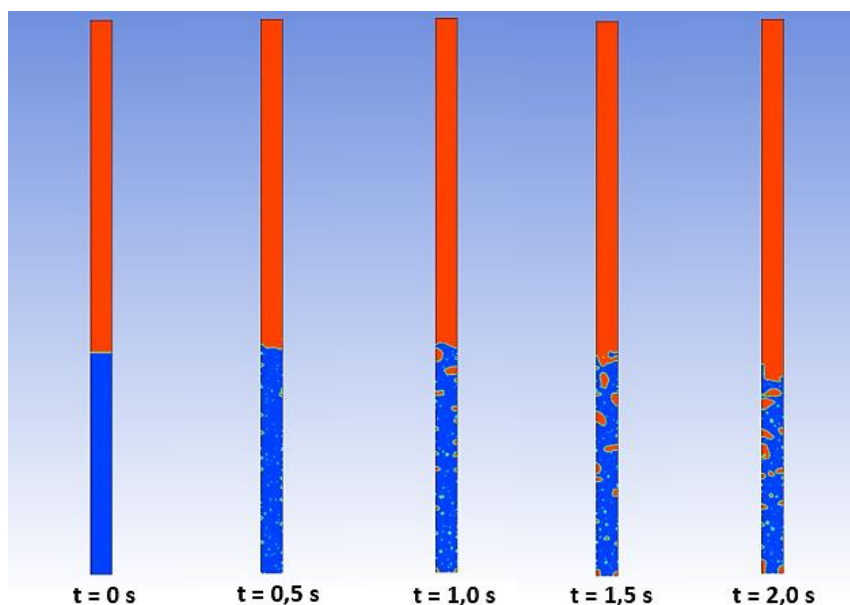
Conforme apresentado no Capítulo 3, diferentes autores sugerem o uso dos distintos valores do coeficiente  $r$  dos processos de evaporação e condensação do modelo de Lee. Para o estudo da transferência de calor em um termossifão, os autores Wu et al (2016), De Schepper et al., e Alizadehdakhel et al adotaram o coeficiente  $r$  igual a  $0,1 \text{ s}^{-1}$ . Para este presente trabalho, realizou-se um estudo dos valores de  $r$  sugeridos pela literatura para definir o valor ótimo para a aplicação e modelagem numérica apresentada no capítulo anterior.

As simulações adotadas para esta verificação e os respectivos parâmetros utilizados são apresentados na Tabela 7. Os valores de fluxo de calor de entrada de 20 W e a razão de preenchimento de 100% foram mantidos constantes para avaliar exclusivamente o efeito do fator  $r$  nos resultados.

**Tabela 7 Parâmetros das simulações utilizadas no estudo no fator de Lee**

<b>Simulação no.</b>	$Q_{entra}$ [W]	FP [%]	$r_l$ [ $s^{-1}$ ]	$r_v$ [ $s^{-1}$ ]
<b>1</b>	20	100	0,1	0,1
<b>2</b>	20	100	100	100
<b>3</b>	20	100	1	1
<b>4</b>	20	100	10	10
<b>5</b>	20	100	0,1	1
<b>6</b>	20	100	0,1	10
<b>7</b>	20	100	0,1	100

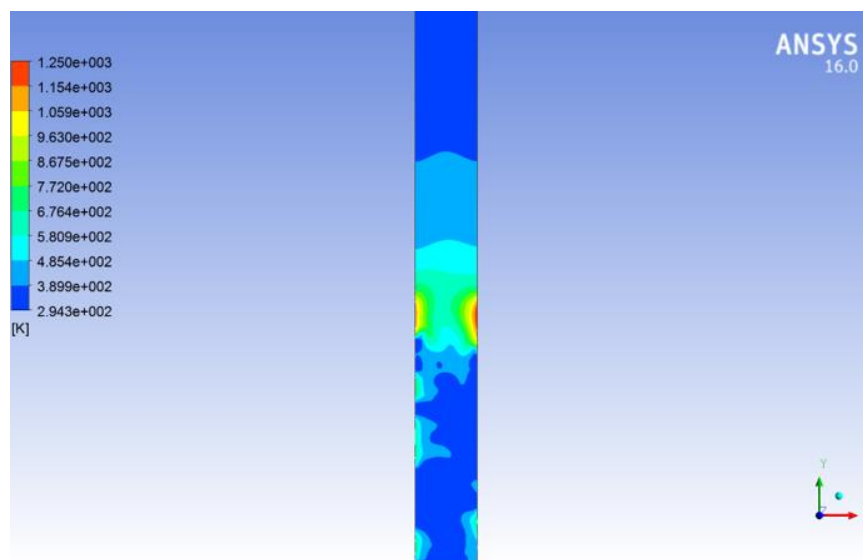
A fração de vapor da simulação 1, na qual utiliza-se dos fatores  $r_l$  e  $r_v$  iguais a  $0,1 \text{ s}^{-1}$ , pode ser observada na Figura 35. É possível observar o início da formação das bolhas em  $t = 0,5$  segundos, no regime de ebulição de bolhas isoladas.



**Figura 35 Frações de vapor da simulação 1**  
**FONTE: Autoria própria**

Por mais que o fator de frequência de Lee de  $0,1 \text{ s}^{-1}$  mostrou-se suficiente para dar início à nucleação das bolhas no processo de ebulição no evaporador, erros de convergência surgiram em  $t = 2,1$  segundos. O erro obtido está relacionado ao surgimento de uma região de superaquecimento no evaporador, observada na Figura 36. O superaquecimento é causado pela falta de condensação, ou seja, não há fluido suficiente condensando para resfriar a superfície interna do termossifão, gerando regiões quentes na interface evaporador-seção adiabática. Esse efeito também pode ser observado através da Figura 35, aonde há uma leve redução da quantidade de líquido presente no evaporador, caracterizando o limite de oscilação do termossifão.

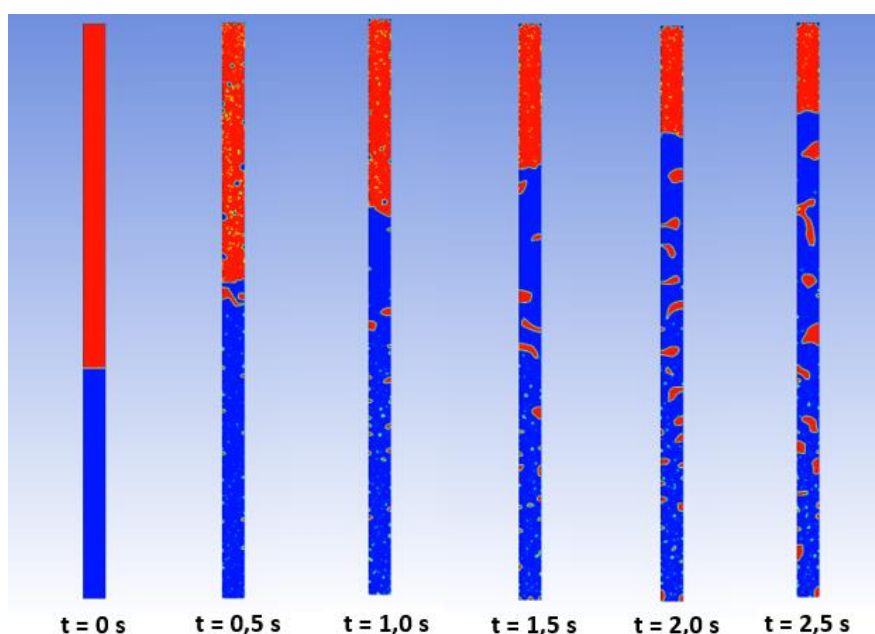
A partir desta característica analisada e o erro de convergência obtido, conclui-se que o fator  $\Gamma_v$  igual a  $0,1 \text{ s}^{-1}$  não fornece resultados numéricos satisfatórios do processo de condensação no termossifão fechado para a geometria apresentada neste trabalho.



**Figura 36** Superaquecimento na seção do evaporador da simulação 1

**FONTE:** Autoria própria

Fang (2010) e Yang (2007) utilizaram em seus estudos os fatores de frequência de Lee  $r_l$  e  $r_v$  iguais a  $100 \text{ s}^{-1}$ , parâmetros que foram inicializados na simulação 2. A fração de vapor no termossifão, entre  $t = 0$  e  $t = 2,5$  segundos, pode ser observado na Figura 37.



**Figura 37** Fração de vapor no termossifão da simulação 2, com parâmetros  $r_v = 100 \text{ s}^{-1}$  e  $r_l = 100 \text{ s}^{-1}$

**FONTE:** Autoria própria

O início da geração de bolhas do processo de ebulição no evaporador é percebido em  $t = 0,5$  segundos, assim como a condensação de partículas de vapor inicializadas no condensador. No entanto, diferentemente dos resultados observados na simulação 1, há muita quantidade de vapor sendo condensado no termossifão, provocando o aumento da quantidade da fase líquida presente, atingindo as regiões adiabática e do condensador, provocando um desequilíbrio entre as fases do fluido de trabalho. Espera-se que para  $t > 2,5$  segundos, todo o volume do termossifão será ocupado por líquido nestas condições inicializadas, atingindo o limite de secagem do termossifão.

Simulações adicionais foram realizadas para a definição dos fatores de frequência  $r$  de Lee neste trabalho. Fatores intermediários entre os utilizados nas simulações 1 e 2,  $r = 1$  e  $r = 10 \text{ s}^{-1}$ , foram inicializados nas simulações 3 e 4. De maneira semelhante aos resultados da simulação 2, a quantidade de vapor condensando na simulação 3 foi superior à quantidade de líquido evaporando, causando o desequilíbrio das fases. Esses resultados podem ser observados na Figura 38. No entanto, a combinação dos fatores  $r_l$  e  $r_v = 10 \text{ s}^{-1}$  da simulação 4 resultou na obtenção do limite de oscilação no termossifão, formando uma região seca na região superior ao evaporador.

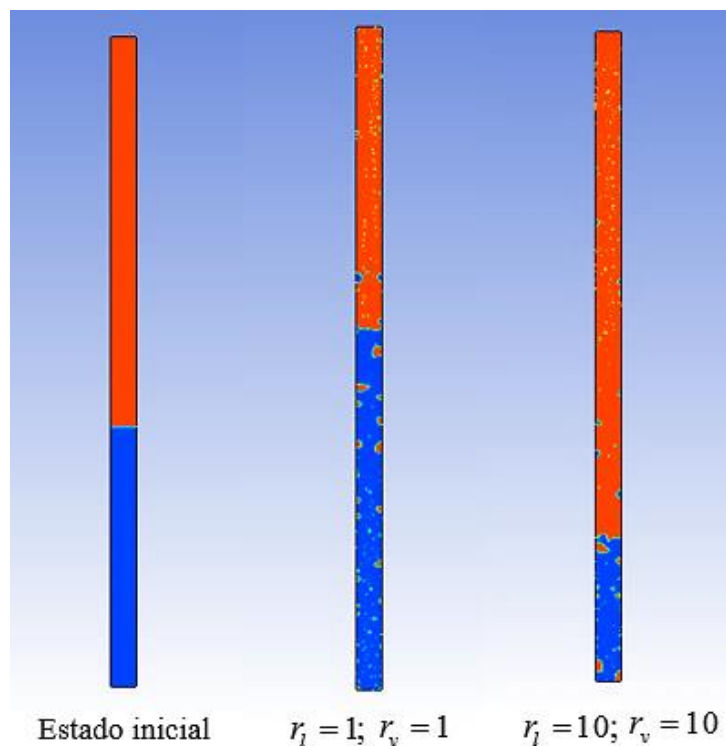
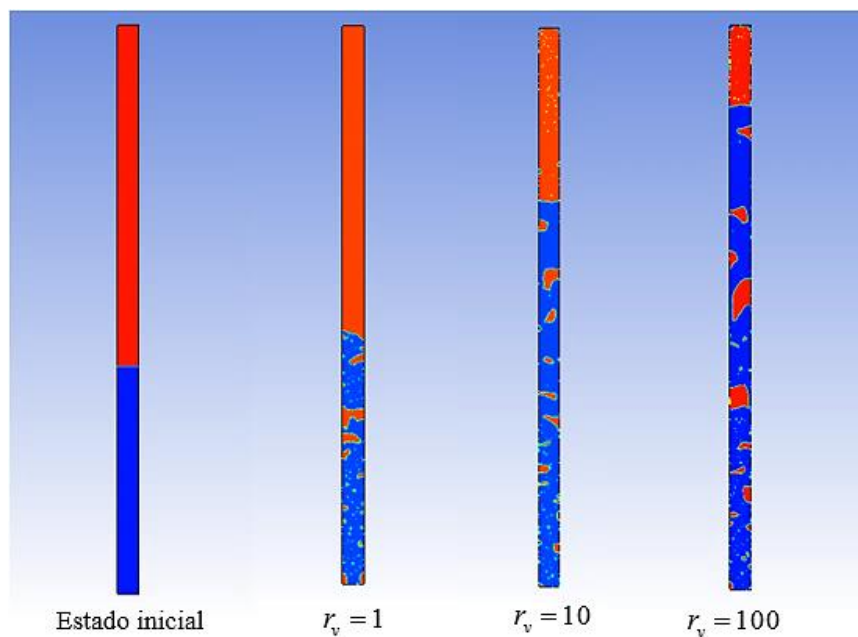


Figura 38 Fração de vapor no termossifão das simulações 3 e 4, para  $t = 2,5$  segundos

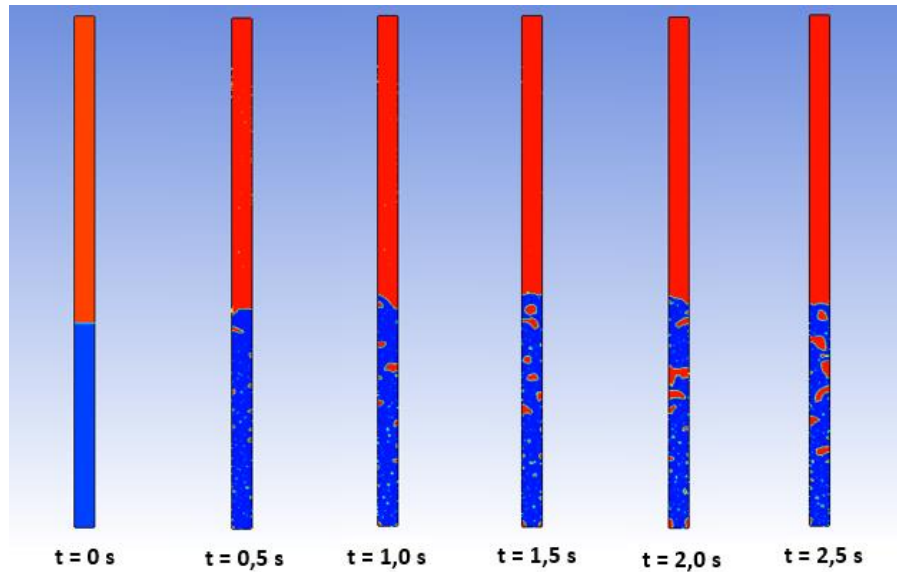
FONTE: Autoria própria

Os parâmetros escolhidos para as simulações 5, 6 e 7 foram definidos baseado nos resultados obtidos na simulação 1, no qual o processo de ebulição apresentou resultados satisfatórios, mas condensação insuficiente, gerando regiões de sobreaquecimento na região superior ao evaporador. Deste modo, fixou-se a frequência de Lee para evaporação em  $r_l = 0,1 \text{ s}^{-1}$ , alterando os fatores de condensação  $r_v = 1$ ,  $r_v = 10$  e  $r_v = 100 \text{ s}^{-1}$  para as simulações 5, 6 e 7, respectivamente. Os resultados obtidos de fração de vapor para  $t = 2,5$  segundos são observados na Figura 39.



**Figura 39** Fração de vapor no termosifão da simulação 5, 6 e 7, respectivamente, para  $t = 2,5$  segundos  
**FONTE:** Autoria própria

Para o a fração de vapor nas simulações com  $r_l = 0,1 \text{ s}^{-1}$  fixo e variando o fator  $r_v$ , é possível observar que o aumento do vapor sendo condensado é proporcional ao aumento de  $r_v$ . Para  $r_v = 1 \text{ s}^{-1}$ , o equilíbrio entre as fases líquido e vapor é mantido constante, conforme exibido na Figura 40 em função do tempo de simulação.



**Figura 40** Fração de vapor no termossifão da simulação 5, com  $r_v = 1 \text{ s}^{-1}$  e  $r_l = 0,1 \text{ s}^{-1}$   
**FONTE:** Autoria própria

Alcançado o equilíbrio de fração de vapor no termossifão fechado nas condições da simulação 5, faz-se necessário a análise do perfil de temperatura para esta mesma inicialização, de modo a verificar se os resultados obtidos de temperatura são comparáveis aos valores obtidos na literatura, além de verificar se os limites de operação do termossifão são atingidos, como foram apresentados nas simulações anteriores.

A Figura 41 apresenta o perfil de temperatura do termossifão nas condições da simulação 5 em função do tempo de simulação. Observa-se que o gradiente de temperatura se apresenta uniforme ao longo do comprimento do termossifão, com uma condição quase isotérmica nas regiões do condensador e evaporador. No evaporador, é possível observar pequenos pontos de sobreaquecimento na parede, existentes devido ao processo de nucleação das bolhas. As bolhas, presentes na fase de vapor, recebem o fluxo de calor de entrada na parede do evaporador como calor sensível, elevando sua temperatura.

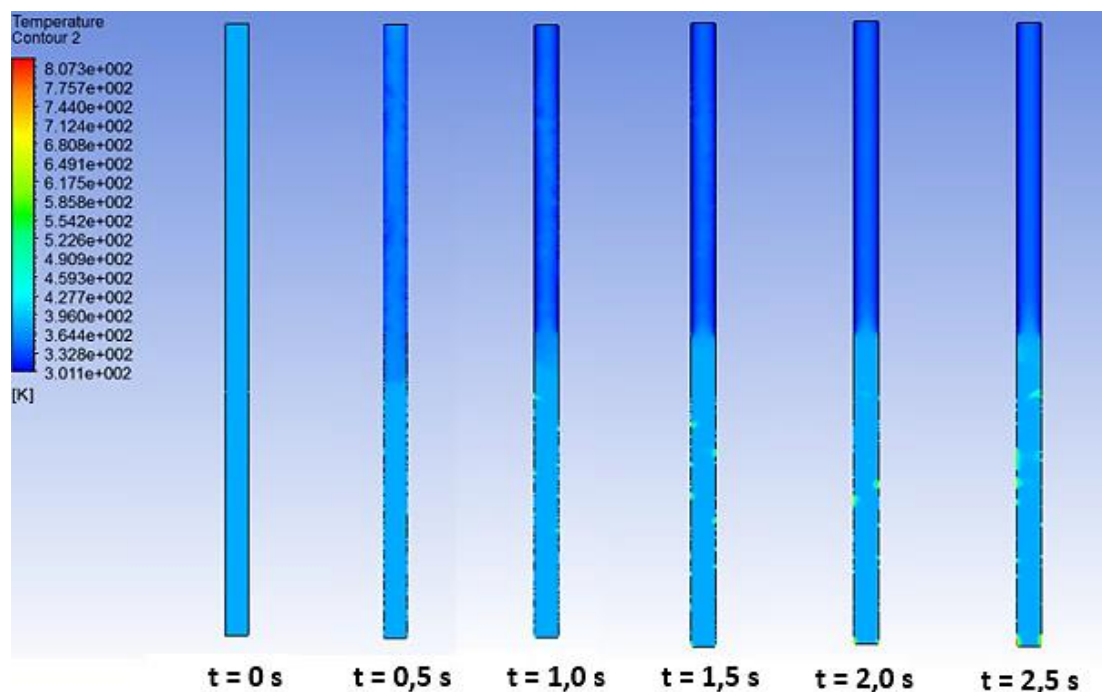


Figura 41 Perfil de temperatura em função do tempo para  $r_v = 1 \text{ s}^{-1}$  e  $r_l = 0,1 \text{ s}^{-1}$   
 FONTE: Autoria própria

Para definir e fixar os parâmetros de frequência  $r$  de Lee neste trabalho como  $r_l = 0,1 \text{ s}^{-1}$  e  $r_v = 1 \text{ s}^{-1}$ , realiza-se uma comparação dos resultados de temperatura obtidos nesta simulação com os resultados experimentais obtidos por De Aguiar (2016). A Tabela 8 apresenta as temperaturas numéricas dos três pontos de análise do evaporador neste trabalho, assim como as temperaturas experimentais.

Tabela 8 Temperaturas na região do evaporador, para FP 100%, 20 W e para  $r_v = 1 \text{ s}^{-1}$  e  $r_l = 0,1 \text{ s}^{-1}$

	Simulação	Experimental	Erro [%]
$T_{\text{evap},1} \text{ [K]}$	380,7	396,7	13
$T_{\text{evap},2} \text{ [K]}$	381,4	398,5	14
$T_{\text{evap},3} \text{ [K]}$	389,4	392,7	3

De acordo com os dados apresentados na Tabela 8, conclui-se que os parâmetros do modelo de Lee da simulação 5 apresentam resultados de temperatura com erros inferiores a 15% na seção do evaporador e, por este motivo, é a melhor escolha para realizar as simulações numéricas deste trabalho. Os erros presentes entre o estudo experimental e



numérico está relacionado às diversas razões, como condições de contorno simplificadas inicializadas no modelo numérico, a própria discretização de um volume contínuo em diversos volumes finitos e o tempo de simulação de 2,5s. Além disso, testes experimentais apresentam perdas de calor que não são previstas na simulação numérica.

## **6.2 Considerações finais do capítulo**

Com base nos resultados apresentados neste Capítulo, conclui-se que as condições de contorno, a discretização do modelo e os parâmetros inicializados neste trabalho apresentam resultados próximos à resultados apresentados na literatura, tornando-se possível a análise proposta no escopo deste trabalho. No Capítulo 7, serão apresentados resultados numéricos obtidos na utilização do modelo proposto.

## 7 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo serão apresentados e discutidos os resultados obtidos no presente estudo, para o termossifão fechado com razão de preenchimento de 100%. No Apêndice B todos os resultados das demais razões de preenchimento são apresentados em forma de tabelas e gráficos.

Dentre dos parâmetros analisados e discutidos nesse trabalho, o perfil de temperatura obtido será comparado com os resultados experimentais da literatura e correlações do coeficiente de transferência de calor no processo de ebulição em piscina serão aplicados e comparado com valores da literatura.

### 7.1 Perfil de temperatura

Nesta seção são apresentados os resultados de temperatura obtidos ao longo do comprimento do termossifão nas simulações numéricas para os diversos fluxos de calor de entrada no termossifão, em  $t = 2,5$  segundos.

