

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO  
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS**

**Sabrina dos Santos Ferreira**

**Investigação Teórica-Experimental do Desempenho  
Térmico de Tubos de Calor Pulsantes Poliméricos**

**São Carlos**

**2020**



**Sabrina dos Santos Ferreira**

**Investigação Teórica-Experimental do Desempenho  
Térmico de Tubos de Calor Pulsantes Poliméricos**

Tese apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, para obtenção do título de Doutora em Ciências - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Térmica e Fluídos

Orientador: Prof. Dr. Cristiano Bigonha Tibiriçá

**Versão corrigida**  
**(Versão original disponível no Departamento de Engenharia  
Mecânica da EESC-USP.)**

**São Carlos**  
**2020**

AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO,  
POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS  
DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Prof. Dr. Sérgio Rodrigues Fontes da  
EESC/USP com os dados inseridos pelo(a) autor(a).

F368i Ferreira, Sabrina dos Santos  
Investigação Teórica-Experimental do Desempenho  
Térmico de Tubos de Calor Pulsantes Poliméricos /  
Sabrina dos Santos Ferreira; orientador Cristiano  
Bigonha Tibiriçá. São Carlos, 2010.

Tese (Doutorado) - Programa de Pós-Graduação em  
Engenharia Mecânica e Área de Concentração em  
Termociências e Mecânica dos Fluídos -- Escola de  
Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo,  
2010.

1. Tubos de Calor Pulsantes. 2. Tubo de Calor  
Oscilantes. 3. Investigação Teórica-Experimental. 4.  
Escoamento Bifásico. I. Título.

## FOLHA DE JULGAMENTO

Candidata: **SABRINA DOS SANTOS FERREIRA**

Título da tese: "Investigação teórica-experimental do desempenho térmico de tubos de calor pulsantes poliméricos"

Data da defesa: 19/05/2020

### **Comissão Julgadora**

### **Resultado**

Prof. Dr. **Cristiano Bigonha Tibiriça**  
**(Orientador)**

(Escola de Engenharia de São Carlos – EESC/USP)

Aprovado

Prof. Titular **Gherhardt Ribatski**

(Escola de Engenharia de São Carlos – EESC/USP)

Aprovado

Prof. Associado **Leandro Franco de Souza**

(Instituto de Ciências Matemáticas e de Computação – ICMC/USP)

Aprovado

Prof. Dr. **Vicente Luiz Scalon**

(Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho" – Unesp)

Aprovado

Prof. Dr. **Fernando Guimarães Aguiar**

(Instituto Federal de São Paulo – IFSP/USP)

Aprovado

Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica:  
Prof. Associado **Carlos de Marqui Junior**

Presidente da Comissão de Pós-Graduação:  
Prof. Titular **Murilo Araujo Romero**



*Aos meus pais Milton José Gonçalves Ferreira e Ailda dos Santos, a minha irmã Camila dos Santos Ferreira por todo carinho e o apoio de sempre, agradeço por entenderem minha ausência em muitos momentos desde meu ingresso no doutorado até a conclusão desse texto para a defesa.*



## AGRADECIMENTOS

A Deus primeiramente por ter conseguido chegar até o fim desse trabalho de doutorado.

Aos meus pais Milton José Gonçalves e Ailda dos Santos por todo esforço de uma vida e por ter possibilitado meus estudos.

Ao meu esposo Daniel Alexandre Nobre por toda a paciência que teve comigo ao longo desses anos.

Ao meu orientador Prof. Dr. Cristiano Bigonha Tibiriçá da Escola de Engenharia de São Carlos - Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de São Paulo pela orientação e ajuda para completar esse trabalho.

Ao meu amigo Agnaldo Garcia professor de Física na Escola Estadual Dr. Pirajá da Silva em Ribeirão Bonito - SP com quem tive o primeiro contato com a ciência, sendo a minha primeira referência de pesquisador e professor.

Ao Prof. Dr. Leandro Franco de Souza do Instituto de Ciências Matemáticas e de Computação - ICMC da universidade de São Paulo - Campus São Carlos pelo incentivo e apoio na graduação no projeto de iniciação científica despertando em mim o gosto pela pesquisa.

Aos membros da banca de defesa que contribuíram com críticas e sugestões para o aperfeiçoamento deste trabalho: Prof. Dr. Fernando Guimarães Aguiar, Prof. Titular Gherhardt Ribatski, Prof. Associado Leandro Franco de Souza e Prof. Dr. Vicente Luis Scalón.

Aos funcionários do Núcleo de Engenharia Térmica e Fluidos (NETeF), pelos dedicação e grande contribuição para o desenvolvimento desse trabalho: Hélio José Donisete Trebi, Jorge Nicolau dos Santos, Roberto Aparecido Lourenço e Roberto Carlos Pratavieira.

Aos colegas do Heat Transfer Research Group (HTRG): Alex Colmanetti, Álvaro Gardenghi, Bianca Biancardi, Erivelto Santos, Fernando Misina, Fernando Quintino, Gustavo Bochio, Gustavo Matana, Gustavo Ribeiro, Ilvandro Sueth, Johan Castro, Marcel Barbosa, Pedro Vieira, Reza Amini, Richardson Nunes, Rubens Toledo.

As funcionárias da secretária de pós-graduação da Engenharia Mecânica: Elisabeth Maria Alves Alexandre e Iara Alice de Oliveira.

Aos funcionários da Biblioteca Prof. Dr. Sérgio Rodrigues Fontes da Escola de Engenharia de São Carlos (EESC): Eduardo Graziosi Silva, Elena Luzia Palloni Gonçalves, Flávia Helena Cassin e João Francisco Labela.

A bibliotecária Marilza Aparecida Rodrigues Tognetti da Biblioteca da Prefeitura do Campus USP de São Carlos- PUSP-SC-Área 2.

A CAPES - Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior, pelo indispensável apoio financeiro.

À Universidade de São Paulo(USP), à Escola de Engenharia de São Carlos pela estrutura disponibilizada para realização desse trabalho.

Enfim a todos aqueles que de uma maneira ou de outra contribuíram para que este percurso pudesse ser concluído.

*Multa espendio siunt quae signibus ardua videntur - A persistência supera o que os fracos consideram impossível - Públio Cornélio Tácito (55 — 120).*



## RESUMO

FERREIRA, S. S. **Investigação Teórica-Experimental do Desempenho Térmico de Tubos de Calor Pulsantes Poliméricos**. 2020. 239p. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2020.

Tubo de calor pulsante é uma classe de tubos de calor relativamente nova e que não necessita de estrutura capilar individualizada para transporte da fase líquida. Este tem sido considerado como dispositivo promissor no gerenciamento térmico, principalmente no que diz respeito à refrigeração de componentes miniaturizados. Neste contexto, este trabalho teve como objetivo investigar teórica e experimentalmente o desempenho térmico dos tubos de calor pulsantes em função de seus parâmetros geométricos e operacionais. Uma bancada experimental foi desenvolvida de forma a facilitar a variação destes parâmetros, os quais incluíram, diâmetros internos de 1,6 mm e 2,0 mm, inclinação de  $-90^\circ$  a  $+90^\circ$ , número de voltas entre 1 a 80, fração de enchimento de 0 a 100% e temperaturas de evaporação entre 40 a  $60^\circ\text{C}$ . O fluido utilizado foi o R134a e o material da parede do tubo de calor pulsante foi a poliamida, um polímero de baixo custo, flexível e que também permite a visualização dos padrões de escoamento. Modelos de resistência térmica, correlações da literatura, modelos dinâmicos e os limites de operação característicos de tubos de calor foram utilizados para o estudo teórico. Os resultados mostraram que os melhores desempenhos ocorreram com fração de enchimento de 60%, com diferenças de temperatura imposta entre o evaporador e condensador maior que  $30^\circ\text{C}$  e inclinação do tubo de  $+90^\circ$  (evaporador em baixo do condensador). O parâmetro número de voltas mostrou-se importante para reduzir o efeito da gravidade no desempenho destes dispositivos, sendo que valores acima de 40 voltas mostraram menos sensíveis a mudança da inclinação. Valores experimentais de condutividade térmica equivalente alcançaram níveis acima de  $20 \text{ kW/m.K}$ , nas condições de melhor desempenho e resistências térmicas da ordem  $0,25 \text{ }^\circ\text{C/W}$  foram medidas em condições de transporte de calor de 60 W. As correlações para previsão da resistência térmica do tubo de calor pulsante previram os dados experimentais com erro relativo médio absoluto entre 6,3 a 435%, dependendo da correlação utilizada. Novas correlações foram desenvolvidas apresentando desempenho entre 11% e 54%. Complementarmente, a modelagem de resistências térmicas desenvolvida neste trabalho previu os dados experimentais com erro relativo médio absoluto de 24%. De forma geral, este trabalho conseguiu mostrar que tubos de calor pulsantes poliméricos são dispositivos eficientes no transporte de calor e se projetado de forma adequada, podem ser operados em condições diversas, incluindo orientação horizontal, na qual a gravidade não contribui para efeito termossifão.

**Palavras-chave:** Tubo de calor pulsantes poliméricos, Tubo de calor oscilantes, Investigação teórica - experimental, Escoamento bifásico.



## ABSTRACT

FERREIRA, S. S. **A Theoretical- Experimental Investigation on the Thermal Performance of Polymeric Pulsating Heat Pipes.** 2020. 239p. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2020.

Pulsating heat pipe is a relatively new class of heat pipes that requires no individualized capillary structure for liquid phase transport. Such pipes have been considered promising devices for thermal management, especially regarding the cooling of miniaturized components. This doctoral thesis addresses a theoretical and experimental investigation on the thermal performance of pulsating heat pipes in function of their geometrical and operational parameters. An experimental bench specially designed enabled variations in such parameters, which included 1.6 mm and 2.0 mm internal diameters, + 90° to -90° inclination, 1 to 80 turns, 0 to 100% filling ratio, and 40 to 60 °C evaporation temperatures. The fluid used was R134a and polyamide, which is a low-cost and flexible material, was used on the wall of the pipes for the visualization of the flow patterns. The theoretical study was based on thermal resistance models, literature correlations, dynamic models, and the operating limits characteristic of heat pipes. According to the results, the best performances were achieved at 60% filling ratio, temperature differences between evaporator and condenser higher than 30 °C, and 90 ° pipe inclinations (evaporator below condenser). The number of turns reduced the effect of gravity on the devices, and values above 40 turns were less sensitive to changes in inclination. Experimental values of equivalent thermal conductivity reached levels above 20 kW/m.K, under the best performing conditions, and 0.25 °C/W thermal resistances were measured under 60W heat transport conditions. Correlations of the heat resistance of the pipes predicted experimental data with 6.3 and 435% absolute mean relative error, depending on the correlation used. New correlations developed showed performance between 11% and 54%. Complementarily, the thermal resistance modeling predicted experimental data with 24% absolute mean relative error. Overall, the polymeric pulsating heat pipes proved efficient heat-transport devices and, if properly designed, can be operated under various conditions, including horizontal orientation, in which gravity does not contribute to the thermosiphon effect.

**Keywords:** Polymeric pulsating heat pipe, Oscillating heat pipe, Theoretical - Experimental investigation, Two phase - flow.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Esquema de um tubo de calor típico. . . . .	39
Figura 2 – Estruturas de bombeamento capilar utilizadas em tubos de calor. . . . .	40
Figura 3 – Tubo de calor utilizado no resfriamento de computadores. . . . .	41
Figura 4 – Gerenciamento térmico de smartphones via tubo de calor. . . . .	41
Figura 5 – Tubos de calor acoplado a estrutura do satélite. . . . .	41
Figura 6 – Estrutura de um termossifão bifásico. . . . .	42
Figura 7 – Termossifões utilizados no resfriamento do oleoduto Trans Alaska. . . . .	42
Figura 8 – Diferentes tipos de tubo de calor pulsantes proposto por Akachi (1990). . . . .	43
Figura 9 – Estrutura típica de um tubo de calor pulsante. . . . .	44
Figura 10 – Principias configurações dos tubos de calor pulsantes. . . . .	44
Figura 11 – Refrigerador compacto para componentes eletrônicos utilizando tubos de calor pulsantes. . . . .	47
Figura 12 – Radiador térmico utilizando tubos de calor pulsantes do tipo placa plana. . . . .	48
Figura 13 – Aparato experimental utilizando tubo de calor pulsante. . . . .	49
Figura 14 – Tubo de calor pulsante em placa plana. . . . .	50
Figura 15 – Condutividade térmica efetiva para testes no solo e em órbita. . . . .	50
Figura 16 – Aparato experimental . . . . .	51
Figura 17 – Tubo de calor pulsante flexível . . . . .	52
Figura 18 – Modelo para a resistência térmica de um tubo de calor pulsante. . . . .	55
Figura 19 – Condutividade térmica efetiva para diferentes níveis de potência de entrada . . . . .	59
Figura 20 – Condutividade térmica efetiva para diferentes inclinações utilizando fração de enchimento igual a 66,1%. . . . .	60
Figura 21 – Mapa do padrão de escoamento na posição horizontal(0°). . . . .	61
Figura 22 – Efeito do diâmetro na resistência térmica utilizando água e o etanol, com fração de enchimento igual a 50%. . . . .	65
Figura 23 – Resistência térmica para diferentes diâmetro com etanol com fração de enchimento igual a 60%. . . . .	66
Figura 24 – Número de mérito das fases líquida e vapor para diferentes fluidos de trabalho. . . . .	70
Figura 25 – Desempenho térmico em função da fração de enchimento do etanol na posição assistida pela gravidade (+90°). . . . .	72
Figura 26 – Fluxo de calor para o tubo de calor pulsante com diâmetro interno $D_i=2,03$ mm. . . . .	73
Figura 27 – Influência do número de voltas utilizando água com fração de enchimento igual a 50%. . . . .	74

Figura 28 – Resistência térmica em função do número de voltas e da orientação. . . . .	74
Figura 29 – Tendência fenomenológica típica para um dispositivo com fração de enchimento na faixa de 50% - 70% para a água, etanol e R123. . . . .	75
Figura 30 – Resistência térmica em função da potência de entrada. . . . .	76
Figura 31 – Resistência térmica em função do calor de entrada, para tubo de cobre com diâmetro interno igual a 1,2 mm, 40 voltas, com água e fração de enchimento igual a 50%. . . . .	77
Figura 32 – Resistência térmica para diferentes inclinações utilizando etanol com fração de enchimento igual a 70% em tubo de cobre com diâmetro interno igual a 2,0 mm e 13 voltas. . . . .	78
Figura 33 – Efeito da inclinação utilizando amônia com fração de enchimento igual a 50%, em um tubo de vidro de diâmetro interno igual a 2,0 mm e 6 voltas. . . . .	78
Figura 34 – Resistência térmica em função do ângulo de inclinação, para potência de 50 W, diâmetro interno igual a 2,0 mm e 12 voltas. . . . .	79
Figura 35 – Resistência térmica em função da potência de entrada para as diferentes orientações. . . . .	80
Figura 36 – Voos Parabólicos . . . . .	81
Figura 37 – <i>Large Diameter Centrifuge (LDC)-European Space Agency (ESA)</i> . . . . .	81
Figura 38 – Resistência térmica equivalente em gravidade normal e micro-gravidade, para tubo de cobre com diâmetro interno igual a 1,1 mm, preenchido com FC-72 e 32 voltas. . . . .	82
Figura 39 – Resistência térmica em gravidade normal para a posição vertical assistida pela gravidade (+90°) e a horizontal(0°). . . . .	83
Figura 40 – Resistência térmica em função do calor de entrada no solo, para tubo de cobre de diâmetro interno igual a 1,65 mm, 12 voltas, preenchido com FC-72 e fração de enchimento igual a 50%. . . . .	84
Figura 41 – Transição entre hiper e microgravidade: ativação do regime pistonado. . . . .	85
Figura 42 – Padrões de escoamento em dutos verticais a) Bolhas, b) Pistonado, c) Agitante e d) Anular. . . . .	86
Figura 43 – Bolha de Taylor unitária proposta por Wallis (1969) . . . . .	86
Figura 44 – Esquema do padrão anular. . . . .	87
Figura 45 – Padrões de escoamento em dutos horizontal, a) Bolhas, b) Ondulado, c) Pistonado, d) Pistonado, bolha alongada, e) Estratificado e f) Anular. . . . .	87
Figura 46 – Nucleação e formação de bolhas de Taylor na posição vertical assistida pela gravidade (+90°) com potência de entrada igual a 50W e fração de enchimento igual a 60% no evaporador. . . . .	88
Figura 47 – Padrões de escoamento obtidos por Xian et al. (2014). . . . .	89

