

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

FELIPE AUGUSTO TOSIN
PEDRO FELIPE ZANATO DA SILVA

**ESTUDO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR
CONVECÇÃO PARA ESCOAMENTO EM GOLFADAS NO
EVAPORADOR DE UM TERMOSSIFÃO DE VIDRO.**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CURITIBA
2016

FELIPE AUGUSTO TOSIN
PEDRO FELIPE ZANATO DA SILVA

**ESTUDO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR
CONVECÇÃO PARA ESCOAMENTO EM GOLFADAS NO
EVAPORADOR DE UM TERMOSSIFÃO DE VIDRO.**

Monografia do Projeto de Pesquisa apresentada à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso - TCC2 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
2016

TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa "ESTUDO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO PARA ESCOAMENTO EM GOLFADAS NO EVAPORADOR DE UM TERMOSSIFÃO DE VIDRO", realizado pelo alunos Felipe Augusto Tosin e Pedro Felipe Zanato da Silva, como requisito 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. Admilson Teixeira Franco

DAMEC, UTFPR

Avaliador

Prof. Dr. Rigoberto Eleazar Melgarejo Morales

DAMEC, UTFPR

Avaliador

Curitiba, 04 de julho de 2016.

A Folha de Aprovação assinada encontra-se na Coordenação do Curso (ou Programa)

AGRADECIMENTOS

Felipe Augusto Tosin

Agradeço em primeiro lugar a Deus que iluminou o meu caminho durante toda esta longa caminhada e me deu força e paciência nos momentos mais difíceis.

Dedico especial agradecimento aos meus pais, que apesar da relação cheia de altos e baixos, sempre estiveram ao meu lado. Obrigado por estarem presentes na minha vida. Obrigado mãe pelo apoio e incentivo nas horas difíceis, de desânimo e cansaço.

Agradeço à minha namorada Jessica por sempre estar ao meu lado e acrescentar beleza, amizade e carinho aos meus dias. Obrigado por estar na minha vida e por me trazer paz nos momentos mais difíceis, te amo!

Ao nosso professor orientador Paulo Henrique Dias dos Santos, pela excelente orientação, pela disponibilidade, pela paciência e pela grande simpatia dedicada à mim e ao Pedro durante esta jornada.

Agradeço a Universidade Tecnológica Federal do Paraná pela oportunidade de cursar minha graduação em Engenharia Mecânica e a todos aqueles que de alguma forma doaram um pouco de si para que a conclusão deste TCC se tornasse possível.

Enfim, meus sinceros agradecimentos ao meu amigo Pedro Felipe Zanato da Silva, que não poupou esforços e ficou ao meu lado durante várias madrugadas enquanto debatíamos sobre o presente trabalho. Sem o seu apoio e perseverança esse trabalho não teria se concretizado!

AGRADECIMENTOS

Pedro Felipe Zanato da Silva

Em primeiro lugar eu agradeço aos meus pais e irmãos pela força que me deram antes mesmo do início da minha graduação, em toda minha vida.

Agradeço a minha mãe, Maria Helena Zanato da Silva, pelo apoio incondicional e conforto nas horas mais difíceis. Mãe, eu não me julgo merecedor de um amor tão grande assim. Agradeço o meu pai, Adilson Pedro da Silva, pela ajuda e conselhos dados. Pai, você foi sem dúvida nenhum a minha fonte inspiradora para fazer Engenharia Mecânica. Pai e mãe, vocês são os melhores exemplos de caráter e bondade que um filho poderia ter. Vocês são meus heróis e eu devo a vocês tudo que eu sou como pessoa.

Agradeço aos meu irmãos, Helena Carolina Zanato da Silva e João Armando Zanato da Silva, pelo incentivo e conselho dados. Irmã e irmão, a relação que nós temos transcende o laço sanguíneo, vocês são os meus melhores amigos. Eu sei que sempre poderei contar com vocês assim como vocês sempre poderão contar comigo.

Enfim, obrigado família. Eu amo muito vocês.

Agradeço a minha amada noiva Jéssica por atravessar esse período da graduação ao meu lado. Não foram poucos os momentos de lazer que foram sacrificados para que eu pudesse estudar. Obrigado meu anjo, você faz todo esse esforço ter um propósito que valha a pena ser alcançado.

Agradeço ao nosso orientador, Professor Paulo Henrique Dias dos Santos, pela atenção, paciência e ajuda que tornaram esse trabalho possível. Paulo, você é um exemplo como professor. Sua energia e dedicação para com os seus alunos é inspiradora.

Por fim, agradeço ao meu amigo Felipe Augusto Tosin, pelo companheirismo durante o curso de engenharia e por ter aceitado realizar esse trabalho ao meu lado. Obrigado Tosin, eu não conseguira fazer esse TCC sem você. Espero que nossa amizade perdure além da universidade.

RESUMO

SILVA, Pedro Felipe Zanato da; TOSIN, Felipe Augusto. **Estudo do coeficiente de transferência de calor por convecção para escoamento em golfadas no evaporador de um termossifão de vidro**. 2016. 70 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2016.

O termossifão é um dispositivo com grande potencial para aplicações sustentáveis, seja por sua utilização em coletores solares para aquecimento de água em residências ou devido à sua aplicabilidade como recuperador de calor em trocadores de calor industriais. Para se projetar um termossifão é importante que o coeficiente de transferência de calor por convecção no evaporador do termossifão seja conhecido. Esse parâmetro é dependente do modo de como o fluido de trabalho escoar dentro do evaporador. Nesse trabalho, o objetivo é estudar o coeficiente convectivo em escoamentos com mudança de fase da forma em golfadas. Para alcançar esse objetivo foram realizados experimentos em bancada com um termossifão de vidro, usando água destilada como fluido de trabalho e um resistor elétrico como fonte de calor. Além dos dados de temperatura e pressão medidos por sensores internos e externos ao termossifão, o escoamento no interior do dispositivo foi filmado com uma câmera de alta taxa de aquisição de imagens. Tais imagens foram então processadas visando obter parâmetros do escoamento como o título da mistura e a velocidade das bolhas. Até o conhecimento dos autores, essa abordagem é pioneira em se tratando de termossifões. Os dados obtidos pelos sensores e pelo processamento de imagens foram usados em correlações encontradas na literatura, com as quais foi possível determinar o coeficiente convectivo no evaporador, variando de 3.742 a 10.936 W/m²-K. Recomenda-se o desenvolvimento de modelos específicos para o caso do escoamento em golfadas em termossifões, dada a sua complexidade e o fato de não haver modelos específicos para esse fenômeno. Os dados experimentais obtidos nesse trabalho, bem como as novas análises propostas, podem alimentar posteriores estudos para obtenção de correlações para estimar o coeficiente convectivo no evaporador do termossifão.

Palavras-chaves: **Coletor Solar, Termossifão, Transferência de Calor com Mudança de Fase, Escoamento em Golfadas.**

ABSTRACT

SILVA, Pedro Felipe Zanato da; TOSIN, Felipe Augusto. **Estudo do coeficiente de transferência de calor por convecção para escoamento em golfadas no evaporador de um termossifão de vidro**. 2016. 70 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2016.

The thermosyphon is a device with large potential in sustainable applications, either by its capacity to be used as a solar thermal collector for residential water heating, or by its applicability as a waste heat recovery device for industrial utilization. In order to design a thermosyphon, the convective heat transfer coefficient shall be known. This parameter depends on how the work fluid flows inside the evaporator. In this work, the objective is to study the convective coefficient for flows with phase change in slug flow form. In order to achieve it bench tests have been conducted using a glass thermosyphon, using distilled water as work fluid and an electrical resistor as heat supply. Beyond the temperature and pressure data measured by internal and external sensors, the flow pattern inside the device was filmed with a high speed camera. The images were then processed in order to obtain flow parameters such as the mixture quality and the bubble velocity. Until the authors' knowledge, this is a pioneer approach when it comes to thermosyphons. The data gathered by the sensors and image processing were used in correlations found in the literature, with which was possible to determine the convective coefficient in the evaporator, ranging from 3.742 to 10.936 W/m²-K. It is recommended the development of specific models for the slug flow case in thermosyphons, given its complexity and the fact there are no specific models for this phenomenon. The experimental data obtained in this work, as well as the new proposed analysis, can feed posterior studies for the obtainment of new correlations to estimate the convective coefficient in thermosyphon evaporator section.

Keywords: Thermosyphon, Solar Thermal Collector, Heat Transfer With Phase Change, Slug Flow.

LISTA DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1. Princípios físicos de funcionamento de um termossifão..... | 15 |
| Figura 2. Circulação da água num aquecedor solar assistido por termossifão | 20 |
| Figura 3. Coletor solar de concentração com dispositivo de rastreamento do sol..... | 21 |
| Figura 4. Trocador de calor com termossifão aplicado na indústria. | 22 |
| Figura 5. Esquema de um trocador de calor assistido por termossifões | 22 |
| Figura 6. Trocador de calor com termossifões aletados e com duas passagens | 24 |
| Figura 7. Distribuição de temperatura em fornos de padaria | 25 |
| Figura 8. Fotografia de pães assados em forno assistido por termossifão | 26 |
| Figura 9. Tanque de asfalto com aquecimento assistido por termossifão..... | 27 |
| Figura 10. <i>Cooler</i> de processador de computadores <i>desktop</i> | 28 |
| Figura 11. Curva típica de ebulição..... | 32 |
| Figura 12. Diferença entre regimes de ebulição em um cilindro vertical | 35 |
| Figura 13. Composição de uma célula unitária | 36 |
| Figura 14. Modelo esquemático da bancada experimental | 40 |
| Figura 15. Fotografia do termossifão..... | 41 |
| Figura 16. Fotografia com detalhe para a seção do evaporador..... | 42 |
| Figura 17. Desenho esquemático da configuração da bancada..... | 44 |
| Figura 18. Representação esquemática do termossifão. | 46 |
| Figura 19. Exemplo do processamento de imagens. | 47 |
| Figura 20. Posicionamento dos sensores virtuais no evaporador. | 48 |
| Figura 21. Desenho esquemático da seção de referência.. | 48 |
| Figura 22. Exemplo do deslocamento de uma bolha.. | 50 |
| Figura 23. Distribuição do calor entregue ao evaporador..... | 51 |
| Figura 24. Parâmetro <i>RGB</i> local obtido nos testes. | 54 |
| Figura 25. Parâmetro <i>RGU</i> local obtidos nos testes. | 55 |
| Figura 26. Título local obtido nos testes..... | 55 |
| Figura 27. Comparativo das velocidades de translação bolha. | 56 |
| Figura 28. Resultados para os coeficientes convectivos locais no escoamento. | 57 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|--|----|
| Tabela 1. Números adimensionais usados nas correlações. | 29 |
| Tabela 2. Correlações para ebulição..... | 39 |
| Tabela 3. Especificações do termossifão. | 41 |
| Tabela 4. Resultados médios dos principais parâmetros. | 53 |
| Tabela 5. Incertezas calculadas | 58 |

LISTA DE SÍMBOLOS E ACRÔNIMOS

Símbolos romanos

| | | |
|--------------|---|-----------------------|
| $A_{isol,e}$ | Área superficial externa do isolamento | [m ²] |
| Ar | Número de Arquimedes | [-] |
| $A_{seção}$ | Área de seção transversal interna do tubo | [m ²] |
| Bo | Número de Bond | [-] |
| D | Diâmetro | [m] |
| Fr | Número de Froude | [-] |
| g | Aceleração da gravidade | [m/s ²] |
| h | Coeficiente de transferência de calor por convecção | [W/m ² .K] |
| \bar{h} | Coeficiente de transferência de calor por convecção médio | [W/m ² .K] |
| h_{lv} | Calor latente de vaporização | [kJ/kg] |
| i | Corrente elétrica | [A] |
| k | Condutividade térmica | [W/m.K] |
| L | Comprimento | [m] |
| \dot{m} | Vazão mássica | [kg/s] |
| P | Pressão | [Pa] |
| Pot | Potência elétrica | [W] |
| Pr | Número de Prandtl | [-] |
| q'' | Fluxo de calor | [W/m ²] |
| q_{axial} | Calor perdido por condução térmica axialmente | [W] |
| q_{evap} | Calor absorvido pelo evaporador efetivamente | [W] |
| q_{perd} | Calor perdido ao ambiente por convecção natural | [W] |
| q_{rest} | Calor fornecido ao evaporador pelo resistor elétrico | [W] |

| | | |
|----------------|---|--------------|
| R | Resistência do resistor elétrico | [Ω] |
| R_{GB} | Fração de vazio na bolha alongada | [-] |
| R_{GBi} | Fração de vazio instantânea na bolha alongada | [-] |
| R_{GU} | Fração de vazio na célula unitária | [-] |
| Ra | Número de Rayleigh | [-] |
| Re | Número de Reynolds | [-] |
| T | Temperatura | [K] |
| \bar{T} | Temperatura média | [K] |
| ΔT_e | Excesso de temperatura | [K] |
| Δt | Tempo para a passagem completa pelo sensor | [s] |
| U_T | Velocidade de translação da bolha | [m/s] |
| V | Tensão elétrica | [V] |
| X | Título | [-] |
| $X_{critério}$ | <i>Pool parameter</i> | [-] |

Símbolos gregos

| | | |
|----------|---|----------------------|
| α | Difusividade térmica | [m ² /s] |
| β | Coeficiente de expansão volumétrica térmica | [K ⁻¹] |
| l | Escala do comprimento da bolha | [-] |
| μ | Viscosidade dinâmica | [kg/s.m] |
| ν | Viscosidade cinemática | [m ² /s] |
| ρ | Massa específica | [kg/m ³] |
| σ | Tensão superficial | [Pa] |

Subscritos

| | |
|------------------|------------------------------|
| <i>amb</i> | Condições no ambiente |
| <i>B</i> | Bolha |
| <i>BF</i> | Bifásico |
| <i>CN</i> | Convecção natural |
| <i>cond</i> | Condensador |
| <i>e</i> | Condições externas |
| <i>ebulição</i> | Condição de Ebulição |
| <i>EN</i> | Ebulição nucleada |
| <i>evap</i> | Evaporador |
| <i>g</i> | Condição de vapor saturado |
| <i>i</i> | Condições internas |
| <i>isol</i> | Condições no isolamento |
| <i>L</i> | Condição de líquido saturado |
| <i>m</i> | Mistura |
| <i>S</i> | Condições na superfície |
| <i>S</i> | Líquido |
| <i>sat</i> | Condições de saturação |
| <i>transição</i> | Condição de transição |
| <i>vidro</i> | Condições no vidro |
| <i>w</i> | Condição na parede |
| ∞ | Condições de corrente livre |

SUMÁRIO

| | |
|---|-----------|
| 1. INTRODUÇÃO | 14 |
| 1.1 Dimensionamento de um termossifão..... | 16 |
| 1.2 Objetivos | 17 |
| 1.2.1 Objetivo geral..... | 17 |
| 1.2.2 Metodologia da solução..... | 17 |
| 1.3 Justificativa..... | 18 |
| 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA..... | 19 |
| 2.1 Aplicações de termossifões..... | 19 |
| 2.1.1 Aquecimento solar de água | 19 |
| 2.1.2 Trocadores e Recuperadores de calor | 21 |
| 2.1.3 Fornos de cocção | 24 |
| 2.1.4 Aquecimento de tanques | 26 |
| 2.1.5 Resfriamento de sistemas eletrônicos | 27 |
| 2.2 Fenômenos físicos | 29 |
| 2.2.1 Modos de ebulição..... | 30 |
| 2.2.2.1 Ebulição em piscina | 32 |
| 2.2.2 Escoamento em golfadas | 36 |
| 2.2.3 Resumo das correlações apresentadas para o fenômeno da ebulição | 39 |
| 3. METODOLOGIA | 40 |
| 3.1 Descrição da bancada | 40 |
| 3.2 Descrição do experimento..... | 43 |
| 3.3 Obtenção do título do escoamento bifásico através da análise de imagens.... | 44 |
| 3.4 Obtenção da velocidade da bolha através da análise de imagens | 50 |
| 3.5 Considerações sobre o fluxo de calor fornecido ao evaporador | 51 |
| 4. RESULTADOS..... | 53 |
| 4.1 Resultados da análise de imagens | 54 |
| 4.2 Resultados das correlações..... | 56 |
| 4.3 Análise das incertezas experimentais | 58 |
| 5. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES | 59 |
| REFERÊNCIAS..... | 61 |
| APÊNDICE A | 65 |
| APÊNDICE B | 68 |

1. INTRODUÇÃO

Segundo o Relatório de Brundtland de 1987, o conceito de desenvolvimento sustentável é suprir a necessidade da geração atual sem comprometer as gerações futuras. O crescimento populacional aliado ao aumento do poder aquisitivo médio da população mundial demandam cada vez mais energia, acelerando a degradação ambiental e fomentando questões socioeconômicas, como por exemplo a criação de novas usinas hidrelétricas ou nucleares. Tais questões se traduzem numa busca pelo desenvolvimento de novas tecnologias, mais acessíveis economicamente, que produzam ou utilizem energia de forma mais eficiente e, quando possível, proveniente de fontes renováveis.

Um exemplo de energia proveniente de fonte renovável e menos impactante ao meio ambiente é a energia solar. O Brasil recebe grande incidência solar, porém não a aproveita como deveria. Segundo Cabral et al (2013), a Alemanha, mesmo recebendo um índice de radiação solar 40% menor que o índice da região menos ensolarada do Brasil, tem alcançado recordes na produção de energia elétrica. Em alguns períodos do dia, a Alemanha chega a produzir o equivalente a 1,5 vezes a produção da hidrelétrica de Itaipu, apenas utilizando fonte solar.

Tento em vista essa questão, o coletor solar é um equipamento que possui potencial de aplicabilidade no Brasil. Com o aumento considerável do custo da energia elétrica e do GLP nos últimos anos 3 anos, uma aplicação interessante para essa tecnologia é no aquecimento de água em residências. O coletor solar assistido por termossifões é um dos tipos de coletor solar mais promissores e, apesar do seu maior custo em relação a um coletor de passagem tradicional, mostra-se viável a longo prazo quando comparado ao aquecimento de água via energia elétrica ou a gás.

Os termossifões, além da aplicação doméstica em coletores solares, também são extensivamente empregados na indústria. Essa tecnologia está presente em trocadores e recuperadores de calor, onde calor é transferido de um fluido quente a um fluido de menor temperatura, reaproveitando em diversos processos a energia térmica que seria perdida para o ambiente.