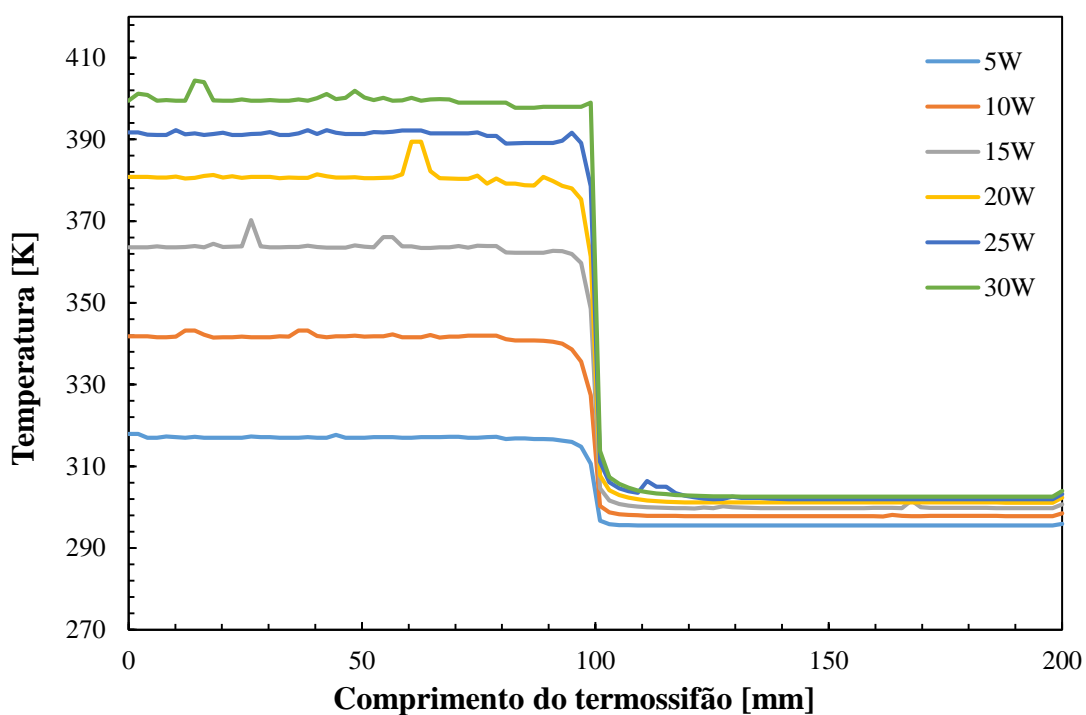
Os resultados numéricos são comparados com resultados experimentais obtidos nos estudos de Aguiar (2016). Além disso, realiza-se uma comparação da temperatura média da superfície obtido e o valor estimado da temperatura média da correlação desenvolvida por Rohsenow (1951).

#### 7.1.1 Termossifão com razão de preenchimento de 100%

A Figura 42 apresenta a distribuição de temperaturas para  $t = 2,5$  segundos, em função do comprimento do termossifão com razão de preenchimento de 100%, para diferentes potências dissipadas.

Em todas as potências do estudo, pode-se observar um comportamento quase isotérmico no condensador. Este comportamento normalmente não é obtido em estudos experimentais, devido à dificuldade de isolamento da região adiabática.

A região do evaporador possui maiores variações na temperatura comparadas ao condensador, que são causadas pela existência de regiões de sobreaquecimento. Os pontos de sobreaquecimento no evaporador são provocados pela geração de bolhas durante o processo de ebulição em piscina. Pontos de superaquecimento do vapor são desconsiderados na análise da temperatura deste trabalho.



**Figura 42** Distribuições de temperaturas em função do comprimento do termostato com 100%  
**FONTE:** Autoria própria

A Figura 43 ilustra o perfil de temperaturas em função do comprimento do termostato com razão de preenchimento de 100% para a potência dissipada de 5 W. Conforme exibido na Figura 43, as temperaturas obtidas experimentalmente aproximam-se da temperatura numérica no condensador do termostato. As temperaturas da região do evaporador obtidas no estudo numérico são superiores aos valores experimentais obtidos por Aguiar (2016), conforme apresentado na Tabela 9.

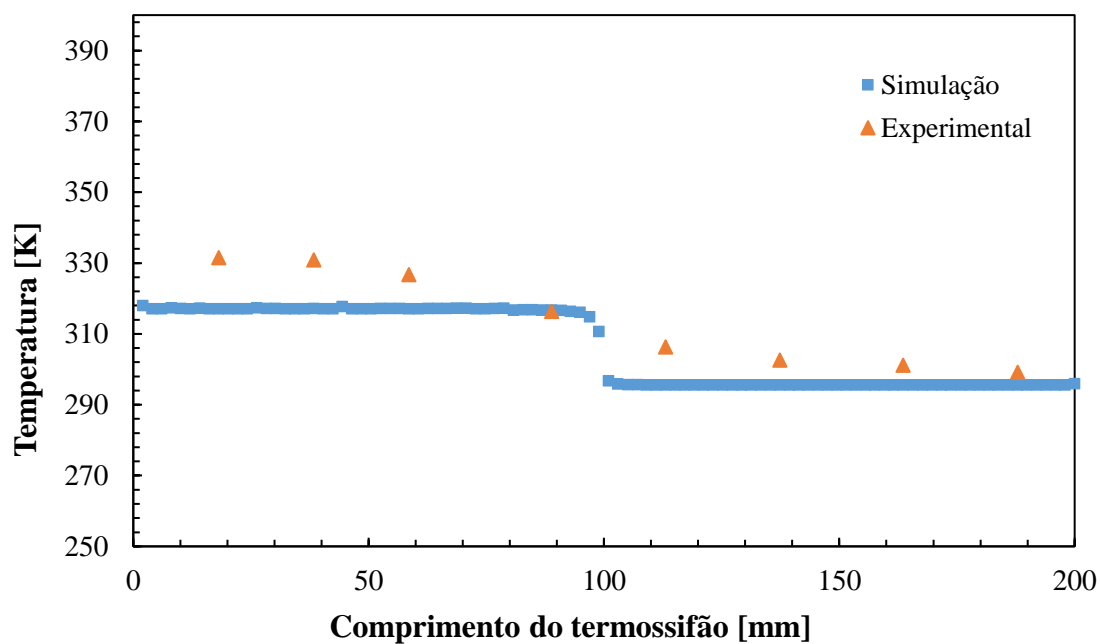


Figura 43 Perfil de temperaturas do termossifão com FP = 100% e  $Q_{vap} = 5$  W

FONTE: Autoria própria

Tabela 9 Temperaturas nos pontos de análise do evaporador do termossifão FP 100%, 5 W

	Simulação	Experimental	Erro [%]
$T_{evap,1}$ [K]	317,0	331,5	25
$T_{evap,2}$ [K]	317,0	330,9	24
$T_{evap,3}$ [K]	317,0	326,7	18

A Figura 44 ilustra o perfil de temperaturas em função do comprimento do termossifão com razão de preenchimento de 100% para a potência dissipada de 10 W.

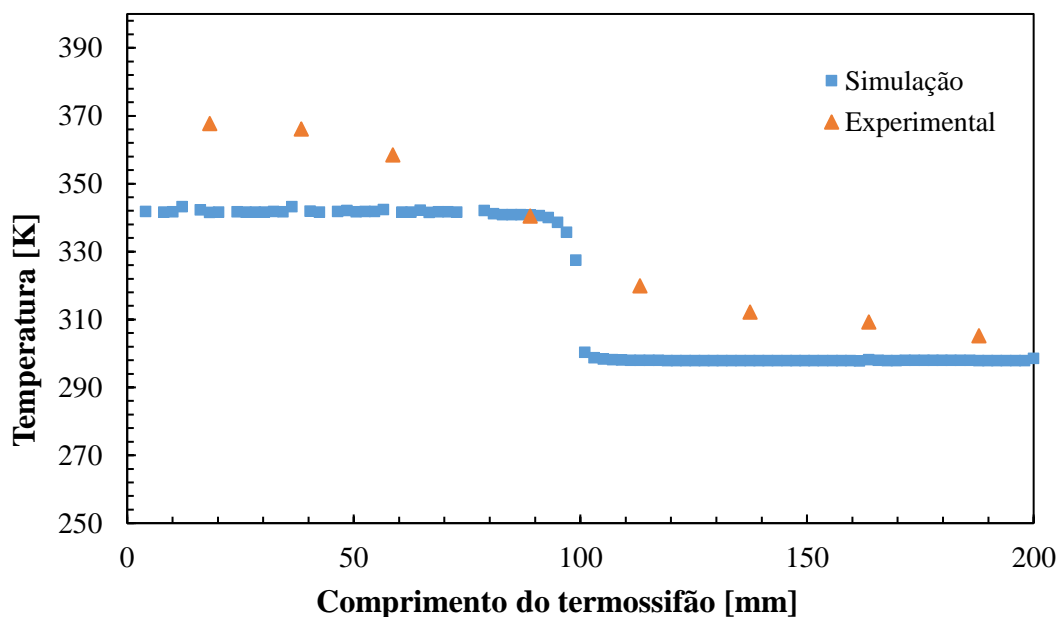


Figura 44 Perfil de temperaturas do termossifão com FP = 100% e  $Q_{vap} = 10$  W

FONTE: A autoria própria

As temperaturas do condensador experimentais e numéricas se distanciam para a potência de entrada 10 W quando comparadas à potência de 5 W, provocado principalmente pela dissipação mais lenta do calor nesta região experimental. Este efeito é causado pelas perdas que ocorrem na seção adiabática durante o experimento e são ignoradas durante a modelagem numérica.

As temperaturas superficiais da região do evaporador obtidas no estudo numérico são superiores aos valores experimentais obtidos por Aguiar (2016), conforme apresentado na Tabela 10, e mantém os erros obtidos para a potência de 5 W. O erro das temperaturas diminui ao longo do comprimento do evaporador.

Tabela 10 Temperaturas nos pontos de análise do evaporador do termossifão FP 100%, 10 W

	Simulação	Experimental	Erro [%]
$T_{evap,1}$ [K]	341,6	367,7	28
$T_{evap,2}$ [K]	341,9	366,1	26
$T_{evap,3}$ [K]	341,9	358,5	19

A Figura 45 exibe o perfil de temperaturas em função do comprimento do termossifão com razão de preenchimento de 100% para a potência dissipada de 15 W.

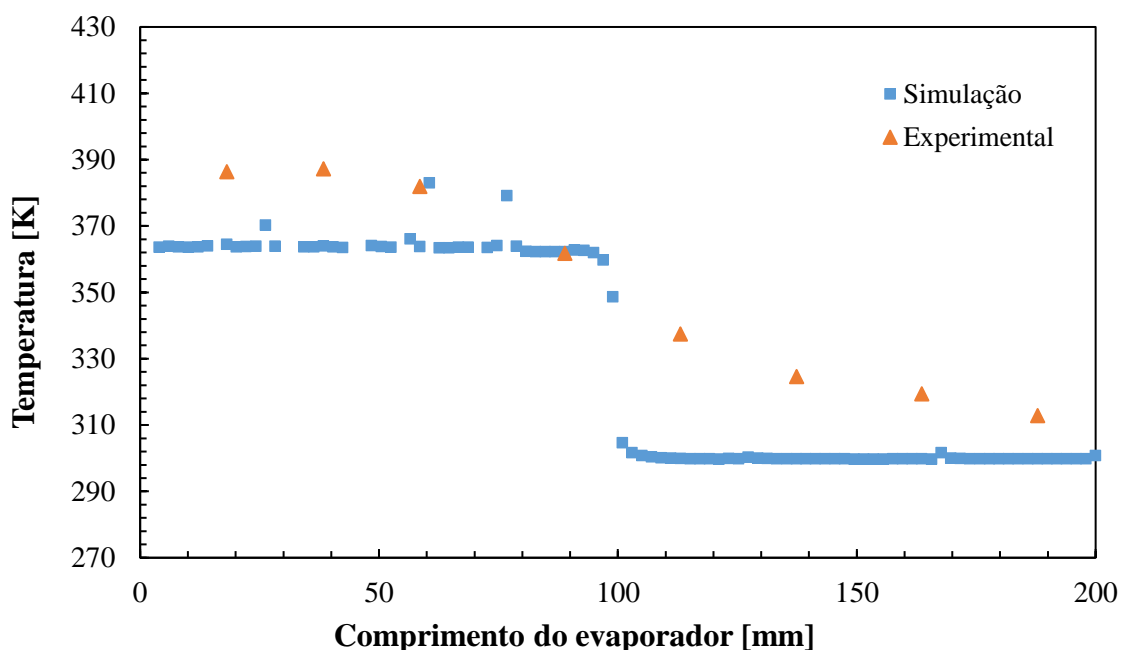


Figura 45 Perfil de temperaturas do termossifão com FP = 100% e  $Q_{vap} = 15$  W

FONTE: Autoria própria

As temperaturas superficiais obtidas na seção do evaporador aproximam-se das temperaturas experimentais para a potência de entrada de 15 W, sendo equivalentes na seção adiabática. A Tabela 11 apresenta a comparação para os pontos de análise no evaporador. O ponto  $T_{evap,3}$  apresenta um erro mínimo entre as temperaturas numérica e experimental, mas é equivalente à um ponto de sobreaquecimento no evaporador.

Tabela 11 Temperaturas nos pontos de análise do evaporador do termossifão FP 100%, 15 W

	Simulação	Experimental	Erro [%]
$T_{evap,1}$ [K]	363,7	386,3	20
$T_{evap,2}$ [K]	364,0	387,2	20
$T_{evap,3}$ [K]	382,9	383,0	1

A Figura 46 mostra o perfil de temperaturas em função do comprimento do termossifão com razão de preenchimento de 100% para a potência dissipada de 20 W.

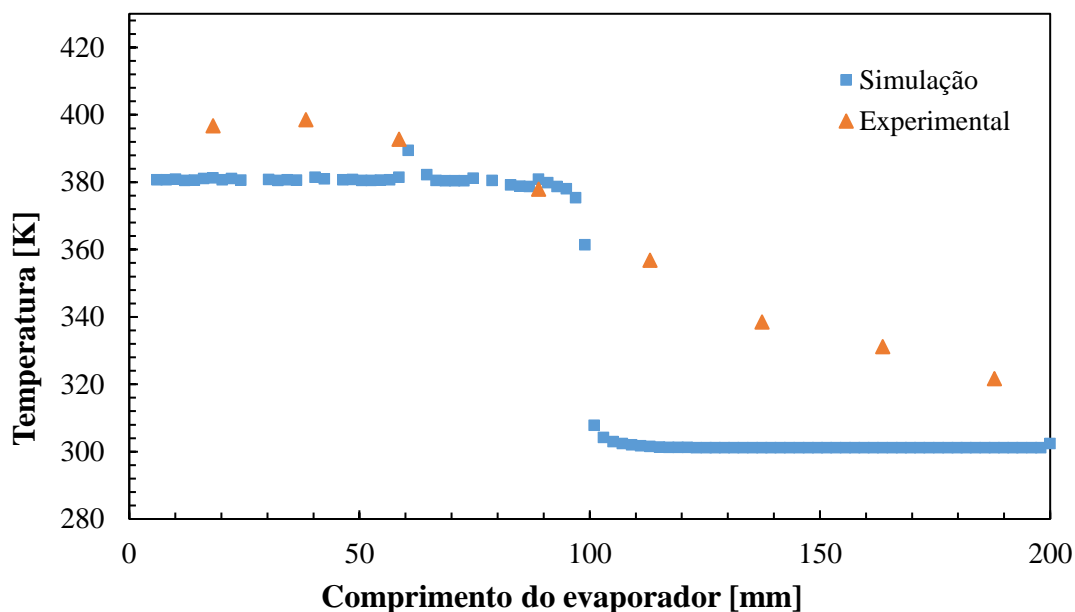


Figura 46 Perfil de temperaturas do termossifão com FP = 100% e  $Q_{vap} = 20$  W

FONTE: Autoria própria

Os erros das temperaturas na seção do evaporador reduzem significativamente com o aumento da potência de entrada, conforme observa-se na Tabela 12, enquanto a diferença eleva-se na seção do condensador (Figura 46).

Tabela 12 Temperaturas nos pontos de análise do evaporador do termossifão FP 100%, 20 W

	Simulação	Experimental	Erro [%]
$T_{evap,1}$ [K]	380,7	396,7	13
$T_{evap,2}$ [K]	381,4	398,5	14
$T_{evap,3}$ [K]	389,4	392,7	3

A Figura 47 ilustra o perfil de temperaturas em função do comprimento do termossifão com razão de preenchimento de 100% para a potência dissipada de 25 W.

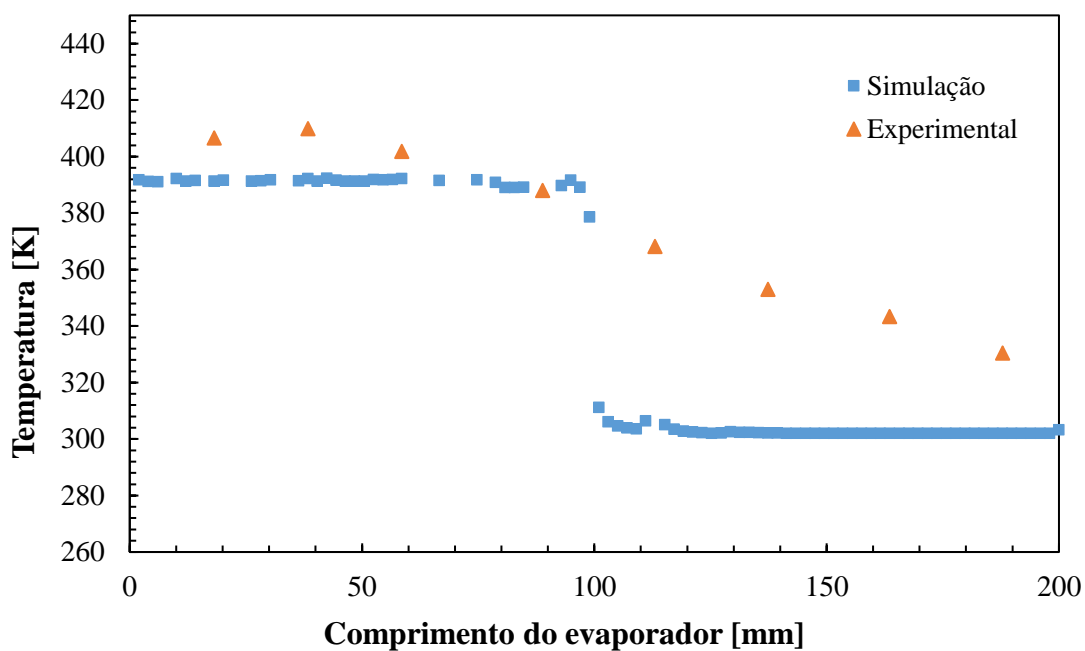


Figura 47 Perfil de temperaturas do termossifão com FP = 100% e  $Q_{vap} = 25$  W

FONTE: Autoria própria

A Tabela 13 apresenta a comparação direta entre as temperaturas obtidas numericamente neste presente trabalho e experimentalmente por De Aguiar (2016), nos pontos de análise do evaporador.

Tabela 13 Temperaturas nos pontos de análise do evaporador do termossifão FP 100%, 25 W

	Simulação	Experimental	Erro [%]
$T_{evap,1}$ [K]	391,6	406,6	11
$T_{evap,2}$ [K]	391,3	409,9	14
$T_{evap,3}$ [K]	392,2	401,8	7

A Figura 48 ilustra o perfil de temperaturas em função do comprimento do termossifão com razão de preenchimento de 100% para a potência dissipada de 30 W.



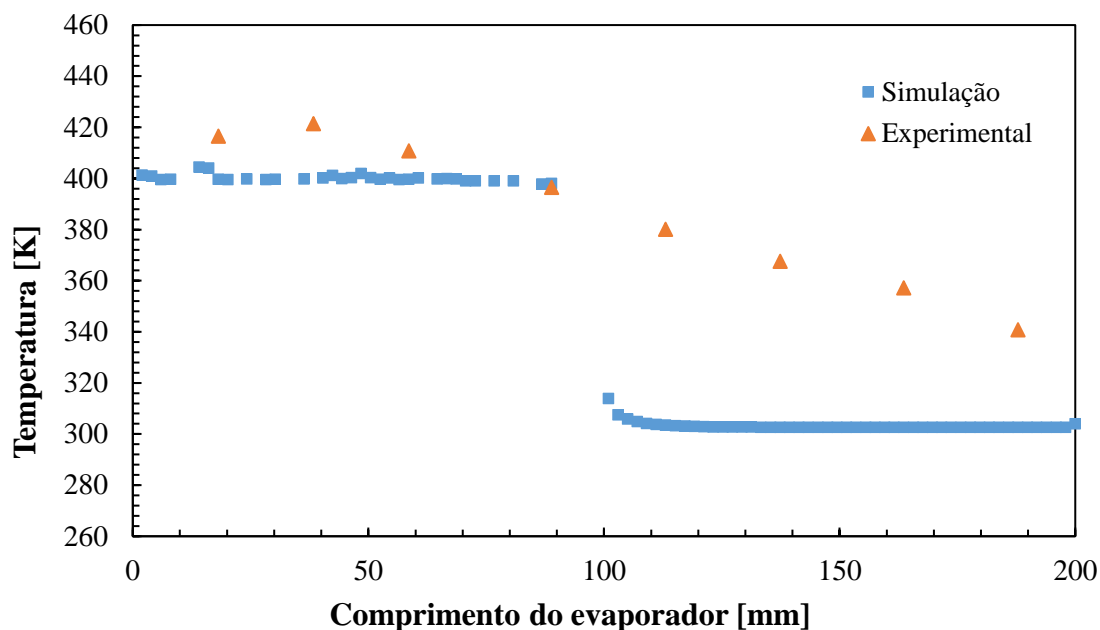


Figura 48 Perfil de temperaturas do termossifão com FP = 100% e  $Q_{vap} = 30$  W

FONTE: Autoria própria

Os erros apresentados na Tabela 14 são similares dos erros obtidos nas potências de 20 W e 25 W.

Tabela 14 Temperaturas nos pontos de análise do evaporador do termossifão FP 100%, 30 W

	Simulação	Experimental	Erro [%]
$T_{evap,1}$ [K]	399,5	416,5	12
$T_{evap,2}$ [K]	401,1	421,4	14
$T_{evap,3}$ [K]	400,1	410,8	8

A Tabela 15 apresenta as temperaturas médias da superfície obtidas nas simulações para as diversas potências de análise do termossifão de razão de preenchimento de 100%, assim como a temperatura média da superfície estimada para estas mesmas condições pela correlação de ebulição nucleada de Rohsenow, apresentada na Equação (10). A temperatura média estimada por Rohsenow foi calculada através do uso do software EES.