Figura 48 – Padrões de escoamento utilizando água com nano partículas de óxido de cobre CuO. . . . .	90
Figura 49 – Evolução dos padrões de escoamento no condensador com diferentes diâmetros em 100 W e $\Delta t=0,012$ s. . . . .	91
Figura 50 – Comparação do fluxo de calor experimental e o valor previsto. . . . .	93
Figura 51 – Comparação do fluxo de calor experimental, $\dot{q}_{exp}$ , e o valor previsto, $\dot{q}_{prev}$ . . . . .	95
Figura 52 – Transformada rápida de Fourier (FFT) para o sinal de pressão em 50 W. . . . .	97
Figura 53 – Análise do sinal de pressão no condensador, no solo na posição vertical assistida pela gravidade (+90°), para potência de entrada igual a 60W. . . . .	97
Figura 54 – Análise do sinal de pressão no condensador na posição horizontal(0°) no solo para potência de entrada igual a 60 W. . . . .	98
Figura 55 – Transformada rápida de Fourier do sinal de temperatura a) Com água deionizada e b) Com óxido de cobre CuO . . . . .	98
Figura 56 – Transformada rápida de Fourier do sinal de pressão que representa seu espectro de frequência para potência de entrada variando de 50 W a 100 W. . . . .	99
Figura 57 – Limites operacionais dos tubos de calor convencionais. . . . .	100
Figura 58 – Limites operacionais dos tubos de calor pulsantes. . . . .	104
Figura 59 – Distribuição de pressão em um tubo de calor pulsante. . . . .	106
Figura 60 – Influência da fração de enchimento $\Phi$ no deslocamento do pistão de líquido utilizando água, $L_t= 30,48$ cm, $T_{op} = 60^\circ$ C, $D= 1,65$ mm. . . . .	108
Figura 61 – Influência do diâmetro interno deslocamento do pistão de líquido utilizando água, $L_t= 30,48$ cm, $T_{op} = 60^\circ$ C, $\Phi = 50\%$ . . . . .	109
Figura 62 – Influência do número de voltas, $N$ e da fração de enchimento $\varphi$ no deslocamento, $x(m)$ e na velocidade, $v(m/s)$ . . . . .	111
Figura 63 – Influência da fração de enchimento, $\phi$ , no deslocamento dos pistões de líquido, $x(m)$ utilizando R123, $L = 304,8$ mm, $T_{op} = 30^\circ$ C, $D = 1,4$ mm, $\Delta T = 5$ K . . . . .	113
Figura 64 – Influência do diâmetro no deslocamento dos pistões de líquido utilizando R123, $L = 304,8$ mm, $T_{op} = 30^\circ$ C, $Fr= 50\%$ , $\Delta T = 5$ K. . . . .	113
Figura 65 – Influência da fração de enchimento $\Phi$ na velocidades dos pistões de líquido utilizando R123, $L = 304,8$ mm, $T_{op} = 30^\circ$ C, $D = 1,65$ mm, $\Delta T = 5$ K. . . . .	114
Figura 66 – Influência do diâmetro, $D$ , na velocidade, $v(m/s)$ dos pistões de líquido utilizando R123, $L = 304,8$ mm, $T_{op} = 30^\circ$ C, $FR= 50\%$ , $\Delta T = 5$ K. . . . .	114
Figura 67 – Modelo para previsão do movimento oscilatório do tubo de calor pulsante. . . . .	115
Figura 68 – Deslocamento, $x(m)$ , de um pistão de líquido, para tubo com 2 voltas, fração de enchimento igual a 65% utilizando etanol para diferentes potências de entrada. . . . .	116

Figura 69 – Comparação entre os resultados obtidos por Gursel et al. (2015) e Mameli, Marengo e Khandekar (2012). . . . .	117
Figura 70 – Volume de controle do $i^{\text{ésimo}}$ pistão de líquido. . . . .	117
Figura 71 – Deslocamento do 1° pistão de líquido. . . . .	118
Figura 72 – Efeito do diâmetro interno no deslocamento do 1° pistão de líquido. . .	119
Figura 73 – Diagrama esquemático e sistema de coordenadas para o processo de transferência de calor por evaporação em filme líquido em um canal. . .	120
Figura 74 – Diferentes modelos para filme líquido dinâmico. . . . .	122
Figura 75 – Modelo da transferência de calor proposto no evaporador e no condensador.	122
Figura 76 – Deslocamento dos pistões de líquido, efeito do diâmetro na performance do tubo de calor pulsante e efeito da temperatura do evaporador. . . .	124
Figura 77 – Modelo proposto por Das et al. (2010) . . . . .	125
Figura 78 – Simulação dos resultados para evaporador com comprimento igual a 0,15 m, seção adiabática de 0,17 m, com n-pentano e tubo de vidro de diâmetro igual 2,0 mm. . . . .	127
Figura 79 – $i^{\text{ésima}}$ bolha de vapor nos $N_{e,i}$ evaporadores e seus filmes líquidos. . . .	127
Figura 80 – Solução numérica para a distribuição de temperatura ao longo do tubo de calor pulsante com diâmetro igual a 5,0 mm preenchido com água. .	129
Figura 81 – Oscilações caóticas no tubo de calor pulsante com temperatura do evaporador igual a $45^{\circ}\text{C}$ , do condensador igual a $25^{\circ}\text{C}$ , com água a fração de enchimento igual a 55%, espessura do filme líquido igual a $\delta_f = 40\mu\text{m}$ com para tubo com diâmetro igual a 5,0 mm. . . . .	130
Figura 82 – Regimes de oscilação em tubos de calor pulsantes. . . . .	130
Figura 83 – Transferência de calor no evaporador e condensador. . . . .	131
Figura 84 – Neurônio artificial . . . . .	132
Figura 85 – Rede neural artificial tipo <i>feedward</i> de camadas múltiplas . . . . .	132
Figura 86 – Comparação dos resultados simulados obtidos no trabalho de Pouryousefi e Zhang(2018) e os resultados experimentais obtidos por Shafii et al.(2010). . . . .	136
Figura 87 – Resistência térmica para tubo de calor pulsante com diâmetro interno igual a 2 mm. . . . .	137
Figura 88 – Tubos de poliamida PA6-Nylon 6. . . . .	139
Figura 89 – Configurações dos tubos de calor pulsantes. . . . .	140
Figura 90 – Configurações com única voltas na seção adiabática e multivoltas seção diabática. . . . .	141
Figura 91 – Configurações com multivoltas na seção adiabática. . . . .	141
Figura 92 – Bancada na posição vertical assistida pela gravidade( $+90^{\circ}$ ). . . . .	142
Figura 93 – Bancada na posição vertical não assistida pela gravidade( $-90^{\circ}$ ). . . .	143
Figura 94 – Bancada experimental na inclinação de $+60^{\circ}$ . . . . .	144

Figura 95 – Desenho esquemático da bancada experimental na posição horizontal( $0^\circ$ ).	144
Figura 96 – Conexão para preenchimento do tubo . . . . .	146
Figura 97 – Procedimento para fazer o vácuo no tubo . . . . .	146
Figura 98 – Preenchimento do tubo de calor pulsante . . . . .	147
Figura 99 – Balança utilizada para pesar o tubo de calor pulsante . . . . .	147
Figura 100 – Balanço de energia na água dentro do reservatório do evaporador do tubo de calor pulsante . . . . .	149
Figura 101 – Bancada experimental para obtenção dos sinal de temperatura e pressão na posição vertical assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ). . . . .	151
Figura 102 – Tubo de calor pulsante com 40 voltas na seção adiabática, na posição vertical assistida pela gravidade( $+90^\circ$ ). . . . .	152
Figura 103 – Bancada experimental sem utilização de tubo de calor pulsante. . . . .	157
Figura 104 – Resistência térmica sem utilização de tubo de calor pulsante. . . . .	158
Figura 105 – Faixa das frações de enchimento na posição vertical assistida pela gravidade( $+90^\circ$ ) com $D_i = 2,0$ mm, R134a com volta única na seção adiabática e multivoltas voltas seção diabática(20 voltas). . . . .	160
Figura 106 – Efeito do diâmetro interno no desempenho do tubo de calor pulsante utilizando R134a com fração de enchimento igual a 60% na vertical assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ) com volta única na seção adiabática e na seção diabática. . . . .	161
Figura 107 – Efeito do número de voltas no desempenho do tubo de calor pulsante com $D_i = 1,6$ mm, utilizando R134a com fração de enchimento igual a 60%, na vertical assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ) com multivoltas na seção adiabática (1, 10, 20, 40 e 80 voltas). . . . .	162
Figura 108 – Efeito do número de voltas no desempenho do tubo de calor pulsante com $D_i = 2, 0$ mm, utilizando R134a com fração de enchimento igual a 60% na vertical assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ) com multivoltas na seção adiabática (1, 5, 10, 20 e 40 voltas). . . . .	163
Figura 109 – Efeito do número de voltas no desempenho térmico do tubo de calor pulsante com $D_i = 1,6$ mm, utilizando R134a com fração de enchimento igual a 60% na vertical não assistida pela gravidade ( $-90^\circ$ ) com multivoltas na seção adiabática(40 e 80 voltas). . . . .	164
Figura 110 – Efeito do número de voltas na resistência térmica do tubo de calor pulsante com $D_i = 2,0$ mm, utilizando R134a com fração de enchimento igual a 60% na vertical não assistida pela gravidade ( $-90^\circ$ ) com multivoltas na seção adiabática (20 e 40 voltas). . . . .	165

Figura 111 – Efeito do número de voltas no desempenho do tubo de calor pulsante com $D_i = 1,6$ mm, utilizando R134a com fração de enchimento igual a 60% na horizontal ( $0^\circ$ ) com multivoltas na seção adiabática (40 e 80 voltas). . . . .	166
Figura 112 – Efeito do número de voltas no desempenho térmico do tubo de calor pulsante com $D_i = 2,0$ mm, utilizando R134a com fração de enchimento igual a 60% na horizontal ( $0^\circ$ ) com multivoltas na seção adiabática (20 e 40 voltas). . . . .	167
Figura 113 – Efeito do número de voltas no desempenho do tubo de calor pulsante com $D_i = 2.0$ mm, utilizando R134a com fração de enchimento igual a 60% vertical assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ) com única volta na seção adiabática e multivoltas na seção diabática (1, 5 e 10 voltas). . . . .	168
Figura 114 – Efeito do número de voltas no desempenho do tubo de calor pulsante com $D_i = 2,0$ mm, utilizando R134a com fração de enchimento igual a 60% vertical não assistida pela gravidade ( $-90^\circ$ ) com única volta na seção adiabática e multivoltas na seção diabática (5 e 10 voltas). . . . .	169
Figura 115 – Efeito do número de voltas no desempenho do tubo de calor pulsante com $D_i = 2,0$ mm, utilizando R134a com fração de enchimento igual a 60% horizontal ( $0^\circ$ ) com única volta na seção adiabática e multivoltas na seção diabática (5 e 10 voltas). . . . .	170
Figura 116 – Efeito do ângulo de inclinação no desempenho do tubo de calor pulsante com $D_i = 2,0$ mm, utilizando R134a com fração de enchimento igual a 60%, com única volta na seção adiabática. . . . .	172
Figura 117 – Resistência térmica do tubo de calor pulsante com $D_i = 2,0$ mm em função da inclinação, utilizando R134a com fração de enchimento igual a 60% com única volta na seção adiabática e multivolta na seção diabática (2 voltas). . . . .	173
Figura 118 – Resistência térmica do tubo de calor pulsante com $D_i = 2,0$ mm em função da inclinação, utilizando R134a com fração de enchimento igual a 60% com única volta seção adiabática e multivoltas na seção diabática (10 voltas). . . . .	174
Figura 119 – Sinais de referência para a temperatura nos tubos de calor pulsantes com diferentes números de voltas, $N$ , na seção adiabática para o caso do tubo de calor pulsante sem operar. . . . .	175
Figura 120 – Sinais de referência para a pressão com tubo de calor pulsante com diferentes números de voltas, $N$ , na seção adiabática para o caso do tubo de calor pulsante sem operar. . . . .	176

Figura 121 – Sinais de Temperatura para a posição horizontal ( $0^\circ$ ) para tubo de calor pulsante com diferentes números de voltas, $N$ , na seção adiabática, $T_e = 60^\circ\text{C}$ e $T_c = 0^\circ\text{C}$ . . . . .	177
Figura 122 – Sinais de pressão para a posição horizontal ( $0^\circ$ ) para tubo de calor pulsante com $N=40$ voltas na seção adiabática, $T_e = 60^\circ\text{C}$ e $T_c = 0^\circ\text{C}$ . . . . .	178
Figura 123 – Sinais de pressão para a posição horizontal ( $0^\circ$ ) para tubo de calor pulsante com $N = 80$ voltas na seção adiabática, $T_e = 60^\circ\text{C}$ e $T_c = 0^\circ\text{C}$ . . . . .	179
Figura 124 – Sinais de Temperatura para a posição vertical assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ) para tubo de calor pulsante com diferentes números de voltas, $N$ , na seção adiabática, temperatura do evaporador, $T_e = 60^\circ\text{C}$ , e temperatura do condensador, $T_c = 0^\circ\text{C}$ . . . . .	180
Figura 125 – Sinais de pressão para a posição vertical assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ) para tubo de calor pulsante com $N=40$ voltas na seção adiabática. . . . .	181
Figura 126 – Sinais de pressão para a posição vertical assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ) para tubo de calor pulsante com $N=80$ voltas. . . . .	182
Figura 127 – Sinais de Temperatura para a posição vertical assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ) para tubo de calor pulsante com diferentes números de voltas na seção adiabática, com temperatura do evaporador, $T_e = 60^\circ\text{C}$ , e temperatura do condensador, $T_c = 0^\circ\text{C}$ . . . . .	183
Figura 128 – Sinais de pressão para a posição vertical não assistida pela gravidade ( $-90^\circ$ ) para tubo de calor pulsante com $N=40$ voltas, com temperatura do evaporador, $T_e = 60^\circ\text{C}$ , e temperatura do condensador, $T_c = 0^\circ\text{C}$ . . . . .	184
Figura 129 – Sinais de pressão para a posição vertical não assistida pela gravidade ( $-90^\circ$ ) para tubo de calor pulsante com $N=80$ voltas na seção adiabática, com temperatura do evaporador, $T_e = 60^\circ\text{C}$ , e temperatura do condensador, $T_c = 0^\circ\text{C}$ . . . . .	185
Figura 130 – Tubo de calor pulsante com 40 voltas na posição vertical assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ) com fração de enchimento $FR= 60\%$ e diâmetro 1,6 mm. . . . .	186
Figura 131 – Tubo de calor pulsante com 40 voltas na posição vertical não assistida pela gravidade ( $-90^\circ$ ) com fração de enchimento $FR= 60\%$ e diâmetro 1,6 mm. . . . .	187
Figura 132 – Tubo de calor pulsante com 40 voltas na posição horizontal ( $0^\circ$ ) com fração de enchimento $FR= 60\%$ e diâmetro 1,6 mm. . . . .	187
Figura 133 – Tubo de calor pulsante com 80 voltas na posição assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ) com fração de enchimento $FR= 60\%$ e diâmetro 1,6 mm. . . . .	188
Figura 134 – Tubo de calor pulsante com 80 voltas na posição vertical não assistida pela gravidade ( $-90^\circ$ ) com fração de enchimento $FR= 60\%$ e diâmetro 1,6 mm. . . . .	188

Figura 135–Tubo de calor pulsante com 80 voltas na posição horizontal( $0^\circ$ ) com fração de enchimento $FR= 60\%$ e diâmetro 1,6 mm. . . . .	189
Figura 136–Limite superior para o diâmetro interno em função da temperatura de operação utilizando R134a, com ângulo de contato, $\theta_{contato} = 7^\circ$ . . . . .	191
Figura 137–Limite inferior proposto por Dobson e Harms(1999), para o diâmetro interno utilizando-se R134a. . . . .	192
Figura 138–Diâmetros mínimos na posição vertical assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ) baseado no trabalho de Qu, Wang e Sun (2016). . . . .	193
Figura 139–Diâmetros mínimos na posição horizontal( $0^\circ$ ) baseado no trabalho de Qu, Wang e Sun (2016). . . . .	193
Figura 140–Limites de transporte para tubo de calor utilizando água proposto por Nemeč, Čaja e Malachó(2013). . . . .	194
Figura 141–Fatores limitantes transporte para o R134a na vertical assistida pela gravidade( $+90^\circ$ ) com 80 voltas na seção adiabática e diâmetro igual a 1,6 mm, proposto por Drolen e Smoot (2017). . . . .	195
Figura 142–Limites do tubo de calor pulsante para o R134a e fração de enchimento igual a $FR=60\%$ . . . . .	196
Figura 143–Comparação entre o Kutateladze experimental, $Ku_{exp}$ , e o número de Kutateladze, $Ku_{prev}$ , baseado na correlação, Eq.(6.5), na posição horizontal( $0^\circ$ ). . . . .	199
Figura 144–Resistência térmica da seção adiabática, $R_{lvTCP}$ , utilizando diâmetro interno igual a 1,6 mm, $FR=60\%$ e R134a na posição horizontal( $0^\circ$ ). . . . .	199
Figura 145–Resistência térmica da seção adiabática, $R_{lvTCP}$ utilizando diâmetro interno igual a 2,0 mm, $FR=60\%$ e R134a na posição horizontal( $0^\circ$ ). . . . .	200
Figura 146–Comparação entre o Kutateladze experimental, $Ku_{exp}$ , e o número de Kutateladze, $Ku_{prev}$ , baseado na correlação Eq.(6.14), $Ku_{prev}$ na posição vertical assistida pela gravidade( $+90^\circ$ ). . . . .	202
Figura 147–Resistência térmica da seção adiabática, $R_{lvTCP}$ utilizando diâmetro interno igual a 1,6 mm, $FR=60\%$ e R134a na posição vertical assistida pela gravidade( $+90^\circ$ ). . . . .	203
Figura 148–Resistência térmica da seção adiabática, $R_{lvTCP}$ utilizando diâmetro interno igual a 2,0 mm, com 20 voltas na seção adiabática, $FR=60\%$ e R134a na posição vertical assistida pela gravidade( $+90^\circ$ ). . . . .	203
Figura 149–Comparação entre as resistências na posição horizontal( $0^\circ$ ) com diferentes diâmetros internos $D_i$ e número de voltas, $N$ , na seção adiabática. . . . .	204
Figura 150–Comparação entre as resistências na posição vertical assistida pela gravidade( $+90^\circ$ ) com diferentes diâmetros internos $D_i$ e número de voltas, $N$ , na seção adiabática. . . . .	205
Figura 151–Circuito equivalente para as resistências térmicas . . . . .	207