Vasiliev e Kakaç (2013) afirmam que tubos de calor ou termossifões são dispositivos capazes de transportar calor com alta eficiência. O termossifão bifásico (*two-phase closed thermosyphon*) consiste basicamente de um tubo metálico oco

evacuado, preenchido com um fluido de trabalho que evapora e condensa num ciclo termodinâmico, transportando calor entre uma fonte fria e uma fonte quente. Segundo Groll e Rösler (1992), os termossifões podem ainda ser chamados de tubos de calor assistidos por gravidade. A Figura 1 apresenta uma ilustração de um termossifão em corte, que mostra as três principais seções que o compõe: o evaporador, o condensador e uma área adiabática entre eles.

O evaporador fica na região inferior do termossifão e é ele quem recebe o calor advindo da fonte quente, que pode ser um gás aquecido rejeitado por algum processo. O calor da fonte quente aquece o fluido de trabalho do termossifão, fazendo com que ele evapore ao atingir determinada temperatura e suba para o condensador devido a diferença entre a massa específica do vapor e do líquido.

Na parte superior do termossifão o condensador fica em contato com a fonte fria, que retira calor do mesmo fazendo com que o vapor proveniente do evaporador se condense nas paredes internas do tubo. Esse fluido condensado retorna por força da gravidade ao evaporador, gerando assim um ciclo termodinâmico.

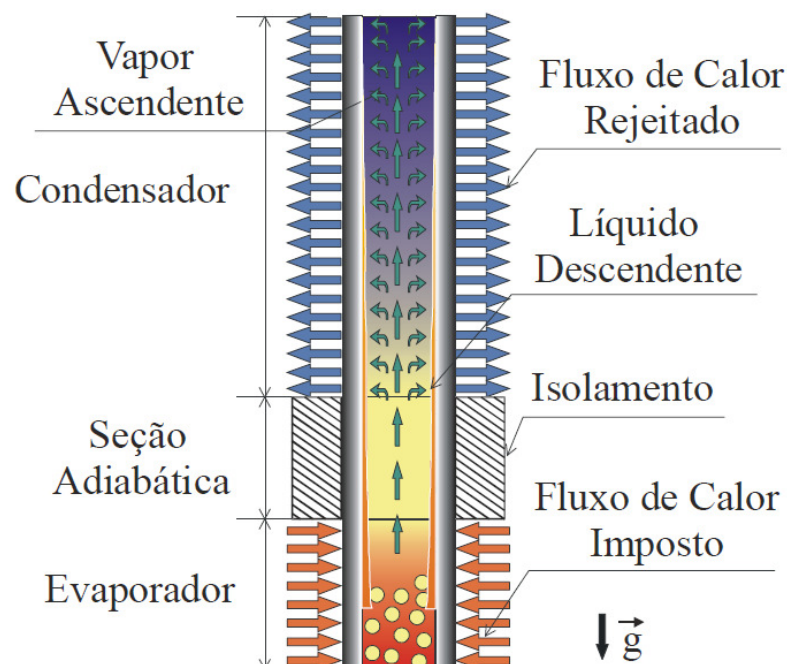


Figura 1. Princípios físicos de funcionamento de um termossifão.

Fonte: Mantelli (2009).

1.1 Dimensionamento de um termossifão

Para o projeto e dimensionamento de um termossifão é essencial que determinados parâmetros da transferência de calor durante o seu processo de operação sejam conhecidos. Dentre esses parâmetros, o mais significativo e complexo de ser estudado é o coeficiente de transferência de calor por convecção médio no interior do evaporador do termossifão.

De acordo com Kandlikar S. G. et al (1999), o valor do coeficiente convectivo depende de diversas variáveis, dentre as quais se pode destacar: as propriedades do fluido de trabalho e do material da superfície de troca de calor, as condições de escoamento, a forma geométrica do tubo, a rugosidade e limpeza das superfícies, a quantidade e os estados físicos (fases) do fluido, etc. Segundo Incropera (2007), essa gama de variáveis envolvidas e o modo como elas se relacionam e interagem fisicamente torna a determinação do coeficiente convectivo extremamente complicada, e como resultado gera uma multiplicidade de correlações para os processos de transferência de calor. Portanto, para obter os valores necessários para o dimensionamento de um termossifão recorre-se a modelos empíricos, experimentais, ou híbridos (empírico-teóricos).

Existem dois coeficientes convectivos de interesse para esse trabalho: a convecção natural externa ao termossifão, responsável pela perda de calor fornecido ao evaporador; e a convecção interna, que absorve calor proveniente da fonte de potência no evaporador e o transporta para o condensador.

Para o cálculo do coeficiente convectivo externo, devido ao escoamento ser monofásico e relativamente simples, e também pelo fato de ser demandado em inúmeras aplicações cotidianas, seu estudo é amplamente realizado e hoje dispõe-se de diversas correlações que podem ser utilizadas (Çengel, 2002).

Já para o coeficiente convectivo interno a situação é mais complexa. Incropera (2007) comenta que em casos onde há convecção com ebulição, como no caso do termossifão, pode ocorrer diferentes regimes de transferência de calor e o desenvolvimento de correlações empíricas é mais difícil. Devido a esses fatos, existe uma carência de correlações efetivas na literatura para situações mais específicas como no caso dos termossifões.

Existem diferentes modos de como pode ocorrer o fenômeno da ebulição dentro de um termossifão. Atualmente, a abordagem mais usada para esses

dispositivos é que eles operam com ebulição em piscina. Porém, observa-se que em determinados casos, dependendo da variação dos parâmetros operacionais pode ocorrer o escoamento em golfadas. Essa mudança no modo de ebulição pode mudar significativamente o fenômeno da transferência de calor por convecção dentro do evaporador. Além do mais, a modelagem físico-matemática do problema também muda e as correlações de um modelo caso sejam usadas para o outro perdem precisão ou se tornam difíceis na aplicação. No capítulo 2.2.1 deste trabalho será definido e explicado cada um desses modos de ebulição citados aqui.

Os modelos para escoamentos bifásicos desenvolvidos por Kandlikar (1990) e Gungor e Winterton (1986), são os que melhor descrevem escoamentos forçados bifásicos em tubulações circulares. Já os modelos usados para termossifões são os que descrevem a ebulição em piscinas de líquido aquecidas em tubos circulares. Percebe-se portanto que não há como definir exatamente a situação de escoamento em golfadas dentro de termossifões em nenhum desses dois modelos. Até onde os autores do presente trabalho tem ciência, não há na literatura correlações específicas que estimem o coeficiente convectivo no evaporador de termossifões operando com escoamento em golfadas ou estudos que investiguem a aplicação de outros modelos para essa situação.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo geral

O objetivo geral deste trabalho é investigar a aplicação de um modelo para transferência de calor em escoamentos forçados líquido-vapor existente na literatura para a obtenção do coeficiente convectivo dentro do evaporador de um termossifão.

1.2.2. Metodologia da solução

Para alcançar o objetivo proposto serão realizadas as seguintes atividades:

- Montagem da bancada;
- Instrumentação da bancada;
- Obtenção de dados experimentais;

- Obtenção de imagens do fenômeno de escoamento em golfadas no evaporador do termossifão utilizando uma câmera de alta taxa de aquisição de imagens;
- Análise dos resultados experimentais;
- Análise das imagens;
- Determinação do coeficiente convectivo interno no processo de evaporação do termossifão utilizando correlações empíricas retiradas de estudos já existentes.

1.3. Justificativa

Os termossifões são dispositivos convenientes às aplicações industriais devidos principalmente a possibilidade de reaproveitar calor e transferi-lo de maneira eficiente com relativo baixo custo. Aplicações que usam termossifões em trocadores de calor, fornos, aquecedores e resfriadores também são muito comuns.

Para dimensionar um termossifão é essencial estimar a capacidade de transporte de calor do fluido de trabalho. Sendo assim, é necessário obter o coeficiente de transferência de calor por convecção interno no evaporador do termossifão. Esse parâmetro pode ser obtido por meio de correlações empíricas disponíveis na literatura.

Como nos termossifões o escoamento do fluido de trabalho é bifásico e pode operar em diversos regimes, como no padrão golfadas, existe uma carência de correlações desenvolvidas especificamente para esse modo de operação. Esse trabalho, portanto, pretende verificar a aplicabilidade de determinadas correlações selecionadas para a determinação do coeficiente convectivo interno do processo de evaporação do termossifão.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é feita uma revisão bibliográfica necessária para compreender e subsidiar uma análise teórica da transferência de calor de termossifões. No item 2.1 serão mostradas algumas das diversas aplicações de termossifões, ressaltando sua relevância industrial e diferentes formas de utilização. Em seguida no item 2.2 será apresentada a teoria dos meios de transferência de calor no processo de evaporação na região do evaporador dos termossifões, sendo esse o foco deste trabalho. No item 2.2 ainda serão abordadas as correlações utilizadas para o cálculo do coeficiente convectivo.

2.1. Aplicações de termossifões

Segundo Mantelli (2003), a utilização de termossifões é conveniente à maioria das aplicações industriais que necessitem de uma eficiente condução de calor e homogeneidade de temperatura em meios sólidos, líquidos ou gasosos. Destacam-se as aplicações que envolvem equipamentos de grande porte, devido a sua maior eficiência em relação aos trocadores tradicionais e custo relativamente baixo de fabricação dos termossifões. Dentre as aplicações industriais mais comuns que utilizam a tecnologia de termossifão estão o aquecimento solar de água, trocadores de calor, fornos de cocção, aquecedores de tanques de óleo e resfriamento de equipamentos eletrônicos.

2.1.1. Aquecimento solar de água

O aquecimento de água nos domicílios brasileiros é tradicionalmente feito via energia elétrica ou pela queima de GLP ou gás natural em aquecedores de passagem ou acumulação. Costa (2002) estimou que ao se tratar de residências que utilizam energia elétrica para o aquecimento de água, 67% do consumo total de energia da residência se destina a esse fim. Devido ao alto custo da energia elétrica, o uso de coletores solares tem se tornado uma proposta mais viável, já que a irradiação solar é uma fonte disponível, renovável, limpa e de custo nulo, uma vez que a luz solar não é tributável.

Os coletores solares são dispositivos que possuem uma placa coletora, onde a radiação solar é absorvida. A Figura 2 exemplifica esquematicamente o

funcionamento de um coletor solar assistido por termossifão. O ciclo começa quando água fria é despejada em um tanque de armazenamento e depois por força da gravidade é levada a circular pelo coletor solar. Depois de aquecida no coletor, ela retorna ao tanque de armazenamento onde permanece na sua região superior devido a sua densidade ser menor que a da água fria. Pode-se então retirar a água quente do tanque ou deixar que o ciclo de aquecimento da água se repita.

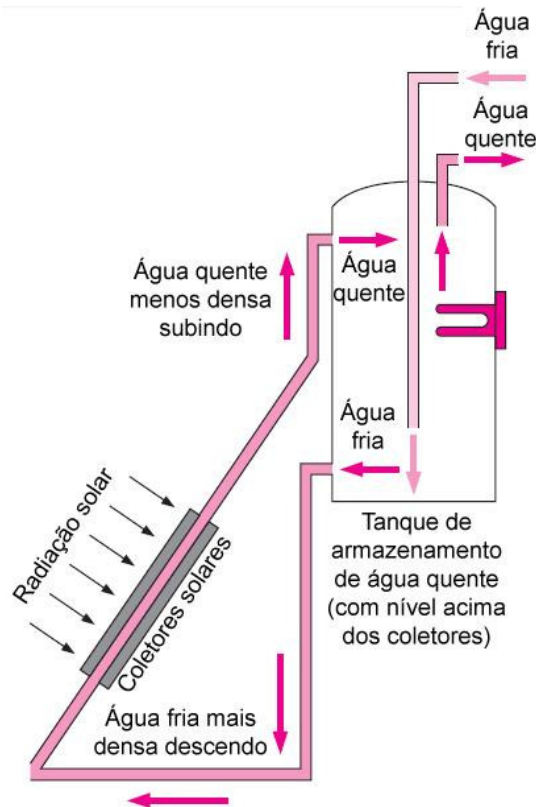


Figura 2. Circulação natural da água num aquecedor solar assistido por termossifão.
Fonte: Adaptado de Cengel (2004).

Tais coletores são classificados em dois grupos: os de placa plana e os de concentração. Os coletores de concentração utilizam superfícies refletoras ou lentes, concentrando a radiação solar em um elemento absorvedor.

De acordo com Kalogirou (2004), dentre os tipos de coletores existentes, os coletores solares assistidos por termossifão, também chamados de coletores a vácuo, são os mais eficientes, perdendo apenas para os coletores solares de concentração com dispositivo de rastreamento do sol, mostrado na Figura 3, que são extremamente caros e utilizados apenas quando se almejam altas temperaturas. Diferentemente dos coletores comerciais, o coletor assistido por termossifões opera com mudança de fase em seu interior, intensificando a transferência de calor para a água a ser aquecida.

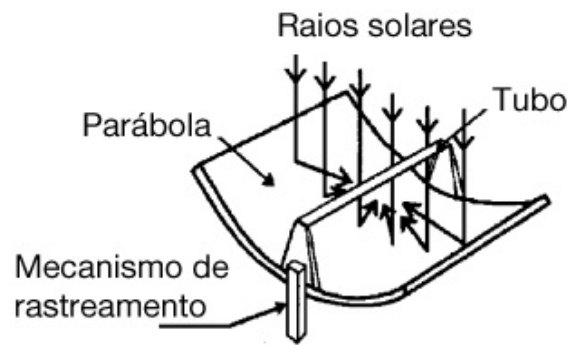


Figura 3. Coletor solar de concentração com dispositivo de rastreamento do sol.

Fonte: Adaptado de Kalogirou (2004).

Azad (2012), Du et al (2013), Abreu e Colle (2004) construíram e testaram diferentes tipos de coletores solares assistidos ou por tubos de calor ou por termossifões, que mostraram resultados satisfatórios quanto ao funcionamento e eficiência.

2.1.2. Trocadores e Recuperadores de calor

Segundo Vasiliev e Kakaç (2013) a aplicação mais usual da tecnologia de termossifões em equipamentos industriais é em trocadores de calor, como o da Figura 4. Os trocadores de calor consistem de uma carcaça por onde fluem um fluido frio e um fluido quente em escoamento cruzado e em câmaras separadas, conectadas uma à outra por vários termossifões, que podem ser externamente aletados ou não. O ciclo de evaporação e condensação transfere calor do fluido quente ao fluido frio, recuperando a energia térmica que seria simplesmente perdida ao ambiente.



Figura 4. Trocador de calor com termossifão aplicado na indústria.

Fonte: Adaptado de Mantelli (2009).

O trocador mostrado na Figura 4 é esquematicamente representado na Figura 5. Tal trocador é composto por um conjunto de termossifões verticais retos em paralelo, onde cada linha reta vertical representa um termossifão. O fluido aquecido flui através da sua superfície externa dos termossifões na região do evaporador (região inferior) enquanto que o fluido frio passa através da região do condensador (região superior). Basicamente o conjunto de termossifões remove o calor do fluido aquecido e o transfere ao fluido frio. Tanto gases como líquidos podem ser usados nesse tipo de trocador, seja como fonte de calor (no evaporador) ou como absorvedor de calor (no condensador). As superfícies externas do equipamento são termicamente isoladas para evitar a perda de calor para o ambiente.

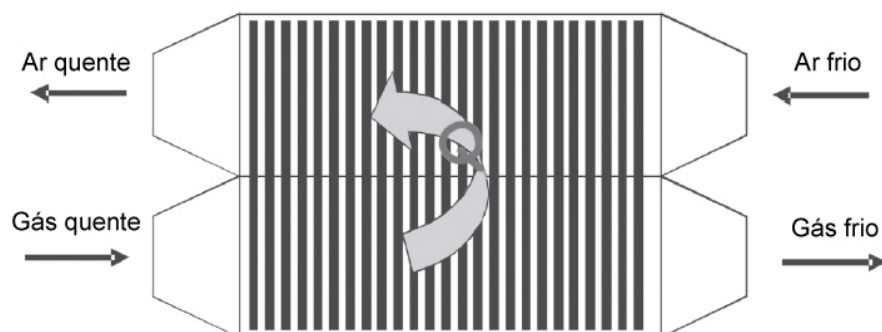


Figura 5. Desenho esquemático de um trocador de calor assistido por termossifões.

Fonte: Adaptado de Vasiliev e Kakaç (2013).

Borges et al (2007) e Costa et al (2009) afirmam que a inexistência de partes móveis, a não necessidade de energia externa para funcionamento, a flexibilidade de geometria, a baixa manutenção, o baixo custo e a sua compactidade tornam os trocadores de calor assistidos por termossifão mais atrativos quando comparados com os trocadores de calor tradicionais casco e tubo ou de placas. Além disso, a contaminação entre o fluido quente e o fluido frio é totalmente eliminada devido à parede entre os escoamentos cruzados de gás ou fluido, o que é de extrema importância em aplicações onde a mistura entre os fluidos não deve ocorrer.

Das diversas aplicações da recuperação de calor no ambiente industrial pode-se citar a recuperação de calor dos gases de exaustão de determinado processo para pré-aquecer o ar que entra num aquecedor, e também a recuperação do calor desperdiçado de algum processo para ser utilizado no próprio processo, como por exemplo o preaquecimento do ar de combustão.

Usualmente os coeficientes de transferência de calor por convecção entre o escoamento de gás e a parede externa dos tubos não são grandes, sendo a utilização de tubos aletados uma maneira de aumentar a troca de calor. Outra maneira é fazer o fluido recircular entre os tubos. Essas opções são mostradas na Figura 6, onde o fluido frio percorre duas vezes a região do condensador e a região do evaporador é composta por tubos aletados.

Vasiliev e Kakaç (2013) citam que o baixo custo de manutenção é uma das características dos trocadores de calor com termossifão. Esse equipamento pode ser construído na forma de módulos e inserido dentro da estrutura principal como uma gaveta. Cada módulo é composto por um grupo de termossifões. Se vários termossifões de um mesmo módulo não estão funcionando adequadamente ou estão danificados, o módulo é removido e substituído por um novo, simplificando e reduzindo o tempo de manutenção do equipamento. Essa característica é interessante principalmente em aplicações petroquímicas. Além disso, essa configuração permite a mudança de aplicação do equipamento, uma vez que módulos podem ser removidos ou inseridos, alterando a transferência de calor entre os fluidos quente e frio e se adaptando facilmente a qualquer aplicação.