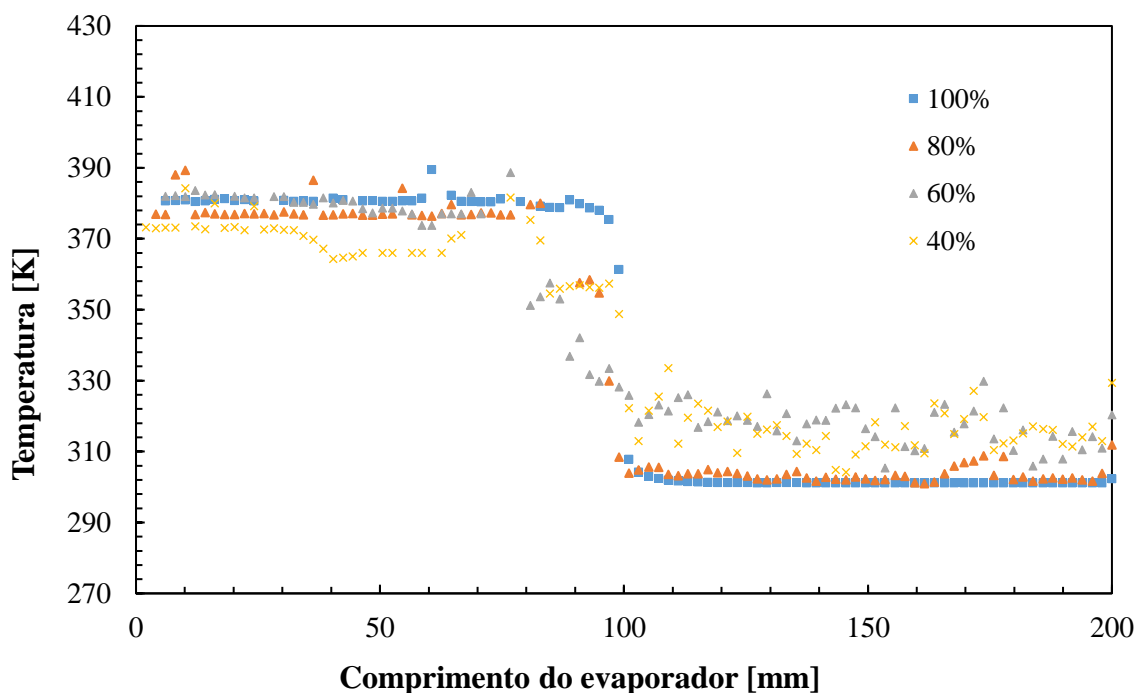
Os erros entre as temperaturas médias numéricas e obtidas através da correlação de Rohsenow são inferiores à 1,3%, e reduzem com o aumento da potência de entrada.

Tabela 15 Temperatura média da superfície para FP = 100%

	Temperatura média da superfície: Simulação [K]	Temperatura média da superfície: Rohsenow [K]	Erro [%]
<b>5W</b>	317,0	321,0	1,246
<b>10W</b>	341,6	344,7	0,899
<b>15W</b>	363,6	365,7	0,582
<b>20W</b>	380,6	381,7	0,278
<b>25W</b>	391,7	391,8	0,031
<b>30W</b>	399,5	400,2	0,187

### 7.1.2 Influência do fator de preenchimento

A Figura 49 apresenta o perfil de temperaturas para a potência de entrada de 20 W, para os termosifões com razões de preenchimento 100, 80, 60 e 40%. Observa-se uma pequena variação na temperatura do evaporador ao variar a razão de preenchimento, mas os resultados para razões de preenchimento superiores (100 e 80%) apresentam maior estabilidade e uma condição quase isotérmica no condensador. Este comportamento está relacionado ao fato que, para estas razões de preenchimento maiores, houve menor incidência de regiões de superaquecimento no evaporador e na interface das seções do evaporador e adiabática, devido à maior presença de líquido para receber calor em forma de calor latente. Deste modo, o termosifão manteve-se longe dos limites de sua operação citados no Capítulo 2, evitando a geração de regiões quentes e frias ao longo do seu comprimento.



**Figura 49 Perfil de temperatura para potência de entrada de 20 W, termossifão com diversas razões de preenchimento**

**FONTE: Autorial própria**

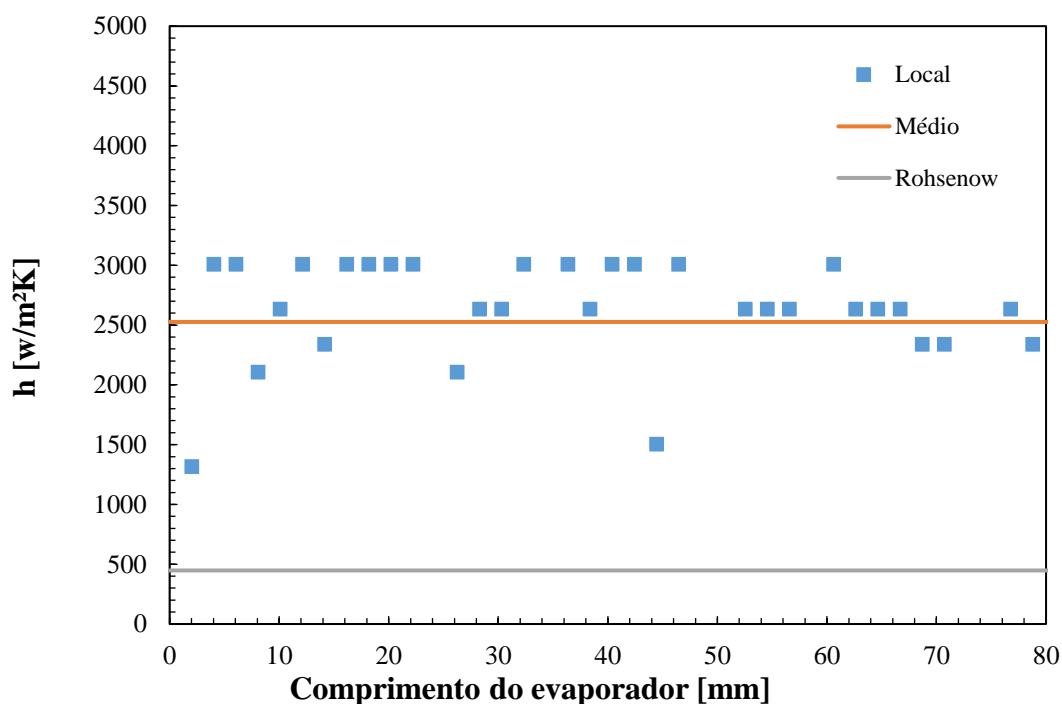
## 7.2 Análise do coeficiente convectivo

Para a análise do coeficiente convectivo foram avaliadas as simulações dos modelos com razão de preenchimento de 100% para todas as taxas de transferência de calor 5, 10, 15, 20, 25 e 30W.

Para a determinação do coeficiente de transferência de calor bifásico no evaporador do termossifão foram calculados os coeficientes convectivos locais para diversos pontos através da Lei de Resfriamento de Newton, especificada na Equação (44), e o coeficiente convectivo médio através da obtenção da temperatura média numérica na superfície do evaporador, conforme Equação (45). Estes valores foram comparados com correlação de Rohsenow (1951), desenvolvida para ebulição nucleada dentro de tubulações circulares, conforme especificada na Equação (46).

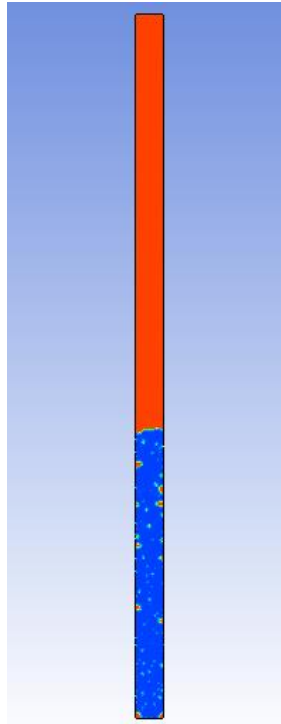
Os cálculos do coeficiente convectivo local utilizaram da temperatura de operação do termossifão, definida pela temperatura da seção adiabática (Aguiar, 2016), como a temperatura de saturação do fluido.

A Figura 50 apresenta os valores obtidos do coeficiente convectivo local, coeficiente convectivo médio e o coeficiente convectivo calculado utilizando a correlação de Rohsenow (1951) para a simulação em que a taxa de transferência de calor na região do evaporador é de 5W. Os valores de  $h$  são apresentados ao longo do comprimento do evaporador.



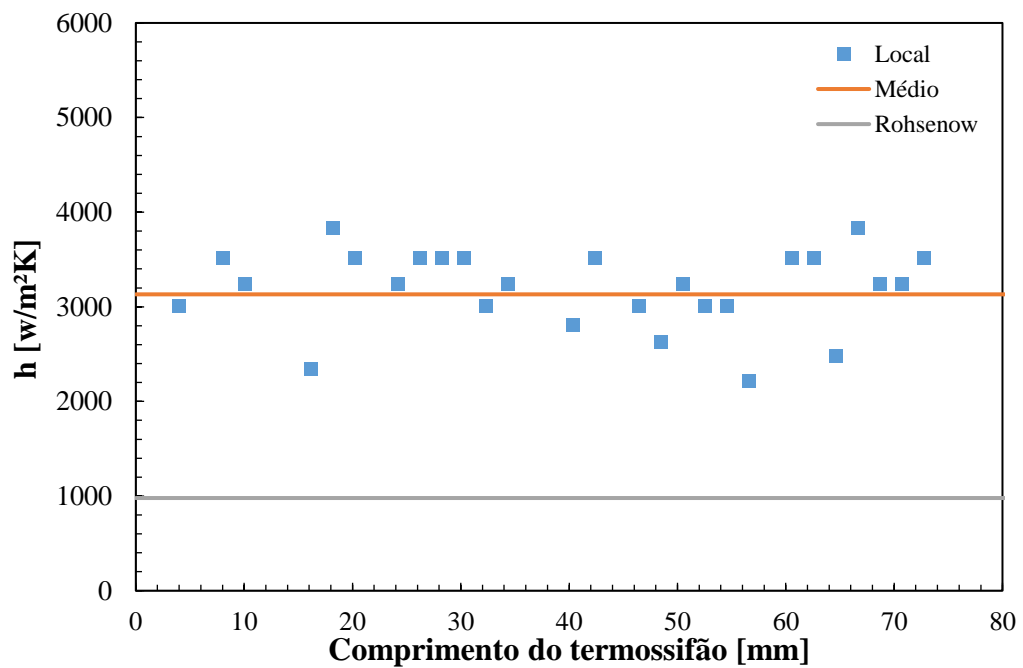
**Figura 50** Coeficiente convectivo para termossifão com FP 100%, 5 W  
**FONTE:** Autoria própria

Para faixa de potência de 5 W o valor do coeficiente convectivo médio para o modelo de Rohsenow é de 447,93  $\text{W/m}^2\text{K}$  e o valor calculado através da temperatura média do evaporador é de 2526,3  $\text{W/m}^2\text{K}$ . A grande diferença entre os valores dos coeficientes convectivos calculados utilizando a correlação de Rohsenow e da simulação numérica está atribuído à sensibilidade da correlação à variação da temperatura, causado pelo elemento  $\Delta T$  ser elevado ao cubo, ou seja, pequenas variações na temperatura superficial provocam grandes alterações no coeficiente convectivo. Além disso, em seu experimento o autor avaliou apenas o regime de ebulição nucleada totalmente desenvolvida, e para menores fluxos de calor no evaporador é possível observar regime de ebulição nucleada parcial (bolhas isoladas), conforme pode ser visualizado na Figura 51.



**Figura 51** Fração de volume de vapor para termossifão com FP 100%, 5 W, em  $t = 2,5$  segundos  
**FONTE:** Autorialia própria

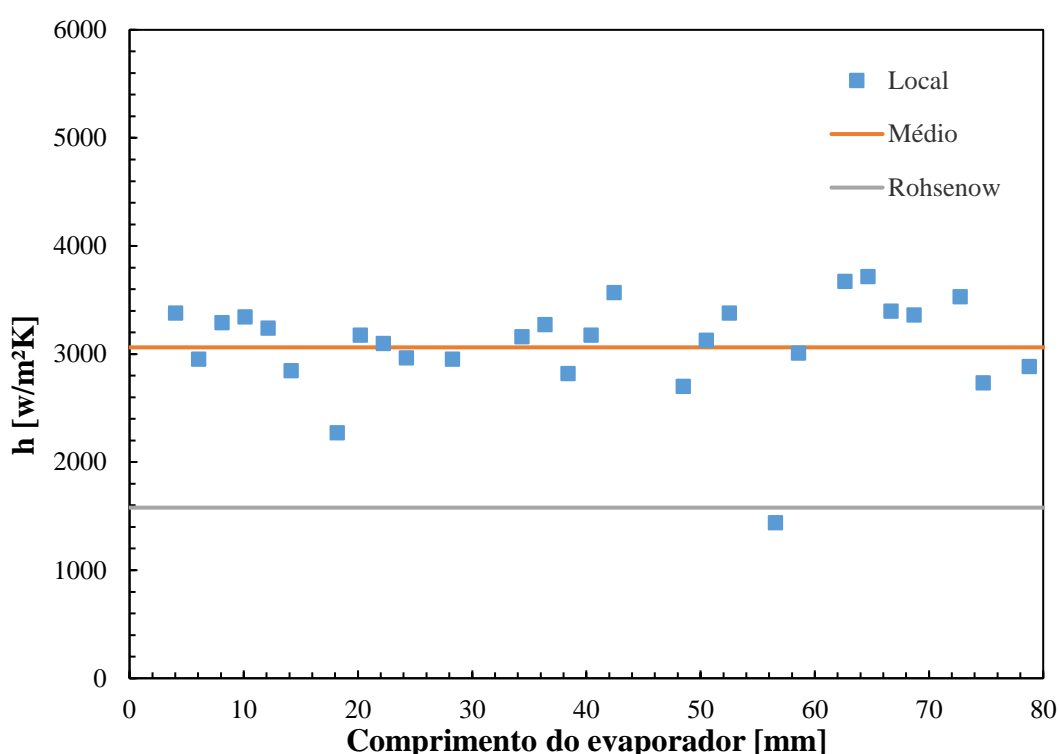
A Figura 52 apresenta os valores obtidos dos coeficientes convectivos local, médio e o de Rohsenow para a simulação em que a taxa de transferência de calor na região do evaporador é de 10W.



**Figura 52** Coeficiente convectivo para termossifão com FP 100%, 10 W  
**FONTE:** Autorialia própria

Para faixa de potência de 10W o valor do coeficiente convectivo médio para o modelo de Rohsenow é de 979,19 W/m<sup>2</sup>K e o valor calculado através da temperatura média do evaporador é de 3131,78 W/m<sup>2</sup>K. Nesta faixa de potência, para o tempo de simulação de 2,5s ainda não é possível observar um regime de ebulição nucleada completamente desenvolvida, portanto a correlação de Rohsenow ainda apresenta um valor subdimensionado.

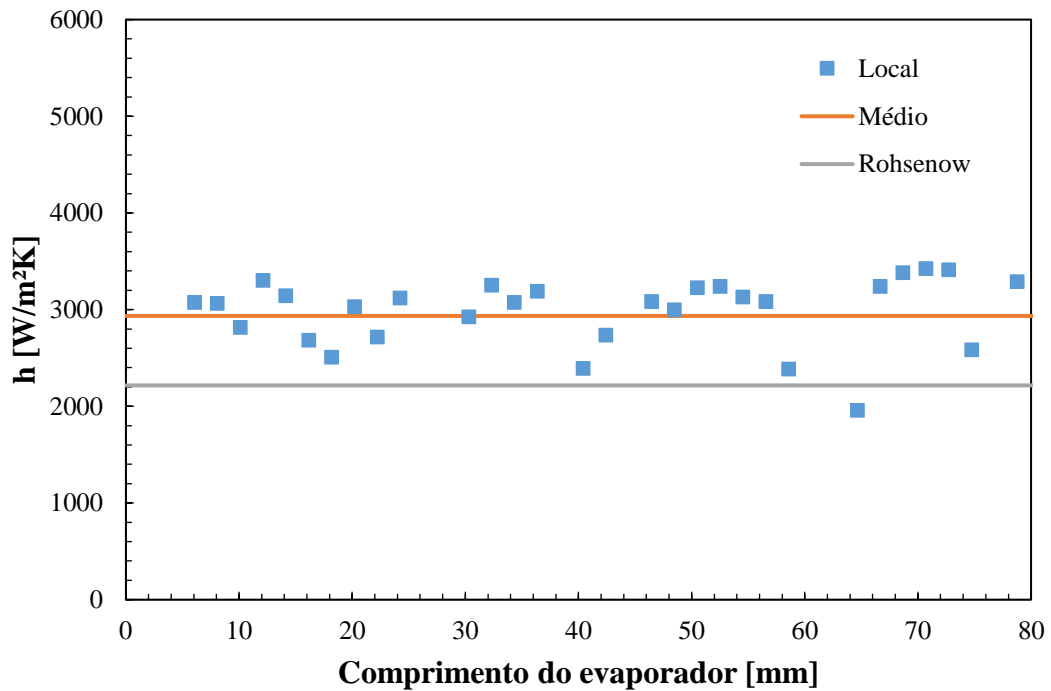
A Figura 53 apresenta os valores obtidos dos coeficientes convectivos local, médio e o de Rohsenow para a simulação em que a taxa de transferência de calor na região do evaporador é de 15W.



**Figura 53 Coeficiente convectivo para termossifão com FP 100%, 15 W**  
**FONTE: Autoria própria**

Para faixa de potência de 15W o valor do coeficiente convectivo médio para o modelo de Rohsenow é de 1578,94 W/m<sup>2</sup>-K e o valor calculado através da temperatura média do evaporador é de 3061,80 W/m<sup>2</sup>-K.

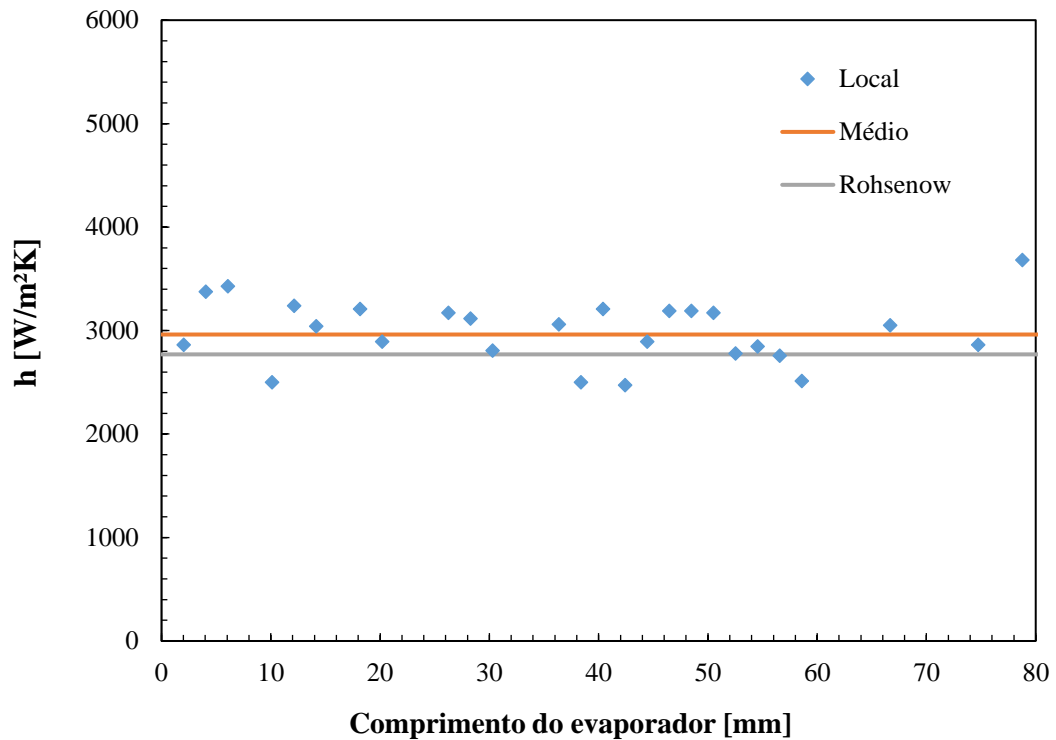
A Figura 54 apresenta os valores obtidos dos coeficientes convectivos local, médio e o de Rohsenow para a simulação em que a taxa de transferência de calor na região do evaporador é de 20W.



**Figura 54** Coeficiente convectivo para termossifão com FP 100%, 20 W  
**FONTE:** Autoria própria

Para faixa de potência de 20W o valor do coeficiente convectivo médio para o modelo de Rohsenow é de 2216,05 W/m<sup>2</sup>K e o valor calculado traves da temperatura média do evaporador é de 2934,83 W/m<sup>2</sup>K. Pode-se perceber que o valor da correlação de Rohsenow se aproximando do valor do coeficiente convectivo médio calculado se comparado às demais faixas de potência previamente analisadas.

A Figura 55 apresenta os valores obtidos dos coeficientes convectivos local, médio e o de Rohsenow para a simulação em que a taxa de transferência de calor na região do evaporador é de 25W.

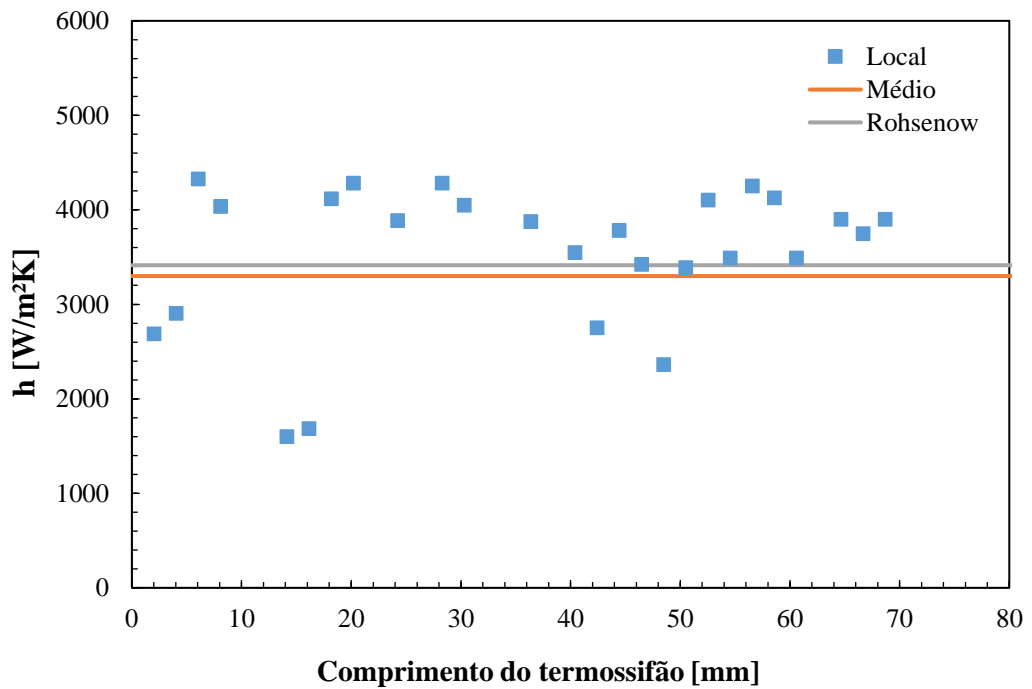


**Figura 55** Coeficiente convectivo para termossifão com FP 100%, 25 W  
**FONTE:** Autoria própria

Para faixa de potência de 25W o valor do coeficiente convectivo médio para o modelo de Rohsenow é de 2770,05  $W/m^2K$  e o valor calculado traves da temperatura média do evaporador é de 2962,05  $W/m^2K$ . Neste caso, o valor da correlação de Rohsenow apresentou uma boa correlação com coeficiente convectivo médio calculado, uma vez que seu valor está contido dentro do intervalo de valores coeficientes locais avaliados.