Figura 152 – Comparação entre as resistências térmicas e condutividades térmicas efetivas para tubo de calor pulsante na posição vertical assistida pela gravidade (+90°) com única volta na seção adiabática, diâmetro igual a 2,0 mm utilizando com R134a e fração de enchimento igual a 60%. . . . .	209
Figura 153 – Comparação entre as resistências térmicas e condutividades térmicas efetivas para tubo de calor pulsante na posição vertical assistida pela gravidade (+90°) com multivoltas volta na seção adiabática(80 voltas), diâmetro igual a 1,6 mm utilizando com R134a e fração de enchimento igual a 60%. . . . .	210
Figura 154 – Comparação entre as resistências térmicas e condutividades térmicas efetivas para tubo de calor pulsante na posição vertical não assistida pela gravidade (−90°) com multivoltas volta na seção adiabática(80 voltas), diâmetro igual a 1,6 mm utilizando com R134a e fração de enchimento igual a 60%. . . . .	210
Figura 155 – Comparação entre as resistências térmicas e condutividades térmicas efetivas para tubo de calor pulsante na posição horizontal (0°) com multivoltas volta na seção adiabática(40 voltas), diâmetro igual a 1,6 mm utilizando com R134a e fração de enchimento igual a 60%. . . . .	211
Figura 156 – Comparação entre as resistências térmicas do tubo de calor pulsante na posição horizontal (0°) com multivoltas volta na seção adiabática(40 voltas), diâmetro igual a 1,6 mm utilizando com R134a e fração de enchimento igual a 60%. . . . .	213
Figura 157 – Comparação entre as resistências térmicas do tubo de calor pulsante na posição vertical assistida pela gravidade (+90°) com multivoltas volta na seção adiabática(80 voltas), diâmetro igual a 1,6 mm utilizando com R134a e fração de enchimento igual a 60%. . . . .	213
Figura 158 – Deslocamento do pistão $x(m)$ do pistão de líquido baseado nos modelos dinâmicos propostos por Ma, Hanlon e Chen (2006) e Rao, Gupta e Ramanarasimha (2014) para diâmetro igual a 1,6 mm. . . . .	214
Figura 159 – Velocidade $v(m/s)$ do pistão de líquido baseado nos modelos dinâmicos propostos por Ma, Hanlon e Chen (2006) e Rao, Gupta e Ramanarasimha (2014) para diâmetro igual a 1,6 mm. . . . .	214
Figura 160 – Deslocamento do pistão $x(m)$ do pistão de líquido baseado nos modelos dinâmicos propostos por Ma, Hanlon e Chen (2006) e Rao, Gupta e Ramanarasimha (2014) para diâmetro igual a 2,0 mm. . . . .	215
Figura 161 – Velocidade $v(m/s)$ do pistão de líquido baseado nos modelos dinâmicos propostos por Ma, Hanlon e Chen (2006) e Rao, Gupta e Ramanarasimha (2014) para diâmetro igual a 2,0 mm. . . . .	215

Figura 162–Variação de pressão, $\Delta p$ , baseado nos modelos dinâmicos propostos por Ma, Hanlon e Chen (2006) e Rao, Gupta e Ramanarasimha (2014) para diâmetro igual a 1,6 mm. . . . .	216
Figura 163–Influências das forças, $F_i$ de inércia, da força viscosa, $F_{visc}$ e da força associada a pressão de vapor, $F_v$ no desempenho do tubo de calor pulsante, com R134a na vertical assistida pela gravidade(+90°) com 1 voltas na seção adiabática e diâmetro igual a 2,0 mm. . . . .	217

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Características das estruturas de bombeamento capilar utilizadas em tubos de calor. . . . .	40
Tabela 2 – Transição entre os regimes de escoamento e os adimensionais. . . . .	62
Tabela 3 – Resistência térmica utilizando R123, com fração de enchimento igual a 50% e potência igual a 300W. . . . .	64
Tabela 4 – Faixas de temperaturas dos fluidos de trabalho . . . . .	68
Tabela 5 – Faixas de temperaturas dos fluidos de trabalho a 1 atm. . . . .	69
Tabela 6 – Performace térmica dos tubos de calor pulsantes, para $T_e = 120^\circ\text{C}$ e fração de enchimento igual a 61,4%. . . . .	119
Tabela 7 – Modelos de redes neurais para tubos de calor pulsantes . . . . .	133
Tabela 8 – Características do tubos de poliamida PA6-Nylon 6. . . . .	139
Tabela 9 – Características de todas as configurações testadas. . . . .	145
Tabela 10 – Valores obtidos na calibração - 1. . . . .	153
Tabela 11 – Índice de precisão de calibração $S_i$ , graus de liberdade $df$ , erro sistemático $B_1$ , percentil t-Student, $t_{95}$ , e incerteza para cada termopar $U$ . . . . .	154
Tabela 12 – Valores de correção para os termopares. . . . .	154
Tabela 13 – Variáveis de entrada, $X_i$ e suas respectivas incertezas, $\delta X_i$ . . . . .	155
Tabela 14 – Cálculo dos valores do erro relativo associado a $Q_{TCP}$ . . . . .	156
Tabela 15 – Cálculo dos valores $\delta R_{lvTCP}/R_{lvTCP}(100\%)$ . . . . .	156
Tabela 16 – Cálculo dos valores $\delta k_{efTCP}/k_{efTCP}(100\%)$ . . . . .	157
Tabela 17 – Diâmetros mínimos na posição vertical assistida pela gravidade(+90°) baseado no trabalho de Qu, Wang e Sun (2016). . . . .	192
Tabela 18 – Diâmetros mínimos na posição horizontal(0°) baseado no trabalho de Qu, Wang e Sun (2016). . . . .	193
Tabela 19 – Fluxo de calor máximo, $\dot{q}_{m\acute{a}x}$ para os casos estudados neste trabalho. . . . .	197
Tabela 20 – Faixa de valores dos adimensionais usados para gerar a correlação, Eq.(6.14), na posição vertical assistida pela gravidade(+90°). . . . .	202
Tabela 21 – Valores do erro médio absoluto $\epsilon$ para os casos de estudo. . . . .	206
Tabela 22 – Valores das resistências térmicas para o caso do para tubo de calor pulsante na posição vertical assistida pela gravidade (+90°), com 1 e 80 voltas na seção adiabática, com diâmetro igual a 2,0 mm utilizando R134a e fração de enchimento igual a 60%. . . . .	211
Tabela 23 – Resistências térmicas axiais na parede do tubo de calor pulsante $R_{axial,par,t}$	212



## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABS	Acrylonitrile Butadiene Styrene
CLPHP	Closed Loop Pulsating Heat Pipe(Tubo de calor pulsante fechado)
COP	Coefficient of Performance(Coeficiente de desempenho)
EER	Energy Efficiency Ratio(Índice de eficiência de energia)
EES	Engineering Equation Solver
ESA	European Space Agency(Agência espacial europeia)
FFT	Fast Fourier Transformed(Transformada rápida de Fourier)
HP	Heat Pipe(Tubo de calor)
HTS	High Temperature Superconduction(Super condutor em altas temperaturas)
NBS	National Bureau of Standards
LDC	Large Diameter Centrifuge(Centrífuga de grande diâmetro)
OLPHP	Open Loop Pulsating Heat Pipe(Tubo de calor pulsante aberto)
PHP	Pulsating Heat Pipe(Tubo de calor pulsante)
SRWF	Self-Rewetting Fluid(Fluidos auto-molhantes)
VOF	Volume of Fluid(Volume do fluido)
TCP	Tubo de Calor Pulsante



## LISTA DE SÍMBOLOS

$-90^\circ$	Posição vertical não assistida pela graviade (evaporador em cima)
$0^\circ$	Posição horizontal
$+90^\circ$	Posição vertical assistida pela gravidade (evaporador embaixo)
$a$	Aceleração [m/s <sup>2</sup> ]
$A$	Área [m <sup>2</sup> ]
$A_e$	Área de transferência de calor no evaporador [m <sup>2</sup> ]
$A_{ext}$	Área externa do tubo de calor pulsante [m <sup>2</sup> ]
$A_p$	Área da parede do tubo de calor pulsante [m <sup>2</sup> ]
$A_{trans}$	Área transversal [m <sup>2</sup> ]
$A_{trans,total}$	Área transversal total [m <sup>2</sup> ]
$A_v$	Área da seção transversal do núcleo do vapor [m <sup>2</sup> ]
$A_w$	Área da seção transversal da estrutura porosa [m <sup>2</sup> ]
Bd	Número de Bond [-], $Bd = \frac{\vec{g} \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot D^2}{\sigma}$
Bo	Número de ebulição [-], $Bo = \frac{\dot{q}}{(G \cdot h_{lv})}$
Ca	Número de capilaridade [-], $Ca = \frac{\mu \cdot v}{\sigma}$
$C_N$	Número de condensadores [-]
Co	Número de confinamento [-], $Co = \frac{1}{D} \sqrt{\frac{\sigma}{\vec{g} \cdot (\rho_l - \rho_v)}}$
CO	Número de convecção [-], $CO = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,8} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5}$
$c_p$	Calor específico a pressão constante [J/kg · K]
$c_v$	Calor específico a volume constante [J/kg · K]
$D$	Diâmetro do tubo [m]
$D_b$	Diâmetro das bolhas [m]
$D_{crit,max}$	Diâmetro crítico máximo [m]

$D_{crit,min}$	Diâmetro crítico mínimo [m]
$d_f$	Graus de liberdade [-]
$D_i$	Diâmetro interno do tubo [m]
$f$	Frequência [Hz], Frequência de nucleação de bolhas [Hz]
$F_{cap}$	Força capilar [N]
$F_i$	Força inercial [N]
$F_{motriz}$	Força motriz [N]
FR	Fração de enchimento ( <i>Filling ratio</i> ) [-]
Fr	Número de Froude [-], $Fr = \frac{G^2}{\rho_l^2 \cdot g \cdot D}$
$F_v$	Força devido a pressão do vapor [N]
$F_{visc}$	Força viscosa [N]
$\vec{g}$	Aceleração da gravidade [m/s <sup>2</sup> ]
G	Velocidade mássica [kg/m <sup>2</sup> · s]
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção [W/m <sup>2</sup> · K]
$h_c$	Coefficiente de transferência de calor para a condensação [J/kg]
$h_e$	Coefficiente de transferência de calor para a evaporação [J/kg]
$h_{lo}$	Coefficiente de transferência de calor monofásico [J/kg]
$h_{lv}$	Calor latente de vaporização [J/kg]
j	Velocidade superficial [m/s]
Ja	Número de Jakob [-], $Ja = \frac{c_p \cdot \Delta T}{h_{lv}}$
k	Condutividade térmica [W/m · K, W/m · °C]
K	Permeabilidade da estrutura porosa [m <sup>2</sup> ], Curvatura do menisco [m]
Ka	Número de Karmann [-], $Ka = \frac{\rho \cdot \Delta p \cdot D_i^2}{\mu^2 \cdot L_{ef}}$
$k_{ef}$	Condutividade térmica efetiva [W/m · °C]
$k_{efTCP}$	Condutividade térmica efetiva do tubo de calor pulsante [W/m · °C]
$k_{eftotTCP}$	Condutividade térmica efetiva total do tubo de calor pulsante [W/m · °C]

$k_{efTOTTCP,mod}$	Condutividade térmica efetiva total modelada do tubo de calor pulsante [W/m·°C]
Ku	Número de Kutateladze [-], $Ku = \frac{\dot{q}}{h_{lv} \cdot \rho_v^{0,5} [\sigma \cdot \bar{g} \cdot (\rho_l - \rho_v)]^{0,25}}$
L	Distância entre o evaporador e o condensador [m], Comprimento [m]
$L_1$	Comprimento do filme líquido no evaporador [m]
$L_2$	Comprimento do filme líquido no condensador [m]
$La$	Número de Laplace [-], $La = \frac{\rho \cdot \sigma \cdot D}{\mu^2}$
$L_c$	Comprimento do condensador [m]
$L_e$	Comprimento do evaporador [m]
$L_{ef}$	Comprimento efetivo [m]
$L_o$	Comprimento de Laplace [m], $L_o = \sqrt{\frac{\sigma}{\bar{g} \cdot (\rho_l - \rho_v)}}$
m	Massa [kg]
Ma	Número de Mach [-], $Ma = \frac{v}{v_{som}}$
$\dot{m}_e$	Vazão mássica no evaporador [kg/m <sup>2</sup> ·s]
$\dot{m}_x$	Vazão mássica local na posição x [kg·m/s]
N	Número de voltas [-], Número de calibrações [-], Número de canais [-]
$N_a$	Número de sítios de nucleação ativos [-]
$N_c$	Densidade de micro cavidades [-]
$NM_l$	Número de mérito da fase líquida [W/m <sup>2</sup> ]
$NM_v$	Número de mérito da fase vapor [kg <sup>0,75</sup> ·m <sup>0,75</sup> /W <sup>2</sup> ·s <sup>2,25</sup> ]
$N_p(d)$	Número de pixels associado a distância d [-]
$N_p(D)$	Número de pixels associado a distância D [-]
Nu	Número de Nusselt [-], $Nu = \frac{h \cdot k}{D}$
P	Potência [W]
p	Peso [N]
$p_d$	Pressão de disjunção [N/m <sup>2</sup> ]

Pr	Número de Prandtl [-], $Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k}$
Q	Potência de entrada [W]
$\dot{q}$	Fluxo de calor [W/m <sup>2</sup> ]
$Q_{amb}$	Perda de calor para o ambiente [W]
r	Raio do tubo [m]
R	Raio do tubo [m]
$\bar{R}$	Constante universal dos gases [J/kg·K]
$R_t$	Resistência térmica [K/W, °C/W]
Ra	Número de Rayleigh [-], $Ra = \left( \frac{\tilde{g} \cdot \beta \cdot (\Delta T)^3}{\nu} \right) \cdot Pr$
$R_{axial,par,t}$	Resistência térmica axial da parede do tubo [°C/W]
$R_c$	Resistência térmica do condensador [°C/W]
$R_{conv,ext,c}$	Resistência térmica de convecção externa do condensador [°C/W]
$R_{conv,ext,e}$	Resistência térmica de convecção externa do evaporador [°C/W]
$R_{conv,int,c}$	Resistência térmica de convecção interna do condensador [°C/W]
$R_{conv,int,e}$	Resistência térmica de convecção interna do evaporador [°C/W]
$R_e$	Resistência térmica do evaporador [°C/W]
Re	Número de Reynolds [-], $Re = \frac{\rho \cdot D}{\mu}$
$R_{lvTCP}$	Resistência térmica da região adiabática [°C/W]
$r_n$	Raio de nucleação [m]
$R_{par,c}$	Resistência térmica da parede do condensador [°C/W]
$R_{par,e}$	Resistência térmica da parede do evaporador [°C/W]
$R_{totTCP}$	Resistência térmica total do tubo de calor pulsante [°C/W]
$R_{totTCP,mod}$	Resistência térmica total modelada do tubo de calor pulsante [°C/W]
$r_v$	Raio do núcleo de vapor [m]
$R_\infty$	Resistência térmica do ambiente [°C/W]
s	Coordenada do menisco [m]