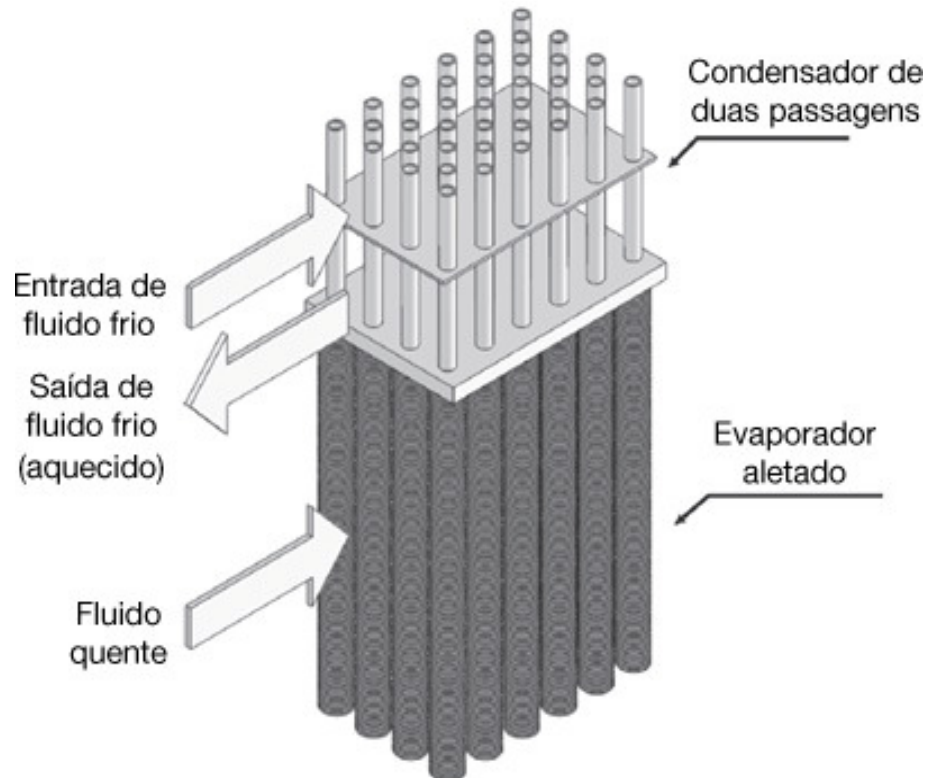


Figura 6. Trocador de calor assistido por termossifão, com tubos aletados no evaporador e condensador de duas passagens.

Fonte: Adaptado de Vasiliev e Kakaç (2013)

2.1.3. Fornos de cocção

Há duas características necessárias em fornos de cocção industriais: apresentar distribuição uniforme de temperatura em seu interior e baixo custo operacional. Silva e Mantelli (2003) comentam que fornos de cocção elétricos além de apresentarem problemas de desempenho, gerando alto consumo de energia elétrica, não conseguem prover uma distribuição de temperatura uniforme no interior do forno. A Figura 7 mostra uma comparação entre as distribuições de temperaturas em um forno elétrico (a) e um forno assistido por termossifões (b). No forno elétrico (a) a esquerda vê-se diversos tons de cinza, mostrando que a temperatura do forno não é uniforme. Já no forno assistido por termossifão (b) existe praticamente apenas um tom de cinza, mostrando homogeneidade na temperatura do forno.

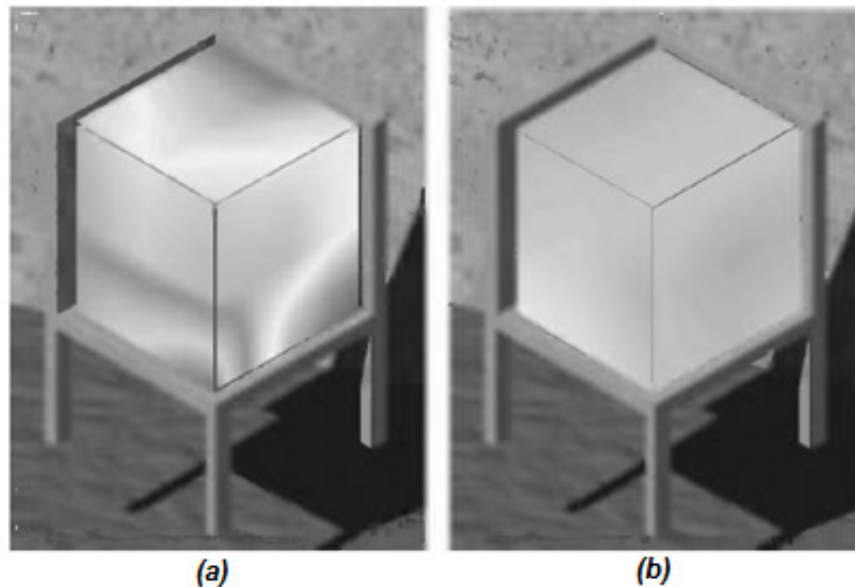


Figura 7. Distribuição de temperatura em um forno elétrico (a) e em um forno assistido por termossifão (b).

Fonte: Vasiliev e Kakaç (2013).

De acordo com Silva e Mantelli (2003), a tecnologia do termossifão é extremamente apropriada para a cocção de pães, já que apresenta temperatura uniforme nas regiões do condensador e do evaporador, além de permitir que o calor alcance diretamente as regiões que serão aquecidas, economizando energia.

Tais autores propõem uma configuração com termossifões verticais, próximos às duas paredes laterais do interior do forno, que transportam o calor gerado na câmara de combustão até o interior do forno. Queimadores de GLP (Gás Liquefeito de Petróleo) situam-se na parte de baixo do forno e os gases da combustão ficam em contato direto com o evaporador. O calor é então uniformemente distribuído na câmara de cocção por diversos condensadores. É importante ressaltar que os gases de combustão não se misturam com o ar da câmara.

A qualidade do pão assado em fornos elétricos varia de acordo com a posição dentro da câmara, ficando muito assado quando perto da resistência elétrica e de outras regiões quentes e mal assado em outras regiões menos quentes. Por outro lado, os pães produzidos em fornos com termossifão têm qualidade uniforme, como pode ser visto na Figura 8.



Figura 8. Fotografia de pães assados em forno assistido por termossifão. É possível observar a homogeneidade da cocção pela aparência constante dos pães.

Fonte: Mantelli et al (2006)

Em fornos tradicionais de cocção apenas uma pequena parte da energia fornecida ao forno é realmente usada durante o processo de cocção, sendo a maior parte usada para aquecer e manter o forno aquecido. Senso assim, para aumentar a eficiência dos fornos de cocção o calor precisa ser aplicado diretamente ao ar na câmara, e não na sua estrutura mecânica. Nos fornos assistidos por termossifão, o calor é aplicado na câmara e é o ar quente que aquece as paredes. Conforme Milanez et al (2006), o tempo de aquecimento é consideravelmente menor se comparado à outras tecnologias, além de consumir apenas cerca de 50% do gás usado em fornos tradicionais à gás.

2.1.4. Aquecimento de tanques

Na indústria petroquímica vários tipos de óleo são armazenados em tanques. Alguns desses materiais podem se solidificar à temperatura ambiente, necessitando de aquecimento constante para permanecer em estado líquido e ter condições propícias para seu processamento. Um exemplo desse tipo de material é o asfalto. A maneira usual para aquecê-lo em tanques é usando vapor que circula por serpentinas posicionadas no seu interior. O maior problema dessa tecnologia é que o vapor geralmente está disponível apenas a uma determinada temperatura e pressão, sendo assim difícil de controlar apropriadamente a temperatura do asfalto. Além disso, o asfalto não precisa ser aquecido a altas temperaturas na maior parte

do tempo, apenas quando precisa de certa manipulação, como quando é bombeado para caminhões de transporte. O vapor muitas vezes fornece energia além do necessário ao asfalto, o que o mantém em altas temperaturas e pode inclusive deteriorar as propriedades físicas e químicas do produto.

De acordo com Costa (2008) e Mantelli et al (2006) aquecedores assistidos por termossifões têm sido empregados como alternativas em tais situações. O arranjo consiste de um feixe de termossifões em paralelo, inseridos parcialmente no tanque, advindos da parede vertical deste, com uma inclinação de 7°, como mostrado esquematicamente na Figura 9. Os condensadores entregam ao asfalto o calor proveniente dos evaporadores, que ficam do lado de fora do tanque e são aquecidos por queimadores à gás. A temperatura do asfalto pode ser adequada facilmente pelo controle dos queimadores.

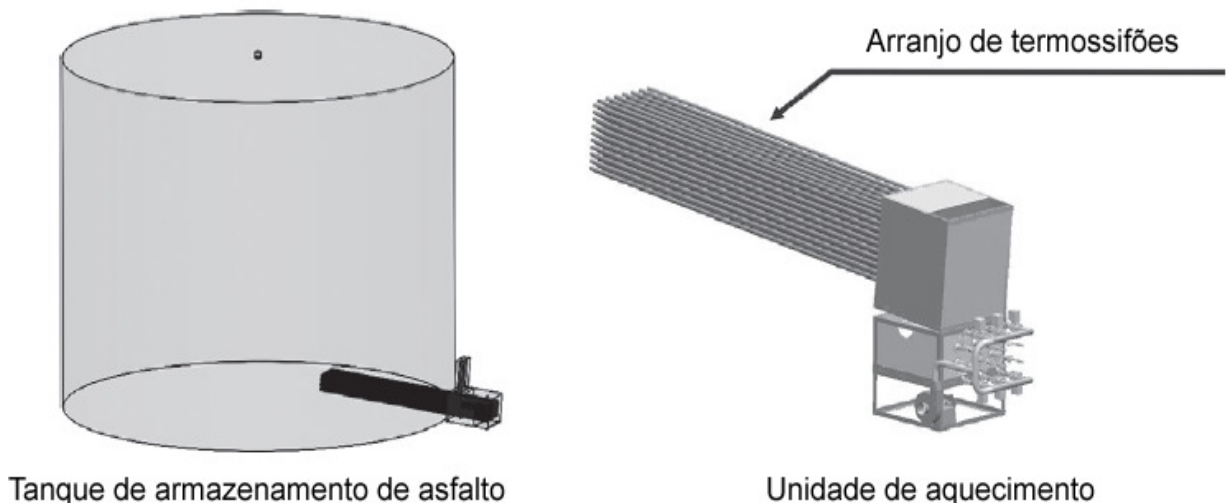


Figura 9. Desenho esquemático de um tanque de asfalto com aquecimento assistido por termossifão.

Fonte: Adaptado de Vasiliev e Kakaç (2013)

2.1.5. Resfriamento de sistemas eletrônicos

Muitas aplicações como computadores, radares, transformadores elétricos e dispositivos elétricos ou eletrônicos em geral dissipam grande quantidade de energia térmica em pequenos volumes. Para controlar sua temperatura e garantir seu funcionamento, o calor gerado deve ser dissipado. Sistemas convencionais incluem a circulação de água refrigerada por serpentinas, conectadas ao sistema eletrônico

por meio de uma placa de refrigeração. Essa solução pode não ser segura, uma vez que a água circula próxima aos dispositivos elétricos ou eletrônicos e qualquer vazamento pode danificar o equipamento. Outra solução comum é insuflar ar refrigerado sobre os componentes eletrônicos. Nesse caso, a unidade de refrigeração pode ser grande, podendo até mesmo ser maior do que o próprio equipamento eletrônico. Além disso, a unidade de refrigeração pode vibrar e geralmente possui um custo elevado.

Termossifões são um meio eficiente e passivo de remover grandes quantidades de calor dissipado por esses equipamentos eletrônicos. Um dispositivo típico consiste em vários termossifões em paralelo, onde os evaporadores ficam em contato direto com o componente eletrônico a ser resfriado, colados com pasta térmica para diminuir a resistência de contato na junta. O calor é removido submetendo os condensadores a um escoamento de líquido ou ar, geralmente soprado por um ventilador, comumente chamado de *cooler*. Um exemplo de dispositivo usado para resfriamento de processadores de computadores *desktop* é mostrado na Figura 10: a parte inferior é formada pelos evaporadores dos termossifões e é acoplada no processador com pasta térmica. Já a parte superior é formada por tubos aletados e dois coolers que forçam escoamento de ar entre os condensadores.



Figura 10. Central de refrigeração (ou *cooler*) de processadores de computadores *desktop*.

2.2. Fenômenos Físicos

Nesta seção primeiramente será introduzido o fenômeno da ebulição. Também serão discutidos quais são os diferentes modos de como a ebulição pode ocorrer e quais são os parâmetros e de que modo eles influenciam o fenômeno. Em seguida serão abordados dois modos de ebulição em específico: a ebulição em piscina e o escoamento em golfadas.

A ebulição em piscina é abordada neste trabalho porque geralmente os problemas envolvendo termossifões são modelados desta forma. Logo, é interessante que seja comparado os resultados obtidos com o escoamento em golfadas com os resultados obtido pela ebulição em piscina. Por fim, a ebulição com escoamento em golfadas, foco deste trabalho, será caracterizada. Serão expostas as correlações usadas neste trabalho para o cálculo do coeficiente convectivo.

Na Tabela 1 são listados os números adimensionais mais recorrentes nas correlações apresentadas neste capítulo.

Tabela 1. Números adimensionais usados nas correlações apresentadas neste capítulo.

| Símbolo | Descrição | Equação |
|---------|--|---|
| Ar | Número de Arquimedes, razão entre as forças gravitacionais e as forças viscosas. | $Ar = \left(\frac{gD_i^3}{\nu_L^2} \right) \left(\frac{\rho_L - \rho_G}{\rho_L} \right)$ |
| Bo | Número de Bond, razão entre a força gravitacional e a força ligada à tensão superficial. | $Bo = \frac{D_i}{\sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_L - \rho_G)}}}$ |
| Fr | Número de Froude, razão entre a inércia de escoamento e a força gravitacional. | $Fr = \left(\frac{q_{evap}}{\rho_L h_{lv}} \right)^2 \left(\frac{\rho_L}{g(\rho_L - \rho_G)} \right)$ |
| Pr | Número de Prandtl, razão entre as difusividades de momento e mássica. | $Pr = \frac{\nu_L}{\alpha_L}$ |
| Ra | Número de Rayleigh, razão entre forças de fluabilidade e de viscosidade multiplicadas pela razão das difusividades térmicas e dinâmicas. | $Ra = \frac{\beta g D_i q_{evap}}{k_L \alpha_L \nu_L}$ |

| Re | Número de Reynolds, razão entre as forças de inércia e as forças viscosas. | Equação (10) |
|------|--|--------------|
|------|--|--------------|

2.2.1 Modos de ebulição

Incropera et al (2007) cita que muitas aplicações de engenharia que são caracterizadas por altas taxas de transferência de calor entre fluidos envolvem ebulição e condensação. Isso se deve ao fato de que através de escoamentos bifásicos é possível alcançar grandes taxas de transferência de calor por convecção. São dois os efeitos que combinados mais contribuem para isso: o primeiro deles é o calor latente que o fluido de trabalho necessita para mudar de fase, uma vez que este possibilita transferir uma grande quantidade de calor com uma pequena diferença de temperatura. O outro efeito está associado às diferenças das massas específicas das duas fases do fluido que transporta calor. Devido a essa diferença, surge uma força de empuxo que provoca então um escoamento, também chamado de escoamento por convecção natural.

Segundo Shabgard et al (2014) 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 apenas os efeitos da variação do fluxo de calor sobre a transferência de calor no termossifão.

De acordo com Mantelli (2013), diferentes modos de ebulição podem ser obtidos durante a operação do termossifão dependendo da combinação entre fluxo de calor e razão de preenchimento. Como será visto na seção 2.2.1, os modos ebulição influenciam diretamente na transferência de calor durante a operação do termossifão, de tal forma que diferentes modos podem apresentar resultados de transferência de calor extremamente distintos. Também é importante observar que atrelados ao fluxo de calor e razão de preenchimento existem limites de operação do termossifão, sendo que se ultrapassados podem ocasionar o mal desempenho do dispositivo.

Estudos para investigar de que forma é afetada a transferência de calor e os limites de operação de termossifões com diferentes razões de preenchimento, fluxo

de calor fornecido e ainda com diferentes fluidos de trabalho e inclinações dos tubos foram realizados por El-Genk e Saber (1999), Park et al (2002), Jiao et al (2008) e Shabgard et al (2014).

Se a razão de preenchimento for mantida constante, geralmente é observado o modo de ebulição em piscina para fluxos de calor relativamente baixos e, conforme o fluxo é aumentado, o modo de ebulição passa para o escoamento em golfadas. Dentre os modos de ebulição, é de interesse deste trabalho especificamente o escoamento em golfadas, que será discutido mais detalhadamente no item 2.2.2. Pode haver no entanto a necessidade de análise da ebulição em piscina no decorrer do trabalho, uma vez que é esse o modo que compete com o escoamento em golfadas dependendo dos parâmetros aplicados.

Segundo Kandlikar S. G. et al (1999) a ebulição é um processo de mudança de fase onde bolhas de vapor são formadas numa superfície aquecida e/ou numa camada de líquido superaquecido adjacente à esta superfície aquecida. O processo de ebulição difere da evaporação justamente por envolver uma interface entre sólido (superfície aquecida) e líquido, e não somente interfaces vapor-líquido. Ainda segundo o autor, dois modos de ebulição podem ser descritos: ebulição em piscina, que ocorre com o líquido quiescente (parado) e o movimento do fluido se dá devido à convecção natural e à mistura causada pela geração de bolhas de vapor, e a ebulição com convecção forçada, onde além das características já descritas para ebulição em piscina, existe ainda o movimento do fluido induzido por meios externos.

Segundo Incropera et al (2007) o processo de ebulição ocorre quando a temperatura da superfície (T_w) 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 (1), onde ΔT_e é frequentemente expresso como excesso de temperatura.

$$q'' = h(T_w - T_s) = h\Delta T_e \quad (1)$$

2.2.1.1 Ebulição em piscina

A Figura 11 apresenta uma curva típica de ebulição em piscina para uma placa plana ou arame horizontal imersos em um recipiente de líquido saturado.