A Figura 56 apresenta os valores obtidos dos coeficientes convectivos local, médio e o de Rohsenow para a simulação em que a taxa de transferência de calor na região do evaporador é de 30W.





**Figura 56** Coeficiente convectivo para termossifão com FP 100%, 30 W  
**FONTE:** Autoria própria

Para faixa de potência de 30W o valor do coeficiente convectivo médio para o modelo de Rohsenow é de 3414,05 W/m<sup>2</sup>-K e o valor calculado traves da temperatura média do evaporador é de 3299,05 W/m<sup>2</sup>-K. Para esta faixa de potência o valor do coeficiente de Rohsenow foi o que melhor correlacionou com os valores obtidos numericamente.

## 8 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi apresentada a investigação numérica da ebulição em piscina no interior do evaporador de um termosifão de ciclo fechado. A avaliação da transferência de calor se faz necessária para o dimensionamento destes dispositivos, que tem grande potencial para aplicações sustentáveis, tanto na área industrial como na doméstica.

Os resultados obtidos e apresentados neste trabalho mostram que a metodologia adotada na modelagem matemática e numérica do problema proposto são satisfatórias, uma vez que se comparado aos resultados experimentais e correlações disponíveis na literatura, os erros obtidos são baixos considerando-se um problema de mudança de fase.

Além disso, foi possível realizar o estudo do fator de frequência do modelo de evaporação-condensação de Lee, amplamente utilizado em modelagens numéricas para problemas de mudança de fase. O estudo realizado, apresentado no Capítulo 6, mostra que o fator utilizado depende da aplicação e do modelo numérico utilizado. Fatores de Lee comumente citados na literatura apresentaram resultados não-satisfatórios na modelagem deste trabalho, aonde o termosifão do estudo atingiu limites de operação, discutidos no Capítulo 2.

Para a determinação do coeficiente de transferência de calor bifásico no evaporador do termosifão, foram calculados os coeficientes convectivos locais para diversos pontos através da Lei de Resfriamento de Newton, e o coeficiente convectivo médio através da obtenção da temperatura média na superfície do evaporador. Estes valores foram comparados com correlação de Rohsenow (1951), desenvolvida para ebulição nucleada dentro de tubulações circulares. A avaliação dos resultados mostrou que o estudo do Rohsenow melhor se correlaciona com os dados obtidos nas simulações para os casos em que há maior taxa de transferência de calor (25W e 30W). Este resultado é esperado, visto que em seu experimento o autor avaliou apenas o regime de ebulição nucleada totalmente desenvolvida, e para menores fluxos de calor no evaporador é possível observar regime de ebulição nucleada parcial (bolhas isoladas).

Os erros apresentados estão associados às diversas condições de contorno adotadas, como a simplificação para um modelo bidimensional, além de considerar o fluido de trabalho incompressível na fase de vapor. Os erros obtidos nos perfis de temperatura também são ocasionados pelo fato da seção adiabática na modelagem numérica desconsiderar perdas e

trocas de calor que ocorrem em condições reais, devido à dificuldade de isolar a seção de modo apropriado.

Para minimizar estes erros, justifica-se que sejam realizados outros trabalhos futuros com maior tempo de simulação com o objetivo de se analisar uma condição de regime quase-permanente. Também recomenda-se um refinamento de malha na interface do evaporador com a região adiabática, uma vez que estas regiões apresentaram um sobreaquecimento que dificulta a convergência da análise, principalmente em razões de preenchimento menores na seção do evaporador.

Para outros trabalhos futuros, também sugere-se a realização de um estudo com o objetivo de estudar de forma mais aprofundada o fenômeno de condensação no interior do condensador de termossifões, de forma a entender todos os parâmetros e modelar esta região da forma mais condizente com a realidade.

É importante ressaltar, que os dados numéricos obtidos nesse trabalho, bem como as novas análises propostas, podem alimentar posteriores estudos para obtenção de correlações para estimar o coeficiente de transferência de calor por convecção dentro do evaporador do termossifão.

## 9 REFERÊNCIAS

**Aguiar, Vinícius de. 2016.** *Influência da razão de preenchimento e da inclinação no desempenho térmico de termossifões*. Ponta Grossa : UTFPR, 2016.

**ANSYS INC. 2012.** *ANSYS FLUENT Theory Guide*. Canonsburg : s.n., 2012.

**Bressloff, N. W. 2001.** A parallel pressure implicit splitting of operators algorithm applied to flows at all speeds. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*. 2001, pp. 497-518.

**Busse, C.A. 1973.** Theory of the Ultimate Heat Transfer Limit of Cylindrical Heat Pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 16, 1973, pp. 169-186.

**Carey, Van P. 2007.** *Liquid-Vapor Phase-Change Phenomena*. 2ª. New York : CRC Press, 2007. pp. 106-148.

*CFD modeling of flow and heat transfer in a thermosyphon.* **Alizadehdakhel, Asghar, Rahimi, Masoud e Alsairafi, Ammar Abdulaziz. 2009.** Kermanshah : s.n., Outubro de 2009, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 37, pp. 312-318.

**Da Silva, Pedro Felipe Zanato e Tosin, Felipe Augusto. 2016.** *Estudo do coeficiente de transferência de calor por convecção para escoamento em golfadas no evaporador de um termossifão de vidro*. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba : s.n., 2016.

**De Schepper, Sandra C. K., Heynderickx, Geraldine J. e Marin, Guy B. . 2008.** Modeling the evaporation of a hydrocarbon feedstock in the convection. *Computers and Chemical Engineering* 33. 9 de Julho de 2008, pp. 122–132.

*Dynamics and Heat Transfer Associated With a Single Bubble During Nucleate Boiling on a Horizontal Surface.* **Son, G., Dhir, V. K. e Ramanujapu, N. 1999.** Los Angeles : s.n., Agosto de 1999, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 121, pp. 523-631.

*Enhancements of the SIMPLE Method for Predicting Incompressible Fluid Flows.* **Vandoormaal, J. P. e Raithby, G. D. 1984.** 1984, *Numerical Heat Transfer*, Vol. 7, pp. 147-163.

*Evaluation of the Rohsenow Correlation Through Experimental Pool Boiling of Halocarbon Refrigerants on Cylindrical Surfaces.* **Jabardo, J. M. Saiz, et al. 2004.** 2, São Carlos : s.n., Junho de 2004, *J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng.*, Vol. XXVI, pp. 218-230.

**Fang, Chen. 2010.** Volume of Fluid Simulation of Boiling Two-Phase Flow in a Vapor-Venting Microchannel. *Frontiers in Heat and Mass Transfer*. Junho de 2010.

*Heat Transfer and Pressure Drop Data for High Heat Flux Densities to Water at High Sub-Critical Pressures.* **Rohsenow, W. M. e Clark., J. A. 1951.** Stanford : s.n., 1951, Heat Transfer and FLuid Mech. Inst.

**Incropera, F. P., et al. 2008.** *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa.* 6ª. Rio de Janeiro : LTC, 2008.

**Kandlikar, Satish G., Shoji, Masahiro e Dhir, Vijay K. 1999.** *Handbook of Phase Change - Boiling and Condensation.* s.l. : Taylor & Francis, 1999.

**Kharangate, Chirag R. e Mudawar, Issam. 2017.** Review of computational studies on boiling and condensation. *International Journal of Heat and Mass Transfer.* 9 de Janeiro de 2017, pp. 1164-1196.

**Lee, W. H. 1980.** *A Pressure Iteration Scheme for Two-Phase Flow Modeling.* Energy Division, University of California. Los Alamos : Los Alamos Scientific Laboratory, 1980.

*Mechanistic Prediction of Nucleate Boiling Heat Transfer - Achievable or a Hopeless Task?* **Dhir, Vijay K. 2006.** Los Angeles : s.n., Janeiro de 2006, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 128, pp. 1-12.

*Modeling of a cryogenic liquid pool boiling by CFD simulation.* **Liu, Yi, Olewski, Tomasz e Véchet, Luc N. 2015.** Texas : s.n., Abril de 2015, *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, pp. 125-134.

**Noie, S. H. 2005.** Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon. *Applied Thermal Engineering* 25. 2005, pp. 495-506.

*Numerical heat transfer and fluid flow.* **Patankar, S. V. 1980.** New York : s.n., 1980, Hemisphere Publishing.

*Numerical modelling of the temperature distribution in a two-phase closed thermosyphon.* **Fadhil, Bandar, Wrobel, Luiz C. e Jouhara, Hussam. 2013.** Unbridge : s.n., Abril de 2013, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 60, pp. 122-131.

*Numerical Simulation of Bubble Merger Process on a Single Nucleation Site During Pool Nucleate Boiling.* **Son, G., Ramanujapu, N. e Dhir, V. K. 2002.** Los Angeles : s.n., Fevereiro de 2002, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 124, pp. 51-62.

*Numerical Simulation of Dynamics and Heat Transfer Associated With a Single Bubble in Subcooled Boiling and in the Presence of Noncondensables.* **Wu, Jinfeng e Dhir, Vijay K. 2011.** Los Angeles : s.n., Abril de 2011, Journal of Heat Transfer, Vol. 133, pp. 1-14.

— **Wu, Jinfeng e Dhir, Vijay K. 2011.** Los Angeles : s.n., Abril de 2011, Journal of Heat Transfer, Vol. 133, pp. 1-14.

*Numerical Simulation of Pool Boiling: A Review.* **Dhir, Vijay K., Warriar, Gopinath R. e Aktinol, Eduardo. 2013.** Los Angeles : s.n., Junho de 2013, Journal of Heat Transfer, Vol. 135, pp. 1-17.

*Numerical Simulations of the Dynamics and Heat Transfer Associated With a Single Bubble in Subcooled Pool Boiling.* **Wu, Jinfeng e Dhir, Vijay K. 2010.** Los Angeles : s.n., Novembro de 2010, Journal of Heat Transfer, Vol. 132, pp. 1-15.

*Performance of Two-Equation Turbulence Models for Flat Plate Flows with Leading Edge Bubbles.* **Collie, S., Gerritsen, M. e Jackson, P. 2008.** 130, 2008, Journal of Fluids Engineering, Vol. 2, p. 021201.

**Rohsenow, Warren M. 1951.** *A Method of Correlating Heat Transfer Data for Surface Boiling of Liquids.* Massachusetts Institute of Technology. Massachusetts : s.n., 1951. p. 31.

**Santos, Paulo Henrique dos. 2015.** *Estudo teórico e experimental de um coletor solar compacto assistido por termossifões para aquecimento de água de uso doméstico.* Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba : s.n., 2015.

*Solution of Implicitly Discretized Fluid Flow Equations by Operator Splitting.* **Issa, R. I. 1986.** 1, 1986, Journal of Computational Physics, Vol. 62, pp. 40-65.

*stable and accurate convective modelling procedure based on quadratic upstream interpolation.* **Leonard, B. P. 1979.** 1, 1979, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 19, pp. 59-98.

*Study of Lateral Merger of Vapor Bubbles During Nucleate Pool Boiling.* **Mukherjee, A. e Dhir, V. K. 2004.** Los Angeles : s.n., Dezembro de 2004, Journal of Heat Transfer, Vol. 123, pp. 1023-1039.

**Taborda, Kianny Aparecida e Reis, Layze. 2014.** *Modelagem Matemática de um Termossifão Aplicado a Coletores Solares Compactos.* Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba : s.n., 2014.

**Vasiliev, L. L. e Kakaç, S. 2013.** *Heat Pipes and Solid Sorption Transformations: Fundamentals and Practical Applications.* [ed.] CRC Press. 2013.

**Versteeg, H. K. e Malalasekera, W. 2007.** *An Introduction to Computational Fluid Dynamics.* 2<sup>a</sup>. Harlow : Pearson Education Limited, 2007.

*Volume of Fluid (VOF) Method for the Dynamics of Free Boundaries.* **Hirt, C. W. e Nichols, B. D. 1981.** Los Alamos, New Mexico : s.n., 1981, *Journal of Computational Physics*, Vol. 39, pp. 201-225.

**Wu, H. L., et al. 2006.** Simulation of refrigerant flow boiling in serpentine tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 50. 5 de Dezembro de 2006, pp. 1186–1195.

**Yang, Z. 2007.** Numerical and experimental investigation of two phase flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 51. 21 de Agosto de 2007, pp. 1003–1016.

## APÊNDICE A – FUNÇÃO DEFINIDA PELO USUÁRIO

Nesse apêndice será apresentada a programação da função definida pelo usuário (UDF) desenvolvida na modelagem numérica e utilizada na verificação do modelo.

```

/*   UDF- MODELO DE LEE: CONDENSAÇÃO/EVAPORAÇÃO   */

/* Bibliotecas inicializadas*/
#include "udf.h"
#include "sg_mphase.h"
#include "math.h"
/*Definição da temperatura de saturação/adiabática no modelo e o calor latente*/
#define T_SAT 378.0
#define latent_heat 2257.0e3

/*-----Transferência de massa de vapor: Início-----*/
DEFINE_SOURCE(vapor_source, cell, vap_th, dS, eqn)
{
Thread *mix_th, *liq_th;
real mass_transfer=0;
mix_th = THREAD_SUPER_THREAD(vap_th);
liq_th = THREAD_SUB_THREAD(mix_th, 0);

/*-----CONDENSAÇÃO-----*/
/*Fator r de Lee = 1*/
if(C_T(cell, mix_th) < T_SAT - 0.0001)
{
mass_transfer = -1*C_VOF(cell, vap_th)*C_R(cell, vap_th)*fabs(T_SAT-
C_T(cell,mix_th))/T_SAT;
dS[eqn] = -1*C_R(cell, vap_th)*fabs(T_SAT-C_T(cell,mix_th))/T_SAT;
}
/*-----EVAPORAÇÃO-----*/
/*Fator r de Lee = 0.1*/
if(C_T(cell, mix_th) > T_SAT + 0.0001)
{
mass_transfer = 0.1*C_VOF(cell, liq_th)*C_R(cell, liq_th)*fabs(C_T(cell,mix_th)-
T_SAT)/T_SAT;
dS[eqn] = 0;
}

C_UDMI(cell,mix_th,0) = mass_transfer;

return mass_transfer ;

}
/*-----Transferência de massa de vapor: Fim-----*/

```



```

/*-----Transferência de massa de líquido: Início-----*/
DEFINE_SOURCE(liquid_source, cell, liq_th, dS, eqn)
{
  Thread *mix_th, *vap_th;
  real mass_transfer=0;
  mix_th = THREAD_SUPER_THREAD(liq_th);
  vap_th = THREAD_SUB_THREAD(mix_th, 1);

  /*-----CONDENSAÇÃO-----*/
  /*Fator r de Lee = 1*/
  if(C_T(cell, mix_th) < T_SAT - 0.0001)
  {
    mass_transfer = 1*C_VOF(cell, vap_th)*C_R(cell, vap_th)*fabs(T_SAT-
    C_T(cell,mix_th))/T_SAT;
    dS[eqn] = 0;
  }

  /*-----EVAPORAÇÃO-----*/
  /*Fator r de Lee = 0.1*/
  if(C_T(cell, mix_th) > T_SAT + 0.0001)
  {
    mass_transfer = -0.1*C_VOF(cell, liq_th)*C_R(cell, liq_th)*fabs(C_T(cell,mix_th)-
    T_SAT)/T_SAT;
    dS[eqn] = -0.1*C_R(cell, liq_th)*fabs(C_T(cell,mix_th)-T_SAT)/T_SAT;
  }

  C_UDMI(cell,mix_th,1) = mass_transfer;

  return mass_transfer ;
}

/*-----Transferência de massa de líquido: Fim-----*/
DEFINE_SOURCE(enrg_src, cell, mix_th, dS, eqn)
{
  Thread *liq_th, *vap_th;
  real energy_transfer=0.0;
  liq_th = THREAD_SUB_THREAD(mix_th, 0);
  vap_th = THREAD_SUB_THREAD(mix_th, 1);

  /*-----Termo fonte de energia-----*/
  /*-----CONDENSAÇÃO-----*/
  /*Fator r de Lee = 1*/
  if(C_T(cell, mix_th) < T_SAT - 0.0001)
  {
    energy_transfer = 1*(C_VOF(cell, vap_th)*C_R(cell, vap_th)*fabs(T_SAT-
    C_T(cell,mix_th))/T_SAT)*latent_heat;
    dS[eqn] = 0;
  }

```

```
/*-----EVAPORAÇÃO-----*/  
/*Fator r de Lee = 0.1*/  
if(C_T(cell, mix_th) > T_SAT + 0.0001)  
{  
energy_transfer = -0.1*(C_VOF(cell, liq_th)*C_R(cell, liq_th)*fabs(C_T(cell,mix_th)-  
T_SAT)/T_SAT)*latent_heat;  
dS[eqn] = 0;  
}  
  
C_UDMI(cell,mix_th,2) = energy_transfer;  
  
return energy_transfer;  
  
}
```

## APÊNDICE B – RESULTADOS NUMÉRICOS

Os dados dos resultados numéricos para as demais razões de preenchimento analisadas neste trabalho, que apresentam maiores erros em relação aos resultados experimentais, estão expostos nos itens deste apêndice com gráficos e tabelas.

### B.1. Fator de preenchimento 80%

A Figura B 1 apresenta a distribuição de temperaturas para  $t = 2,5$  segundos, em função do comprimento do termossifão com razão de preenchimento de 80%, para diferentes potências dissipadas.

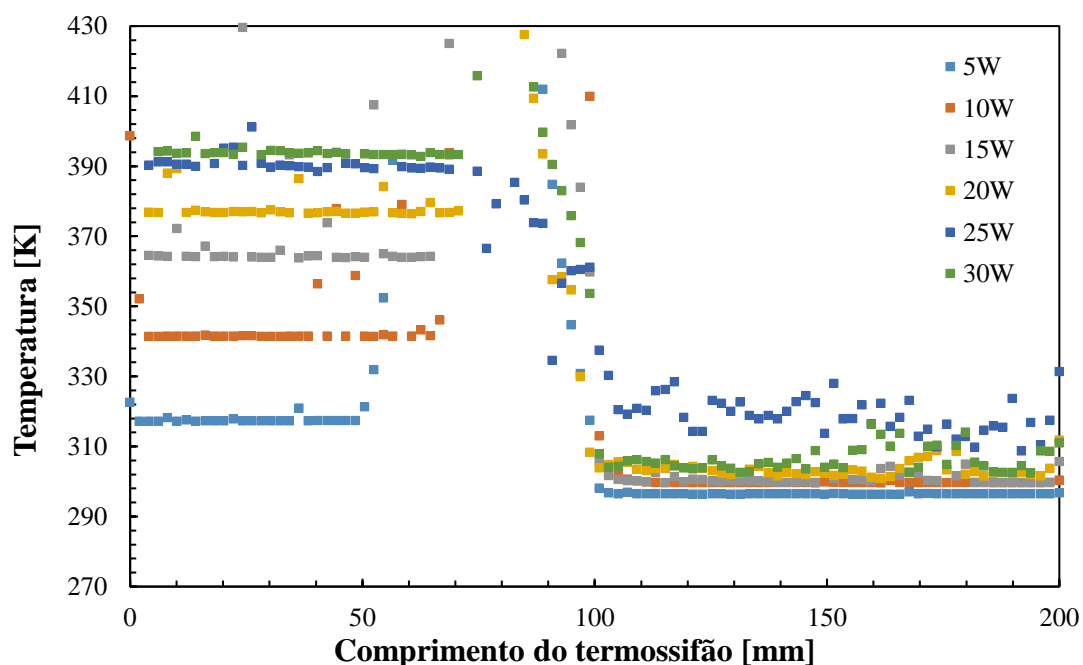
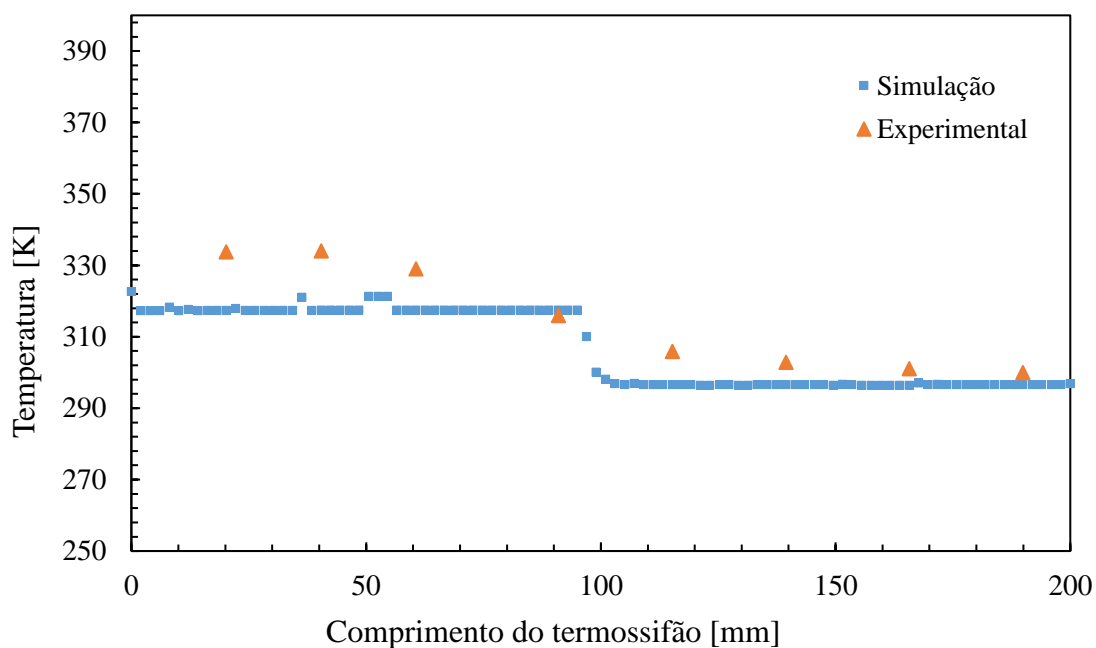


Figura B 1 Distribuições de temperaturas em função do comprimento do termossifão com 80%  
 FONTE: Autoria Própria

A Figura B 2 ilustra o perfil de temperaturas em função do comprimento do termossifão com razão de preenchimento de 80% para a potência dissipada de 5 W.