$S_1$	Precisão da calibração [°C]
$s_i$	Desvio padrão [-]
$t$	Tempo [s]
$t_{95}$	Percentil da distribuição t-Student [-]
$T$	Temperatura [°C], Período [s]
$T_{\text{água},c}$	Temperatura da água dentro do reservatório do condensador [°C]
$T_{\text{água},e}$	Temperatura da água dentro do reservatório do evaporador [°C]
$T_c$	Temperatura do condensador [°C]
$T_e$	Temperatura do evaporador [°C]
$T_{int,c}$	Temperatura interna do fluido no condensador [°C]
$T_{int,e}$	Temperatura externa do fluido no evaporador [°C]
$T_{op}$	Temperatura de operação [°C]
$T_{par,ext,c}$	Temperatura da parede externa do condensador [°C]
$T_{par,int,c}$	Temperatura da parede interna do condensador [°C]
$T_{par,ext,e}$	Temperatura da parede externa do evaporador [°C]
$T_{par,int,e}$	Temperatura da parede interna do evaporador [°C]
$T_{real}$	Temperatura real [°C]
$T_v$	Temperatura do vapor [°C]
$U$	Incerteza da calibração [°C]
$U_T$	Velocidade da bolha de Taylor [m/s]
$U_{L,B}$	Velocidade do líquido na bolha de Taylor [m/s]
$U_{L,S}$	Velocidade do líquido no pistão de líquido [m/s]
$U_{V,B}$	Velocidade do vapor na bolha de Taylor [m/s]
$U_{V,S}$	Velocidade do vapor no pistão de líquido [m/s]
$v$	Vapor, velocidade [m/s]
$V$	Volume [m <sup>3</sup> ]

$v_{som}$	Velocidade do som [m/s]
W	Trabalho [J]
We	Número de Weber[-], $We = \frac{G^2 \cdot D}{\sigma \cdot \rho}$
x	Titulo de vapor [-], deslocamento [m]
X	Parâmetro de Martinelli
z	Posição axial [m]

### ***Letras Gregas***

$\alpha$	Fração de vazio [-]
$\beta$	Coefficiente de expansão [-]
$\gamma$	Fração de vaporação [-]
$\delta$	Espessura do filme líquido [m]
$\Delta p$	Perda de pressão [Pa]
$\Delta p_{atrito}$	Perda de pressão devido o atrito [Pa]
$\Delta p_{curva}$	Perda de pressão devido as curvas do tubo [Pa]
$\Delta p_{grav}$	Perda de pressão devido a gravidade [Pa]
$\Delta p_{motriz}$	Perda de pressão motriz [Pa]
$\Delta T$	Diferença de temperatura [°C]
$\Delta t_{\Delta T=2^\circ C}$	Intervalo de tempo para a variação de 2° C da temperatura da água no reservatório do evaporador [s]
$\epsilon$	Erro médio absoluto, $\epsilon = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \frac{ X_{exp} - X_{prev} }{ X_{prev} }$
$\zeta$	Fator de amortecimento [-]
$\eta$	Eficiência [-]
$\theta$	Ângulo de contato [°], Inclinação do tubo de calor pulsante [°]
$\lambda_{30\%}$	Fração dos resultados com erro inferior a 30% [-]
$\lambda_{ef}$	Condutividade térmica efetiva do material da estrutura porosa [W/m.K]

$\mu$	Viscosidade dinâmica [N·s/m <sup>2</sup> ]
$\nu$	Viscosidade cinemática [m <sup>2</sup> /s]
$\pi$	3,14
$\rho$	Densidade [kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	Tensão superficial [N/m]
$\Phi$	Fração de enchimento [-]
$\tau$	Tensão de cisalhamento [N/m <sup>2</sup> ]
$\varphi$	Fração de enchimento [-]
$\psi$	Função marcadora[-]
$\omega_d$	Frequência de amortecimento [Hz]
$\omega_n$	Frequência natural de oscilação [Hz]

### ***Subscritos***

a	Adiabática
amb	Ambiente
avan	Avanço
b	Bolha
bif	Bifásico
c	Consensador, condensação
cap	Capilar
conv	Convecção
crit	Crítico
e	Evaporador, evaporação
ef	Efetivo
ent	Entranhamento
eq	Equivalente

exp	Experimental
ext	Externo
fc	Fluxo de calor
grav	Gravidade
i	Interno
int	Interno
ivap	Inércia do vapor
lo	Somente líquido( <i>Liquid only</i> )
m	Menisco
motriz	Motriz
par	Parede
prev	Previsto
R	Reduzida
rec	Recuo
sat	Saturação
son	Sônico
t	Total, tubo
tot	Total
trans	Transversal
v	Vapor
vis	Viscoso

## SUMÁRIO

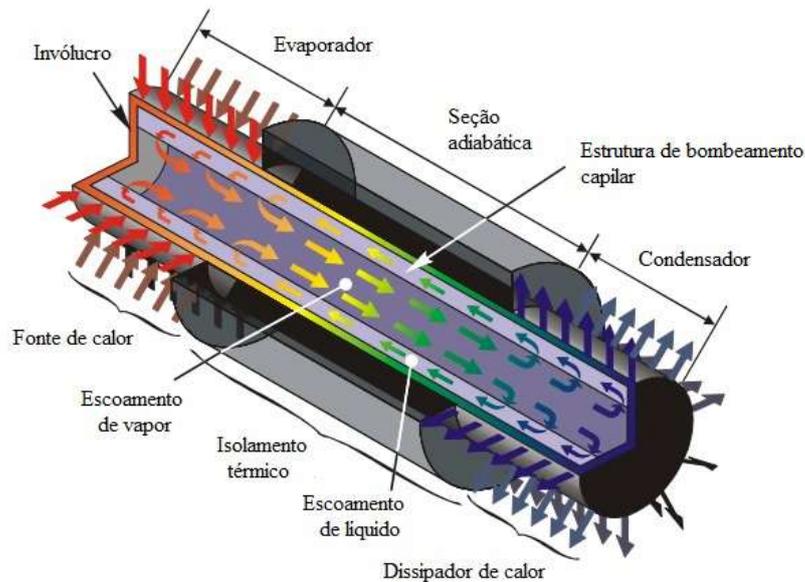
<b>1</b>	<b>Introdução</b>	<b>39</b>
1.1	Objetivos	52
1.2	Descrição dos capítulos	53
<b>2</b>	<b>Revisão Bibliográfica Fundamental</b>	<b>55</b>
2.1	Conceito de resistência térmica	55
2.1.1	Resistência térmica total em tubos de calor pulsantes.	56
2.2	Condutividade térmica efetiva	58
2.3	Parâmetros que influenciam o desempenho dos tubos de calor pulsantes	60
2.3.1	Influência do diâmetro interno do tubo de calor pulsante	61
2.3.2	Influência do fluido de trabalho	66
2.3.3	Influência da fração de enchimento( <i>Filling Ratio-FR</i> )	71
2.3.4	Influência do número de voltas	72
2.3.5	Influência do calor de entrada	75
2.3.6	Efeito do ângulo de inclinação no desempenho do tubo de calor pulsante	76
2.3.7	Efeito da variação do campo gravitacional no desempenho do tubo de calor pulsante	81
2.4	Padrões de escoamento em tubos de calor pulsantes	85
2.5	Correlações para a transferência de calor em tubos de calor pulsantes	92
2.6	Resposta térmica transiente em tubos de calor pulsantes	96
2.7	Limites operacionais dos tubos de calor pulsantes	100
<b>3</b>	<b>Modelos Matemáticos para Tubos de Calor Pulsantes</b>	<b>105</b>
3.1	Movimento oscilatório dos tubos de calor pulsantes	105
3.2	Sistema massa-mola-amortecedor composto por um único elemento	106
3.3	Sistema massa-mola-amortecedor composto por múltiplos elementos	115
3.4	Modelagem de tubos de calor pulsante utilizando diferenças finitas	117
3.5	Modelos para transferência de calor baseados no filme líquido.	120
3.6	Emprego do conceito de redes neurais artificiais.	131
3.7	Comportamento caótico do tubo de calor pulsante	134
3.8	Método do volume de fluido( <i>Volume of fluid method-Vof</i> )	136
<b>4</b>	<b>Método Experimental</b>	<b>139</b>
4.1	Material dos tubos de calor pulsantes	139
4.2	Configurações dos tubo de calor pulsantes	140
4.3	Descrição da bancada experimental	142
4.4	Carregamento do fluido de trabalho no tubo de calor pulsante	146
4.5	Procedimento experimental para obtenção dos resultados	148

4.6	Redução dos dados experimentais . . . . .	148
4.7	Resposta térmica transiente do tubo de calor pulsante . . . . .	150
4.8	Obtenção dos padrões de escoamento . . . . .	151
4.9	Calibração das medidas de temperatura . . . . .	152
4.10	Incertezas experimentais . . . . .	154
4.11	Validação do funcionamento do tubo de calor pulsantes . . . . .	157
<b>5</b>	<b>Resultados Experimentais . . . . .</b>	<b>159</b>
5.1	Fração de enchimento ótima . . . . .	159
5.2	Influência do diâmetro interno . . . . .	160
5.3	Influência do número de voltas . . . . .	162
5.4	Influência dos ângulos de inclinação . . . . .	171
5.5	Resposta térmica transiente do tubo de calor pulsante . . . . .	175
5.6	Padrões de escoamento . . . . .	186
<b>6</b>	<b>Análise de modelos e dados experimentais . . . . .</b>	<b>191</b>
6.1	Análise dos limites superior e inferior do diâmetros internos do tubo de calor pulsante . . . . .	191
6.2	Ánalise dos limites de operação . . . . .	194
6.3	Proposição de nova correlação para resistência térmica da seção adiabática na posição horizontal( $0^\circ$ ) . . . . .	197
6.4	Proposição de nova correlação para resistência térmica da seção adiabática na posição vertical assistida pela gravidade( $+90^\circ$ ) . . . . .	200
6.5	Análise das correlações para resistência térmica da seção adiabática . . . . .	204
6.6	Modelagem da resistência térmica total dos tubos de calor pulsantes . . . . .	207
6.7	Modelos dinâmicos . . . . .	214
<b>7</b>	<b>Conclusão . . . . .</b>	<b>219</b>
7.1	Sugestão de trabalhos futuros . . . . .	222
	<b>Referências . . . . .</b>	<b>223</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Segundo Faghri (2014), o tubo de calor (*Heat Pipe - HP*) é um dispositivo capaz de transportar quantidades elevadas de calor através de uma pequena seção transversal por distâncias consideráveis, com baixa diferença de temperatura entre as suas extremidades quente e fria (evaporador e condensador, respectivamente). Por ser um dispositivo passivo, não há a necessidade de fornecimento de trabalho para o bombeamento do fluido de trabalho. O esquema típico de um tubo de calor é constituído por um evaporador, um condensador, uma seção adiabática e comumente, apresenta uma estrutura de bombeamento capilar. A Fig. 1 apresenta o esquema de um tubo de calor típico.

Figura 1 – Esquema de um tubo de calor típico.

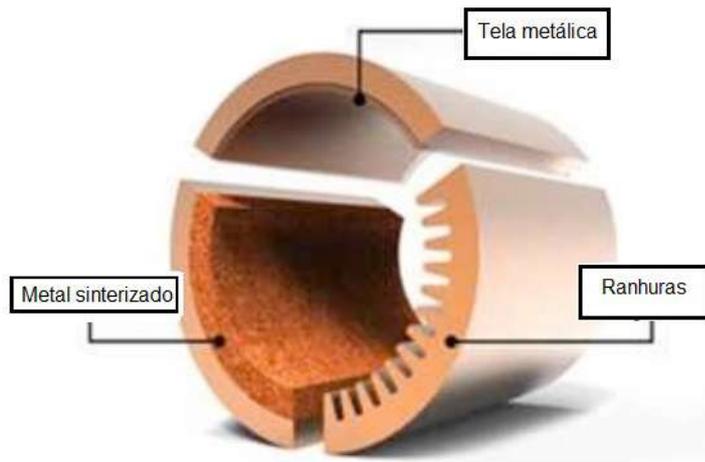


Fonte: Adaptado de Faghri (2014, p. 2).

O princípio de funcionamento do tubo de calor baseia-se em um ciclo bifásico fechado, no evaporador o fluido contido na estrutura de bombeamento capilar é aquecido até evaporar, e devido ao aumento da pressão de vapor escoam em direção ao condensador. No condensador ocorre a rejeição do calor, assim o fluido condensado é então conduzido ao evaporador devido as forças capilares existentes na estrutura de bombeamento capilar, fechando assim um ciclo.

De acordo com Faghri (2014) as estruturas de bombeamento capilar são desenvolvidas com o objetivo de otimizar o desempenho do tubo de calor, os principais tipos de são ranhuras, tela metálica e metais sinterizados. Essas estruturas apresentam o benefício de serem relativamente simples de projetar, fabricar e instalar. A Fig. 2 apresenta as principais estruturas de bombeamento capilares utilizadas em tubos de calor, e a Tab. 1 apresenta as principais características de cada tipo.

Figura 2 – Estruturas de bombeamento capilar utilizadas em tubos de calor.



Fonte: Adaptada de Celsia (2018).

Tabela 1 – Características das estruturas de bombeamento capilar utilizadas em tubos de calor.

Tipo do meio poroso	Bombeamento capilar	Condutividade térmica	Permeabilidade
Ranhura	Baixa	Alta	Alta
Tela metálica	Alta	Alta	Média
Metal sinterizado	Alta	Média	Baixa

Fonte: Faghri (2014).

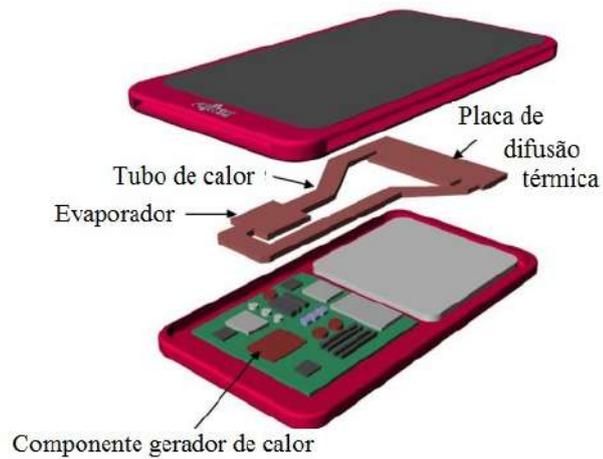
As principais aplicações dos tubo de calor são o resfriamento de computadores, apresentado na Fig. 3, smartphones, apresentado na Fig. 4 e satélites, apresentado na Fig. 5.

Figura 3 – Tubo de calor utilizado no resfriamento de computadores.



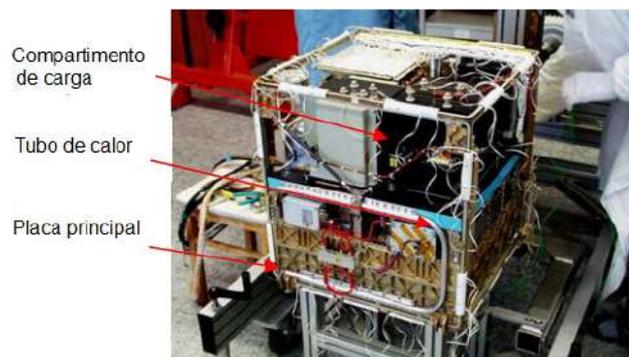
Fonte: Wikipedia.

Figura 4 – Gerenciamento térmico de smartphones via tubo de calor.



Fonte: Adaptado de Shioga e Mizuno (2015, p. 50).

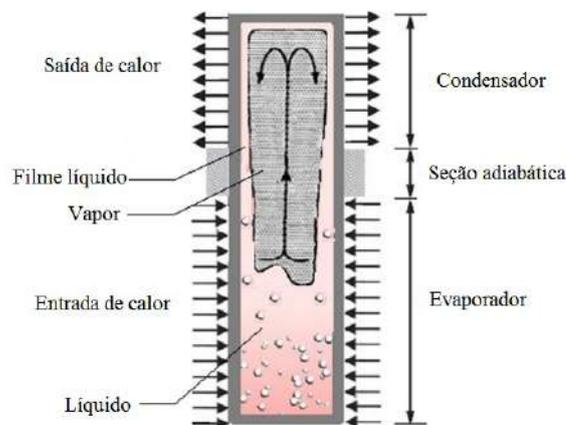
Figura 5 – Tubos de calor acoplado a estrutura do satélite.



Fonte: Adaptado de Lura, Biering e Lötzke (2005).

Os termossifões bifásicos, Fig. 6, assim como os tubos de calor, são dispositivos utilizados no gerenciamento térmico, a diferença básica entre eles, é a ausência da estrutura de bombeamento capilar nos termossifões. Os termossifões são dispositivos assistidos pela gravidade, ou seja, o evaporador deve localizar-se abaixo do condensador, para possibilitar o retorno do líquido do condensador para o evaporador devido a ação da gravidade. Nos tubos de calor a existência da estrutura de bombeamento permite o funcionamento em qualquer direção, pois, o líquido retorna para o evaporador através da estrutura de bombeamento capilar. A Fig. 7 apresenta termossifões sendo utilizados no resfriamento do oleoduto Trans Alaska.

Figura 6 – Estrutura de um termossifão bifásico.