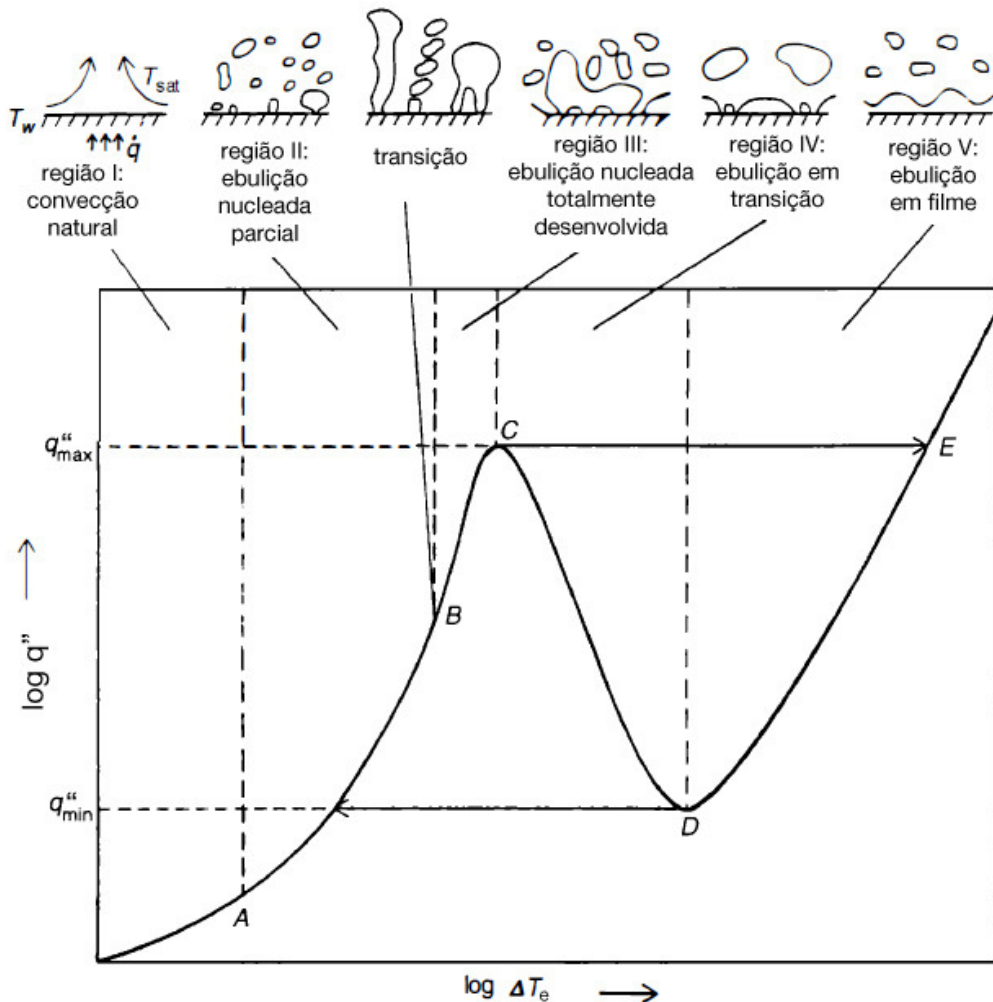


Figura 11. Curva típica de ebulição, mostrando qualitativamente a dependência entre a taxa de transferência de calor da parede q'' e o excesso de temperatura ΔT_e .

Fonte: Adaptado de Kandlikar S. G. et al (1999)

Na Figura 11 vê-se ainda que à medida que o excesso de temperatura aumenta, inicia-se o processo de convecção natural (região I). Ao chegar no ponto A, também chamado de início da ebulição nucleada (IEN) segundo Incropera et al (2007), tal excesso de temperatura é propício para a formação de bolhas de vapor na superfície aquecida. Entre os pontos A e C há ebulição nucleada, porém dois regimes de escoamento podem ser distinguidos. Segundo R. W. Serth (2007), na

região II a ebulição é caracterizada pela formação de bolhas isoladas e nucleação dispersa na superfície sólida. O crescimento e desprendimento das bolhas causa uma mistura significativa do fluido, que aumenta consideravelmente a taxa de transferência de calor. Nesse regime o calor é transferido primordialmente pela superfície aquecida diretamente ao líquido que flui pela superfície.

Quando o fluxo de calor aumenta além do ponto B, o número de sítios de nucleação e a taxa de formação de vapor se torna tão grande que há coalescência entre as bolhas. Deste modo, o vapor deixa a superfície aquecida na forma de jatos ou colunas (região III) que podem se juntar e formar longos *slugs* de vapor.

O fluxo de calor atinge então um máximo no ponto C (q''_{max}), chamado de fluxo térmico crítico. Nesse ponto a taxa de formação de vapor é tão alta que um contínuo filme de vapor cobre a superfície sólida em alguns lugares, tornando difícil para o líquido molhar esta superfície. Uma vez que as taxas de transferência de calor para gases são geralmente muito menores do que para líquidos, a taxa de transferência de calor começa a decair. Logo, na região IV, conhecida por região de ebulição no regime de transição, ebulição em filme instável ou ebulição em filme parcial, um filme ou manta de vapor se começa a se formar sobre a superfície. Nessa região as condições oscilam entre a ebulição em filme e a nucleada.

A região V representa a ebulição em filme estável, que não mais oscila como no caso da região IV. Nessa seção a superfície está totalmente coberta por vapor e o líquido não tem contato com a superfície aquecida.

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. Até onde os autores do presente trabalho tem ciência, estas são as correlações mais indicadas pela literatura para a modelagem de termossifões em análise nesse trabalho. 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 (2):

$$X_{cr\u00edterio} = \psi Ra^{0,35} Pr_L^{0,35} \left(\frac{P_{sat} I_m}{\sigma} \right)^{0,7} \left(\frac{q_{evap} I_m}{\rho_g h_{lv} \nu_L} \right)^{0,7} \quad (2)$$

onde,

$$\psi = \left(\frac{\rho_G}{\rho_L}\right)^{0,4} \left[\left(\frac{P_{sat} v_L}{\sigma}\right) \left(\frac{\rho_L^2}{(\sigma g(\rho_L - \rho_G))}\right)^{0,25} \right]^{0,25} \quad (3)$$

e I_m é a escala do comprimento da bolha e é dado por $I_m = (\sigma/(g(\rho_L - \rho_G)))^{0,5}$. A variável ψ 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. Visualmente a ebulição em piscina dentro de cilindros verticais é esquematizada na Figura 12. Percebe-se pela Figura 12a que no regime de ebulição onde existe maior convecção natural em relação à formação de bolhas, a movimentação do fluido aquecido se dá majoritariamente pela circulação induzida pela diferença de densidades entre o fluido próximo a parede aquecida (mais quente) em relação ao fluido que está no centro do cilindro (mais frio). A transferência de calor da parede do tubo para o fluido nessa situação é beneficiada e devida quase em sua totalidade por essa movimentação descrita. Já na Figura 12b 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. Quando a formação e movimentação das bolhas alcançam níveis que ocupam a maior parte da piscina de ebulição, como mostrado na Figura 12c, a transferência de calor é então devida predominantemente à mistura do fluido causada pela ebulição nucleada.

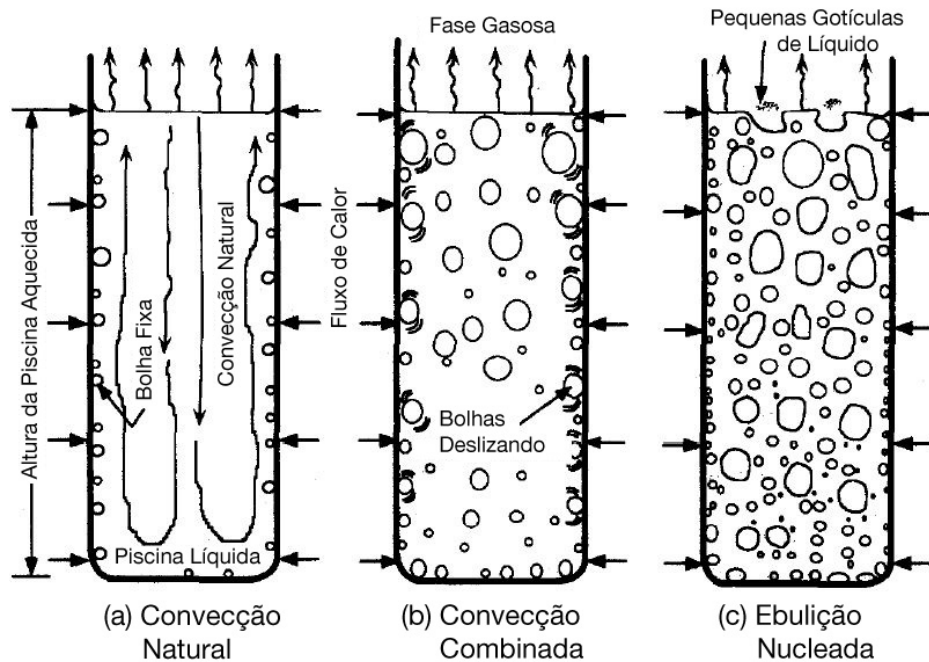


Figura 12. Mostra a diferença entre os regimes de ebulição em piscina para um fluido aquecido dentro de um cilindro vertical com fluxo de calor uniformemente distribuído.

Fonte: Adaptado El-Genk e Saber (1998).

Para $X_{critério} < 10^6$, tem-se que a transferência de calor é predominantemente devida a convecção natural. Para esse modo de transferência de calor El-Genk e Saber (1998) desenvolveram a seguinte correlação:

$$h_{CN,ebulição} = 0,475 Ra^{0,35} \left(\frac{l_m}{D_i} \right)^{0,35} \quad (4)$$

Com $10^6 \leq X_{critério} \leq 2,1 \cdot 10^6$ 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. Para essa situação, El-Genk e Saber recomendam a correlação desenvolvida por Groll (1990):

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

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. El-Genk e Saber propõem uma adaptação da correlação de Kutateletze (1959):

$$h_{EN} = (1,0 + 4,95\psi) \left[6,95 \cdot 10^{-4} \left(\frac{k_L}{I_m} \right) Pr_L^{0,35} \left(\frac{P_{sat} I_m}{\sigma} \right)^{0,7} \left(\frac{q_{evap} I_m}{\rho_g h_{lv} \nu_L} \right)^{0,7} \right] \quad (6)$$

2.2.2. Escoamento em golfadas

Como dito anteriormente, a partir de uma determinada quantidade de fluxo de calor fornecido ao evaporador do termossifão tendo fixa a razão de preenchimento, passa a ocorrer um padrão de ebulição conhecido como escoamento em golfadas. O escoamento em golfadas é caracterizado pela intermitência no tempo e no espaço da passagem de bolhas alongadas e de pistões de líquido, os quais podem ou não conter bolhas dispersas (BASSANI, 2014). Uma abordagem amplamente utilizada para descrever o fenômeno em golfadas foi proposta por Wallis (1969). Nesse modelo é criado o conceito da célula unitária mostrada Figura 13. Basicamente ela é composta por uma bolha alongada envolta em um filme líquido seguida por um pistão de líquido.

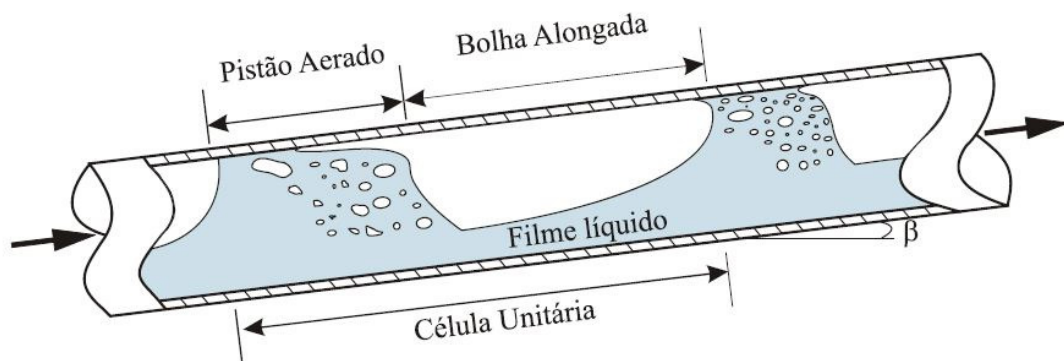


Figura 13. Composição de uma célula unitária.

Fonte: Medina (2011)

Existem na literatura diversas correlações desenvolvidas para o cálculo do coeficiente convectivo em escoamentos forçados bifásicos que abrangem o escoamento em golfadas. Dentre elas, neste trabalho será usada a pesquisa realizada por Kandlikar (1990). A partir de dados colhidos de outros pesquisadores que trabalharam na mesma linha, Kandlikar desenvolveu correlações com maior sofisticação das outras produzidas até então. No desenvolvimento dessas correlações foram consideradas separadamente as influências que os fenômenos da

convecção forçada e da ebulição nucleada possuem sobre o coeficiente convectivo global do escoamento. No modelo em questão, criou-se duas regiões distintas, uma região onde a convecção forçada tem maior influência na transferência de calor e portanto sobre o coeficiente convectivo, e outra região onde a ebulição se sobressai em relação à convecção.

Kandlikar (1990) propõe então, duas correlações para o cálculo do coeficiente convectivo em situação de escoamento forçado com água em um duto vertical:

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

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

Na equação (7), é levado em conta que a transferência de calor se dá predominantemente por convecção forçada. Já na equação (8), a ebulição é quem contribui mais para a transferência de calor. O maior valor do coeficiente convectivo bifásico h_{BF} obtido entre as duas correlações indica em qual região está o escoamento em questão e deve ser o valor utilizado para fins de análise do processo.

Apesar da distinção entre as duas regiões, um fenômeno não deixa de estar influenciando a transferência de calor mesmo quando o escoamento encontra-se na outra região. Dessa forma, nas equações (7) e (8) o primeiro termo refere-se à contribuição da convecção forçada e o segundo refere-se à contribuição da ebulição nucleada. O valor de h_{BF} é portanto a soma da contribuição que cada fenômeno tem para a transferência de calor total no escoamento.

Nas equações (7) e (8) h_L é o coeficiente convectivo para o escoamento monofásico no estado líquido, X é o título da mistura gás-líquido, \dot{m}'' é a vazão mássica do fluido de trabalho por unidade de área da seção transversal do tubo, q'' é o fluxo calor transferido ao fluido.

Para estimar h_L neste trabalho será usada a mesma correlação usada por Kandlikar (1990), no caso a correlação de Dittus-Boelter dada por:

$$h_L = 0,023 Re_L^{0,8} Pr_L^{0,4} \left(\frac{k_L}{D_i} \right) \quad (9)$$

$$\left[\begin{array}{l} Re_L \geq 10.000 \\ 0,7 \leq Pr_L \leq 160 \\ \frac{L_{evap}}{D_i} \geq 10 \end{array} \right]$$

As variáveis Pr_L e k_L são o número de Prandtl e a condutividade para a fase líquida respectivamente. Re_L é o número de Reynolds para o escoamento do filme líquido e pode ser obtido por:

$$Re_L = \frac{\rho_L U_T R_{GB} D_i}{\mu_L} \quad (10)$$

As variáveis U_T e R_{GB} referem-se à velocidade de translação da bolha e a fração de vazio do escoamento.

Como pode ser observado nas equações (7), (8) e (10) alguns parâmetros hidrodinâmicos da célula unitária, tais como \dot{m}'' , U_T , R_{GB} , e X , são necessários para o cálculo do coeficiente convectivo. Esses parâmetros serão obtidos a partir da análise de imagens, explicada no item 3.3.

2.2.3. 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 2 cada correlação é mostrada em função do modo de ebulição em que pode ser aplicado.

Tabela 2. Correlações para ebulição

| Aplicação | Descrição | Correlação |
|--|---|--|
| <i>Pool parameter</i> , determina o modo de ebulição em piscina | Para $X_{\text{critério}} \leq 10^6$ convecção natural, $10^6 < X_{\text{critério}} < 2,1 \cdot 10^6$ regime de transição, $X_{\text{critério}} \leq 2,1 \cdot 10^6$ ebulição nucleada. | $X_{\text{critério}} = \psi Ra^{0,35} Pr_L^{0,35} \left(\frac{P_{\text{sat}} I_m}{\sigma} \right)^{0,7} \left(\frac{q_{\text{evap}} I_m}{\rho_g h_{\text{lv}} v_L} \right)^{0,7}$ <p>onde</p> $\psi = \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0,4} \left[\left(\frac{P_{\text{sat}} v_L}{\sigma} \right) \left(\frac{\rho_L^2}{(\sigma g (\rho_L - \rho_G))} \right)^{0,25} \right]^{0,25}$ <p>Equações (2) e (3)</p> |
| Convecção natural | Correlação de El-Genk e Saber (1998) | $h_{CN, \text{ebulição}} = 0,475 Ra^{0,35} \left(\frac{I_m}{D_i} \right)^{0,35}$ <p>Equação (4)</p> |
| Regime de transição entre convecção natural e ebulição nucleada | Correlação de Groll (1990) | $h_{\text{transição}} = 4,0 \left(\frac{k_L}{D_i} \right) (Ar Fr^{0,5})^{1/3} Pr_L^{0,5} \left(\frac{Bo}{10} \right)^n$ <p>Equação (5)</p> |
| Ebulição nucleada | Correlação de Kutateletze (1959) | $h_{EN} = (1,0 + 4,95\psi) \left[6,95 \cdot 10^{-4} \left(\frac{k_L}{I_m} \right) Pr_L^{0,35} \left(\frac{P_{\text{sat}} I_m}{\sigma} \right)^{0,7} \left(\frac{q_{\text{evap}} I_m}{\rho_g h_{\text{lv}} v_L} \right)^{0,7} \right]$ <p>Equação (6)</p> |
| Ebulição com escoamento bifásico | Correlação de Kandlikar (1990) | $\frac{h_{BF}}{h_L} = 0,6683 \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0,1} X^{0,16} (1 - X)^{0,64} + 1058 \left(\frac{q''}{\dot{m}'' h_{\text{lv}}} \right)^{0,7} (1 - X)^{0,8}$ $\frac{h_{BF}}{h_L} = 1,136 \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0,45} X^{0,72} (1 - X)^{0,08} + 667,2 \left(\frac{q''}{\dot{m}'' h_{\text{lv}}} \right)^{0,7} (1 - X)^{0,8}$ <p>onde</p> $h_L = 0,023 Re_L^{0,8} Pr_L^{0,4} \left(\frac{k_L}{D_i} \right)$ <p>Equações (7), (8) e (9)</p> |

3. METODOLOGIA

Neste capítulo serão abordados os materiais e métodos utilizados para a aquisição e análise dos dados experimentais. Inicialmente, será descrita a bancada experimental, citando os equipamentos, suas especificações técnicas e o seu funcionamento. Em seguida será descrita a metodologia para a análise do escoamento bifásico e, como consequência, para a estimativa do coeficiente convectivo deste escoamento. Por último serão apresentadas e discutidas as incertezas associadas ao experimento.

3.1. Descrição da bancada

A bancada usada para realizar os experimentos, mostrada esquematicamente na Figura 14, foi montada dentro do Laboratório de Controle Térmico de Equipamentos Eletrônicos (LABCTEE), na UTFPR Campus Curitiba, e é composta por um termossifão de vidro com um diâmetro interno de 25,4 mm (1”), um resistor elétrico, um sistema de aquisição de dados, uma fonte de potência, uma câmera de alta taxa de aquisição de imagens, um insuflador de ar, um computador e sensores de temperatura e de pressão.