**Figura B 2** Perfil de temperaturas do termossifão com FP = 80% e  $Q_{vap} = 5 \text{ W}$

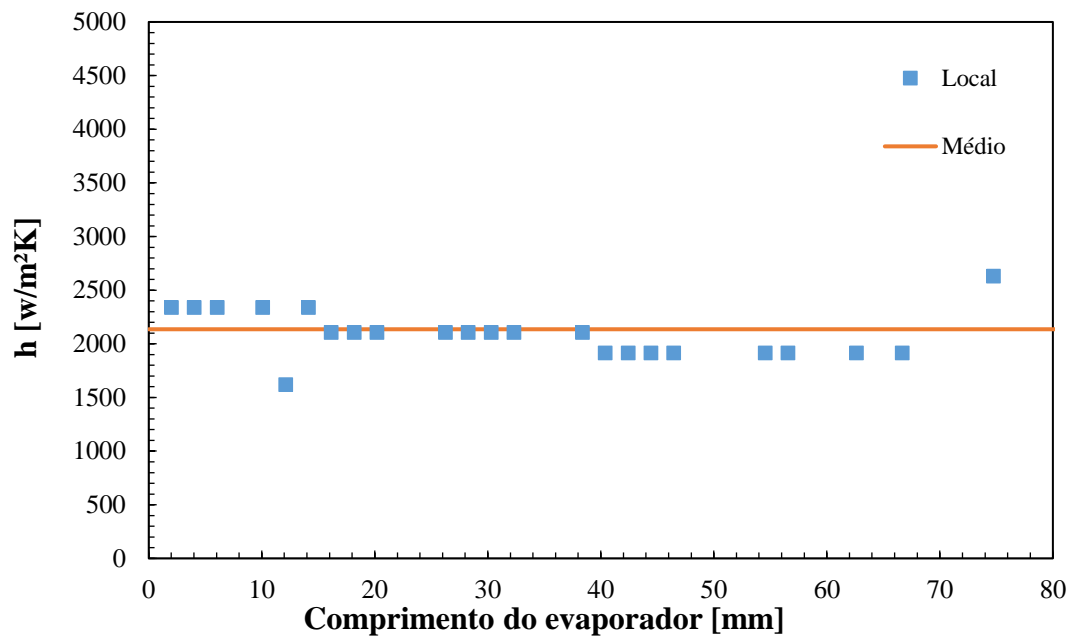
FONTE: Autoria própria

A Tabela B 1 apresenta as temperaturas superficiais da região do evaporador obtidas no estudo numérico, comparadas aos valores experimentais obtidos por Aguiar (2016), para o termossifão com razão de preenchimento de 80% e potência dissipada de 5 W.

**Tabela B 1** Comparação de temperatura - FP 80%, 5 W

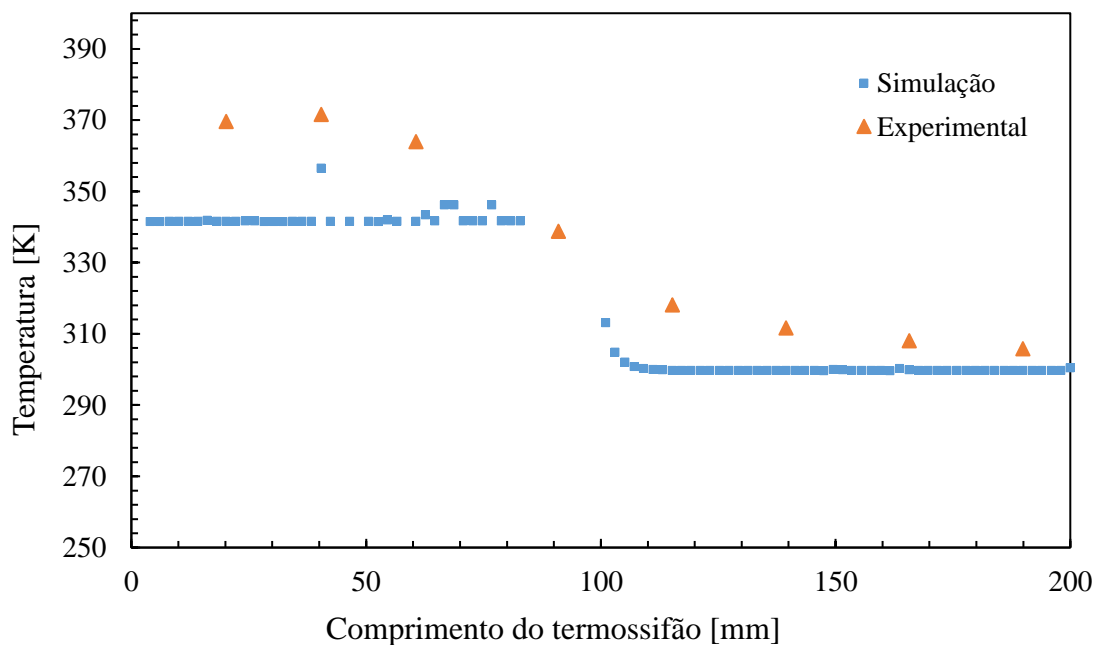
	Simulação	Experimental	Erro [%]
<b>Tevap1 [K]</b>	317,3	333,7	27
<b>Tevap2 [K]</b>	317,4	334,0	27
<b>Tevap3 [K]</b>	321,3	329,0	14

A Figura B 3 apresenta os valores obtidos dos coeficientes convectivos local e médio para a simulação em que a taxa de transferência de calor na região do evaporador é de 5 W para o termossifão com razão de preenchimento de 80%.



**Figura B 3** Coeficientes convectivos para termossifão com FP = 80% e 5 W  
**FONTE:** Autoria própria

A Figura B 4 ilustra o perfil de temperaturas em função do comprimento do termossifão com razão de preenchimento de 80% para a potência dissipada de 10 W.



**Figura B 4** Perfil de temperaturas do termossifão com FP = 80% e 10 W  
**FONTE:** Autoria própria

A Tabela B 2 apresenta as temperaturas superficiais da região do evaporador obtidas no estudo numérico, comparadas aos valores experimentais obtidos por Aguiar (2016), para o termossifão com razão de preenchimento de 80% e potência dissipada de 10 W.

Tabela B 2 Comparação de temperatura - FP 80%, 10 W

	Simulação	Experimental	Erro [%]
<b>Tevap1 [K]</b>	341,5	369,6	29
<b>Tevap2 [K]</b>	356,4	371,5	15
<b>Tevap3 [K]</b>	341,9	363,9	23

A Figura B 5 apresenta os valores obtidos dos coeficientes convectivos local e médio para a simulação em que a taxa de transferência de calor na região do evaporador é de 10 W para o termossifão com razão de preenchimento de 80%.

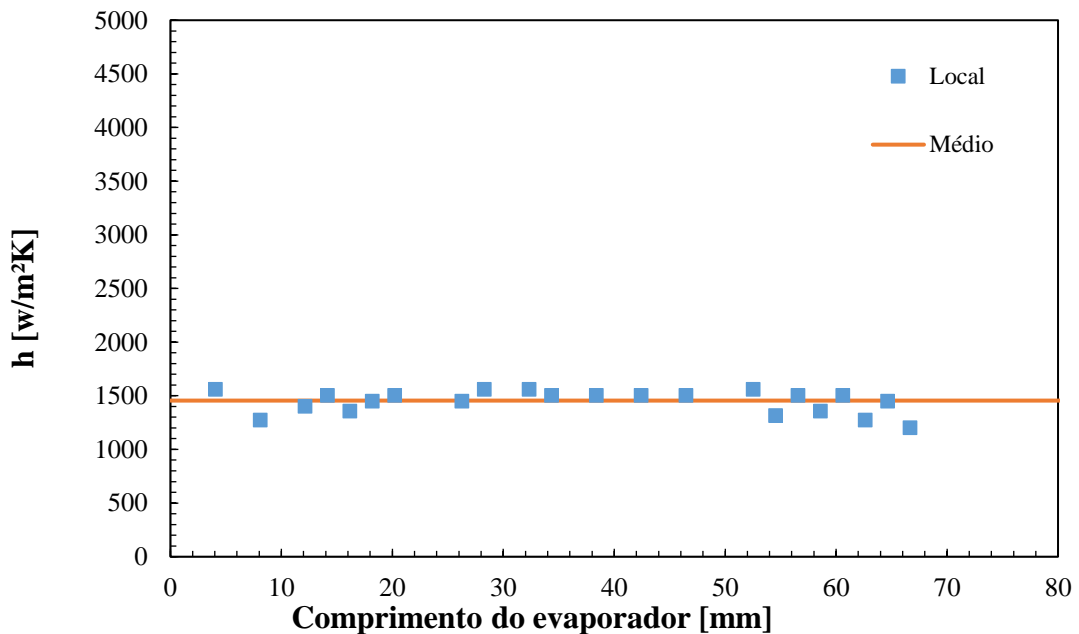
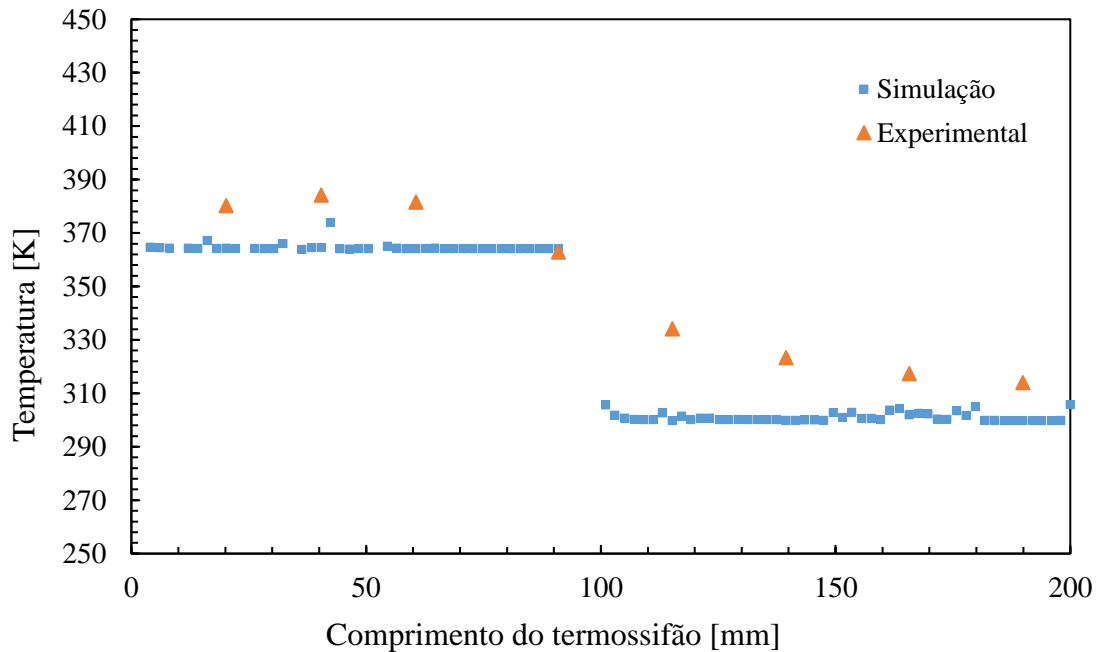


Figura B 5 Coeficientes convectivos para termossifão com FP = 80% e 10 W

FONTE: Autoria própria

A Figura B 6 ilustra o perfil de temperaturas em função do comprimento do termossifão com razão de preenchimento de 80% para a potência dissipada de 15 W.



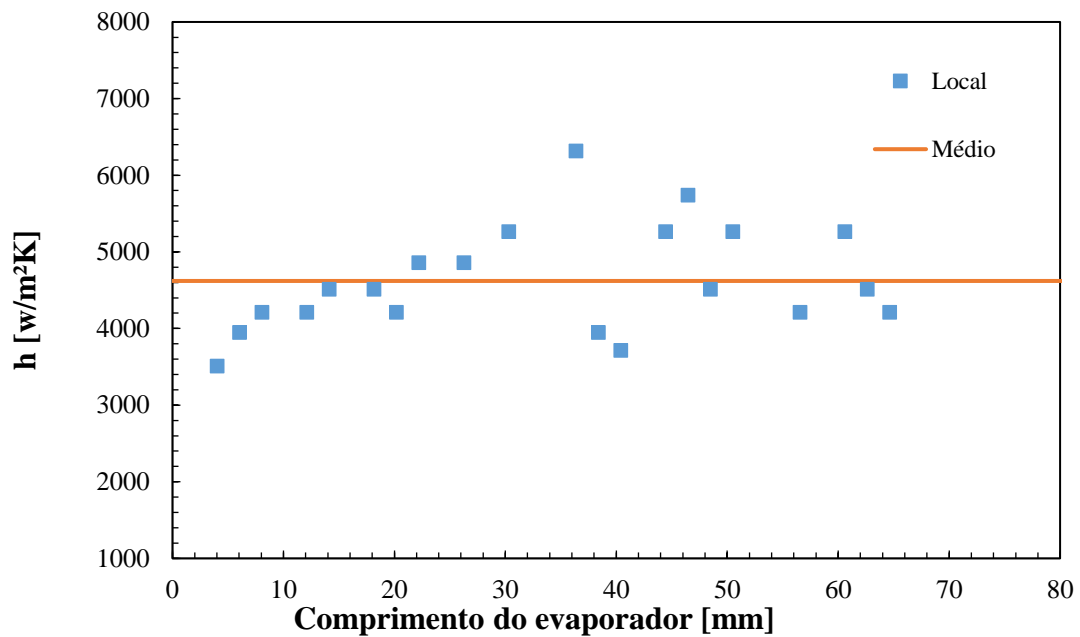
**Figura B 6 Perfil de temperaturas do termossifão com FP = 80% e 15 W**  
**FONTE: Autoria própria**

A Tabela B 3 apresenta as temperaturas superficiais da região do evaporador obtidas no estudo numérico, comparadas aos valores experimentais obtidos por Aguiar (2016), para o termossifão com razão de preenchimento de 80% e potência dissipada de 15 W.

**Tabela B 3 Comparação de temperatura - FP 80%, 15 W**

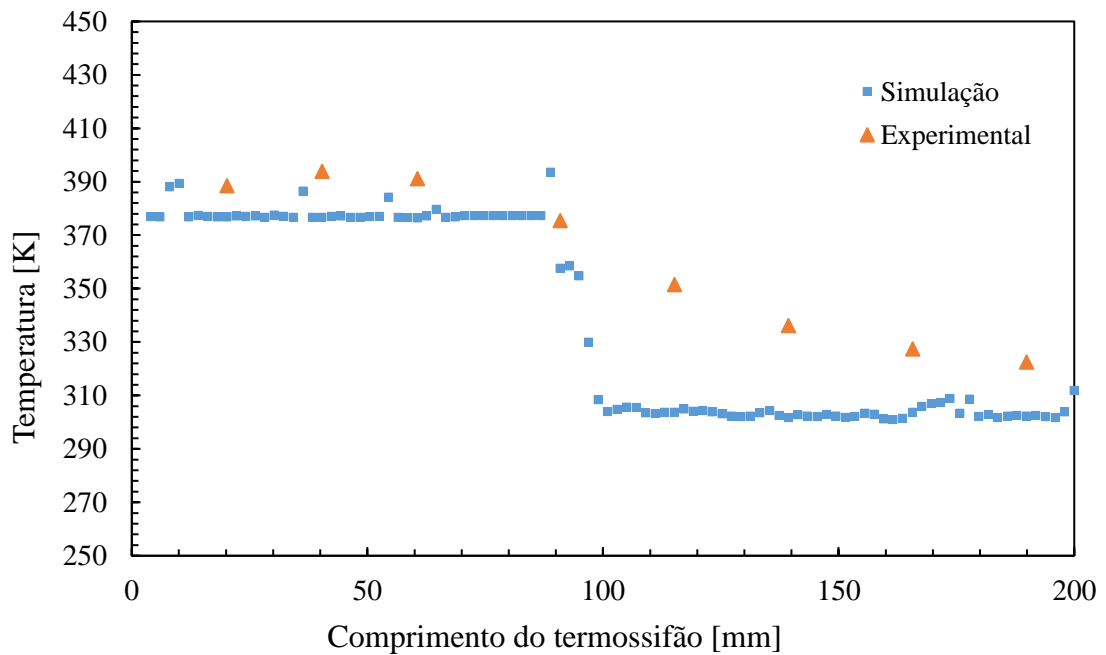
	<b>Simulação</b>	<b>Experimental</b>	<b>Erro [%]</b>
<b>Tevap1 [K]</b>	364,3	380,3	15
<b>Tevap2 [K]</b>	364,5	384,1	18
<b>Tevap3 [K]</b>	364	381,5	16

A Figura B 7 apresenta os valores obtidos dos coeficientes convectivos local e médio para a simulação em que a taxa de transferência de calor na região do evaporador é de 15 W para o termossifão com razão de preenchimento de 80%.



**Figura B 7** Coeficientes convectivos para termossifão com FP = 80% e 15 W  
**FONTE:** Autoria própria

A Figura B 8 ilustra o perfil de temperaturas em função do comprimento do termossifão com razão de preenchimento de 80% para a potência dissipada de 20 W.



**Figura B 8** Perfil de temperaturas do termossifão com FP = 80% e 20 W  
**FONTE:** Autoria própria

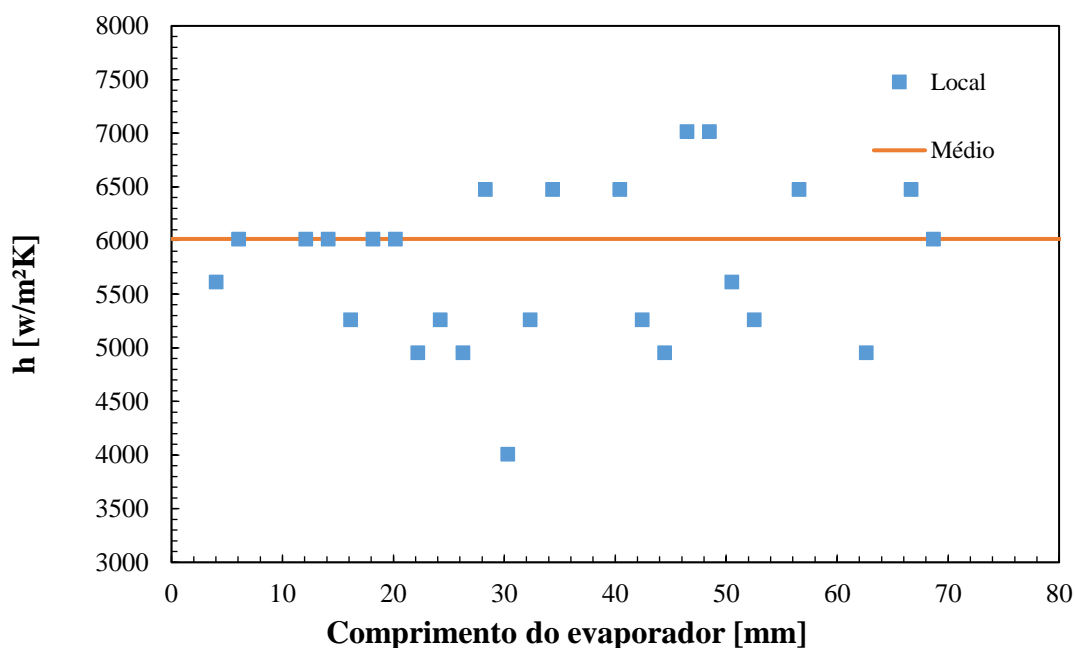


A Tabela B 4 apresenta as temperaturas superficiais da região do evaporador obtidas no estudo numérico, comparadas aos valores experimentais obtidos por Aguiar (2016), para o termossifão com razão de preenchimento de 80% e potência dissipada de 20 W.

**Tabela B 4 Comparação de temperatura - FP 80%, 20 W**

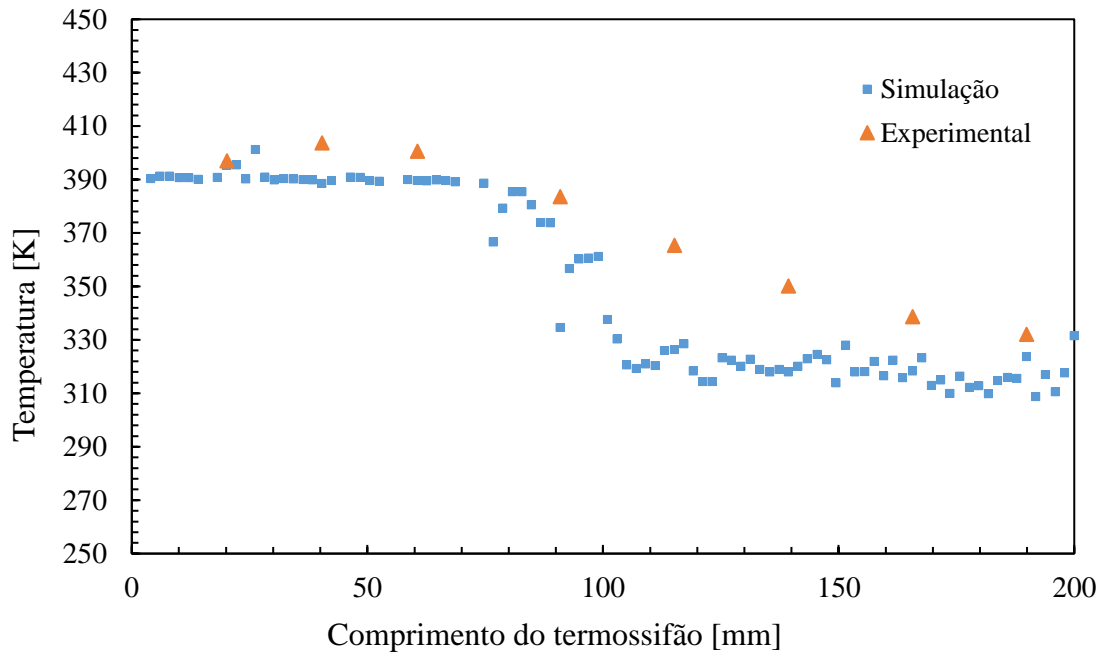
	<b>Simulação</b>	<b>Experimental</b>	<b>Erro [%]</b>
<b>Tevap1 [K]</b>	376,8	388,5	10
<b>Tevap2 [K]</b>	377,0	393,9	14
<b>Tevap3 [K]</b>	376,4	391,1	12

A Figura B 9 apresenta os valores obtidos dos coeficientes convectivos local e médio para a simulação em que a taxa de transferência de calor na região do evaporador é de 20 W para o termossifão com razão de preenchimento de 80%.



**Figura B 9 Coeficientes convectivos para termossifão com FP = 80% e 20 W**  
**FONTE: Autoria própria**

A Figura B 10 ilustra o perfil de temperaturas em função do comprimento do termossifão com razão de preenchimento de 80% para a potência dissipada de 25 W.