Fonte: Adaptada de Jafari et al. (2017, p.166).

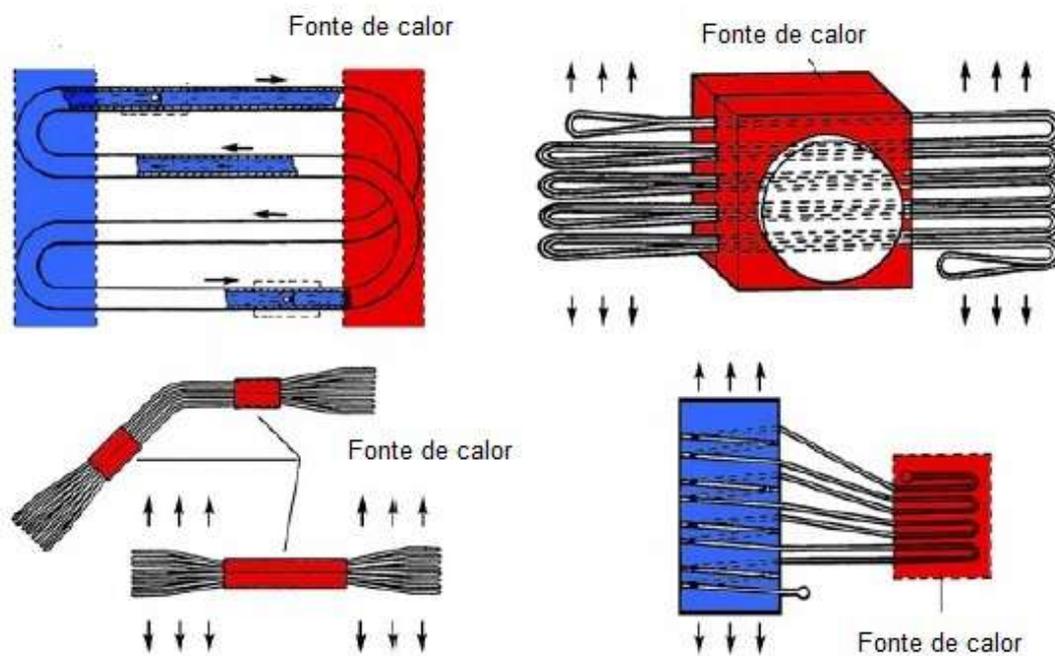
Figura 7 – Termossifões utilizados no resfriamento do oleoduto Trans Alaska.



Fonte: Adaptada de Galuzzi (2005).

A aplicação de tubos de calor e termossifões bifásicos no resfriamento de componentes eletrônicos vêm sendo estudada e aplicada a vários anos. Tubos de calor pulsantes são uma classe de tubo de calor relativamente nova, considerados um dispositivo promissor no gerenciamento térmico, principalmente no que diz respeito à refrigeração de componentes miniaturizados. Akachi (1990), propôs esse novo dispositivo cujo mecanismo de funcionamento é baseado na transferência de calor devido o movimento oscilatório das bolhas de vapor e dos pistões de líquido dispostos alternadamente ao longo do tubo. A Fig. 8 apresenta os diferentes tipos de tubo de calor pulsantes propostos por Akachi (1990).

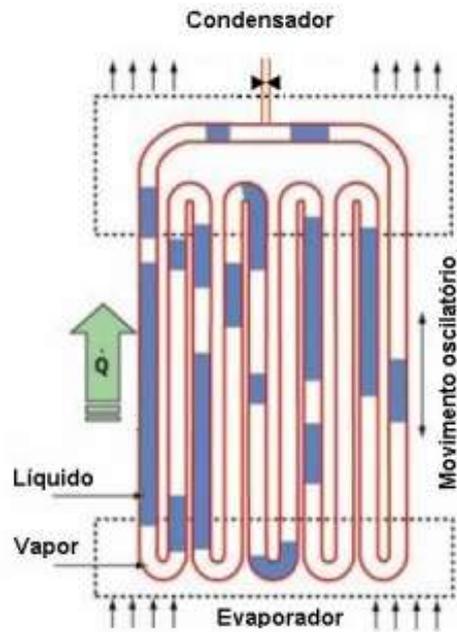
Figura 8 – Diferentes tipos de tubo de calor pulsantes proposto por Akachi (1990).



Fonte: Adaptada de Khandekar (2004, p.19).

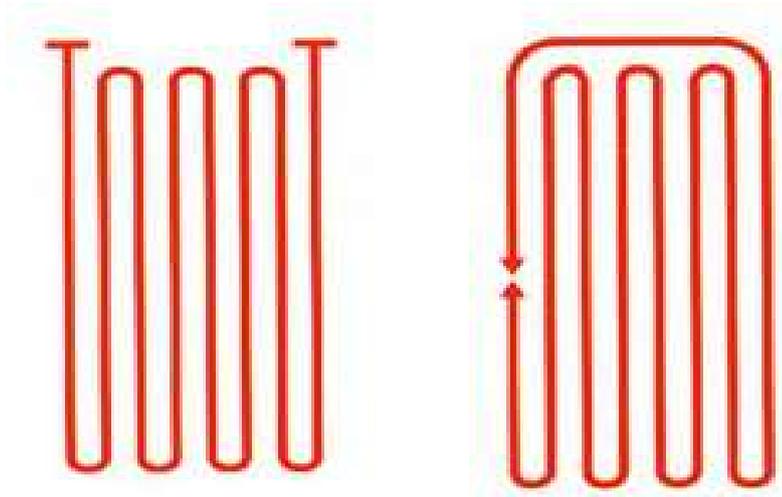
Os tubos de calor pulsantes apresentam as estruturas típicas de um tubo de calor, um evaporador, um condensador e a seção adiabática, como podemos observar na Fig.10. Em tubos de calor pulsantes não há a estrutura de bombeamento capilar individualizada para transporte da fase líquida como ocorre em tubos de calor, nesse dispositivo a estrutura de bombeamento capilar é a própria tubulação, servindo concomitantemente para o transporte da fase líquida e da fase vapor.

Figura 9 – Estrutura típica de um tubo de calor pulsante.



Fonte: Adaptada de Charoensawan et al. (2003, p.2011).

Figura 10 – Principias configurações dos tubos de calor pulsantes.



(a) Circuito aberto

(b) Circuito fechado

Fonte: Adaptado de Charoensawan et al. (2003, p.2011).

No circuito aberto (*Open Loop Pulsating Heat Pipe-OLPHP*) apresentado na Fig. 10a, o movimento do fluido de trabalho se restringe a pulsante. No circuito fechado (*Closed Loop Pulsating Heat Pipe-CLPHP*) apresentado na Fig. 10b, o movimento do fluido

de trabalho pode ser circulante ou pulsante. De acordo com Zhang e Faghri (2015) em geral, o tubo de calor pulsante com circuito fechado, Fig. 10b, oferece o melhor desempenho, porque há um aumento da velocidade de circulação do fluido de trabalho e aumento da transferência de calor.

Conforme Ochterbeck (2003) em tubos de calor convencionais, a fase líquida circula ao longo do tubo devido as forças capilares, em tubos de calor pulsantes o fluido de trabalho (fase líquida e vapor) oscila na direção axial e esse movimento pulsante é devido ao fenômeno de mudança de fase (evaporação e condensação). De acordo com Akachi e Polasek (1995), quando um tubo capilar é submetido ao aumento de temperatura, o fluido de trabalho evapora ocasionando aumento na pressão do vapor, assim as bolhas na região do evaporador crescem, empurrando a coluna de líquido em direção ao condensador, devido a diminuição da temperatura do fluido de trabalho no condensador haverá uma diferença de pressão maior entre as duas extremidades. Por causa da interconexão dos tubos, o movimento dos pistões de líquido e das bolhas de vapor em direção ao condensador proporciona o movimento dos pistões de líquido e das bolhas de vapor em direção ao evaporador, funcionando como uma força restauradora. A interação entre a força motriz e a força restauradora leva à oscilação das bolhas de vapor e dos pistões de líquido na direção axial. Espera-se que a frequência e a amplitude da oscilação sejam dependente do fluxo de calor e da fração de enchimento no tubo devido ao escoamento bifásico com mudança de fase.

A formação das bolhas de vapor e dos pistões de líquido em um tubo de calor pulsante dependem da razão entre a tensão superficial,  $\sigma$ , e a gravidade,  $\vec{g}$ . Essa relação é caracterizada pelo número de Bond ( $Bd$ ), definido de acordo com a Eq.(1.1),

$$Bd = \frac{\vec{g} \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot D_i^2}{\sigma} \quad (1.1)$$

De acordo com Thome e Concolini (2017), altos valores para o número de Bond ( $Bd$ ), Eq.(1.1), indicam que o escoamento bifásico é fortemente afetado pela gravidade,  $\vec{g}$ , e pouco afetado pela tensão superficial,  $\sigma$ . Baixos valores para o número de Bond ( $Bd$ ), Eq.(1.1), indicam que o efeito da força gravitacional e da tensão superficial são pequenos.

O diâmetro interno,  $D_i$ , está limitado superiormente pelo diâmetro crítico máximo,  $D_{crit,max}$ , e limitado inferiormente pelo diâmetro crítico mínimo,  $D_{crit,min}$ , de acordo com a Eq.(1.2),

$$D_{crit,min} \leq D_i \leq D_{crit,max} \quad (1.2)$$

Se o diâmetro interno do tubo for muito maior que o diâmetro crítico máximo, ou seja, ( $D_i \gg D_{crit,max}$ ) o efeito da tensão superficial,  $\sigma$ , é reduzido e o fluido de trabalho estratifica devido a força da gravidade e as oscilações cessam. Segundo Khandekar et al. (2004), diâmetros internos muito acima do diâmetro crítico mudarão a operação

fenomenológica do dispositivo tornando-se um termosifão bifásico. Se o diâmetro interno do tubo apresentar valores menores ou iguais que o valor do diâmetro crítico máximo, ou seja, ( $D_i \leq D_{crit,max}$ ) haverá circulação do fluido de trabalho com a formação de pistões de líquido e das bolhas de vapor (PACHGHARE, MAHALLE e KHEDKAR, 2012). Se o diâmetro interno do tubo for muito menor que o diâmetro crítico máximo, ou seja, ( $D_i \ll D_{crit,max}$ ), haverá grande perda de carga e o tubo de calor pulsante tende a operar de forma ineficiente.

Em seu trabalho Akachi, Polasek e Stulc (1996) definiram o diâmetro crítico máximo,  $D_{crit,max}$ , de acordo com a Eq.(1.3),

$$D_{crit,max} = 2,0 \sqrt{\frac{\sigma}{\vec{g} \cdot (\rho_l - \rho_v)}} \quad (1.3)$$

Com relação ao limite crítico mínimo,  $D_{crit,min}$ , o trabalho de Dobson e Harms (1999) é considerado uma importante referência, nesse trabalho os autores propuseram o limite inferior para o diâmetro interno,  $D_{crit,min}$ , dos tubos de calor pulsantes, de acordo com a Eq.(1.4),

$$D_{crit,min} = 0,7 \sqrt{\frac{\sigma}{\vec{g} \cdot (\rho_l - \rho_v)}} \quad (1.4)$$

O tubo de calor pulsante apresenta a vantagem de não precisar da estrutura de bombeamento capilar individualizada para transporte da fase líquida, apresenta funcionamento passivo, complexidade de fabricação baixa, podendo operar com fluxos de calor mais altos devido a inexistência da estrutura de bombeamento capilar para o transporte da fase líquida e diferentemente de um termosifão bifásico pode operar eficientemente em orientações não verticais.

De acordo com a literatura tubos de calor pulsantes já são utilizados em diversas áreas, como por exemplo, no aquecimento solar (RITTIDECH e WANNAPAKNE, 2007), na refrigeração de componentes eletrônicos (MAYDANIK; DMITRIN; PASTUKHOV, 2009), em sistemas de ar-condicionado tipo *split* (SUPIRATTANAKUL; RITTIDECH; BUBPHACHOT, 2011), em radiadores (HEMADRI; GUPTA; KHANDEKAR, 2011), em sistemas de dessalinização (ABAD et al., 2013), em veículos híbridos (BURBAN et al., 2013), em células combustíveis (CLEMENT e WANG, 2013), no controle térmico de bobina de eletroímã supercondutor em alta temperatura (NATSUME et al., 2013), aplicações espaciais (ANDO et al., 2018) e em veículos elétricos (CHI; CHUNG; RHI, 2018).

No trabalho de Rittidech e Wannapakne (2007) um coletor solar utilizando tubo de calor pulsante fechado de cobre, de diâmetro interno igual a 3,0 mm preenchido com R134a fração de enchimento igual a 50% com 18 voltas foi utilizado. A eficiência do coletor solar foi calculado como sendo a razão entre o calor trocado pela água (Q), a área da placa

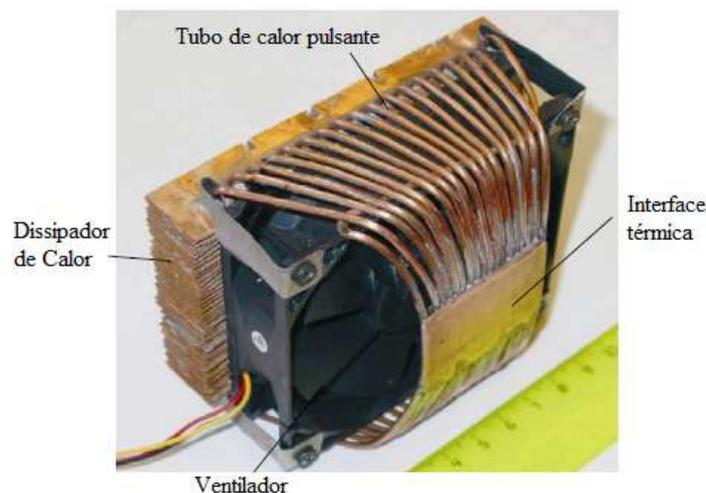
coletora (A) e a irradiação térmica (I), de acordo com a Eq.(1.5),

$$\eta = \frac{Q}{A \cdot I} \quad (1.5)$$

Os resultados mostraram uma eficiência de cerca de 62% maior, quando comparado com o coletor solar utilizando tubo de calor.

Maydanik, Dmitrin e Pastukhov (2009) desenvolveram um refrigerador compacto para chips eletrônicos utilizando tubos de calor pulsantes, como mostrado na Fig.11. Um tubo de cobre com diâmetro interno igual a 1,2 mm e externo igual a 2,0 mm com 17 voltas preenchido com metanol e R141b com fração de enchimento igual a 65% e água com fração igual a 60% foi utilizado nos experimentos. Os resultados demonstraram que o máximo fluxo de calor dissipado foi igual a 125 W/cm<sup>2</sup> com o metanol como fluido de trabalho e a resistência térmica obtida foi igual 0,6°C/W.

Figura 11 – Refrigerador compacto para componentes eletrônicos utilizando tubos de calor pulsantes.



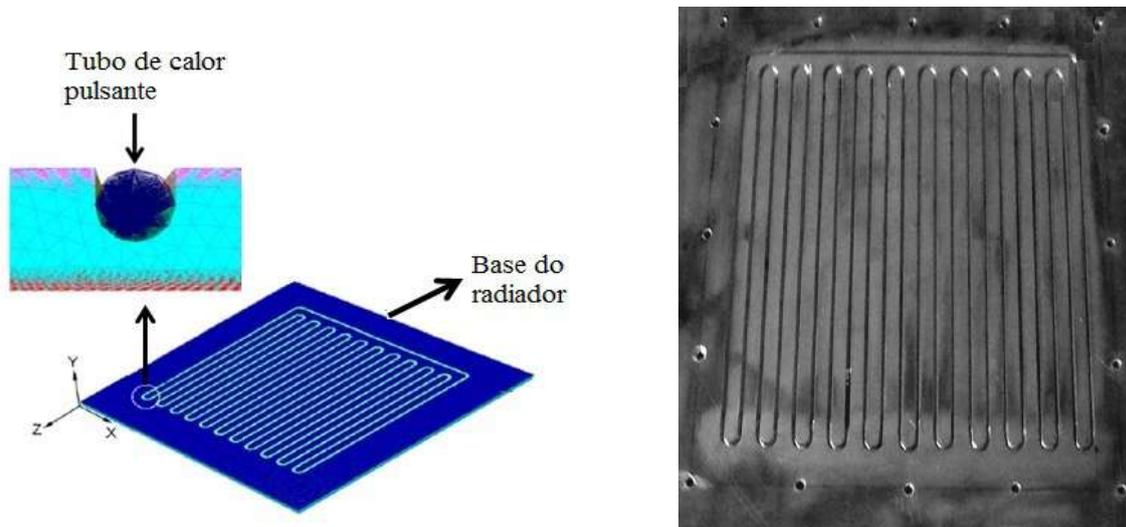
Fonte: Adaptada de Maydanik, Dmitrin e Pastukhov (2009, p.3513).