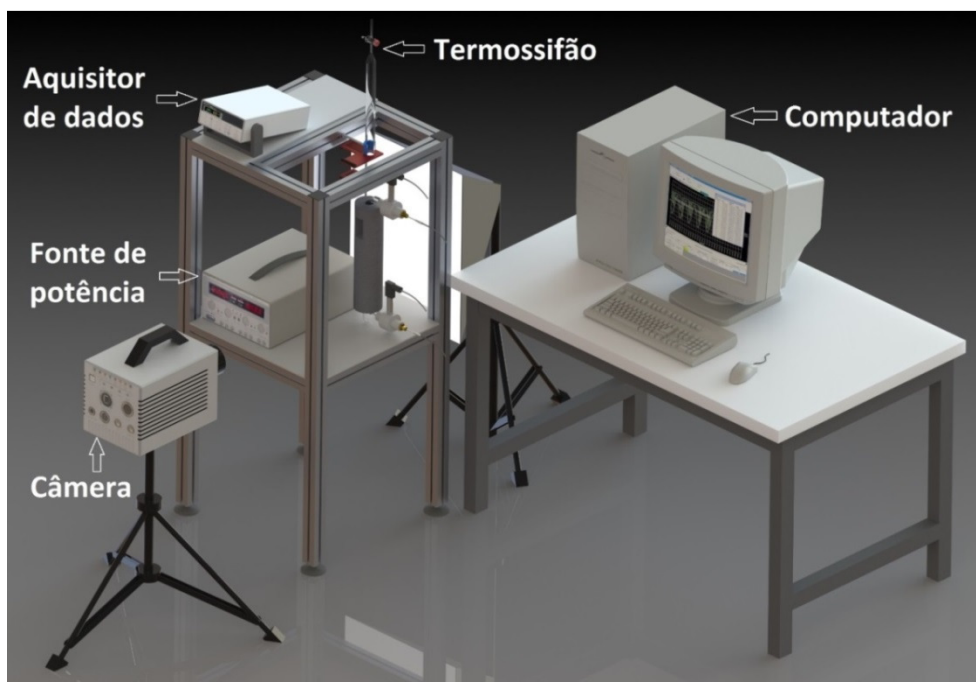


Figura 14. Diagrama esquemático da bancada experimental.

O termossifão utilizado foi fabricado especificamente para esse experimento. Suas especificações são apresentadas na Tabela 3.

Tabela 3. Especificações do termossifão.

| | |
|----------------------------------|--------|
| Material | Vidro |
| Comprimento do evaporador | 300mm |
| Diâmetro interno | 25,4mm |
| Diâmetro externo | 30mm |

Uma fotografia do dispositivo é mostrada na Figura 15, com detalhes para a região do condensador e evaporador. Ele possui dois orifícios prolongados para o lado externo do tubo, ambos posicionados no evaporador, para a aquisição de dados de temperatura e pressão do fluido de trabalho interno.

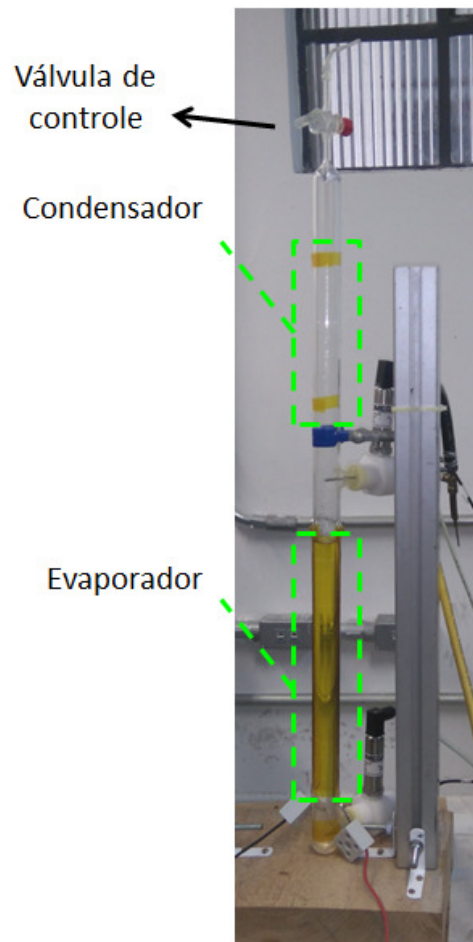


Figura 15. Fotografia do termossifão com destaque para as seções do condensador e do evaporador.

Em cada prolongamento foi instalado um sensor do tipo termoresistor de platina (RTD Pt100) para a medição da temperatura e um transdutor de pressão de alta precisão (Omega PX419) que mede pressão absoluta até 50 psi (3,45 bar).

A Figura 16 mostra uma fotografia do termossifão onde é possível ver a montagem dos sensores RTD e dos transdutores de pressão. Com o intuito de monitorar a temperatura superficial do termossifão, foram fixados onze termopares do tipo T no lado externo do tubo, sendo sete na parte do evaporador e quatro na parte do condensador. Também foram fixados outros quatro termopares do tipo T no lado externo do isolamento térmico que envolve o evaporador do termossifão.

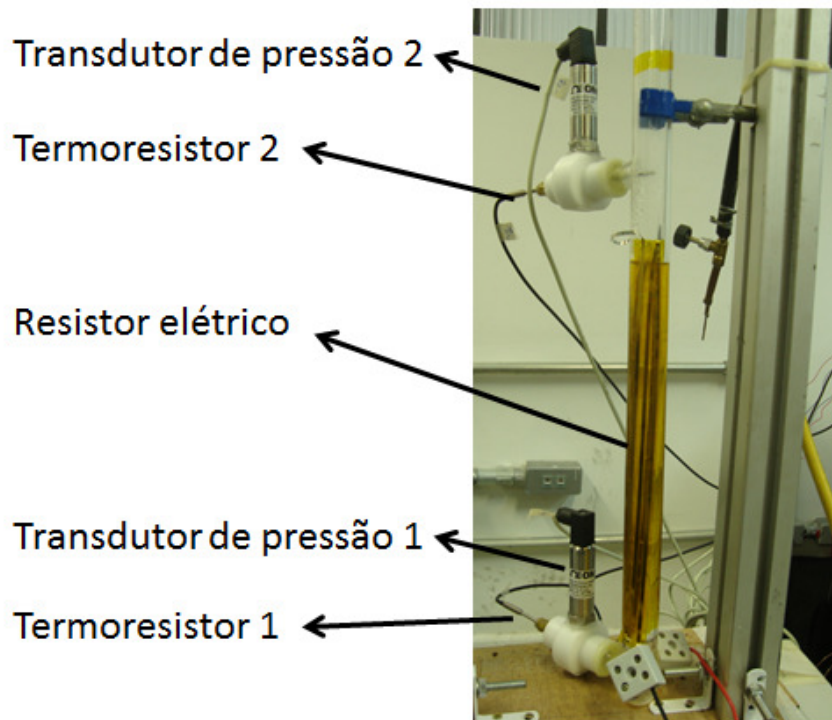


Figura 16. Fotografia com detalhe para a seção do evaporador e descrição dos respectivos componentes.

Todos os sensores de temperatura e de pressão foram conectados ao sistema de aquisição de dados (Agilent 34970A) e este, por sua vez, foi conectado ao computador. O software próprio do aquisitor de dados foi utilizado para ler e registrar os dados provenientes dos sensores.

Foi montado no tubo um resistor elétrico feito de Níquel-Cromo em forma de fita. Tal resistor foi fixado na região inferior do termossifão, na parede externa do tubo, ficando essa região denominada como região do evaporador. O resistor foi

ligado em série com uma fonte de potência (Agilent - fonte de alimentação U8002A). Através dessa fonte é possível aplicar e variar a tensão elétrica no resistor, bem como monitorar a corrente elétrica despendida.

A câmera de alta taxa de aquisição de imagens utilizada foi da marca Photron (modelo Fastcam SA4). O formato de saída das imagens foi PNG, com resolução 132 por 1024 pixels, com uma taxa de aquisição de 250 quadros por segundo (ou 250 fps). O formato da imagem, a resolução, a taxa de aquisição e o tempo de filmagem foram ajustados através do software próprio da câmera. O software ainda processa as imagens capturadas e as salva em seguida no disco rígido do computador. Para cada experimento foram filmados 21,84 segundos, totalizando 5460 imagens por experimento.

3.2. Descrição do experimento

A cada início de experimento é realizado vácuo no termossifão através da válvula de controle situada na parte superior do dispositivo (Figura 15). Em seguida o termossifão é preenchido com determinada quantidade do fluido de trabalho, no presente caso, com água destilada. A razão de preenchimento do termossifão foi definida como 100%, ou seja, todo o volume do evaporador foi preenchido com fluido de trabalho.

Após o preenchimento, o termossifão é evacuado novamente e se inicia o aquecimento da água através da aplicação de uma tensão no resistor elétrico através da fonte de potência. O início da aquisição das imagens se dá quando a água entra em ebulição e atinge regime permanente. A câmera captura as imagens e então as transfere para o computador. A Figura 17 mostra esquematicamente a disposição do experimento realizado.

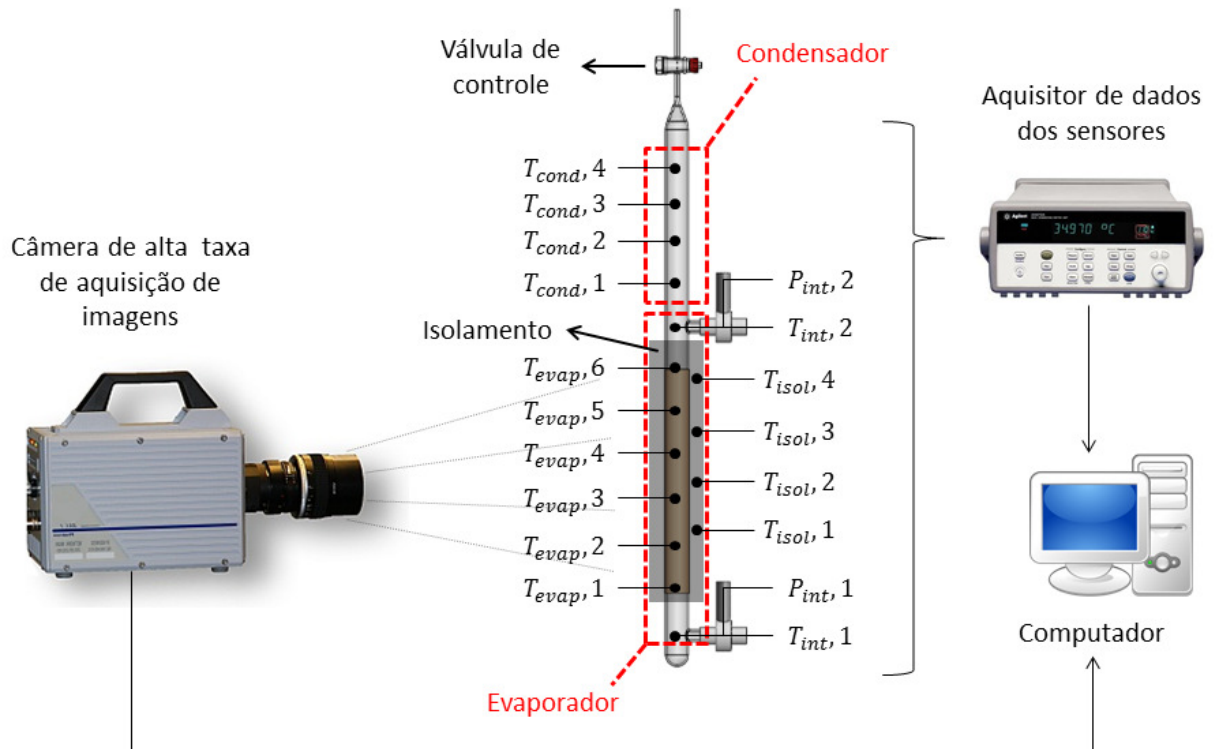


Figura 17. Desenho esquemático da configuração da bancada.

A tensão fornecida ao resistor elétrico é ajustada com o objetivo de controlar a potência fornecida ao evaporador, conforme a equação:

$$Pot = V i \quad (11)$$

onde V é a tensão e i a corrente aplicada no resistor elétrico. Os experimentos foram realizados com a potência de 60W.

3.3. Obtenção do título do escoamento bifásico através da análise de imagens

No interior do termossifão o fluido de trabalho pode estar em estado líquido ou gasoso. Quando o sistema está em estado de líquido saturado, qualquer calor adicional fornecido acarretará na formação de vapor. Se o sistema for aquecido até que a última gota de líquido tenha se vaporizado, a mistura terá uma única fase, chamada de vapor saturado.

De acordo com Moran e Shapiro (2006), nas misturas saturadas o título (X) é uma das duas propriedades intensivas independentes necessárias para descrever um estado físico. O valor do título varia de 0 a 1: no estado de líquido saturado, $X = 0$, e no estado de vapor saturado, $X = 1$.

Conforme Thome (2004) descreve, o título da mistura pode ser determinado pela fração de vazio (R_{GB}), que, além do título, é o valor físico chave para determinar diversos outros parâmetros importantes tais como: a densidade da mistura e sua viscosidade, a velocidade média relativa entre duas fases, além de ter fundamental importância em modelos para previsão de transições nos padrões de escoamento, transferência de calor e queda de pressão.

O termossifão utilizado nos experimentos é de vidro, o que permite a visualização do escoamento bem como a captura de imagens. Durante os experimentos a região do evaporador do termossifão é coberta parcialmente por um isolamento, sendo deixada uma janela de visualização no isolamento, mostrada de forma ilustrativa na Figura 18.

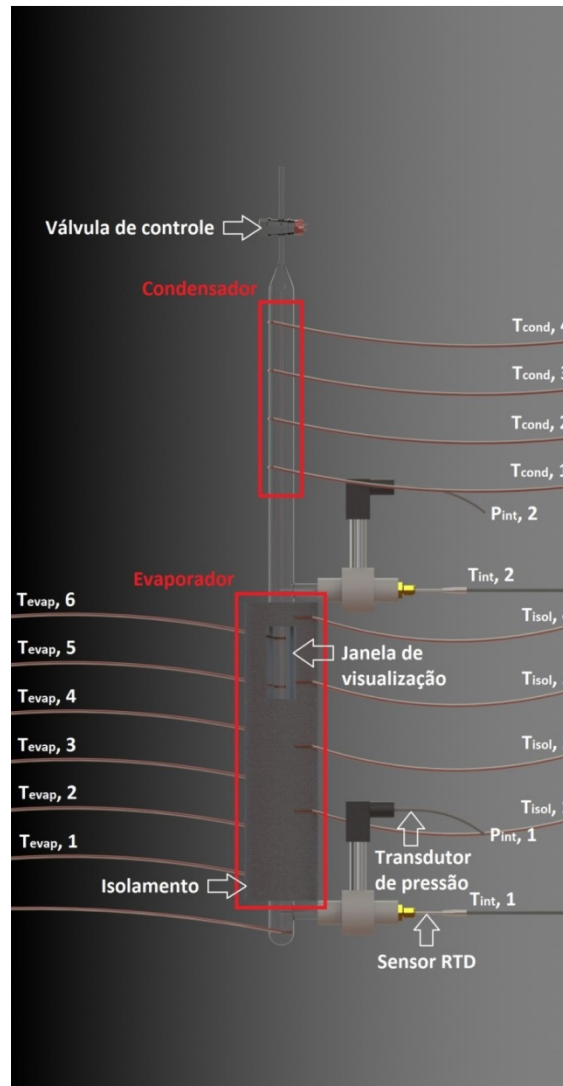


Figura 18. Representação esquemática do termossifão. A janela de visualização é mostrada de forma apenas ilustrativa.

A câmera apresentada na seção 3.1 foi usada para capturar as imagens. Após a captura, as imagens foram processadas através de um algoritmo no *software* Matlab desenvolvido por Amaral et al (2013), apresentado no Apêndice A, para obter assim o título do escoamento no evaporador do termossifão.

Na primeira etapa do processamento, as imagens fornecidas em tons de cinza pela câmera (Figura 19a) são transformadas numa imagem de cor binária, apenas em preto e branco (Figura 19b). Definiu-se que o preto representaria a bolha, enquanto o branco o líquido, como visto na Figura 19.

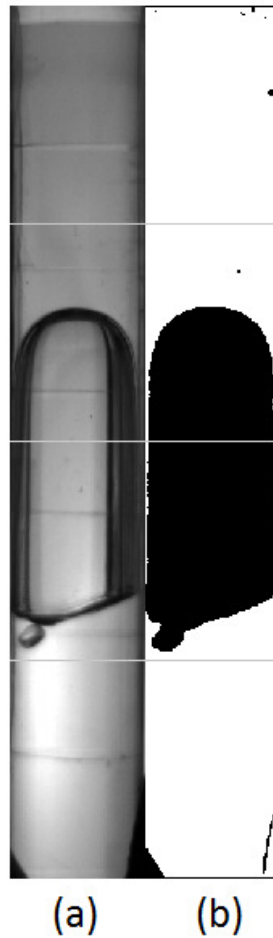


Figura 19. Exemplo do processamento de imagens. (a) Imagem do escoamento em tons de cinza fornecida pela câmera, (b) Imagem após processamento. A cor preta representa a bolha e o branco o líquido.

Para definir o título, a fração de vapor média da célula unitária (R_{GU}) deve ser determinada. Para tanto, diversas seções de referência foram posicionadas sobre a imagem processada, e em cada uma das seções a fração de vapor foi calculada. As seções de referência foram fixadas de 10 em 10% do trecho do evaporador que foi filmado, como mostrado na Figura 20, onde cada linha horizontal branca representa um sensor virtual.