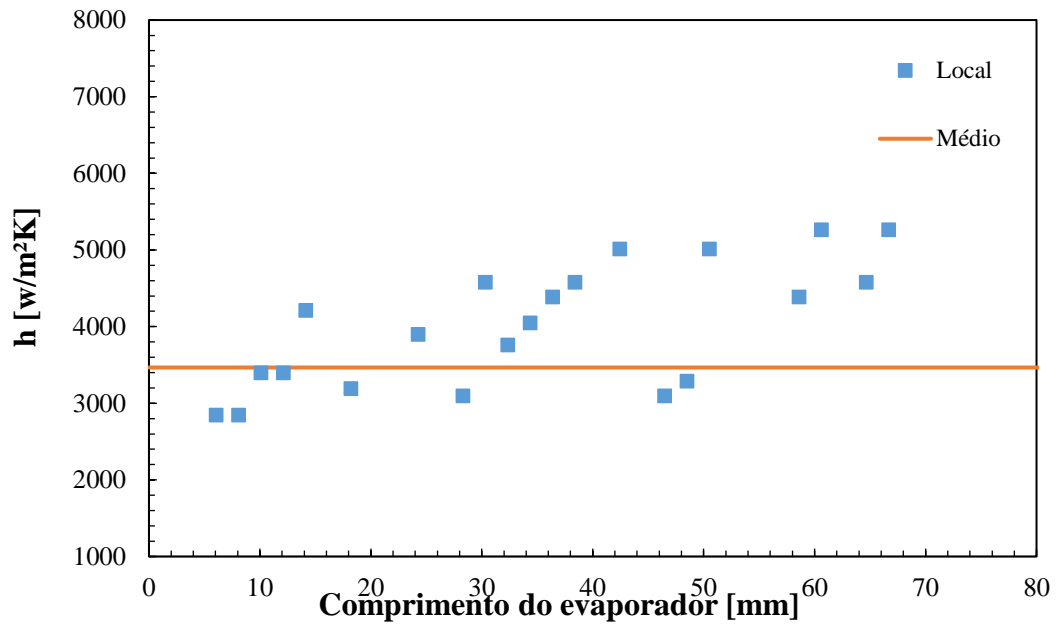
**Figura B 10 Perfil de temperaturas do termossifão com FP = 80% e 25 W**  
**FONTE: Autoria própria**

A Tabela B 5 apresenta as temperaturas superficiais da região do evaporador obtidas no estudo numérico, comparadas aos valores experimentais obtidos por Aguiar (2016), para o termossifão com razão de preenchimento de 80% e potência dissipada de 25 W.

**Tabela B 5 Comparação de temperatura - FP 80%, 25 W**

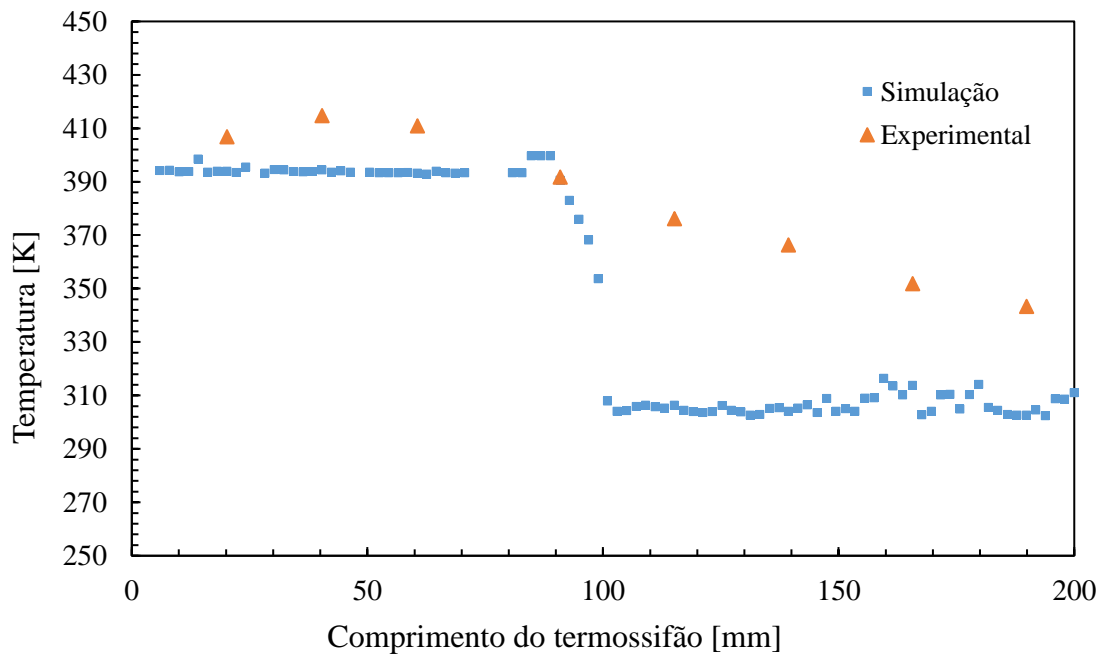
	<b>Simulação</b>	<b>Experimental</b>	<b>Erro [%]</b>
<b>Tevap1 [K]</b>	391,2	397,0	5
<b>Tevap2 [K]</b>	388,5	403,7	12
<b>Tevap3 [K]</b>	389,5	400,6	9

A Figura B 11 apresenta os valores obtidos dos coeficientes convectivos local e médio para a simulação em que a taxa de transferência de calor na região do evaporador é de 25 W para o termossifão com razão de preenchimento de 80%.



**Figura B 11** Coeficientes convectivos para termossifão com FP = 80% e 25 W  
**FONTE:** Autoria própria

A Figura B 12 ilustra o perfil de temperaturas em função do comprimento do termossifão com razão de preenchimento de 80% para a potência dissipada de 30 W.



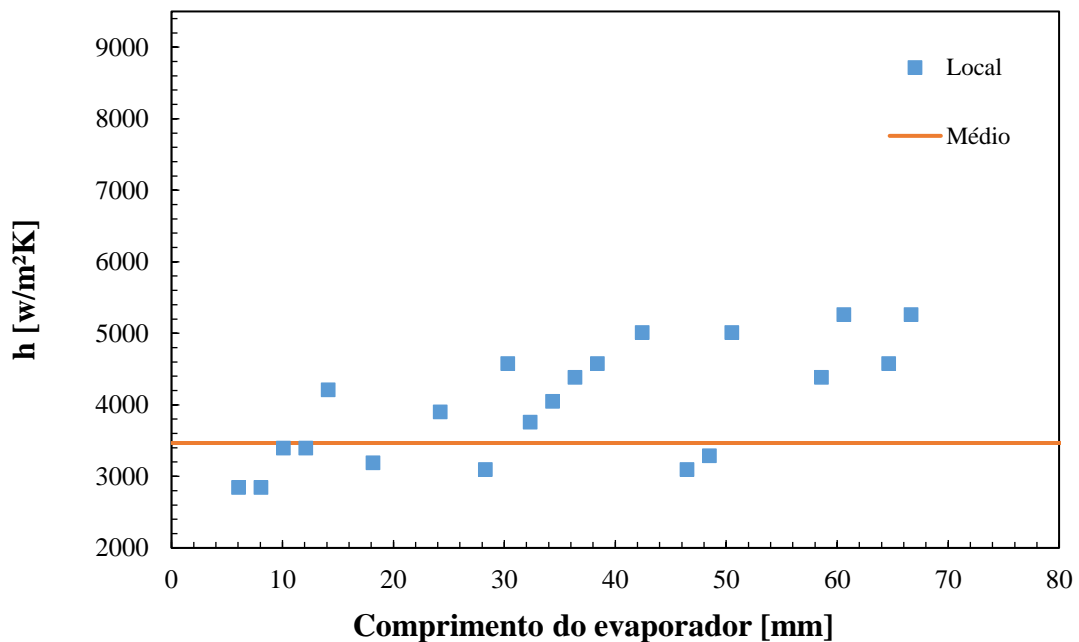
**Figura B 12** Perfil de temperaturas do termossifão com FP = 80% e 30 W  
**FONTE:** Autoria própria

A Tabela B 6 apresenta as temperaturas superficiais da região do evaporador obtidas no estudo numérico, comparadas aos valores experimentais obtidos Aguiar (2016), para o termossifão com razão de preenchimento de 80% e potência dissipada de 30 W.

**Tabela B 6 Comparação de temperatura - FP 80%, 30 W**

	<b>Simulação</b>	<b>Experimental</b>	<b>Erro [%]</b>
<b>Tevap1 [K]</b>	393,9	406,8	10
<b>Tevap2 [K]</b>	394,4	414,7	14
<b>Tevap3 [K]</b>	393,3	410,9	13

A Figura B 13 apresenta os valores obtidos dos coeficientes convectivos local e médio para a simulação em que a taxa de transferência de calor na região do evaporador é de 25 W para o termossifão com razão de preenchimento de 80%.



**Figura B 13 Coeficientes convectivos para termossifão com FP = 80% e 30 W**

**FONTE: Autoria própria**

A Tabela B 7 apresenta as temperaturas médias da superfície obtidas nas simulações para as diversas potências de análise do termossifão de razão de preenchimento de 80%, assim

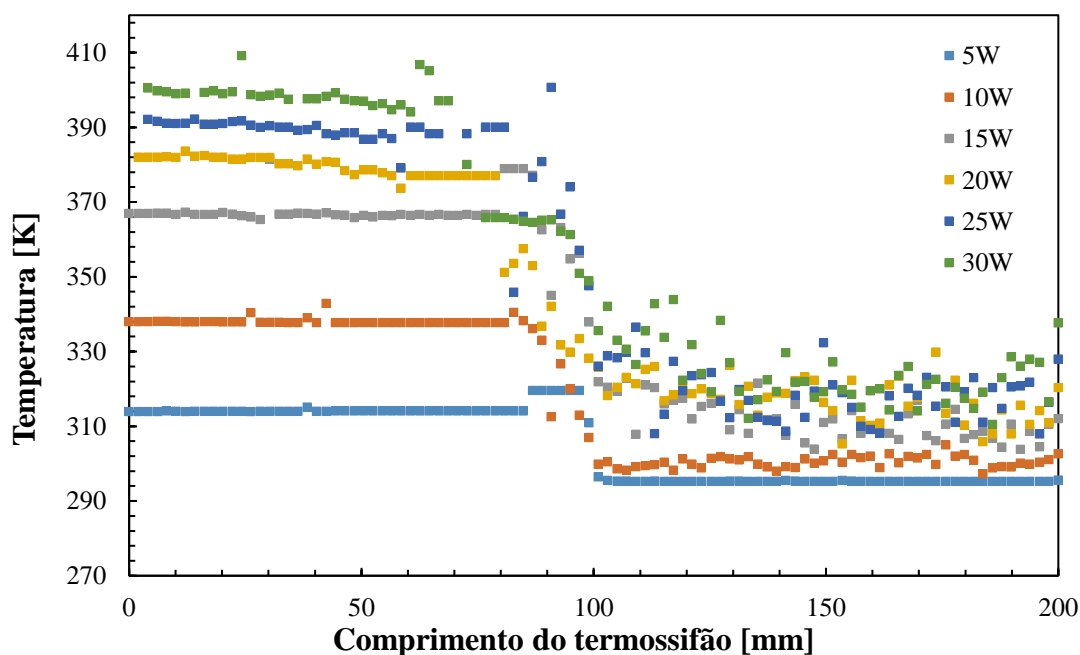
como a temperatura média da superfície estimada para estas mesmas condições pela correlação de ebulição nucleada de Rohsenow.

**Tabela B 7 Temperatura média da superfície para FP = 80%**

	<b>Temperatura média da superfície – Simulação</b>	<b>Temperatura média da superfície - Rohsenow</b>	<b>Erro [%]</b>
<b>5W</b>	318,7	320,7	0,634
<b>10W</b>	347,1	343,1	1,156
<b>15W</b>	364,3	366,7	0,664
<b>20W</b>	376,7	379,3	0,677
<b>25W</b>	389,7	387,4	0,602
<b>30W</b>	393,9	395,7	0,463

## B.2. Fator de preenchimento 60%

A Figura B 14 apresenta a distribuição de temperaturas para  $t = 2,5$  segundos, em função do comprimento do termossifão com razão de preenchimento de 60%, para diferentes potências dissipadas.



**Figura B 14 Distribuições de temperaturas em função do comprimento do termossifão com 60%**

FONTE: Autoria própria

A Figura B 15 ilustra o perfil de temperaturas em função do comprimento do termossifão com razão de preenchimento de 60% para a potência dissipada de 5 W.

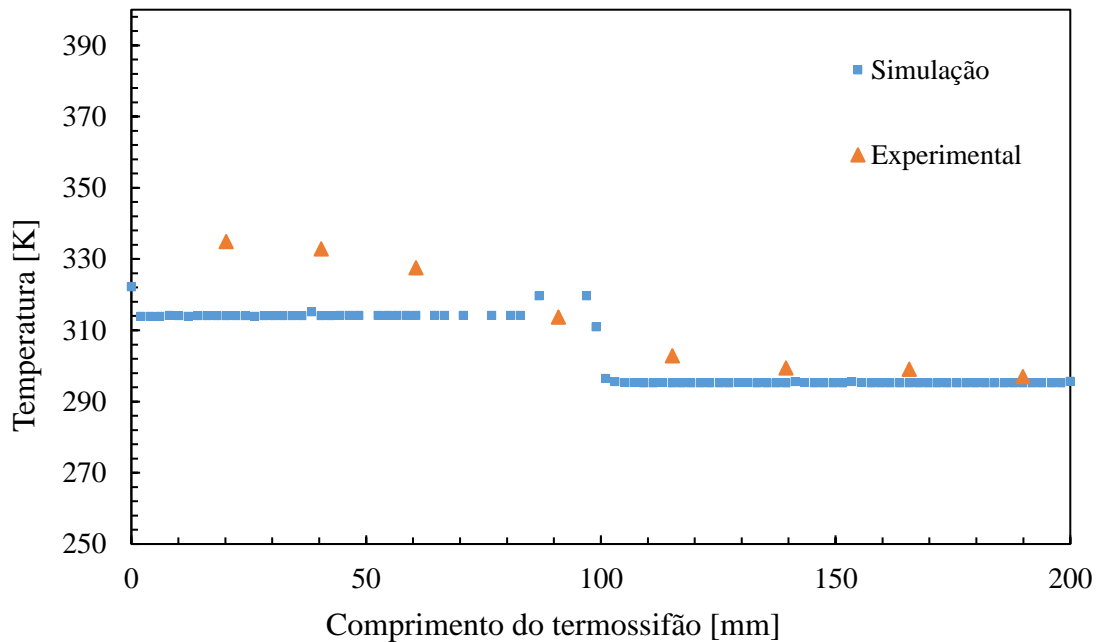


Figura B 15 Perfil de temperaturas do termossifão com FP = 60% e 5 W

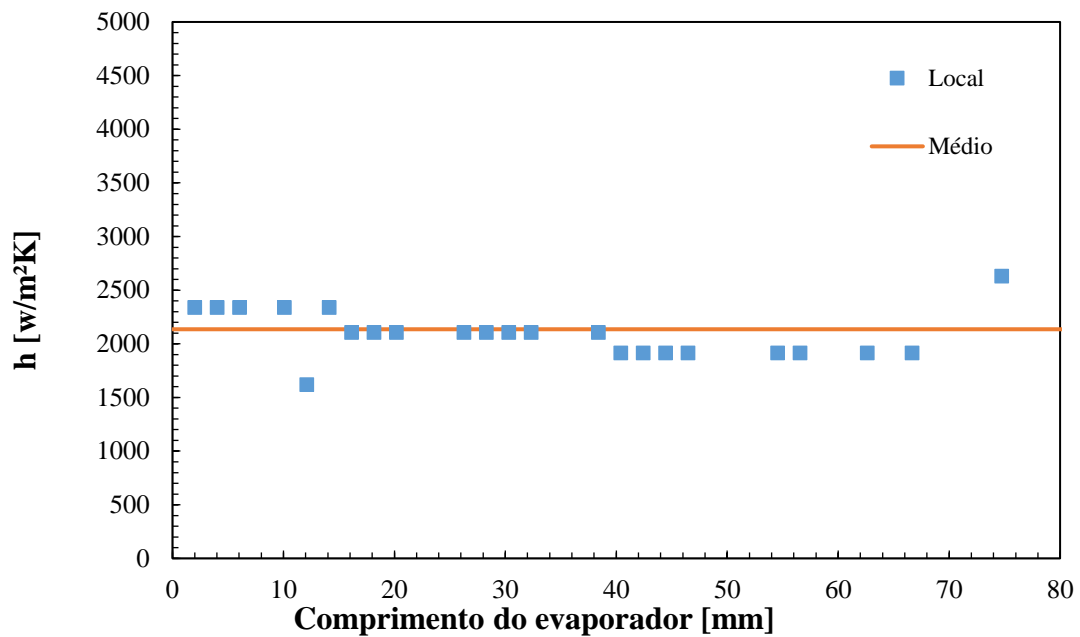
FONTE: Autoria própria

A Tabela B 8 apresenta as temperaturas superficiais da região do evaporador obtidas no estudo numérico, comparadas aos valores experimentais obtidos por De Aguiar (2016), para o termossifão com razão de preenchimento de 60% e potência dissipada de 5 W.

Tabela B 8 Comparação de temperatura - FP 60%, 5 W

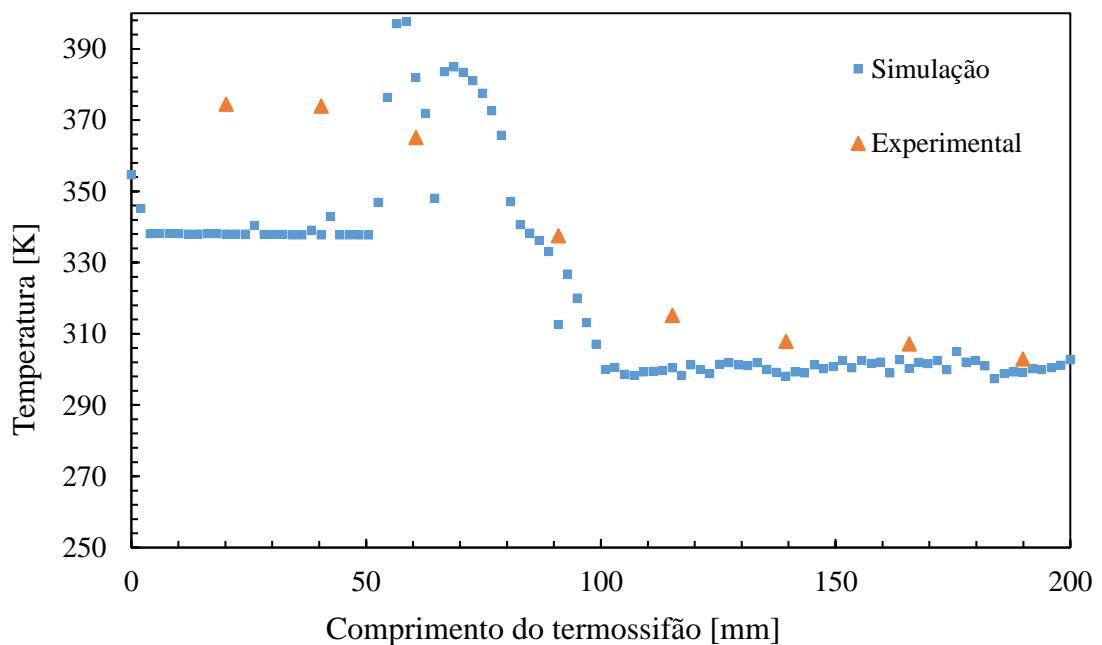
	Simulação	Experimental	Erro [%]
<b>Tevap1 [K]</b>	314	334,9	34
<b>Tevap2 [K]</b>	314,1	332,8	31
<b>Tevap3 [K]</b>	329,5	327,5	4

A Figura B 16Figura B 13 apresenta os valores obtidos dos coeficientes convectivos local e médio para a simulação em que a taxa de transferência de calor na região do evaporador é de 5 W para o termossifão com razão de preenchimento de 60%.



**Figura B 16** Coeficientes convectivos para termossifão com FP = 60% e 5 W  
**FONTE:** Autoria própria

A Figura B 17 ilustra o perfil de temperaturas em função do comprimento do termossifão com razão de preenchimento de 80% para a potência dissipada de 10 W.



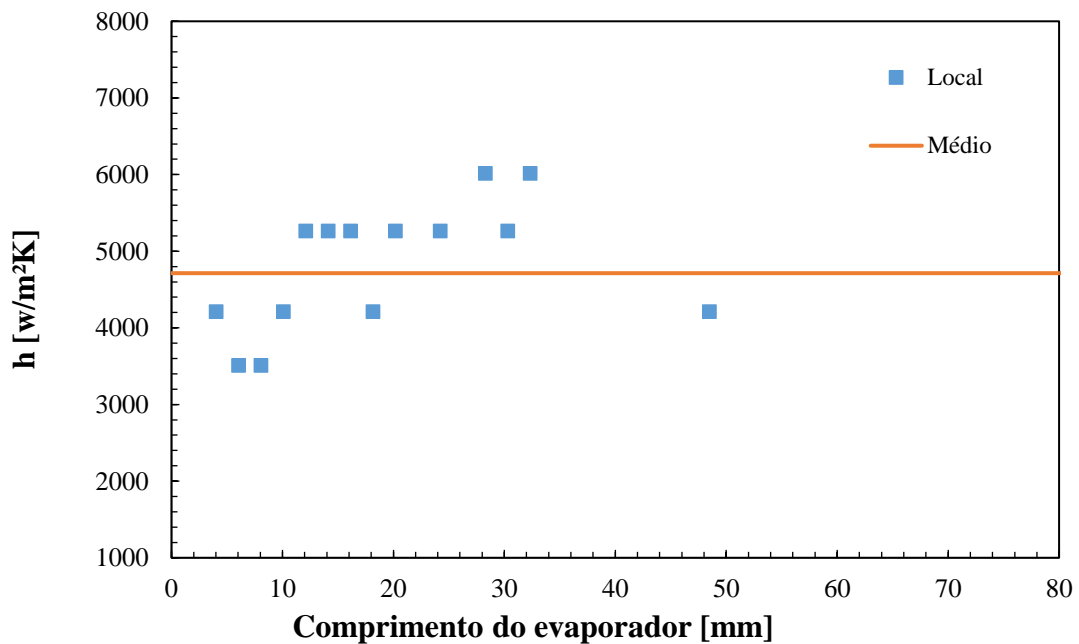
**Figura B 17** Perfil de temperaturas do termossifão com FP = 60% e 10 W  
**FONTE:** Autoria própria

A Tabela B 9 apresenta as temperaturas superficiais da região do evaporador obtidas no estudo numérico, comparadas aos valores experimentais obtidos por Aguiar (2016), para o termossifão com razão de preenchimento de 60% e potência dissipada de 10 W.

**Tabela B 9 Comparação de temperatura - FP 60%, 10 W**

	<b>Simulação</b>	<b>Experimental</b>	<b>Erro [%]</b>
<b>Tevap1 [K]</b>	337,9	374,4	36
<b>Tevap2 [K]</b>	337,7	373,9	36
<b>Tevap3 [K]</b>	346,8	365,1	20

A Figura B 18 Figura B 16 Figura B 13 apresenta os valores obtidos dos coeficientes convectivos local e médio para a simulação em que a taxa de transferência de calor na região do evaporador é de 10 W para o termossifão com razão de preenchimento de 60%.