Supirattanakul, Rittidech e Bubphachot (2011) utilizaram tubos de calor pulsantes do tipo fechado para o estudo do consumo de energia no sistema de ar-condicionado do tipo *split*. Um tubo de cobre com diâmetro interno igual a 2,03 mm preenchido com R134a, fração de enchimento igual a 50%, com 56 voltas foi acoplado a um ar-condicionado de 16.000 BTU/h. A eficiência do sistema foi medida em função do EER (*Energy Efficiency Ratio*-Índice de Eficiência de Energia) e do COP (*Coefficient of Performance*-Coeficiente de Desempenho). Os resultados indicaram aumento de 14,9% e 17,6% no valor do COP e do EER, respectivamente, o máximo fluxo de calor dissipado foi igual a 5,19 kW/m<sup>2</sup> temperatura igual a 27°C.

Hemadri, Gupta e Khandekar (2011) realizaram um estudo experimental sobre

radiadores térmicos utilizando tubos de calor pulsantes do tipo placa plana, com o objetivo de explorar potenciais aplicações desse dispositivo em setores espaciais. A placa do radiador foi feita de alumínio com dimensões iguais a  $350\text{ mm} \times 350\text{ mm} \times 5\text{ mm}$ , um tubo de cobre com diâmetro interno igual a  $0,2\text{ mm}$  e externo igual a  $3,0\text{ mm}$  e 11 voltas foi inserido nas ranhuras fresadas. A Fig. 12 apresenta o tubo de calor pulsante em placa plana utilizado na refrigeração de radiadores térmicos. Os resultados utilizando etanol com fração de enchimento igual a 60% indicaram que a resistência térmica apresentou valor igual a  $0,5\text{ W/K}$  para potência de entrada igual a  $140\text{ W}$ . O estudo indicou que a condutividade térmica efetiva da estrutura com tubo de calor pulsante embutido é da ordem de  $400\text{ W/m.K}$  a  $2300\text{ W/m.K}$  dependendo das condições de operação.

Figura 12 – Radiador térmico utilizando tubos de calor pulsantes do tipo placa plana.



(a) Desenho esquemático do tubo de calor pulsante do tipo placa plana.

(b) Foto da base do radiador.

Fonte: Adaptada de Hemadri, Gupta e Khandekar (2011, p.1334).

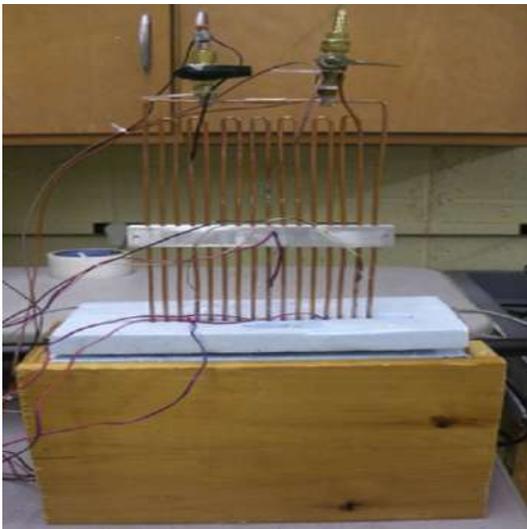
Abad et al. (2013) utilizaram um novo sistema de dessalinização solar com tubo de calor pulsante. O coletor solar de placa plana foi feito com uma placa absorvente de alumínio nas dimensões  $0,5\text{ m} \times 1,0\text{ m}$ , coberto com uma placa de vidro. Um tubo de calor pulsante de cobre com diâmetro interno igual a  $2,0\text{ mm}$ , 24 voltas preenchido com água destilada a fração de enchimento igual a 40% foi inserido no coletor. Os resultados mostram um aumento notável na taxa de produção de água dessalinizada, com produção máxima de  $875\text{ mL/m}^2\cdot\text{h}$  devido a máxima intensidade da radiação solar.

Burban et al. (2013) realizaram uma investigação experimental utilizando tubos de calor pulsantes aplicados a veículos com motores híbridos, com tubos de cobre com diâmetro interno igual a  $2,5\text{ mm}$  e externo igual a  $3,2\text{ mm}$  com 16 voltas, usando acetona,

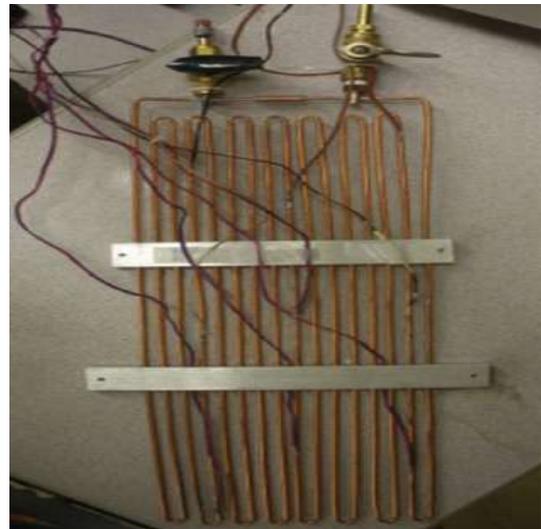
metanol, água e n-pentano com fração de enchimento igual a 50%, com potência de entrada variando de 25 W a 400W. Os resultados mostraram que o tubo de calor pulsante apresentou confiabilidade e reprodutibilidade satisfatórias.

Clement e Wang (2013) investigaram experimentalmente o desempenho do tubo de calor pulsante na refrigeração de células combustíveis. Utilizaram tubo de cobre com diâmetro interno igual a 1,651 mm e externo igual a 3,175 mm com 15 voltas. Metanol, água e acetona foram utilizados como fluido de trabalho para frações de enchimento na faixa de 30% a 70%. O aparato experimental é apresentado na Fig. 13. O melhor desempenho foi obtido utilizando-se metanol com fração de enchimento igual a 40% quando comparado com os demais fluidos de trabalho testados, para potência de entrada igual a 80 W a resistência térmica foi igual a  $0,225^{\circ}\text{C}/\text{W}$  e em 150 W o valor foi igual a  $0,16^{\circ}\text{C}/\text{W}$ . Os resultados demonstraram que o tubo de calor pulsante pode ser utilizado para refrigeração de uma célula combustível de  $200\text{ cm}^2$  de área, pois tem a capacidade de remover entre 100 e 120 W. Essa estimativa está de acordo com o calor residual gerado por uma célula de combustível desse tamanho.

Figura 13 – Aparato experimental utilizando tubo de calor pulsante.



(a) Aparato experimental.



(b) Foto do tubo de calor pulsante.

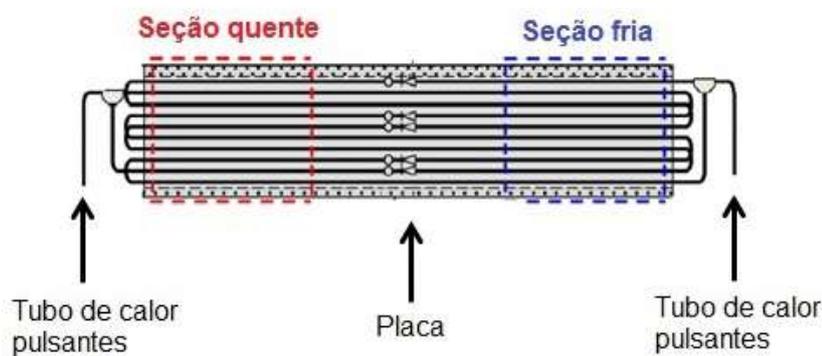
Fonte: Adaptada de Clement e Wang (2013, p. 270).

Natsume (2013) utilizou tubos de calor pulsantes em temperaturas criogênicas para o controle térmico de uma bobina para eletroímã supercondutor em alta temperatura (*High Temperature Superconducting-HTS*). Utilizando tubo de calor pulsante de aço inoxidável com 10 voltas e diâmetro interno igual a 1,0 mm e externo igual a 2,0 mm carregado com Neônio (Ne) com fração de enchimento igual a 50%, a condutividade térmica efetiva obtida foi igual a  $4600\text{ W}/\text{m.K}$ . Para o caso do tubo de calor pulsante usinado na placa plana de

aço inoxidável, nas dimensões 225 mm × 95 mm × 5 mm a condutividade térmica efetiva obtida foi igual a 2500 W/m.K.

No trabalho de Ando et al. (2018) tubos de calor pulsantes do tipo placa plana foram acoplado ao satélite Small Demonstration Satellite-4(SDS-4) lançado pelo H-IIA F21 em 18 de maio de 2012 pela agência espacial japonesa. Um tubo de aço inoxidável com diâmetro interno igual 0,8 mm e externo igual a 1,59 mm, 5 voltas, utilizando HFC-134a com fração de enchimento igual a 45%, foi imprensado entre chapas finas de liga de alumínio, com espessura igual a 3,0 mm, de acordo com a Fig. 14.

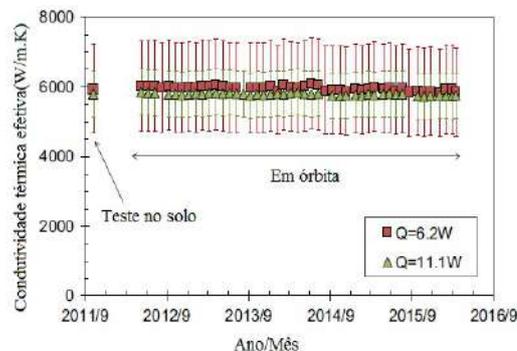
Figura 14 – Tubo de calor pulsante em placa plana.



Fonte: Adaptado de Ando et al. (2018, p.554)

Os resultados obtidos por Ando et al. (2018) mostraram que o valor da condutividade térmica efetiva não apresentou diferença significativa para os testes realizado no solo e os experimentos realizados em órbita, como pode-se observar na Fig. 15. A condutividade térmica efetiva igual a 6000 W/m.K obtida com tubo de calor pulsante é 30 vezes maior que a condutividade térmica efetiva de uma liga de alumínio comum.

Figura 15 – Condutividade térmica efetiva para testes no solo e em órbita.

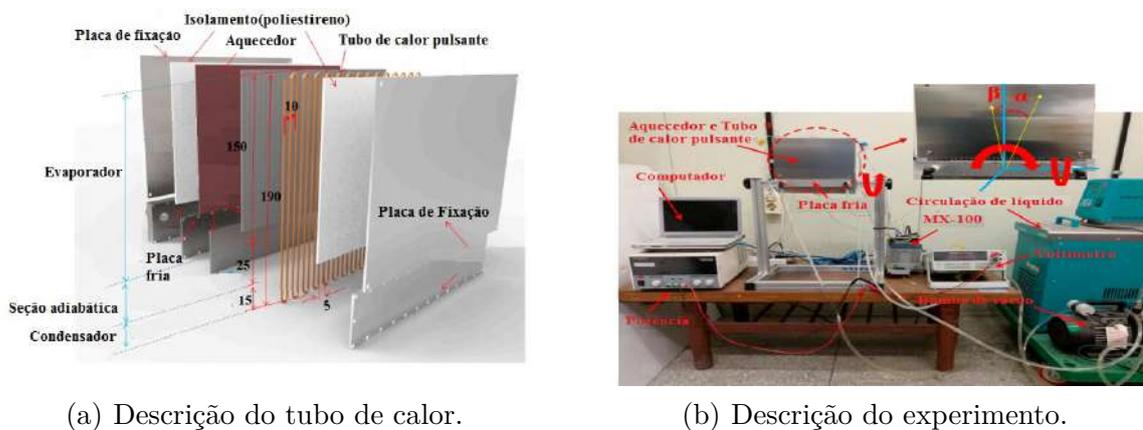


Fonte: Adaptada de Ando et al. (2018, p.556)

Chi, Chung e Ho Rhi (2018) utilizaram um tubo de calor pulsante de cobre com 15

voltas e diâmetro interno igual a 2 mm com etanol como fluido de trabalho. O objetivo foi remover o calor gerado pelas baterias de Íon-Lítio nos veículos elétricos Hyundai produzido pela LG Chem. Os teste foram realizados nas inclinações  $\alpha$  e  $\beta$  e o aparato experimental é apresentado na Fig. 16. Os resultados mostraram que para a potência de entrada igual a 10 W na inclinação  $\alpha = 0^\circ$ , a resistência térmica foi igual a  $0,8^\circ\text{C}/\text{W}$ , e em  $\alpha = 30^\circ$  o valor foi igual a  $1,0^\circ\text{C}/\text{W}$ . Utilizando a mesma potência de entrada na inclinação  $\beta = 0^\circ$ , a resistência térmica foi igual a  $0,8^\circ\text{C}/\text{W}$ , e em  $\beta = 30^\circ$  o valor foi igual a  $1,4^\circ\text{C}/\text{W}$ .

Figura 16 – Aparato experimental



(a) Descrição do tubo de calor.

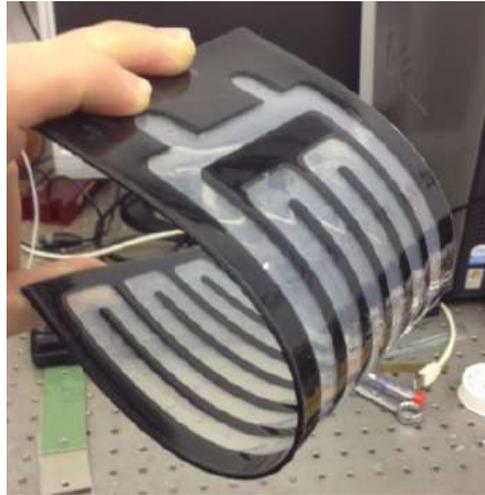
(b) Descrição do experimento.

Fonte: Adaptada de Chi, Chung e Ho Rhi (2018, p.4)

A aplicação de tubos de calor pulsantes fabricados de materiais metálicos, como por exemplo, o cobre e alumínio não são adequados as novas tecnologias de monitores de vídeo e painéis solares flexíveis. Segundo Lim e Kim (2018), os polímeros são um grupo de material apropriado para um tubo de calor flexível devido à sua alta flexibilidade. Em seu trabalho utilizaram polietileno de baixa densidade (PEBD) e HFE-7000 como fluido de trabalho, obtendo a resistência térmica igual a  $2,41 \text{ K}/\text{W}$ , 37% menor quando comparada com um tubo de calor pulsante feito de cobre na orientação vertical assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ).

Der, Marengo e Bertola (2019) utilizaram tubo de calor flexível fabricado de poli-propileno com diâmetro interno igual a 1,3 mm, FC-72 com fração de enchimento igual a 48%, para a faixa de potência de 2,5 a 25 W e a resistência térmica obtida foi na faixa de 7 a  $2^\circ\text{C}/\text{W}$ . A Fig. 17 apresenta o tubo de calor pulsante flexível.

Figura 17 – Tubo de calor pulsante flexível



Fonte: Adaptado de Der, Marengo e Bertola (2019)

Hydeyama e Koito (2019) utilizaram tubo de calor pulsantes feito de ABS (*acrylonitrile butadiene styrene*) e HFE-7100 como fluido de trabalho com fração de enchimento igual a 50%. Os resultados mostraram que para a faixa de potência de 4 a 9 W resistência térmica foi obtida variou na faixa de 5 a 2,5 K/W.

Como pode-se observar tubos de calor pulsantes poliméricos tem sido investigados somente em aplicações recentes e seu principal uso é devido ao baixo custo e alta flexibilidade. Desta forma, o estudo desse tipo de tubo de calor pulsante merece atenção especial.

## 1.1 Objetivos

O objetivo geral desse trabalho foi a investigação teórica e experimental do desempenho de tubos de calor pulsantes poliméricos em função dos parâmetros geométricos e termo-físicos usados em projetos de tubos de calor pulsantes. Os objetivos específicos foram:

- (i) Construção de bancada experimental para avaliação do desempenho de tubos de calor pulsantes poliméricos em função da variação do número de voltas, da fração de enchimento, do diâmetro interno, da inclinação do tubo e da temperatura de operação.
- (ii) Avaliação dos parâmetros geométricos na independência do desempenho térmico do tubo de calor pulsante com a inclinação.
- (iii) Medição da resistência térmica e condutividade térmica efetiva em função das condições operacionais.

- 
- (iv) Medição ótica do escoamento dentro do tubo de calor pulsante para determinação dos padrões de escoamentos e velocidade das fases.
  - (v) Análise dos limites de operação dos tubos de calor pulsantes.
  - (vi) Comparação dos resultados obtidos para a resistência térmica com correlações da literatura.
  - (vii) Análise dos modelos dinâmicos que descrevem o movimento oscilatório do tubo de calor pulsante.
  - (viii) Desenvolvimento de modelos para a análise da resistência térmica.
  - (ix) Identificar limites de operação de tubos de calor pulsantes mais generalizados baseados nos resultados obtidos.
  - (x) Levantamento de um banco de dados para a obtenção de uma correlação para a resistência térmica.