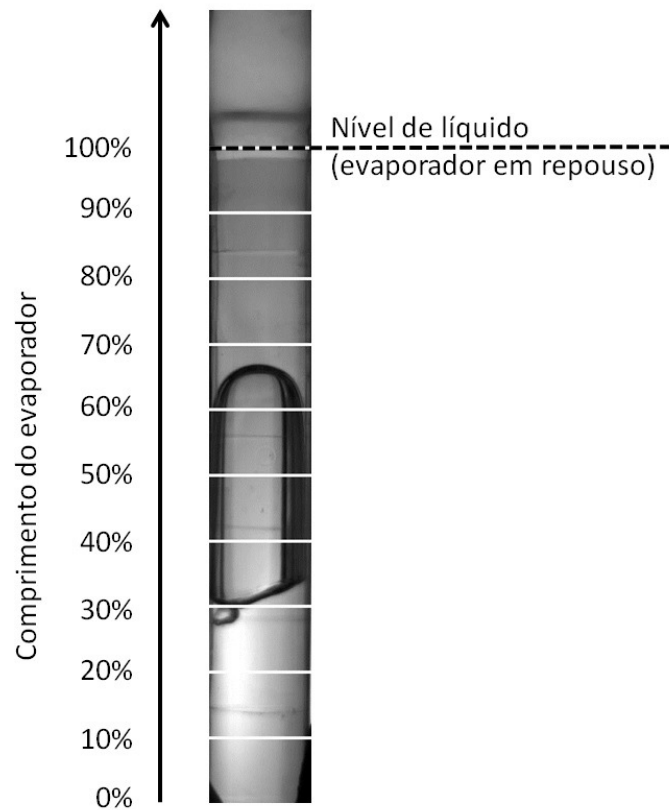


Figura 20. Cada linha branca representa um “sensor virtual” no evaporador do termossifão. Os sensores foram fixadas de 10 em 10% do comprimento total do evaporador.

Na Figura 21 é mostrado um desenho esquemático de uma das seções transversais de referência durante a passagem de uma bolha.

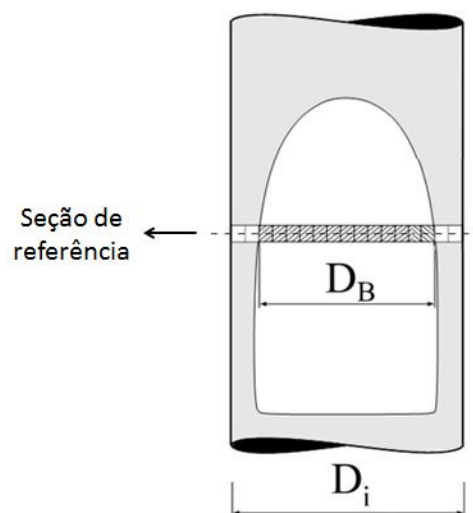


Figura 21. Desenho esquemático de uma das seções transversais de referência durante a passagem de uma bolha.

Utilizando a imagem processada, como a do exemplo mostrado na Figura 19b, a fração volumétrica de vapor durante a passagem de uma bolha (R_{GBi}), para cada uma das seções de referência, pode ser estimada conforme a equação (12):

$$R_{GBi} = \frac{\text{Área de seção transversal da Bolha}}{\text{Área de seção transversal interna do tubo}} \therefore R_{GBi} = \left(\frac{D_B}{D_i}\right)^2 \quad (12)$$

onde o diâmetro da bolha D_B pode ser determinado através da contagem de *pixels* pretos na seção de referência, o índice i se refere à fração de vapor instantânea na seção e D_i é o diâmetro interno do tubo medido em *pixels*.

Uma vez que esse procedimento é repetido para toda a sequência de imagens capturadas, a fração de vapor média durante a passagem da bolha pela seção de referência pode ser calculada através da equação (13):

$$R_{GB} = \frac{\sum_{i,B} R_{GBi} \Delta t_f}{\sum_{i,B} \Delta t_f} \approx \frac{\sum_{i,B} R_{GBi}}{\sum_{i,B} 1} \quad (13)$$

onde Δt_f é o tempo decorrido entre dois *frames* (imagens) consecutivos.

A aproximação mostrada mais à direita na equação (13) é válida para Δt_f constante, onde no presente caso $\Delta t_f = 1/250s$. De forma similar é possível calcular a fração de vapor média na célula unitária completa (bolha mais pistão de líquido) em cada seção, que pode ser estimada pela equação (14):

$$R_{GU} \approx R_{GB} \frac{\Delta t_B}{\Delta t_B + \Delta t_S} \quad (14)$$

onde Δt_B e Δt_S representam o tempo para a passagem completa da bolha alongada ou do pistão de líquido, respectivamente.

A aproximação mostrada na equação (14) é válida para pistões de líquido não aerados, o que foi considerado na análise do presente trabalho.

Considerando-se a equação apontada por Khodabandeh (2005) para um modelo de escoamento homogêneo sem deslizamento entre fases, o título pode ser então calculado utilizando a equação (15):

$$\frac{1 - R_{GU}}{R_{GU}} = \left(\frac{1 - X}{X}\right) \left(\frac{\rho_G}{\rho_L}\right) \quad (15)$$

onde ρ_G e ρ_L , massas específicas do gás e do líquido, respectivamente, são analisados na temperatura de saturação do fluido de trabalho.

3.4. Obtenção da velocidade da bolha através da análise de imagens

Diversas amostras de imagens dos escoamentos foram selecionadas e para cada uma das amostras a velocidade da bolha foi calculada. Assim como na seção 3.3, diversos sensores virtuais (ou seções de referência) foram posicionados sobre a imagem, de 10 em 10% do trecho do evaporador que foi filmado. Quando o nariz da bolha toca o sensor, a velocidade instantânea da bolha na seção é calculada como:

$$U_T = \frac{\Delta Pixel}{\Delta Frames} \left(\frac{0,0254}{132 \times 0,004} \right) \quad (16)$$

onde o U_T é a velocidade instantânea da bolha na seção de referência e $\Delta Pixel$ é o número de pixels percorridos pelo nariz da bolha durante a sequência de imagens (ou quantidade de imagens) $\Delta Frames$.

No caso desse trabalho, o fator $\Delta Frames$ foi fixado como 10 imagens. Os fatores numéricos que seguem a equação (16) mais à direita são utilizados para converter a velocidade, medida em pixels por frames, para metros por segundos.

A Figura 22 mostra um exemplo esquemático do fator $\Delta Pixel$ utilizado para calcular a velocidade na seção de referência de 30%:

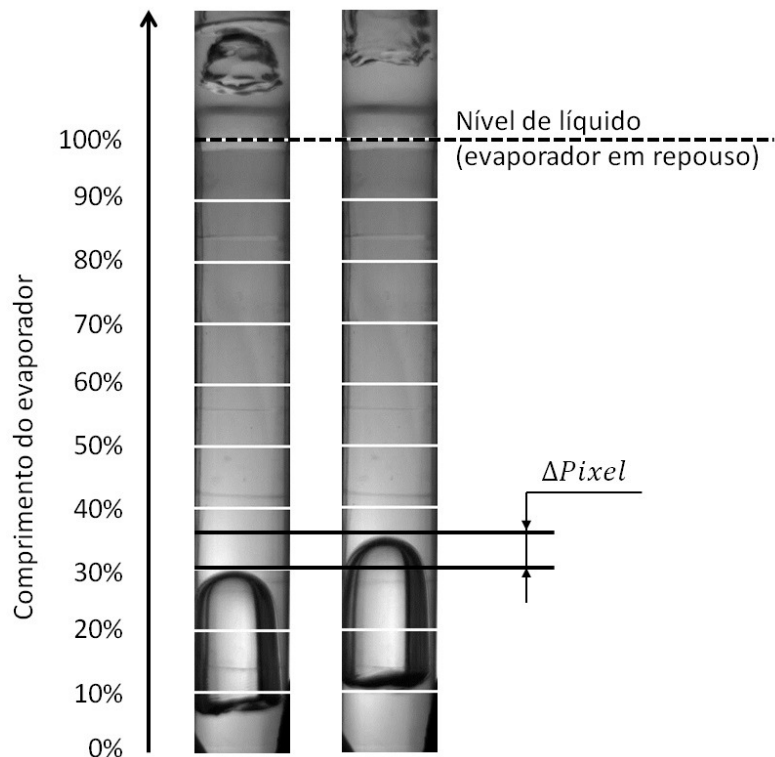


Figura 22. Exemplo do deslocamento $\Delta Pixel$ do nariz de uma bolha durante um intervalo de $\Delta Frames = 10$.

3.5. Considerações sobre o fluxo de calor fornecido ao evaporador do termossifão

O calor transmitido ao sistema é fornecido pelo efeito Joule através do resistor elétrico instalado em contato direto com o evaporador do termossifão. Como este sistema é puramente resistivo, a potência dissipada no resistor elétrico pode ser aproximada como a taxa de calor fornecida ao evaporador, chamado aqui de q_{rest} . Desse calor, parte é efetivamente absorvido pelo fluido de trabalho, q_{evap} , parte será conduzido axialmente pela parede do termossifão para a região do condensador, q_{axial} , e parte será perdida para o ambiente, q_{perd} , como mostra a equação (17):

$$q_{evap} = q_{rest} - q_{axial} - q_{perd} \quad (17)$$

A Figura 23 mostra esquematicamente a distribuição do calor em uma seção qualquer do evaporador.

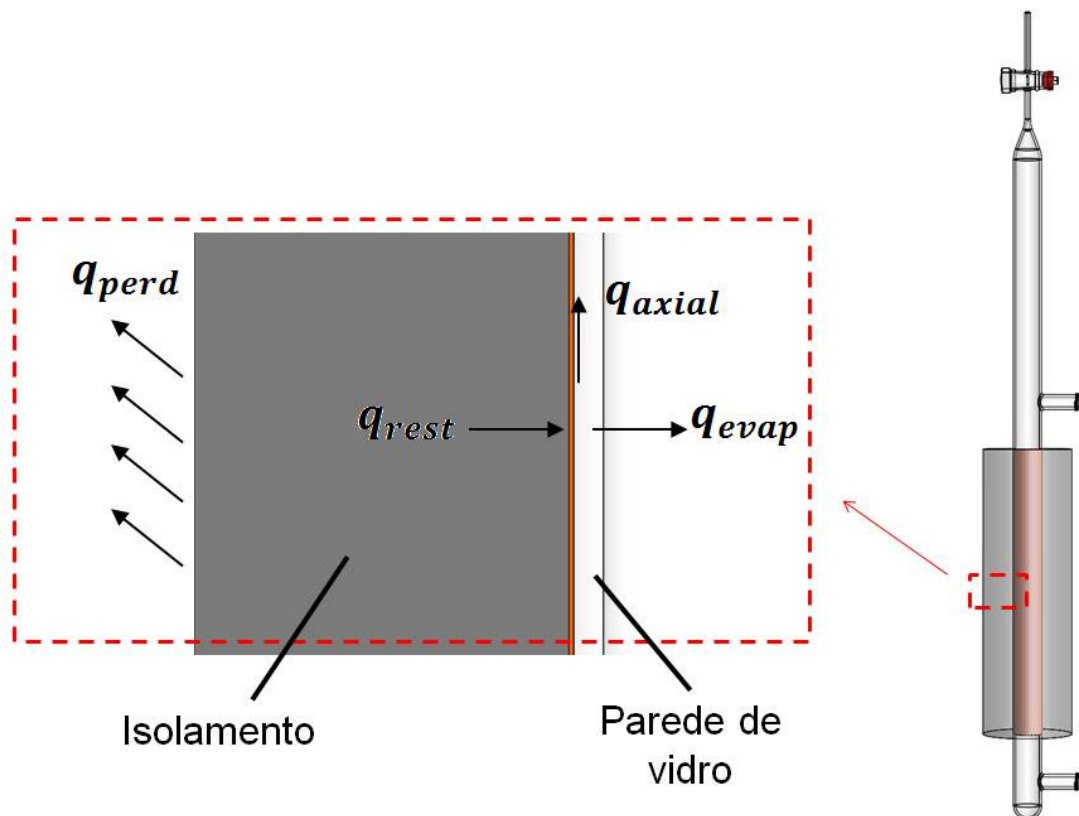


Figura 23. Distribuição do calor entregue ao evaporador.

A potência aplicada na região do evaporador do termossifão é calculada da seguinte maneira:

$$q_{rest} = iV \quad (18)$$

onde V é a tensão aplicada no resistor e i a corrente. Para obter q_{evap} , portanto, é necessário que se determine q_{perd} e q_{axial} .

Como no experimento em questão o ar ambiente que envolve o termossifão estava quiescente e com temperatura uniforme, a transferência de calor da superfície externa do isolamento que envolve o evaporador para o ar ambiente se deu por meio de convecção natural. Para a obtenção do coeficiente de convecção natural médio, \bar{h}_{CN} , foi usada a correlação empírica de Churchill e Chu (1975):

$$\bar{h}_{CN} = \left\{ 0,60 + \frac{0,387Ra_{amb}^{1/6}}{[1 + (0,559/Pr_{amb})^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 * \left(\frac{k_{amb}}{D_{isol}} \right) \quad (19)$$

Portanto,

$$q_{perd} = A_{isol,e} \bar{h}_{CN} (\bar{T}_{isol,e} - \bar{T}_{amb}) \quad (20)$$

A perda de calor devido a condução da parede de vidro do termossifão foi obtida através da relação:

$$q_{axial} = k_{vidro} A_{axial,vidro} \left(\frac{\bar{T}_{evap} - \bar{T}_{cond}}{L_{efetivo}} \right) \quad (21)$$

onde

$$L_{efetivo} = \left(\frac{L_{evap} - L_{cond}}{2} \right) \quad (22)$$

Por fim, é importante ressaltar a equação utilizada para o cálculo da vazão mássica local:

$$\dot{m} = \rho_G U_T A_{seção} R_{GB} \quad (23)$$

4. RESULTADOS

Neste capítulo serão expostos e discutidos os resultados obtidos a partir dos experimentos executados na bancada de teste, análise de imagens e das correlações descritas anteriormente. Na seção 4.2 serão comparados os resultados obtidos a partir das correlações propostas por Kandliklar (1990), equações (7) e (8), e os obtidos pelas correlações para ebulição em piscina.

Das imagens coletadas durante os experimentos, foi observada a formação das bolhas alongadas características do escoamento em golfadas, conforme descrito na seção 2.2.2. Não houve, porém, um padrão de regular da célula unitária conceituada por Wallis (1969) no decorrer do tempo. Contudo, tal fato não descaracteriza a ocorrência do escoamento em golfadas nos experimentos, visto que no caso do evaporador do termossifão não acontece um escoamento forçado, sendo esperado, portanto, que o padrão de escoamento seja diferente dos modelos mais tradicionais usados para escoamentos forçados.

Na Tabela 4 são resumidos os valores médios no tempo e espaço dos principais parâmetros obtidos nos experimentos de bancada, análise de imagem e cálculos das correlações.

Tabela 4. Resultados médios dos principais parâmetros.

| Parâmetro | Valor |
|---|--------------|
| q_{pot} [W] | 60 |
| q_{isol} [W] | 0,33 |
| q_{axial} [W] | 0,02 |
| q_{evap} [W] | 59,66 |
| q'' [W/m ²] | 2492 |
| T_{sat} [°C] | 50,54 |
| R_{GB} [–] | 0,65 |
| R_{GU} [–] | 0,14 |
| $X \cdot 10^5$ [–] | 1,67 |
| U_T [m/s] | 0,37 |
| $\dot{m} \cdot 10^5$ [kg/s] | 1,03 |
| h_L [W/(m ² ·K)] | 82 |
| h_{BF} eq. (2) [W/(m ² ·K)] | 10.936 |
| $h_{CN,ebulição}$ [W/(m ² ·K)] | 3.742 |

4.1 Resultados da análise de imagens

Após a captura das imagens dos experimentos, foi realizado o processamento de imagem conforme descrito na seção 3.3. Desse processamento, obteve-se uma fração de vazio para cada sensor virtual em cada frame capturado. Para obter o parâmetro R_{GB} local foi aplicado um fator de corte em cada processamento com o intuito de excluir a parte líquida e então foi feita a média no tempo. Já o fator R_{GU} é obtido com a média total das frações de vazio, ou seja, inclui-se a parte do líquido também. Os resultados obtidos a partir desse procedimento descrito podem ser observados na Figura 24 para o R_{GB} e na Figura 25 para o R_{GU} . Nas Figuras subsequentes, no eixo das ordenadas é definido em porcentagem e representa a posição dos sensores virtuais no trecho do evaporador filmado, como descrito na Figura 20 e na Figura 22..

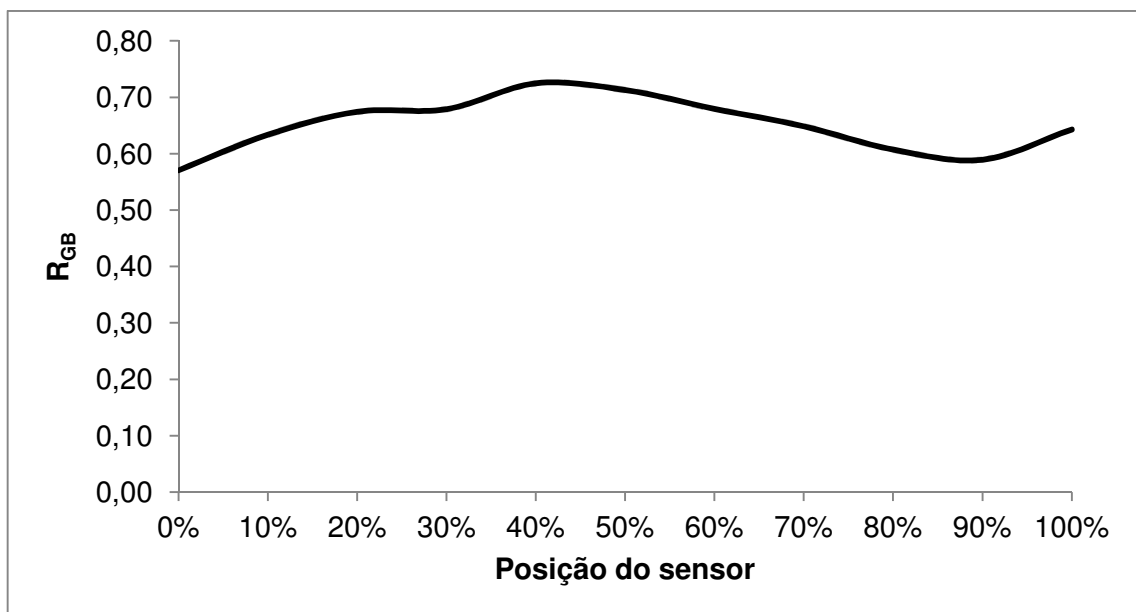


Figura 24. Parâmetro R_{GB} local obtido nos testes.

Observa-se nos resultados que os maiores valores de R_{GU} estão na parte superior do evaporador. Isso deve-se ao fato das bolhas serem geradas em toda a extensão da parede interna do evaporador. À medida que as bolhas geradas na parte inferior ascendem, elas coalescem com as bolhas geradas na parte central e superior, formando um bolsão (bolha alongada). Este bolsão ocupa quase todo o

volume do evaporador permanecendo, portanto, mais tempo na parte superior. Conseqüentemente é observado no título da mistura líquido-gás o mesmo comportamento do R_{GU} , conforme mostra a Figura 26, uma vez que o título está diretamente relacionado à fração de vazio, como mostra a equação (15).