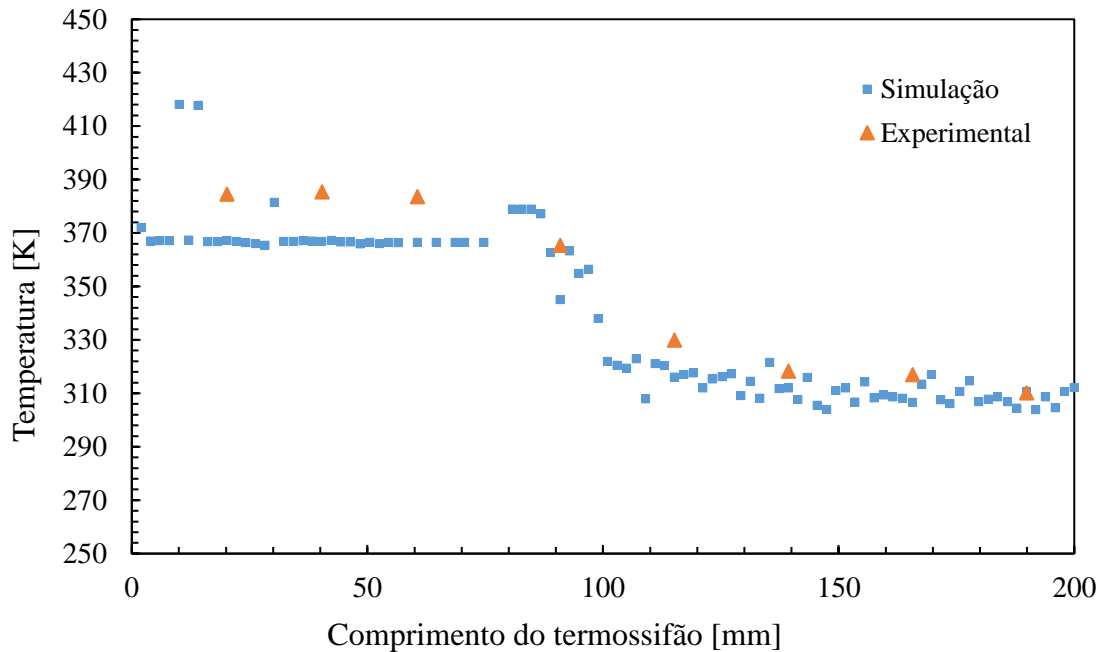


**Figura B 18 Coeficientes convectivos para termossifão com FP = 60% e 10 W**

**FONTE: Aatoria própria**

A Figura B 19 ilustra o perfil de temperaturas em função do comprimento do termossifão com razão de preenchimento de 60% para a potência dissipada de 15 W.





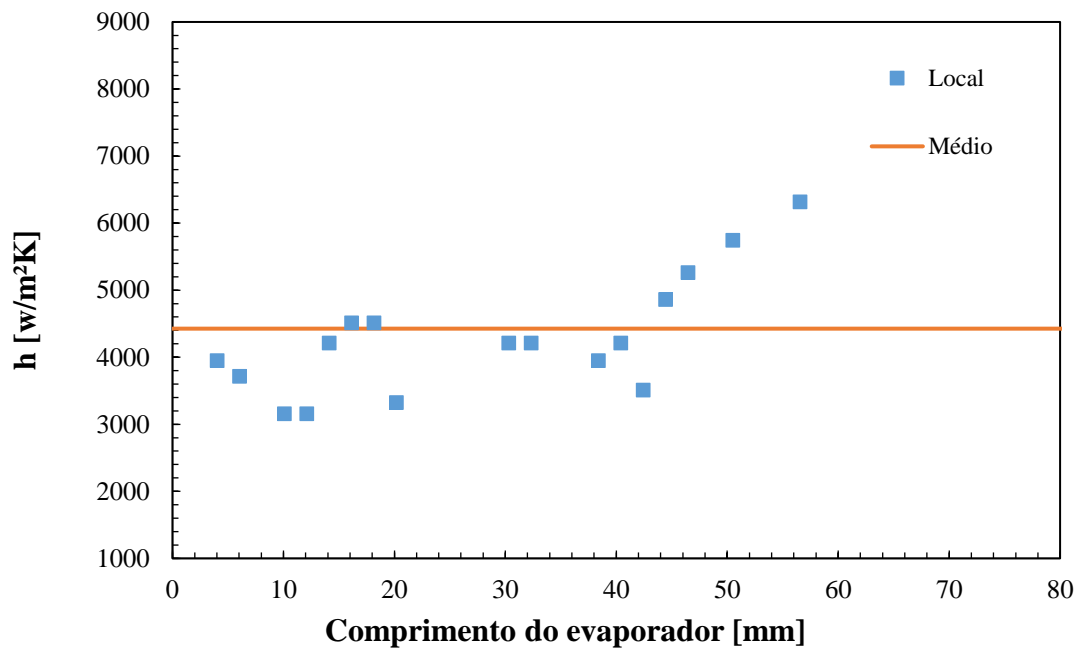
**Figura B 19 Perfil de temperaturas do termossifão com FP = 60% e 15 W**  
**FONTE: Autoria própria**

A Tabela B 10 apresenta as temperaturas superficiais da região do evaporador obtidas no estudo numérico, comparadas aos valores experimentais obtidos por Aguiar (2016), para o termossifão com razão de preenchimento de 60% e potência dissipada de 15 W.

**Tabela B 10 Comparação de temperatura - FP 60%, 15 W**

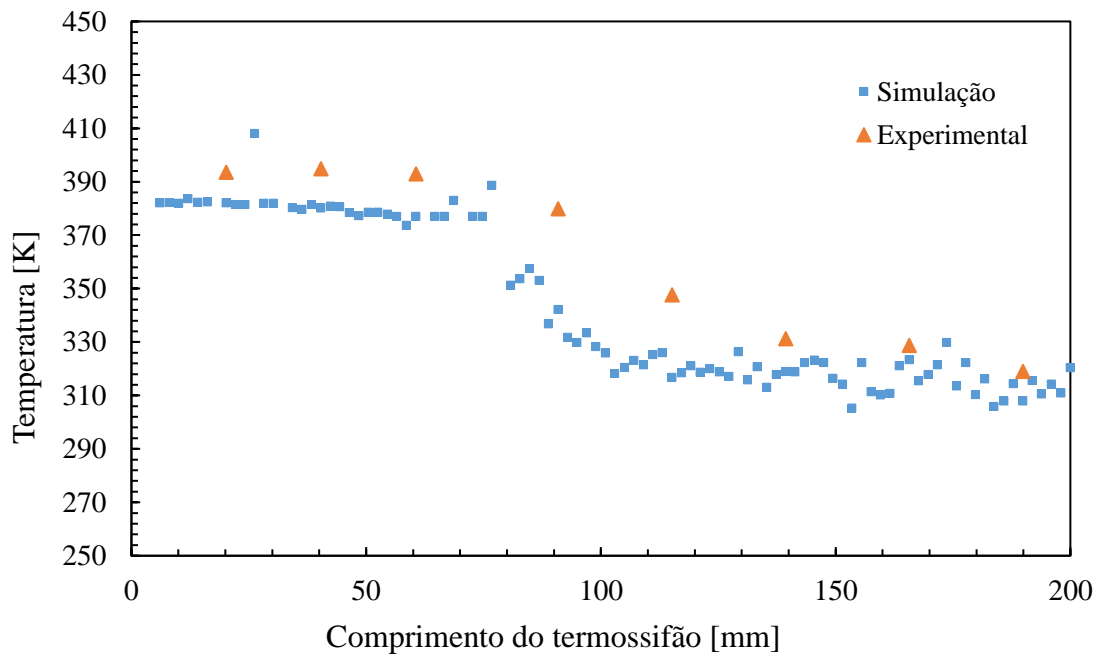
	<b>Simulação</b>	<b>Experimental</b>	<b>Erro [%]</b>
<b>Tevap1 [K]</b>	367,2	384,5	16
<b>Tevap2 [K]</b>	366,8	385,4	17
<b>Tevap3 [K]</b>	366	383,5	16

A Figura B 20 Figura B 16 Figura B 13 apresenta os valores obtidos dos coeficientes convectivos local e médio para a simulação em que a taxa de transferência de calor na região do evaporador é de 15 W para o termossifão com razão de preenchimento de 60%.



**Figura B 20** Coeficientes convectivos para termossifão com FP = 60% e 15 W  
**FONTE:** Autoria própria

A Figura B 21 ilustra o perfil de temperaturas em função do comprimento do termossifão com razão de preenchimento de 60% para a potência dissipada de 20 W.



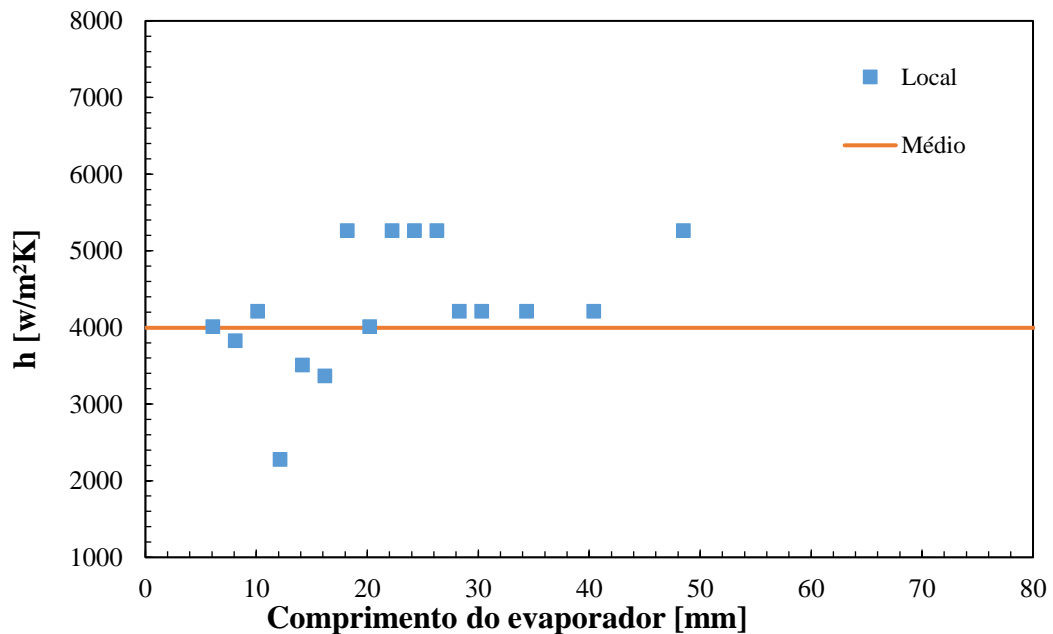
**Figura B 21** Perfil de temperaturas do termossifão com FP = 60% e 20 W  
**FONTE:** Autoria própria

A Tabela B 11 apresenta as temperaturas superficiais da região do evaporador obtidas no estudo numérico, comparadas aos valores experimentais obtidos por Aguiar (2016), para o termossifão com razão de preenchimento de 60% e potência dissipada de 20 W.

**Tabela B 11 Comparação de temperatura - FP 60%, 20 W**

	<b>Simulação</b>	<b>Experimental</b>	<b>Erro [%]</b>
<b>Tevap1 [K]</b>	382,0	393,6	10
<b>Tevap2 [K]</b>	380,1	394,8	12
<b>Tevap3 [K]</b>	373,7	393	16

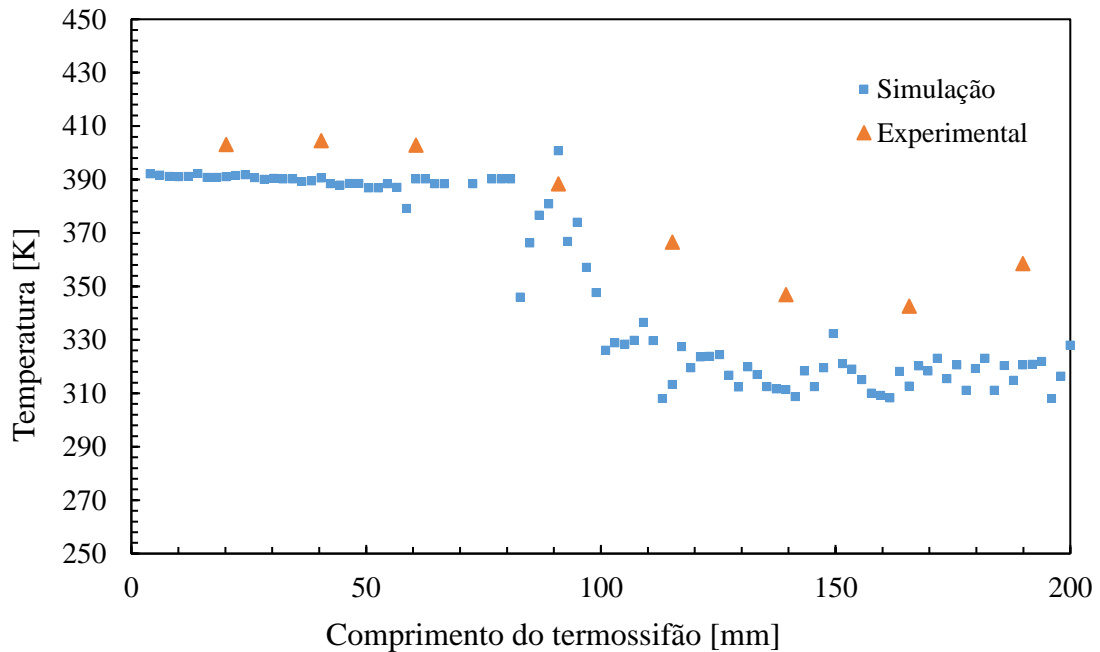
A Figura B 22 Figura B 16 Figura B 13 apresenta os valores obtidos dos coeficientes convectivos local e médio para a simulação em que a taxa de transferência de calor na região do evaporador é de 20 W para o termossifão com razão de preenchimento de 60%.



**Figura B 22 Coeficientes convectivos para termossifão com FP = 60% e 20 W**

**FONTE: Autoria própria**

A Figura B 23 ilustra o perfil de temperaturas em função do comprimento do termossifão com razão de preenchimento de 60% para a potência dissipada de 25 W.



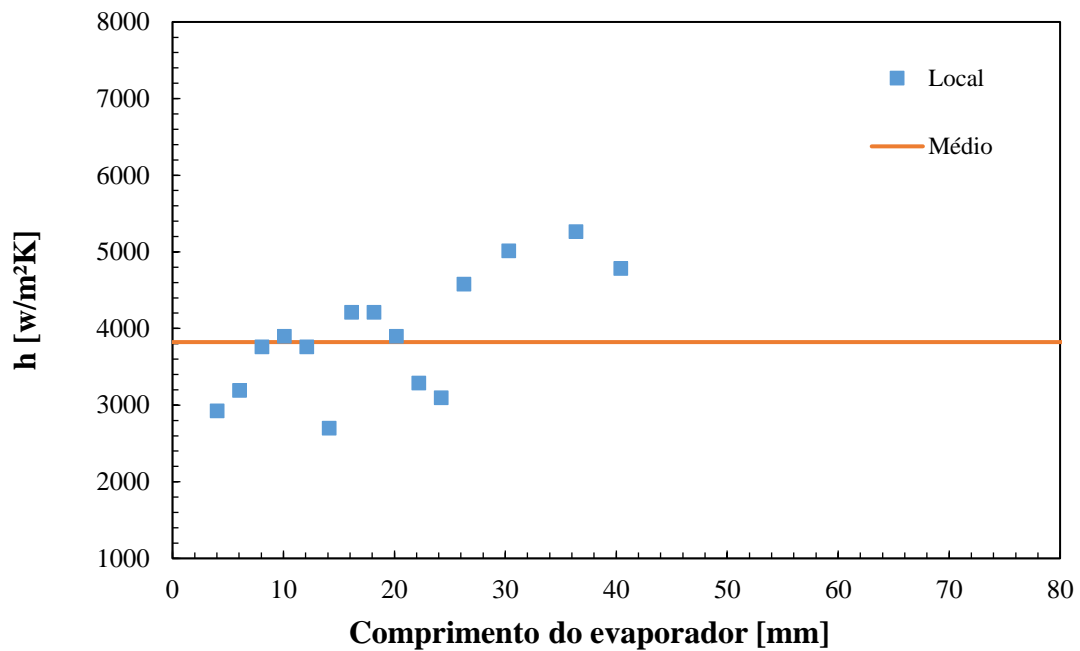
**Figura B 23 Perfil de temperaturas do termossifão com FP = 60% e 25 W**  
**FONTE: Autoria própria**

A Tabela B 12 apresenta as temperaturas superficiais da região do evaporador obtidas no estudo numérico, comparadas aos valores experimentais obtidos por Aguiar (2016), para o termossifão com razão de preenchimento de 60% e potência dissipada de 25 W.

**Tabela B 12 Comparação de temperatura - FP 60%, 25 W**

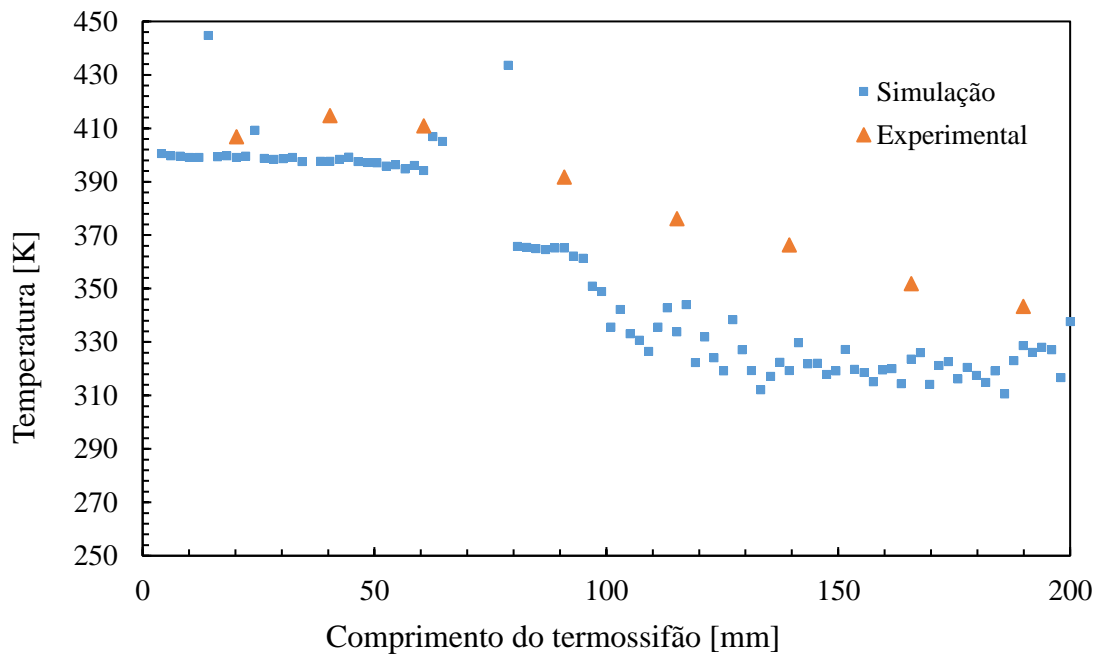
	<b>Simulação</b>	<b>Experimental</b>	<b>Erro [%]</b>
<b>Tevap1 [K]</b>	391,0	403,1	9
<b>Tevap2 [K]</b>	390,5	404,5	11
<b>Tevap3 [K]</b>	387,0	402,9	12

A Figura B 24 Figura B 16Figura B 13apresenta os valores obtidos dos coeficientes convectivos local e médio para a simulação em que a taxa de transferência de calor na região do evaporador é de 25 W para o termossifão com razão de preenchimento de 60%.



**Figura B 24** Coeficientes convectivos para termossifão com FP = 60% e 25 W  
**FONTE:** Autoria própria

A Figura B 25 ilustra o perfil de temperaturas em função do comprimento do termossifão com razão de preenchimento de 60% para a potência dissipada de 30 W.



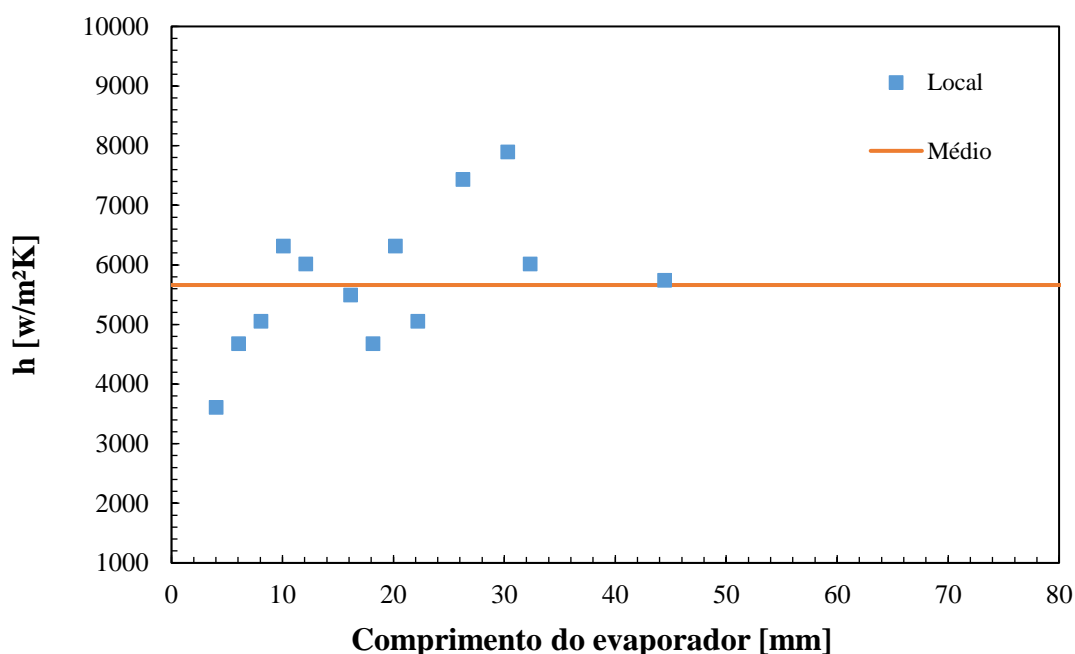
**Figura B 25** Perfil de temperaturas do termossifão com FP = 60% e 30 W  
**FONTE:** Autoria própria

A Tabela B 13 apresenta as temperaturas superficiais da região do evaporador obtidas no estudo numérico, comparadas aos valores experimentais obtidos por Aguiar (2016), para o termossifão com razão de preenchimento de 60% e potência dissipada de 30 W.

**Tabela B 13 Comparação de temperatura - FP 60%, 30 W**

	<b>Simulação</b>	<b>Experimental</b>	<b>Erro [%]</b>
<b>Tevap1 [K]</b>	399,0	413,4	10
<b>Tevap2 [K]</b>	398,3	414,9	12
<b>Tevap3 [K]</b>	406,8	413,2	5

A Figura B 26 Figura B 16Figura B 13apresenta os valores obtidos dos coeficientes convectivos local e médio para a simulação em que a taxa de transferência de calor na região do evaporador é de 30 W para o termossifão com razão de preenchimento de 60%.