## 1.2 Descrição dos capítulos

O capítulo 2 (Revisão bibliográfica) apresenta os princípios do funcionamento dos tubos de calor pulsantes, e a avaliação da influência do diâmetro interno, do fluido de trabalho utilizado, da fração de enchimento utilizada, do número de voltas do tubo, da taxa de calor de entrada e do ângulo de inclinação no desempenho destes dispositivos. Na sequência são investigados os tipos de padrões de escoamento observados em tubos de calor pulsantes, as correlações para determinar a transferência de calor e os limites operacionais.

O capítulo 3 (Modelos matemáticos para tubos de calor pulsantes) apresenta a descrição matemática dos modelos matemáticos. O objetivo foi entender o funcionamento e os fenômenos de transferência de calor dos tubos de pulsantes. Foram analisados sistema massa-mola-amortecedor com um único e com múltiplos elementos, modelos utilizando diferenças finitas, modelos de transferência de calor baseada em filme líquido. Cálculo da resistência térmica com redes neurais e modelos envolvendo o método do volume do fluido, por fim o estudo do comportamento caótico.

O capítulo 4 (Método experimental) apresenta a descrição da bancada experimental e a descrição da redução dos dados.

O capítulo 5 (Resultados experimentais) apresenta os resultados experimentais obtidos para os diversos casos estudados.

O capítulo 6 (Análise de modelos e dados experimentais) apresenta a comparação de modelos para o cálculo da resistência térmica, a análise dos modelos dinâmicos para o movimento oscilatório e a proposição de uma nova correlação obtida com o banco de dados levantado.

O capítulo 7 (Conclusões) apresenta as conclusões e as sugestões para trabalhos futuros.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA FUNDAMENTAL

Neste capítulo os fundamentos de operação tubos de calor pulsantes, a definição da resistência térmica e da condutividade térmica efetiva são apresentadas. Os parâmetros que influenciam o desempenho dos tubos de calor pulsantes como diâmetro interno, o fluido de trabalho, fração de enchimento e número de voltas são analisadas. Trabalhos sobre o efeito do ângulo de inclinação do tubo e da variação do campo gravitacional são revisados, assim como os padrões de escoamento observados. Correlações para a transferência de calor foram identificadas, assim como a resposta térmica baseada na transformada rápida de Fourier e os limites operacionais do tubo de calor pulsante.

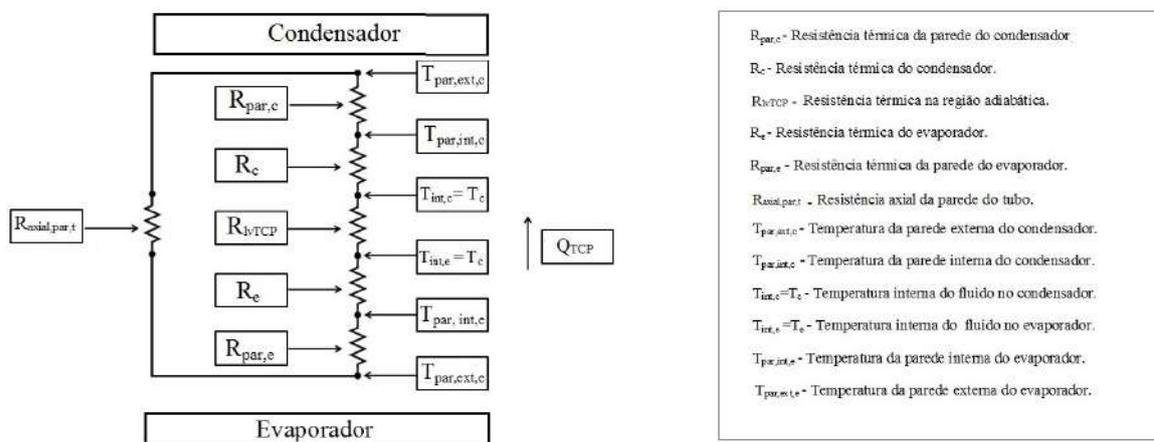
### 2.1 Conceito de resistência térmica

A resistência térmica,  $R_t$ , é uma medida que indica a facilidade do calor ser transportado entre dois pontos no espaço que apresentem diferença de temperatura. Sua definição matemática é a razão entre a diferença de temperatura,  $\Delta T$  e a taxa de calor,  $Q$ , de acordo com a Eq.(2.1),

$$R_t = \frac{\Delta T}{Q} \quad (2.1)$$

Um modelo para resistência térmica de tubos de calor é apresentado em Ochterbeck (2003), a Fig. 18 apresenta um modelo para tubos de calor pulsantes. A seguir, as componentes individuais da resistência térmica são discutidas.

Figura 18 – Modelo para a resistência térmica de um tubo de calor pulsante.



Fonte: Autor

### 2.1.1 Resistência térmica total em tubos de calor pulsantes.

A resistência térmica total,  $R_{totTCP}$ , de um tubo de calor pulsante é formada pelas resistências térmicas da parede do evaporador,  $R_{par,e}$ , a resistência térmica da parede do condensador,  $R_{par,c}$ , a resistência térmica devido à evaporação,  $R_e$ , a resistência térmica a devido à condensação,  $R_c$ , a resistência térmica devido ao transporte de energia a partir do escoamento de massa entre o evaporador e condensador na região adiabática,  $R_{lvTCP}$  e a resistência térmica axial da parede do tubo,  $R_{axial,par,t}$ . A resistência térmica total do tubo de calor pulsante  $R_{totTCP}$  é definida de acordo com a Eq.(2.2),

$$R_{totTCP} = (R_{par,e} + R_e + R_{lvTCP} + R_c + R_{par,c}) // R_{axial,par,t} \quad (2.2)$$

Dependendo da condição de operação do tubo de calor pulsantes, as resistências devido à evaporação,  $R_e$ , devido à condensação,  $R_c$ , e devido ao transporte de energia na região adiabática,  $R_{lvTCP}$ , podem variar consideravelmente, e entender estas variações é um dos focos deste trabalho.

A resistência térmica de condução na parede do condensador,  $R_{par,c}$  e na parede do evaporador,  $R_{par,e}$ , é dado pela Eq.(2.3),

$$R_{par,c} = R_{par,e} = \frac{\ln(D_e/D_i)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L_c} = \frac{\ln(D_e/D_i)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L_e} \quad (2.3)$$

onde  $k$  é condutividade térmica do material do tubo de calor pulsante.

A resistência térmica axial ao longo da parede do tubo,  $R_{axial,par,t}$ , é dada pela Eq.(2.4),

$$R_{axial,par,t} = \frac{L}{k \cdot A_p} = \frac{L}{k \cdot \left( \frac{\pi \cdot (D_e^2 - D_i^2)}{4} \right)} \quad (2.4)$$

onde,  $A_p$ , é a área da parede do tubo.

A resistência térmica interna do evaporador,  $R_e$ , é definida de acordo com a Eq.(2.5),

$$R_e = \frac{1}{h_e \cdot A_e} \quad (2.5)$$

onde,  $h_e$ , é o coeficiente de transferência de calor para a evaporação e  $A_e$  é a área de transferência de calor do evaporador.

No trabalho de Qu e Wu (2011a) foi proposto uma nova correlação para a resistência térmica do evaporador  $R_e$ . Essa correlação é baseada no trabalho de Mikic e Rohsenow (1969), calculada de acordo com a Eq.(2.6),

$$R_e = \frac{1}{h_e \cdot A_e} = \frac{1}{2 \cdot N_a \cdot D_b^2 \cdot \sqrt{f \cdot \pi \cdot k_l \cdot \rho_l \cdot (c_p)_l} A_e} \quad (2.6)$$

onde  $N_a$  é o número de sítios de nucleação ativos,  $D_b$ , é o diâmetro de liberação de bolhas,  $f$  é a frequência de nucleação de bolhas,  $k_l$ , é a condutividade térmica,  $\rho_l$ , é a densidade e

$(c_p)_l$  é o calor específico da fase líquida.

Wang e Dhir (1993) propuseram uma correlação para o número de sítios de nucleação ativos,  $N_a$ , segundo a Eq.(2.7),

$$N_a = N_c \cdot (1 - \cos \theta) \cdot (T_p - T_{sat})^6 \quad (2.7)$$

onde  $N_c$  é a densidade de micro cavidades na superfície e  $\theta$  é o ângulo de contato estático com a superfície.

No trabalho de Khandekar e Groll (2008) para estimar o coeficiente a transferência de calor no evaporador,  $h_e$ , foi utilizada a correlação proposta por Carey (2008), Eq. (2.8).

$$h_e = h_{lo} \cdot [0,6683 \cdot Co^{-0,2} + 1058 \cdot Bo^{0,7}] \quad (2.8)$$

Utilizando a equação de Dittus-Boelter (1930) para o aquecimento, o coeficiente de transferência de calor monofásico,  $h_{lo}$ , é dado pela Eq.(2.9),

$$h_{lo} = 0,023 \cdot (k_l/D) \cdot Re_l^{0,8} \cdot Pr_l^{0,4} \quad (2.9)$$

o número de convecção,  $CO$ , é definido de acordo com a Eq.(2.10),

$$CO = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,8} \left( \frac{\rho_v^{0,5}}{\rho_l} \right) \quad (2.10)$$

o número de ebulição,  $Bo$ , é definido de acordo com a Eq.(2.11),

$$Bo = \left( \frac{\ddot{q}}{G \cdot h_{lv}} \right) \quad (2.11)$$

o número de Reynolds do líquido,  $Re_l$ , é definido de acordo com a Eq.(2.12),

$$Re_l = \frac{G \cdot D \cdot (1-x)}{\mu_l} \quad (2.12)$$

o número de Prandtl do líquido,  $Pr_l$ , é definido de acordo com a Eq.(2.13),

$$Pr_l = \left( \frac{\mu \cdot c_p}{k} \right)_l \quad (2.13)$$

A resistência térmica interna do condensador,  $R_c$ , é definida de acordo com a Eq.(2.14),

$$R_c = \frac{1}{h_c \cdot A_c} \quad (2.14)$$

Para estimar a transferência de calor no condensador,  $h_c$ , a correlação de Shah (1979) é comumente usada para escoamentos em tubos. Essa correlação é apresentada na Eq.(2.15),

$$h_c = h_{lo}(1-x)^{0,8} + \frac{3,8 \cdot x^{0,76}(1-x)^{0,04}}{P_R^{0,38}} \quad (2.15)$$

A pressão reduzida,  $P_R$ , é definida de acordo com a Eq.(2.16),

$$P_R = \frac{P_{int}}{P_{critica}} \quad (2.16)$$

e,  $h_{lo}$ , é dado pela Eq.(2.9).

A resistência térmica da região adiabática do tubo de calor pulsante,  $R_{lvTCP}$ , é definida de acordo com a Eq.(2.17),

$$R_{lvTCP} = \frac{T_e - T_c}{Q_{TCP}} \quad (2.17)$$

onde  $T_e$  é a temperatura interna do evaporador e  $T_c$  é a temperatura interna do condensador e a potência de entrada,  $Q_{TCP}$ , é definido de acordo com a Eq. (4.7). Correlações para o cálculo desta resistência serão apresentadas adiante, neste capítulo.

## 2.2 Condutividade térmica efetiva

A condutividade térmica efetiva,  $k_{efTCP}$ , nos tubos de calor pulsantes, é o resultado da razão entre o produto da potência de entrada,  $Q_{TCP}$ , Eq.(4.7), e o comprimento da seção adiabática,  $L$ , pelo produto da área da seção transversal do tubo total,  $A_{trans,total}$  e diferença entre a temperatura interna do evaporador,  $T_e$  e a temperatura do interna do condensador,  $T_c$ . A condutividade térmica efetiva,  $k_{efTCP}$ , é apresentada na Eq.(2.18),

$$k_{efTCP} = \frac{Q_{TCP} \cdot L}{A_{trans,total} \cdot (T_e - T_c)} = \frac{L}{R_{lvTCP} \cdot A_{trans,total}} \quad (2.18)$$

onde a área da seção transversal do tubo total,  $A_{trans,total}$ , é dada pela Eq.(2.19),

$$A_{trans,total} = 2 \cdot N \cdot A_{trans} \quad (2.19)$$

e  $N$  é igual ao número de voltas na seção adiabática e a área transversal de cada tubo,  $A_{trans}$  é dada pela Eq.(2.20),

$$A_{trans} = \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} \quad (2.20)$$

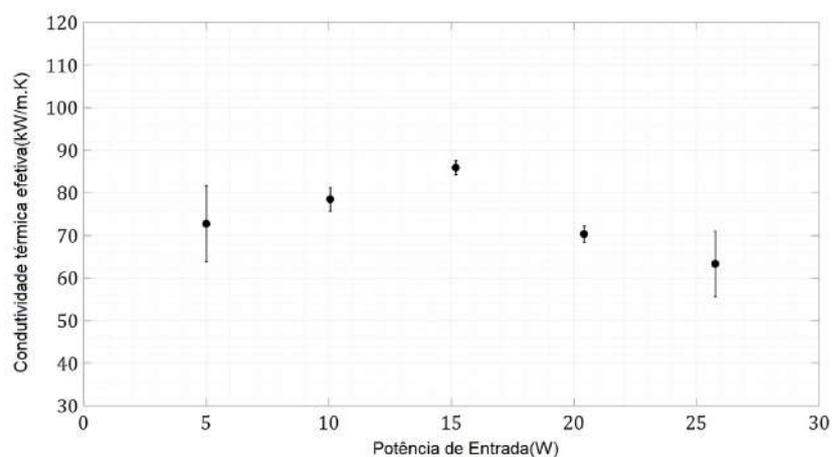
Mameli, Marego e Khandekar (2014) utilizaram tubos de calor pulsantes fechados, preenchido com etanol e fração de enchimento igual a 65%, composto por quatro tubos transparentes de vidro para possibilitar a visualização do padrão de escoamento. Estes tubos formam a seção adiabática estando conectados aos tubos de cobre que compõem o evaporador e o condensador. No evaporador e no condensador os tubos apresentaram diâmetro interno igual a 2,0 mm e externo igual a 3,0 mm. Na seção adiabática os tubos apresentaram, diâmetros internos iguais a 2,0 mm e externos iguais a 4,0 mm, com 2 voltas. Os resultados apresentaram os valores para a condutividade térmica efetiva na faixa de 4310 a 5920 W/m.K, para potências de 50 a 100 W, logo o aumento da potência

de entrada ocasiona aumento da condutividade térmica efetiva. Os autores concluíram que, mesmo que o tubo de calor pulsante tenha uma geometria muito simples (apenas duas voltas), sua condutividade térmica efetiva em geral pode atingir quase 6000 W/m.K, considerado um valor impressionante para muitas aplicações práticas.

Karthikeyan et al. (2015) utilizando tubo de vidro de diâmetro interno igual a 2,5 mm e externo igual a 6,0 mm, com 5 voltas e água deionizada como fluido de trabalho, com fração de enchimento igual a 50%, obtiveram a condutividade térmica efetiva nas posições vertical assistida pela gravidade(+90°) e na horizontal(0°). Os resultados apresentaram condutividade térmica efetiva variando na faixa de 80 a 320 W/m.K para potência de entrada variando de 10 a 110 W na posição vertical assistida pela gravidade(+90°). Os autores concluíram que, o dispositivo não funciona na posição horizontal(0°) devido ao baixo número de voltas.

A condutividade térmica efetiva de um tubo de calor pulsante de aço com diâmetro interno igual a 1,5 mm e externo 2,0 mm, com 36 voltas, na posição horizontal(0°) preenchido com nitrogênio (N<sub>2</sub>), a fração de enchimento igual a 50% foi investigada no trabalho de Bruce et al. (2018). Conforme podemos observar na Fig. 19 para a faixa de potência de 5 a 15 W, há um aumento da condutividade térmica efetiva, apresentando valor máximo igual a 85 kW/m.K para potência igual a 15 W, na faixa de 15 a 25 W, houve um decréscimo no valor da condutividade térmica efetiva, apresentando valor mínimo igual a 65 kW/m.K em 25 W.

Figura 19 – Condutividade térmica efetiva para diferentes níveis de potência de entrada

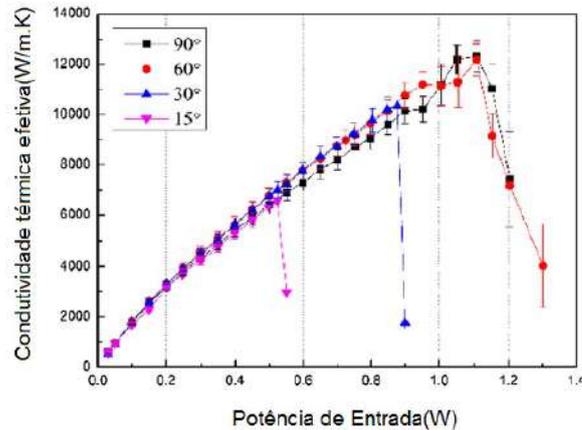


Fonte: Adaptada de Bruce et al. (2018, p.70)

Em seu trabalho Li, Li e Xu (2019) estudaram o efeito da inclinação para ângulos variando entre, +15°, +30°, +60° e +90°, e o efeito da fração de enchimento, 16,4%, 31,8%, 48,8%, 66,1% e 94,2%, na performance de um tubo de calor pulsante preenchido com Hélio (He). Um tubo de aço inoxidável de diâmetro interno igual a 0,5 mm e externo 0,8 mm e 48 voltas foi utilizado. De acordo com a Fig.20 para a inclinação igual a +15°, a

condutividade térmica efetiva máxima apresentou valor igual a 6000 W/m.K em 0,5 W, em +30°, a condutividade térmica efetiva máxima apresentou valor igual a 10000 W/m.K em 0,9 W, as inclinações +60°, e +90°, apresentaram praticamente a mesma a condutividade térmica efetiva máxima, 12000 W/m.K em 1,1 W.