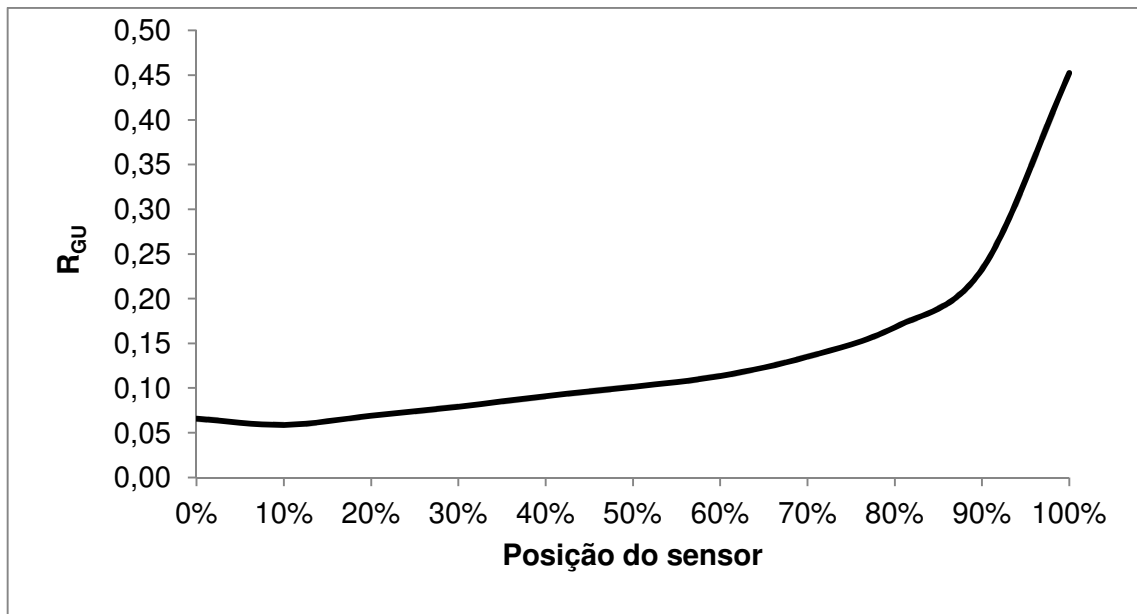


Figura 25. Parâmetro R_{GU} local obtidos nos testes.

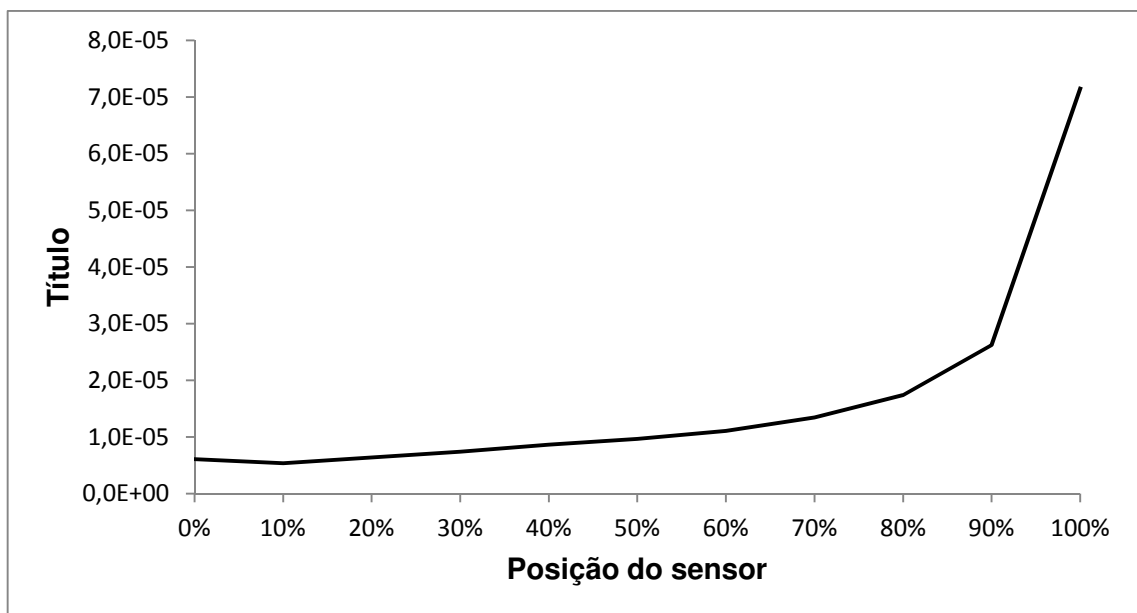


Figura 26. Título local obtido nos testes.

Do mesmo modo acontece com a velocidade de translação das bolhas. À medida que as bolhas são geradas e ascendem, a vazão mássica de vapor aumenta e conseqüentemente a sua velocidade também. Os valores das velocidades locais e médias das bolhas são mostradas na Figura 27.

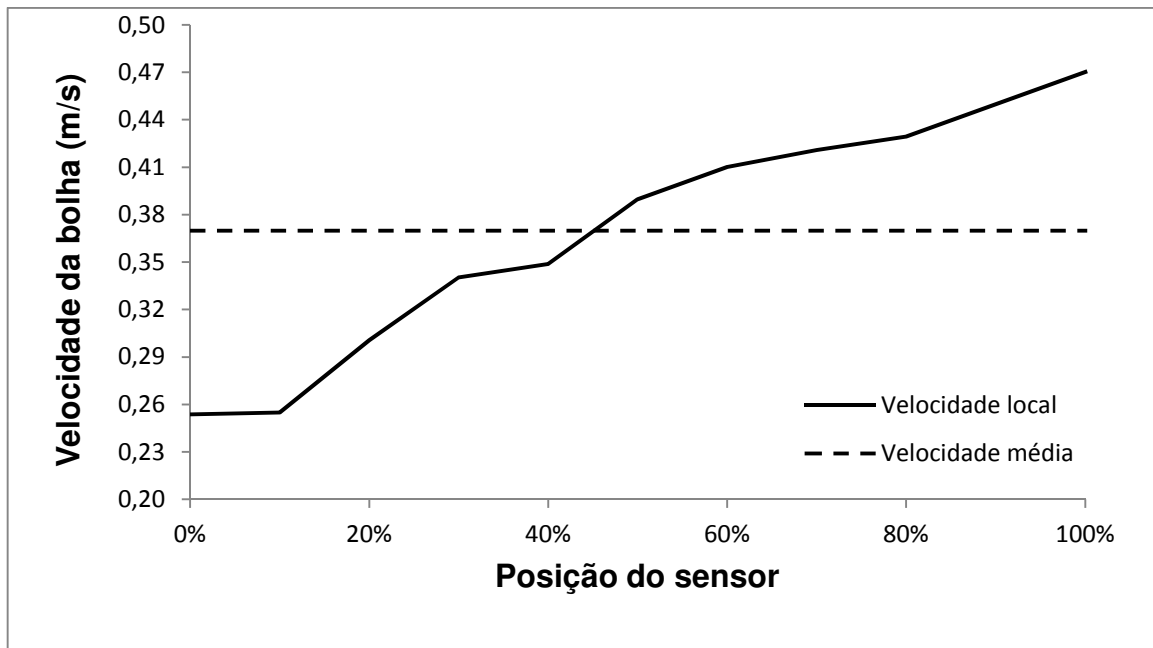


Figura 27. Comparativo das velocidades de translação bolha localmente e na média.

4.2 Resultados das correlações

Como visto anteriormente na seção 2.2.2, as correlações propostas para estimar o coeficiente convectivo bifásico nas equações (7) e (8) exigem determinados parâmetros hidrodinâmicos da célula unitária, tais como a vazão mássica e o título da mistura líquido-gás. Outro dado necessário, dependente desses dois parâmetros, é o número de Reynolds para o escoamento da fase líquida.

Existe grande dificuldade para obter esses dados no caso do escoamento em golfadas observado no termosifão e por isso diversas considerações foram necessárias. Tais considerações restringiram o alcance do modelo adotado e induzem maiores incertezas, uma vez que o problema deve acontecer somente sobre determinadas condições de contorno.

Os valores para os coeficientes convectivos locais obtidos a partir das equações (7) e (8) são mostras na Figura 28.

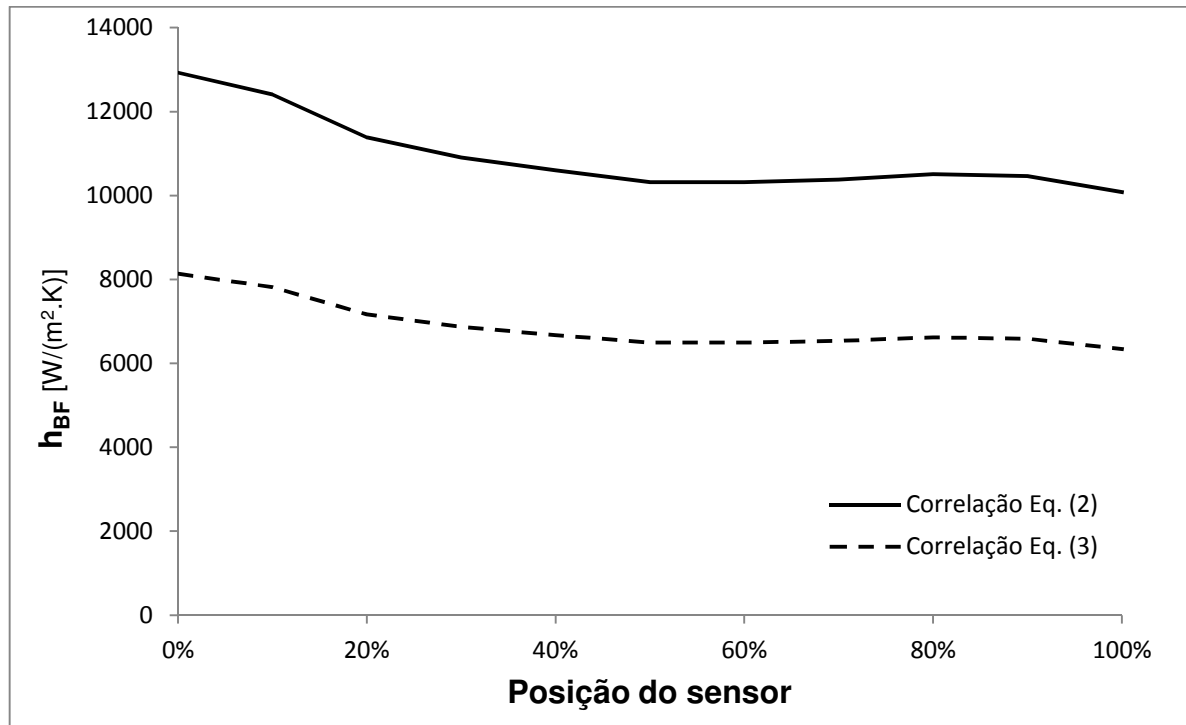


Figura 28. Resultados obtidos para os coeficientes convectivos locais no escoamento em golfadas a partir das correlações propostas por Kandliklar (1990).

Pode-se observar que os valores para a equação (7) são maiores em comparação aos obtidos pela equação (8). Tal fato indica a uma maior influencia da convecção na transferência de calor como dito na seção 2.2.2.

Analisando os resultados obtidos com o modelo de ebulição em piscina descrito na seção 2.2.1.1, o valor médio do parâmetro $X_{crítico}$ foi de 6×10^4 , indicando que o regime de convecção natural estava ocorrendo no processo, pois $X_{crítico} > 10^6$. Tal fato não se verifica na prática, pois visivelmente o fenômeno observado durante os experimentos continha o padrão que caracteriza o escoamento em golfadas, diferente do fenômeno que caracteriza a convecção natural, conforme a Figura 12 apresentada na seção 2.2.1.1. Calculando-se o coeficiente convectivo utilizando a correlação para o regime de convecção natural, equação (4), o resultado médio foi de $3742 \text{ W/(m}^2\text{.K)}$. Esse valor é bem abaixo do encontrado do coeficiente convectivo médio utilizando-se a correlação da equação (7), no caso $10.936 \text{ W/(m}^2\text{.K)}$. Observa-se uma grande diferença de valores entre os dois métodos

utilizados, mostrando uma significativa diferença entre os resultados. Logo, a validação dos resultados necessita da temperatura da parede interna do evaporador, dado que não foi possível de ser obtido durante a realização dos experimentos devido a dificuldade experimental.

4.3 Resultados das incertezas

Como o presente trabalho apresenta um estudo experimental, faz-se necessário uma análise das incertezas inerentes ao processo de aquisição de dados experimentais, bem como a sua propagação. As incertezas foram calculadas para o termossifão operando sob potência de 60W. A Tabela 5 apresenta os resultados para esse caso, e todo o desenvolvimento relacionado ao cálculo está exposto no Apêndice B.

Tabela 5. Incertezas calculadas

| Incerteza | Descrição | Valor da incerteza |
|-----------------|--|------------------------|
| i_T | Temperatura medida | 0,861 °C |
| $i_{q_{perd}}$ | Taxa de transferência de calor fornecida ao evaporador | 0,531 W/m ² |
| $i_{q_{axial}}$ | Taxa de transferência de calor através da parede | 0,177 W/m ² |
| $i_{q_{evap}}$ | Taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho | 1,551 W/m ² |

Nota-se que a incerteza do calor transferido para o fluido de trabalho foi a maior, pois ela engloba todas as demais. É importante ressaltar que as incertezas relacionadas à obtenção de imagens do escoamento, bem como todo processo envolvido com seu pós-processamento, foram desconsideradas, uma vez que sua determinação é de grande complexidade.

5. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Neste trabalho foi avaliado se determinados modelos para transferência de calor em fenômenos onde ocorre ebulição, possuem aplicabilidade para termossifões assistidos por gravidade e com ciclo fechado. Tal avaliação se faz necessária devido à deficiência das correlações disponíveis na literatura em prever a operação de termossifões com escoamento em golfadas. Para tanto, foi montada uma bancada de testes e realizados diversos experimentos com um termossifão de vidro com diâmetro de 25,4mm, com razão de preenchimento de 100%.

Com o intuito de estimar o coeficiente de transferência de calor bifásico no evaporador do termossifão operando com escoamento em golfadas, foram usadas correlações existentes na literatura desenvolvidas para escoamentos forçados multifásicos dentro de tubulações circulares. Houve dificuldade na aplicação destas correlações, uma vez que os parâmetros necessários não eram de fácil obtenção no caso dos termossifões.

Tendo em vista a complexidade do escoamento em golfadas, optou-se por analisar o processo físico no interior do evaporador do termossifão a partir de imagens do escoamento. As imagens adquiridas utilizando uma câmera de alta taxa de aquisição de imagens foram pós-processadas e dois dos parâmetros necessários na formulação do problema foram determinados: o título e a velocidade da bolha alongada. Até o conhecimento dos autores, essa abordagem é pioneira em se tratando de termossifões. O maior problema encontrado nessa análise foi devido à falta de um padrão no escoamento, o que gera uma variação na vazão mássica e velocidade da mistura líquido-gás, tanto no tempo como em diferentes posições no evaporador. Tais dificuldades são esperadas uma vez que essas correlações não são desenvolvidas para o fim proposto nesse trabalho. Para futuros trabalhos, sugere-se ainda a utilização de um sensor *wiremesh* para comparar a velocidade das bolhas com aquelas calculadas via análise de imagens.

Também foram avaliadas nesse trabalho modelos comumente usados para termossifões, mas que não preveem a operação do dispositivo em regime de escoamento em golfadas. No caso, tais modelos preveem o modo de ebulição em piscina. Na seção 2.2.1.1 foi apresentado um parâmetro para a caracterização do regime de ebulição em piscina. A aplicação desse critério sobre os testes realizados indicou que o termossifão estaria em regime de convecção natural. Esse resultado

diverge da constatação visual, que no caso mostrou um padrão que caracteriza o escoamento em golfadas.

Dadas as diferenças constatadas entre os dois modelos, justifica-se que sejam realizados outros trabalhos com o objetivo de estudar de forma mais aprofundada o fenômeno do escoamento em golfadas em termossifões. Recomenda-se, por tanto, o desenvolvimento de modelos específicos para o caso em questão. É importante ressaltar, que os dados experimentais 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.

REFERÊNCIAS

ABREU, S. L.; COLLE, S. **An experimental study of two-phase closed thermosyphons for compact solar domestic hot-water systems.** Solar Energy, v. 76, p. 141-145, 2004.

ALVES, R. F., **Estudo experimental da influência da pressão no escoamento bifásico gás-líquido em golfadas em dutos horizontais.** 2013. 92 f. Monografia - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2013.

AMARAL, C. E. F., ALVES, R. F., SILVA, M.J. da, ARRUDA, L.V.R., DORINI, L., MORALES, R.E.M., PIPA, D.R. **Image processing techniques for high-speed videometry in horizontal two-phase slug flows.** Flow Measurement and Instrumentation, v. 33, p. 257-264, 2013.

AZAD, E., **Assessment of three types of heat pipe solar collectors.** Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 16, p. 2833-2838, 2012.

BASSANI, C. L., **Desenvolvimento de um modelo estacionário para o escoamento bifásico líquido-gás em golfadas com transferência de calor em tubulações horizontais.** 2014. 169 f. Monografia - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2014.

BORGES, T.P.F., MANTELLI, M.B.H., and PERSSON, L.G., **Trade off Between Prices and Pressure Losses for Thermosyphon Heat Exchangers,** 39th AIAA Thermophysics Conference, Miami, 2007a.

BORGES, T.P.F., MANTELLI, M.B.H., and PERSSON, L.G., **Techno-Economic Optimization of Thermosyphon Heat Exchanger Design Using Mathematical Programming,** 14th IHPC, Brazil, 2007b.

CABRAL, I. S., TORRES, A. C., SENNA, P. R., **Energia solar – Análise comparativa entre Brasil e Alemanha.** IV Congresso Brasileiro de Gestão Ambiental. Instituto Brasileiro de Estudos Ambientais e Saneamento, Bahia, Brasil, 2013.

CENGEL, O., CIMBALA, J., **Fluid Mechanics Fundamentals and Applications,** 2. ed. McGraw-Hill Education, 2004.

CENGEL, Y. A., PÉREZ J. H., **Heat transfer: a practical approach.,** McGraw-Hill Education, Mexico, 2004.