**Figura B 26 Coeficientes convectivos para termossifão com FP = 60% e 30 W**

**FONTE: Autoria própria**

A Tabela B 14 apresenta as temperaturas médias da superfície obtidas nas simulações para as diversas potências de análise do termossifão de razão de preenchimento de 60%, assim

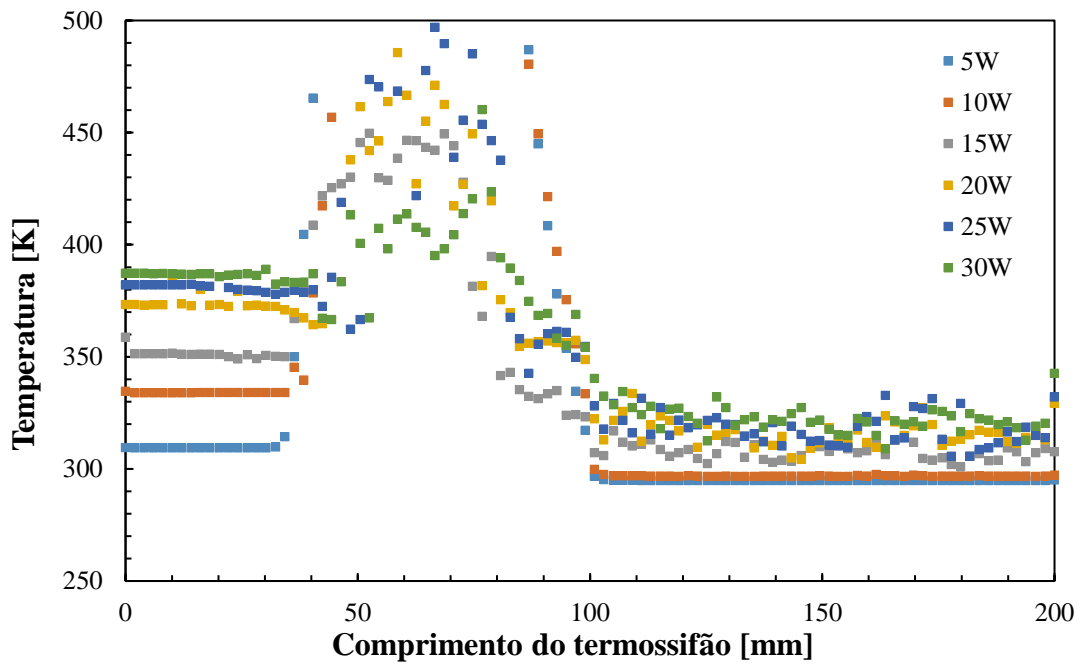
como a temperatura média da superfície estimada para estas mesmas condições pela correlação de ebulição nucleada de Rohsenow.

**Tabela B 14 Temperatura média da superfície para FP = 60%**

	<b>Temperatura média da superfície – Simulação</b>	<b>Temperatura média da superfície – Rohsenow</b>	<b>Erro [%]</b>
<b>5W</b>	319,2	318,6	0,188
<b>10W</b>	340,8	342,0	0,351
<b>15W</b>	366,7	369,1	0,659
<b>20W</b>	378,6	379,3	0,185
<b>25W</b>	389,5	388,3	0,309
<b>30W</b>	401,4	397,0	1,100

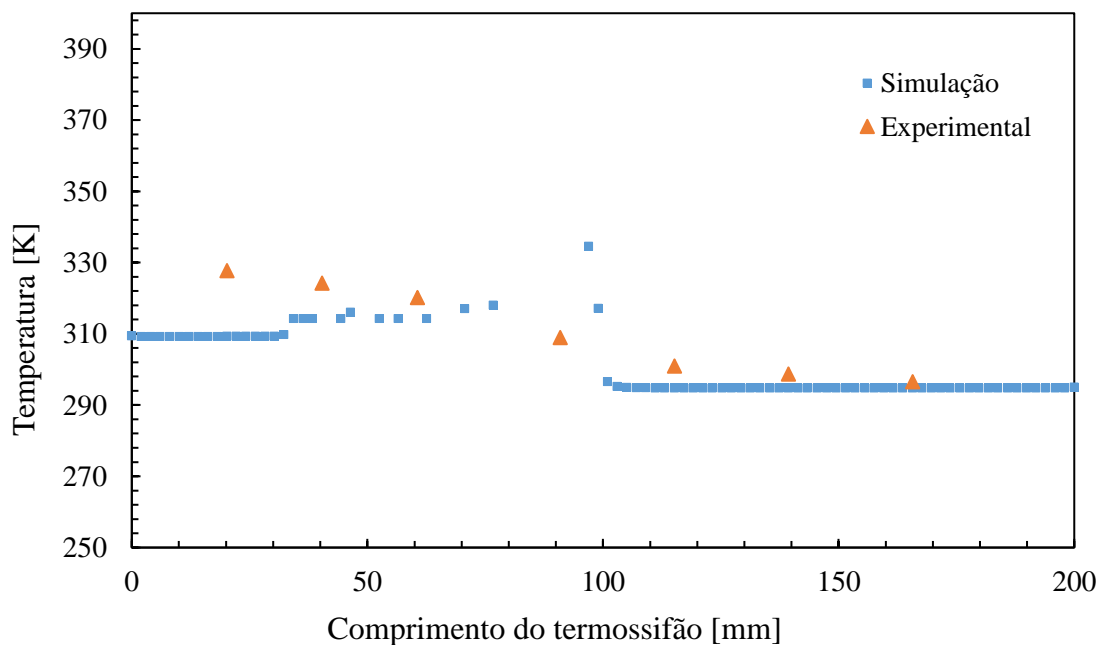
### **B.3. Fator de preenchimento 40%**

A Figura B 27 apresenta a distribuição de temperaturas para  $t = 2,5$  segundos, em função do comprimento do termossifão com razão de preenchimento de 40%, para diferentes potências dissipadas. É possível observar uma região de superaquecimento causada pela ausência de líquido na parte superior do evaporador. Os resultados do coeficiente convectivo não serão apresentados devido à sua elevada dispersão causada pelas regiões de superaquecimento.



**Figura B 27** Distribuições de temperaturas em função do comprimento do termossifão com 40%  
**FONTE:** Autoria própria

A Figura B 28 ilustra o perfil de temperaturas em função do comprimento do termossifão com razão de preenchimento de 40% para a potência dissipada de 5 W.



**Figura B 28** Perfil de temperaturas do termossifão com FP = 40% e 5 W  
**FONTE:** Autoria própria

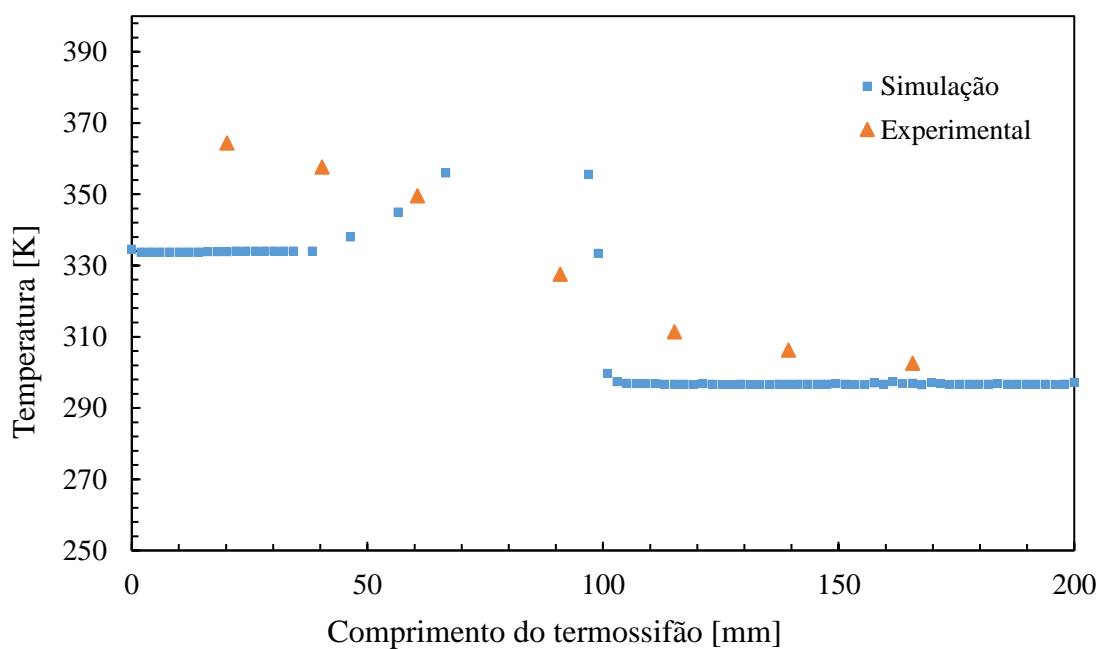


A Tabela B 15 apresenta as temperaturas superficiais da região do evaporador obtidas no estudo numérico, comparadas aos valores experimentais obtidos por Aguiar (2016), para o termossifão com razão de preenchimento de 40% e potência dissipada de 5 W. O terceiro ponto de análise apresenta superaquecimento.

**Tabela B 15 Comparação de temperatura - FP 40%, 5 W**

	<b>Simulação</b>	<b>Experimental</b>	<b>Erro [%]</b>
<b>Tevap1 [K]</b>	309,3	327,7	34
<b>Tevap2 [K]</b>	314,2	324,2	20
<b>Tevap3 [K]</b>	<b>786,7</b>	320,1	<b>991</b>

A Figura B 29 ilustra o perfil de temperaturas em função do comprimento do termossifão com razão de preenchimento de 40% para a potência dissipada de 10 W.



**Figura B 29 Perfil de temperaturas do termossifão com FP = 40% e 10 W**

**FONTE: Autoria própria**

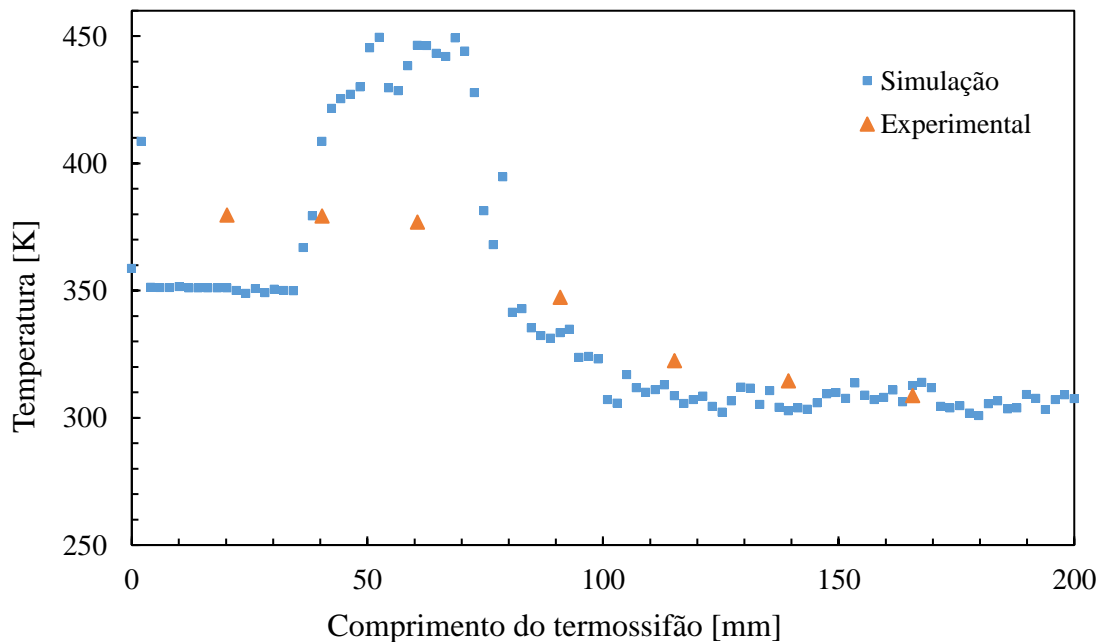
A Tabela B 16 apresenta as temperaturas superficiais da região do evaporador obtidas no estudo numérico, comparadas aos valores experimentais obtidos por Aguiar (2016), para o

termossifão com razão de preenchimento de 40% e potência dissipada de 10 W. O terceiro ponto de análise apresenta superaquecimento.

**Tabela B 16 Comparação de temperatura - FP 40%, 10 W**

	<b>Simulação</b>	<b>Experimental</b>	<b>Erro [%]</b>
<b>Tevap1 [K]</b>	333,8	364,4	33
<b>Tevap2 [K]</b>	378,3	357,7	24
<b>Tevap3 [K]</b>	<b>734,0</b>	349,6	<b>502</b>

A Figura B 30 ilustra o perfil de temperaturas em função do comprimento do termossifão com razão de preenchimento de 40% para a potência dissipada de 15 W.



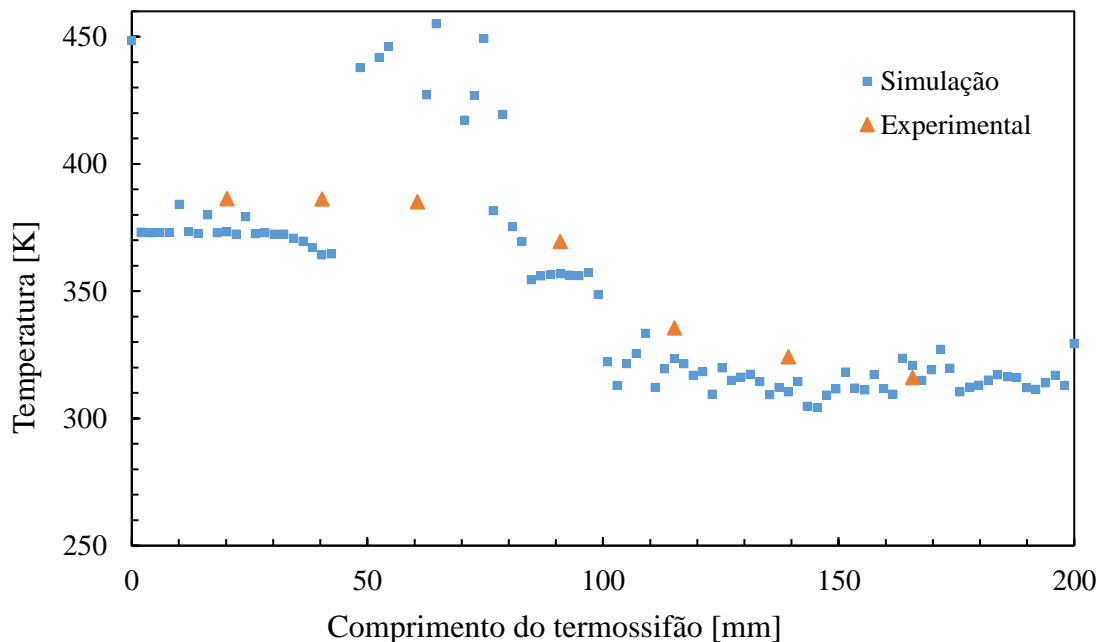
**Figura B 30 Perfil de temperaturas do termossifão com FP = 40% e 15 W**  
**FONTE: Autoria própria**

A Tabela B 17 apresenta as temperaturas superficiais da região do evaporador obtidas no estudo numérico, comparadas aos valores experimentais obtidos por Aguiar (2016), para o termossifão com razão de preenchimento de 40% e potência dissipada de 15 W. O terceiro ponto de análise apresenta superaquecimento.

Tabela B 17 Comparação de temperatura - FP 40%, 15 W

	Simulação	Experimental	Erro [%]
<b>Tevap1 [K]</b>	351,0	379,7	27
<b>Tevap2 [K]</b>	379,4	379,3	0
<b>Tevap3 [K]</b>	428,6	377,0	50

A Figura B 31 ilustra o perfil de temperaturas em função do comprimento do termossifão com razão de preenchimento de 40% para a potência dissipada de 20 W.



**Figura B 31 Perfil de temperaturas do termossifão com FP = 40% e 20 W**  
**FONTE: Autoria própria**

A Tabela B 18 apresenta as temperaturas superficiais da região do evaporador obtidas no estudo numérico, comparadas aos valores experimentais obtidos por Aguiar (2016), para o termossifão com razão de preenchimento de 40% e potência dissipada de 20 W. O terceiro ponto de análise apresenta superaquecimento.

Tabela B 18 Comparação de temperatura - FP 40%, 20 W

	Simulação	Experimental	Erro [%]
Tevap1 [K]	373,3	386,4	12
Tevap2 [K]	367,2	386,3	17
Tevap3 [K]	427,1	385,1	37

A Figura B 32 ilustra o perfil de temperaturas em função do comprimento do termossifão com razão de preenchimento de 40% para a potência dissipada de 25 W.

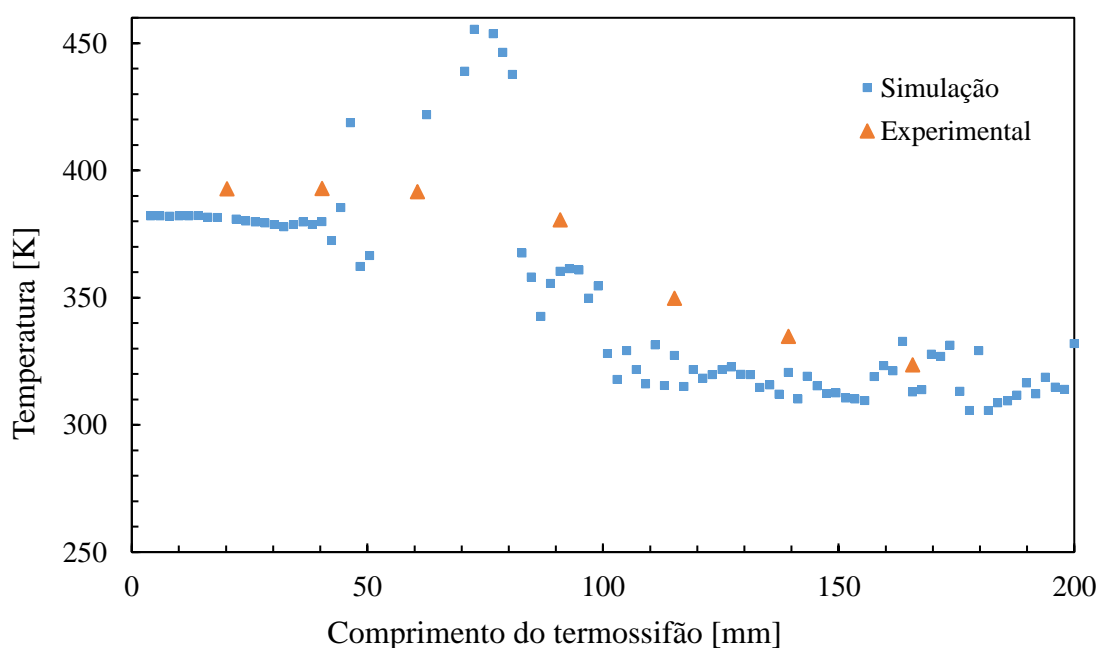


Figura B 32 Perfil de temperaturas do termossifão com FP = 40% e 25 W

FONTE: Autoria própria

A Tabela B 19 apresenta as temperaturas superficiais da região do evaporador obtidas no estudo numérico, comparadas aos valores experimentais obtidos por Aguiar (2016), para o termossifão com razão de preenchimento de 40% e potência dissipada de 25 W. O terceiro ponto de análise apresenta superaquecimento.

Tabela B 19 Comparação de temperatura - FP 40%, 25 W

	Simulação	Experimental	Erro [%]
<b>Tevap1 [K]</b>	381,4	392,7	9
<b>Tevap2 [K]</b>	379,8	392,8	11
<b>Tevap3 [K]</b>	421,8	391,6	25

A Figura B 33 ilustra o perfil de temperaturas em função do comprimento do termossifão com razão de preenchimento de 40% para a potência dissipada de 30 W.

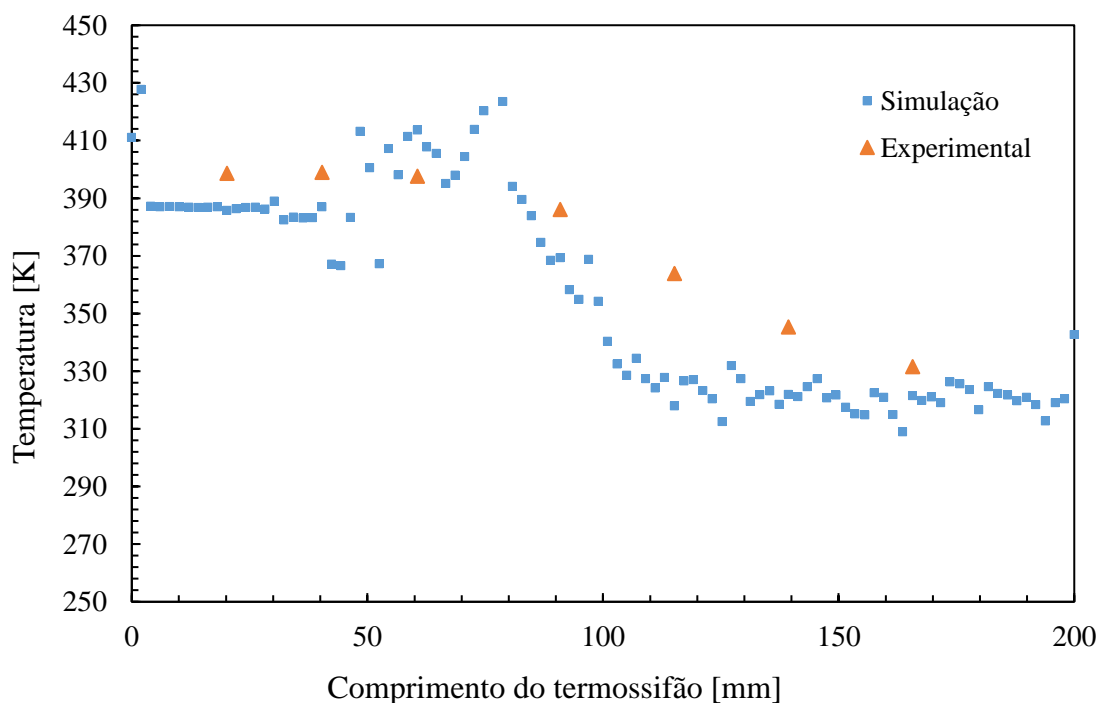


Figura B 33 Perfil de temperaturas do termossifão com FP = 40% e 30 W

FONTE: Autoria própria

Tabela B 20 apresenta as temperaturas superficiais da região do evaporador obtidas no estudo numérico, comparadas aos valores experimentais obtidos por Aguiar (2016), para o termossifão com razão de preenchimento de 40% e potência dissipada de 30 W. O terceiro ponto de análise apresenta superaquecimento.

Tabela B 20 Comparação de temperatura - FP 40%, 30 W

	Simulação	Experimental	Erro [%]
--	-----------	--------------	----------

<b>Tevap1 [K]</b>	386,3	398,6	10
<b>Tevap2 [K]</b>	387,0	399,0	10
<b>Tevap3 [K]</b>	405,5	397,6	6

A Tabela B 21 apresenta as temperaturas médias da superfície obtidas nas simulações para as diversas potências de análise do termossifão de razão de preenchimento de 40%, assim como a temperatura média da superfície estimada para estas mesmas condições pela correlação de ebulição nucleada de Rohsenow.

**Tabela B 21 Temperatura média da superfície para FP = 40%**

	<b>Temperatura média da superfície – Simulação</b>	<b>Temperatura média da superfície – Rohsenow</b>	<b>Erro [%]</b>
<b>5W</b>	309,3	314,2	1,566
<b>10W</b>	333,9	332,7	0,373
<b>15W</b>	350,7	352,0	0,379
<b>20W</b>	373,7	372,7	0,257
<b>25W</b>	380,5	384,5	1,040
<b>30W</b>	386,1	390,1	1,025