COOPER, M. G., **Saturation nucleate pool boiling, a simple correlation.** Int. Chem. Engng. Symp. Ser., v. 86, p. 785–792, 1984.

COSTA, C. A. S., **Estudo do comportamento térmico de tanques de armazenamento de asfalto**. 2008. Dissertação (Mestrado), POSMEC-EMC, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2008.

COSTA, C., MANTELLI, M. B. H., **ANSYS-CFX as a Tool in the Development of Heat Exchangers Assisted by Heat Pipe Technology**, ANSYS Conference and 27th CADFEM User's Meeting, ALEMANHA, 2009.

COSTA, E. R., **Uma análise de sistemas de aquecimento solar de água para uso doméstico no Brasil**. 2002. 82 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2002.

CHURCHILL, S. W., CHU, H. H. S., **Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convection from a Horizontal Cylinder**. Int. J. Heat Mass Transfer, v. 18, p. 1323, 1975.

DU, B., HU, E., KOLHE, M., An experimental platform for heat pipe solar collector testing. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 17, p. 119-125, 2013.

GUNGOR, K. E., and WINTERTON, R. H. S., A General Correlation for Flow Boiling in Tubes and Annuli. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 29, p. 351-358, 1986.

GROLL, M., RÖSLER, S., Operation Principles and Performance of Heat Pipes and Closed Two-Phase Thermosyphons. **J. Non-Equilib. Thermodyn.** v. 17, p. 91-151, 1992.

GROLL, U., **Pool boiling heat transfer inside a two-phase thermosyphon correlation of experimental data**. Proceedings of the 9th International Heat Transfer Conference, Jerusalem, Israel, I-Bo-10, p. 57-62, 1990.

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

KALOGIROU, S. A., **Solar thermal collectors and applications**. Progress in Energy and Combustion Science. Volume 30, Issue 3, 2004, Pages 231–295.

KANDLIKAR, S. G., **A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes**. Int. J. Heat Transfer Trans. ASME, v. 112, p. 219–228, 1990.

Khodabandeh, R., Palm, B., Hagdorn, C., 2002. **Influence of diameter and height of evaporators on the boiling heat transfer in a closed advanced two-phase thermosyphon loop**. In First Scandinavian Conference on Cooling of Electronics, KTH, Stockholm, 2002.

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

MANTELLI, M. B. H., MILANEZ, F. H., MARTINS, G. J. M., ZIMMERMAN, R. NUERENBERG S., **Termossifões em árvore aplicados a fornos de cocção de pães: maior eficiência energética.** 1º Seminário da Rede Gás & Energia, 2006a.

MANTELLI, M. B. H., MILANEZ, F.H., **A Loop Thermosyphon for Asphalt Tank Heating,** 8th IHPS, Kumamoto, Japan, 2006b.

MANTELLI, M. B. H., **Disciplina: Tubos de Calor e Termossifões, Notas de aula,** 2009.

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

MEDINA, C. D. P., **Simulação numérica do escoamento bifásico líquido-gás em golfadas com transferência de calor em dutos horizontais.** 2011. 181 f. Monografia - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2011.

MILANEZ, F. H., and MANTELLI, M. B. H., **Analytical Model for Thermal Performance Analysis of Enclosure Heated by Aligned Thermosyphons.** Journal of Thermophysics and Heat Transfer, v. 20, p. 267–275, 2006.

EI-GENK, M. S., SABER, H. H., **Heat transfer correlations for small, uniformly heated liquid pools.** Int. J. of Heat and Mass Transfer, v. 41, p. 261-274, 1998.

EI-GENK, M. S., SABER, H. H., **Determination of operation envelopes for closed two-phase thermosyphons.** Int. J. of Heat and Mass Transfer, v. 42, p. 889-903, 1999.

PARK, Y. J., KANG, H.K., KIM, C.J., **Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon to the fill charge ratio.** Int. J. of Heat and Mass Transfer, v. 45, p. 4655–4661, 2002.

REAY, D., KEW, P. **Heat pipes: theory, design and applications.** 5. ed. Butterworth-Heinenmann, 2006.

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

SPARROW, E. M., GREGG, J. L., **Laminar Free Convection Heat Transfer from the Outer Surface of a Vertical Circular Cylinder.** Trans. ASME, v. 78, p. 1823, 1956.

SHABGARD, H., XIAO, B., FAGHRI, A., GUPTA, R., WEISSMAN, W., **Thermal characteristics of a closed thermosyphon under various filling conditions.** Int. J. of Heat and Mass Transfer, v. 70, p. 91–102, 2014.

SHOHAM, O., **Mechanistic Modeling of Gas-Liquid Two-Phase Flow in Pipes**. Society of Petroleum Engineers, 2006.

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

THOME, J. R., **Void Fractions in Two-Phase Flows**. Wolverine Engineering Data Book III, c. 17, p. 17-33, 2004.

VASILIEV, L. L., KAKAÇ, S., **Heat Pipes and Solid Sorption Transformations: Fundamentals and Practical Applications**, 1. ed. Taylor & Francis Group, 2013.

APÊNDICE A – Script em Matlab para calcular a fração de vazio

```

function Bolha

tic,

plot_status='ON'; %define se serão mostradas as imagens durante o
processamento e os seus resultados parciais

%----- Imagens que serão lidas -----%
%colocar neste espaço o intervalo de imagens que deseja ler
imagem=dir('*.png');
primeira_imagem = 1;
ultima_imagem    = size(imagem);
%-----

[Bolha]=tratar_imagem(primeira_imagem, 'OFF', 1); %processar uma imagem
apenas para obter o tamanho que ela terá após ser cortada

%----- Definir seções que serão analisadas -----%
secoes=[2 round(0.1*size(Bolha, 1)) round(0.2*size(Bolha, 1))
round(0.3*size(Bolha, 1)) round(0.4*size(Bolha, 1)) round(0.5*size(Bolha,
1)) round(0.6*size(Bolha, 1)) round(0.7*size(Bolha, 1))
round(0.8*size(Bolha, 1)) round(0.9*size(Bolha, 1)) size(Bolha, 1)-1];
%-----

%----- Tratar todas as imagens -----%
for p=primeira_imagem:ultima_imagem

    [Bolha]=tratar_imagem(p, plot_status, secoes);

    for i=1:length(secoes)
        [fracao_de_gas(p, i)]=calcular_fracao_de_gas(Bolha, secoes(i));
    end
end

xlswrite('./resultados.xlsx', fracao_de_gas); %gravar fração de gás em uma
tabela Excel

toc
return

%*****
%
%                               FUNÇÕES
%*****
%-----

function [Bolha]=tratar_imagem(p, plot_status, secoes)

%Função que recebe o número da imagem e retorna a imagem tratada e sua
%dimensão

    nome_imagem=sprintf('Padrao_C001H001S0005%06d.png',p);
%nome da imagem a ser lida

```

```

    imagem_original=imread(nome_imagem);
%Ler imagem
    imagem_padrao=imread('C:\Users\Felipe\Desktop\padrao.png');
%Diretório da imagem

    %----- Cortar imagem no nível em que está o líquido em repouso, pois
para
    %cima desse ponto não há uma imagem padrão correta e o processamento
    %falha
    f_corte=177;          %Fator que determina o pixel em que está o nível do
líquido para ser cortado (colocar 1 quando a imagem não deve ser cortada)
    imagem_original=imagem_original(f_corte:size(imagem_original, 1),
1:size(imagem_original, 2));
    imagem_padrao=imagem_padrao(f_corte:size(imagem_padrao, 1),
1:size(imagem_padrao, 2));
    %-----

for i=1:size(imagem_original, 1)
    for j=1:size(imagem_original, 2)
        if imagem_padrao(i, j)>imagem_original(i, j)
            if abs(imagem_padrao(i, j)-imagem_original(i, j))<20
                imagem_preto_branco(i, j)=1;
            else
                imagem_preto_branco(i, j)=0;
            end
        else
            if abs(imagem_original(i, j)-imagem_padrao(i, j))<20
                imagem_preto_branco(i, j)=1;
            else
                imagem_preto_branco(i, j)=0;
            end
        end
    end
end

    imagem_preto_branco(1, 1:size(imagem_preto_branco, 2))=0;
    imagem_preto_branco(size(imagem_preto_branco, 1),
1:size(imagem_preto_branco, 2))=0;
    Bolha=~imfill(~imagem_preto_branco, 'holes');

%-----mostrar imagem tratada junto com a imagem real
if strcmp(plot_status, 'ON')
    imagem_preto_branco_aux = gray2ind(Bolha, 256);
    c={imagem_original, imagem_preto_branco_aux};
    imagem=cell2mat(c);
    for i=1:length(secoes)
        imagem(secoes(i), :)=200;
    end
    imshow(imagem)
    title(sprintf('Imagem %06d',p));
%mostrar título com o nome da imagem
    pause(0.2)
end

return
%-----
%-----

```

```
function [fracao_de_gas]=calcular_fracao_de_gas(Bolha, secao)

%Função que calcula a fração de gás em cada seção analisada

num_pixel_preto=0;
for i=1:size(Bolha, 2)
    if Bolha(secao, i)==0
        num_pixel_preto=num_pixel_preto+1;
    end
end

diametro_interno_tubo=size(Bolha, 2); %Determinar quantos pixels da
imagem equivalem ao diâmetro interno do tubo
fracao_de_gas=(num_pixel_preto/diametro_interno_tubo)^2;

return

%-----
```

APÊNDICE B – INCERTEZAS EXPERIMENTAIS

B.1. Análise das incertezas experimentais

Quando se relata o resultado de medição de uma grandeza física deve-se sempre dar alguma indicação quantitativa da qualidade do resultado, de forma que aqueles que o utilizam possam avaliar sua confiabilidade (ISO - GUM, 2008). Sem a indicação da incerteza inerente à medição, os resultados obtidos experimentalmente não podem ser comparados, seja entre eles mesmos ou com valores de referência fornecidos numa especificação ou numa norma.

Para que os dados apresentados no Trabalho de Conclusão de Curso 2 possam ser utilizados como referência por outros estudos e para ter confiabilidade nos resultados experimentais, os cálculos de incerteza das medições e resultados experimentais para o termossifão em estudo serão realizados.

Para realizar os cálculos de incerteza serão utilizadas equações de probabilidade, além da necessidade de levar em consideração os erros dos equipamentos, bem como os erros climáticos.

B.1.1. Incerteza estimada para a temperatura medida

A incerteza estimada da temperatura medida é obtida através da incerteza para o sistema de aquisição, Equação B.1, – SA – (Agilent 34970A com 20 canais), para os termopares (tipo T)

$$i_T = \sqrt{\left(\frac{\partial T}{\partial T_{SA}}\right)^2 i_{SA}^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial T_{termopar}}\right)^2 i_{termopar}^2} \quad (\text{B.1})$$

$$i_T = \sqrt{i_{SA}^2 + i_{termopar}^2} \quad (\text{B.2})$$

Sendo assim, através dos dados da Tabela B.1, foi possível calcular o valor da incerteza desejada resultando em 0,816.

Tabela B.1 - Sumário das incertezas para a temperatura

| Incerteza | Valores dos erros | Tipo de distribuição | Divisor | Valor da incerteza |
|----------------|-------------------|----------------------|------------|--------------------|
| i_{SA} | 1,00 | Retangular | $\sqrt{3}$ | 0,577 |
| $i_{termopar}$ | 1,00 | Retangular | $\sqrt{3}$ | 0,577 |
| i_T | - | - | - | 0,816 |

B.1.2. Incerteza estimada para a taxa de transferência de calor através do isolamento

A incerteza para a taxa de transferência de calor através do isolamento pode ser obtida através da equação B.5.

$$q_{perd} = A_{isol,e} \bar{h}_{CN} (\bar{T}_{isol,e} - \bar{T}_{amb}) \quad (B.3)$$

$$i_{q_{perd}} = \sqrt{\left(\frac{\partial q_{perd}}{\partial A_{isol,e}}\right)^2 i_{A_{isol,e}}^2 + \left(\frac{\partial q_{perd}}{\partial \bar{h}_{CN}}\right)^2 i_{\bar{h}_{CN}}^2 + \left(\frac{\partial q_{perd}}{\partial \bar{T}_{isol,e}}\right)^2 i_{\bar{T}_{isol,e}}^2 + \left(\frac{\partial q_{perd}}{\partial \bar{T}_{amb}}\right)^2 i_{\bar{T}_{amb}}^2} \quad (B.4)$$

$$i_{q_{perd}} = \sqrt{\left[\bar{h}_{CN}(\bar{T}_{isol,e} - \bar{T}_{amb})\right]^2 i_{A_{isol,e}}^2 + \left[A_{isol,e}(\bar{T}_{isol,e} - \bar{T}_{amb})\right]^2 i_{\bar{h}_{CN}}^2 + \left[A_{isol,e} \bar{h}_{CN}\right]^2 i_{\bar{T}_{isol,e}}^2 + \left[-A_{isol,e} \bar{h}_{CN}\right]^2 i_{\bar{T}_{amb}}^2} \quad (B.5)$$

onde

$$A_{isol,e} = \pi D_{isol,e} l_{isol} \quad (B.6)$$

$$i_{A_{isol,e}} = \sqrt{\left(\frac{\partial A_{isol,e}}{\partial D_{isol,e}}\right)^2 i_{D_{isol,e}}^2 + \left(\frac{\partial A_{isol,e}}{\partial l_{isol}}\right)^2 i_{l_{isol}}^2} \quad (B.7)$$

$$i_{A_{isol,e}} = \sqrt{(\pi l_{isol})^2 i_{D_{isol,e}}^2 + (\pi D_{isol,e})^2 i_{l_{isol}}^2} \quad (B.8)$$

Segundo Incropera et. al (2007), o valor da incerteza para o coeficiente de transferência de calor no isolamento equivale a 20% do valor do próprio coeficiente médio de transferência de calor no isolamento. Portanto, tem-se:

$$i_{\bar{h}_{CN}} = 0,20 \bar{h}_{CN} \quad (B.9)$$

Por fim é possível observar que as incertezas calculadas para a temperatura do isolamento e a temperatura ambiente, são iguais a incerteza dos termopares.

$$i_T = i_{T_{isol,e}} = 0,816 \quad (B.10)$$

B.1.3. Incerteza estimada para a taxa de transferência de calor através da parede.

A Equação B.13 evidencia a incerteza para taxa de transferência de calor através da parede:

$$q_{axial} = k_{vidro} A_{axial,vidro} \left(\frac{\bar{T}_{evap} - \bar{T}_{cond}}{L_{efetivo}} \right) \quad (B.11)$$

$$i_{q_{axial}} = \sqrt{\left(\frac{\partial q_{axial}}{\partial k_{vidro}} \right)^2 i_{k_{vidro}}^2 + \left(\frac{\partial q_{axial}}{\partial A_{axial,vidro}} \right)^2 i_{A_{axial,vidro}}^2 + \left(\frac{\partial q_{axial}}{\partial \bar{T}_{evap}} \right)^2 i_{\bar{T}_{evap}}^2 + \left(\frac{\partial q_{axial}}{\partial \bar{T}_{cond}} \right)^2 i_{\bar{T}_{cond}}^2 + \left(\frac{\partial q_{axial}}{\partial L_{efetivo}} \right)^2 i_{L_{efetivo}}^2} \quad (B.12)$$

$$i_{q_{axial}} \quad (B.13)$$

$$= \sqrt{\left[A_{axial,vidro} \left(\frac{\bar{T}_{evap} - \bar{T}_{cond}}{L_{efetivo}} \right) \right]^2 i_{k_{vidro}}^2 + \left[k_{vidro} \left(\frac{\bar{T}_{evap} - \bar{T}_{cond}}{L_{efetivo}} \right) \right]^2 i_{A_{axial,vidro}}^2 + \left[\frac{k_{vidro} A_{axial,vidro}}{L_{efetivo}} \right]^2 i_{\bar{T}_{evap}}^2 + [-L_{efetivo}]^2 i_{\bar{T}_{cond}}^2 + \left[k_{vidro} A_{axial,vidro} \left(\frac{\bar{T}_{evap} - \bar{T}_{cond}}{L_{efetivo}} \right) \right]^2 i_{L_{efetivo}}^2}$$

onde

$$A_{axial,vidro} = \frac{\pi(D_e^2 - D_i^2)}{4} \quad (B.14)$$

$$i_{A_{axial,vidro}} = \sqrt{\left(\frac{\partial A_{axial,vidro}}{\partial D_e} \right)^2 i_{D_e}^2 + \left(\frac{\partial A_{axial,vidro}}{\partial D_i} \right)^2 i_{D_i}^2} \quad (B.15)$$

$$i_{A_{axial,vidro}} = \sqrt{\left[\frac{\pi D_e}{2} \right]^2 i_{D_e}^2 + \left[-\frac{\pi D_i}{2} \right]^2 i_{D_i}^2} \quad (B.16)$$

$$L_{efetivo} = L_{adiabático} + 0,5(L_{evap} + L_{cond}) \quad (B.17)$$

$$i_{L_{efetivo}} = \sqrt{\left(\frac{\partial L_{efetivo}}{\partial L_{adiabático}} \right)^2 i_{L_{adiabático}}^2 + \left(\frac{\partial L_{efetivo}}{\partial L_{evap}} \right)^2 i_{L_{evap}}^2 + \left(\frac{\partial L_{efetivo}}{\partial L_{cond}} \right)^2 i_{L_{cond}}^2} \quad (B.18)$$

$$i_{L_{efetivo}} = \sqrt{0,25 (i_{L_{evap}}^2 + i_{L_{cond}}^2)} \quad (B.19)$$

Sendo que $i_{k_{vidro}}$ foi estimado pelo simulador, resultando em:

$$i_{k_{vidro}} = 0,015 \quad (B.20)$$

B.1.4. Incerteza estimada para a taxa de transferência de calor para o fluido.

A partir da equação B.23 é possível estimar a incerteza a taxa de transferência de calor para o fluido

$$q_{evap} = q_{rest} - q_{axial} - q_{perd} \quad (B.21)$$

$$i_{q_{evap}} = \sqrt{\left(\frac{\partial q_{evap}}{\partial q_{rest}}\right)^2 i_{q_{rest}}^2 + \left(\frac{\partial q_{evap}}{\partial q_{axial}}\right)^2 i_{q_{axial}}^2 + \left(\frac{\partial q_{evap}}{\partial q_{perd}}\right)^2 i_{q_{perd}}^2} \quad (B.22)$$

$$i_{q_{evap}} = \sqrt{i_{q_{rest}}^2 + i_{q_{axial}}^2 + i_{q_{perd}}^2} \quad (B.23)$$