Figura 20 – Condutividade térmica efetiva para diferentes inclinações utilizando fração de enchimento igual a 66,1%.



Fonte: Adaptada de Li, Li e Xu (2019, p.66).

Para fração de enchimento igual a 48,8%, a posição vertical assistida pela gravidade (+90°) apresentou o melhor desempenho em termos de condutividade térmica. A fração de enchimento igual a 48,8% apresentou a mais alta condutividade térmica efetiva para baixos valores de potência. Para altos valores de potência a fração de enchimento igual a 66,1% é a fração ótima. Os autores concluíram que a orientação desempenha um papel fundamental no desempenho do tubo de calor pulsante e esse efeito está relacionado com a fração de enchimento, esse efeito pode ser relacionados com às forças de flutuação maiores associadas à maior fração de enchimento, que é uma parte importante das forças motrizes que faz com que o líquido retorne ao evaporador.

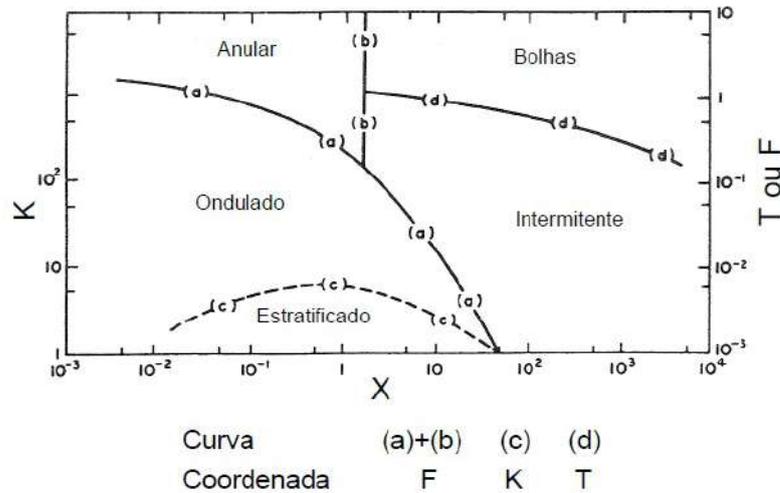
### 2.3 Parâmetros que influenciam o desempenho dos tubos de calor pulsantes

O desempenho do tubo de calor pulsante é influenciado pelos parâmetros geométricos, pelas propriedades termo-físicas do fluido de trabalho, material da parede e pelos parâmetros operacionais. Os parâmetros geométricos são o diâmetro interno, a configuração da seção transversais do tubo, o número de voltas, o comprimento do evaporador e do condensador. As propriedades termo-físicas do fluido de trabalho são a tensão superficial, o calor latente, a densidade e a viscosidade. Na parede do tubo estão envolvidas principalmente a condutividade térmica, a rugosidade e a molhabilidade. Os parâmetros operacionais são a fração de enchimento, o fluxo de calor e o ângulo de inclinação.

### 2.3.1 Influência do diâmetro interno do tubo de calor pulsante

O diâmetro interno,  $D_i$ , do tubo de calor pulsante é um fator crítico para determinação do padrão de escoamento. O mapa de padrão de escoamento na posição horizontal ( $0^\circ$ ) proposto por Taitel e Dukler (1976), apresentado na Fig. 21, é um mapa que apresentado em termos dos adimensionais (Eq.(2.21)) para diferentes transições dos regimes de escoamento.

Figura 21 – Mapa do padrão de escoamento na posição horizontal ( $0^\circ$ ).



Fonte: Adaptada de Taitel e Duckler (1976, p.51)

Os adimensionais, F, X, K e T, utilizados no mapa de Taitel e Dukler (1976) são apresentados na Eq.(2.21),

$$\begin{aligned}
 F &= \left[ \frac{\rho_v}{(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/4} \frac{J_v}{(D \cdot \vec{g} \cdot \cos(\theta))^{1/2}} \\
 X &= \left[ \frac{(dp/dz)_l}{(dp/dz)_v} \right]^{1/2} \\
 K &= \left[ \frac{\rho_v \cdot J_v^2 \cdot J_l}{(\rho_l - \rho_v) \cdot \vec{g} \cdot \mu_l \cdot \cos(\theta)} \right]^{1/2} \\
 T &= \left[ \frac{(dp/dz)_l}{(\rho_l - \rho_v) \cdot \vec{g} \cdot \cos(\theta)} \right]
 \end{aligned} \tag{2.21}$$

onde  $X$  é o parâmetro de Martinelli e  $\theta$  é o ângulo de inclinação do tubo de calor pulsante. A Tab. 2 apresenta a transição entre os regimes de escoamento e os adimensionais.

Tabela 2 – Transição entre os regimes de escoamento e os adimensionais.

Transição	Grupos adimensionais
Ondulado-Intermitente	X,F
Intermitente-Bolha	X,T
Anular-Bolhas	X
Estratificado-Ondulado	X,K

Fonte: Autor

De acordo com Tibiriçá e Ribatski (2015), escoamentos estratificados não são observados em tubos com diâmetros pequenos, e a espessura do filme líquido ao redor do perímetro do canal, torna-se uniforme à medida que o diâmetro do tubo diminui. Neste contexto o trabalho dos autores apresenta novos critérios de transição entre macro e micro de acordo com os padrões de escoamento. O critério de transição baseado na ocorrência do escoamento estratificado em função do comprimento de Laplace,  $Lo$ , é apresentado na Eq.(2.22),

$$D_{crit,max} = \sqrt{8 \cdot \cos(\theta)} \cdot \underbrace{\sqrt{\frac{\sigma}{\vec{g} \cdot (\rho_l - \rho_v)}}}_{Lo} = 2,83 \cdot \sqrt{\cos(\theta)} \cdot \sqrt{\frac{\sigma}{\vec{g} \cdot (\rho_l - \rho_v)}} \quad (2.22)$$

onde  $\theta$  é o ângulo de contato.

No trabalho de Drolen e Smoot (2017), o diâmetro interno crítico máximo,  $D_{crit,max}$ , é expresso de acordo com a Eq.(2.23),

$$D_{crit,max} = 2,74 \cdot \sqrt{\frac{\sigma}{\vec{g} \cdot (\rho_l - \rho_v)}} \quad (2.23)$$

A definição do diâmetro interno crítico máximo,  $D_{crit,max}$ , baseado no número da Bond,  $Bd$ , Eq.(1.1), é um critério amplamente aceito, sendo considerado um critério primário para a definição do tubo de calor pulsante, segundo Qu, Wang e Su (2016). Um critério para a determinação do diâmetro interno crítico mínimo,  $D_{crit,min}$ , é objeto de estudo em trabalhos recentes, como podemos citar o trabalho de Qu, Wang e Sun (2016). Nesse trabalho os autores propuseram um modelo teórico para determinação do diâmetro crítico mínimo,  $D_{crit,min}$ , em função da fração de enchimento,  $FR$ , da diferença entre a temperatura do evaporador,  $T_e$ , e a temperatura do condensador,  $T_c$ , do número de voltas,  $N$ , do ângulo de inclinação,  $\theta$ , do comprimento total do tubo de calor pulsante,  $L_{tot}$ , e do fluido de trabalho. O modelo foi baseado no movimento oscilatório dos pistões de líquido e das bolhas de vapor, para que esse movimento mantenha-se a diferença de pressão entre o evaporador e condensador, a perda de pressão motriz,  $\Delta p_{motriz}$ , a perda de pressão devido a gravidade,  $\Delta p_{grav}$ , devem ser grande o suficiente para superar as perdas de pressão devido ao atrito,  $\Delta p_{atrito}$ , e a queda de pressão local causada pelas curvas do tubo,  $\Delta p_{curva}$ . Assim temos o equilíbrio apresentado na Eq.(2.24),

$$\Delta p_{motriz} + \Delta p_{grav} \geq \Delta p_{atrito} + \Delta p_{curva} \quad (2.24)$$

A diferença de pressão entre o evaporador e condensador é uma consequência direta das rápidas gerações/expansões e colapso das bolhas de vapor, que bombeiam os pistões de líquido. A perda de variação pressão motriz,  $\Delta p_{motriz}$ , é calculada de acordo com a Eq.(2.25),

$$\Delta p_{motriz} = h_{lv} \cdot \rho_{v,c} \left( \frac{T_e - T_c}{T_e} \right) \quad (2.25)$$

A perda de pressão devido a gravidade,  $\Delta p_{grav}$  é definida de acordo com a Eq.(2.26),

$$\Delta p_{grav} = \rho_l \cdot \vec{g} \sum_{i=1}^k L_i^k \cdot \sin(\theta) \quad (2.26)$$

onde,  $L_i^k$ , é o comprimento do  $k^{ésimo}$  pistão de líquido, e  $\theta$  o ângulo de inclinação do tubo de calor pulsante em relação a horizontal( $0^\circ$ ).

As perdas de pressão devido ao atrito bifásico,  $\Delta p_{atrito}$ , consiste em um termo de dissipação de atrito e um termo de dissipação devido a inércia, definida de acordo com a Eq.(2.27),

$$\Delta p_{atrito} = 32 \left[ 1 + 0,104 \cdot (1 - FR)^{0,893} \cdot FR^{0,05} \cdot Re^{0,405} \cdot Ca^{-0,2613} \right] \frac{\mu_l \cdot v \cdot L_l}{D_{crit,min}^2} \quad (2.27)$$

onde  $v$  é a velocidade do escoamento bifásico. O número de Reynolds,  $Re$ , o número de capilaridade,  $Ca$ , são calculados de acordo com as Eq.(2.28), Eq.(2.29), respectivamente.

$$Re = \frac{D_{min} \cdot v \cdot \rho_l}{\mu_l} \quad (2.28)$$

$$Ca = \frac{\mu_l \cdot v}{\sigma_l} \quad (2.29)$$

Quando as bolhas de vapor e os pistões de líquido movem-se através das curvas do tubo de calor pulsante há uma perda de pressão associada. A perda de pressão causada pelas curvas do tubo,  $\Delta p_{curva}$ , é calculada de acordo com a Eq.(2.30),

$$\Delta p_{curva} = \left[ \frac{(2m - 1) \cdot K_{180} + 2K_{90}}{2} \right] \rho_l \cdot v^2 \quad (2.30)$$

onde  $m$  é o número de curvas, os valores de  $K_{90}$  e  $K_{180}$  são calculados de acordo com as Eq.(2.31) e Eq.(2.32), respectivamente.

$$K_{90} = \frac{800}{Re} + 0,091 \left[ 1 + \frac{4}{(D_{min}/0,0254)^{0,3}} \right] \quad (2.31)$$

$$K_{180} = \frac{1000}{Re} + 0,23 \left[ 1 + \frac{4}{(D_{min}/0,0254)^{0,3}} \right] \quad (2.32)$$

Substituindo os termos da Eq.(2.24), em função dos parâmetros geométricos e termo-físicos do tubo de calor pulsante, o diâmetro crítico mínimo  $D_{crit,min}$  é encontrado resolvendo-se a Eq.(2.33),

$$h_{lv}\rho_{v,c}\left(\frac{T_e - T_c}{T_e}\right) + 2 \cdot N \cdot FR \cdot \rho_l \cdot \vec{g} \cdot L_t \cdot \sin(\theta) \geq 32 \cdot FR \cdot (2 \cdot N + L_w/L_t) \left[ 1 + 0,104 \cdot (1 - FR)^{0,893} \cdot FR^{0,05} \cdot Re^{0,405} \cdot Ca^{-0,2613} \right] \frac{\mu_l \cdot v \cdot L_t}{D_{crit,min}^2} + \left[ \frac{(2m - 1) \cdot K_{180} + 2K_{90}}{2} \right] \rho_l \cdot v^2 \quad (2.33)$$

Para verificar a confiabilidade do modelo proposto Qu, Wang e Su (2016), os autores utilizaram um tubo de vidro com diâmetro interno igual a 2,5 mm e externo igual a 7,0 mm, para fazer a previsão numérica do limite inferior do diâmetro interno. Utilizando etanol, com fração de enchimento igual a 70%, e temperatura do evaporador igual a 67°C, e temperatura do condensador igual a 49°C, com 5 voltas, o limite inferior obtido foi igual a 2,69 mm, o erro relativo obtido foi igual a 7,6%. Utilizando água, com a mesma fração de enchimento, e o mesmo número de voltas, com a temperatura do evaporador igual a 75°C, e a temperatura do condensador igual a 47°C, o erro relativo obtido nesse caso foi igual 3,6%. Devido os baixos valores do erro relativo, pode-se concluir que o modelo teórico proposto por Qu, Wang e Su (2016) aparenta ser confiável para a previsão numérica do limite inferior do diâmetro interno em tubos de calor pulsantes.

Yang, Khandekar e Groll (2008) utilizando tubos de cobre, com 40 voltas, e diâmetros internos iguais a 1,0 mm e 2,0 mm, com R123 e fração de enchimento iguais a 30%, 40% e 50%, nas posições vertical assistida pela gravidade(+90°), vertical não assistida pela gravidade(-90°) e horizontal(0°), investigaram o efeito do diâmetro na performance do tubo de calor pulsante, os resultados são apresentados na Tab. 3.

Tabela 3 – Resistência térmica utilizando R123, com fração de enchimento igual a 50% e potência igual a 300W.

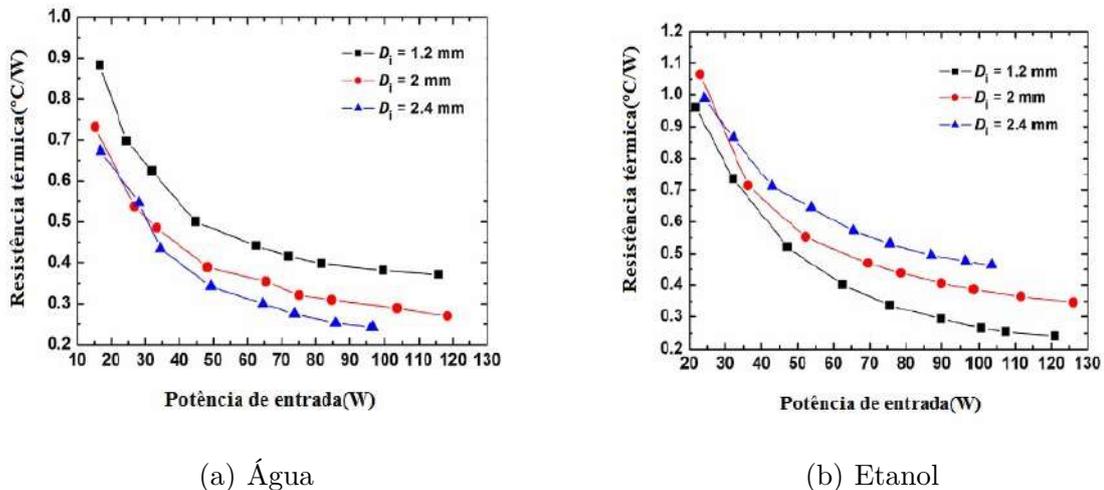
Inclinação(°)	Diâmetro(mm)	Resistência térmica (°C/W)
-90°	1.0	0,43
	2.0	0,38
0°	1.0	0,42
	2.0	0,36
+90°	1.0	0,42
	2.0	0,32

Fonte: Yang, Khandekar e Groll (2008, p. 54).

Os resultados mostraram que o diâmetro igual 1,0 mm apresenta o pior desempenho dentre as três inclinações testadas. Pode-se concluir que com o aumento do diâmetro, há aumento da área de transferência de calor, acarretando na diminuição a resistência térmica.

Qu e Wang (013) estudaram o efeito do diâmetro interno sobre a resistência térmica do tubo de calor pulsante. Os diâmetros estudados foram iguais a 1,2 , 2,0 e 2,4 mm, com 6 voltas na posição assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ). Água e etanol com fração de enchimento igual a 40%, 50% e 60% foram utilizados nos testes. Os resultados apresentados na Fig. 22 mostram que para a água o aumento do diâmetro interno ocasiona diminuição da resistência térmica. O etanol apresentou tendência oposta, a diminuição do diâmetro interno ocasiona a diminuição da resistência térmica. Para potência igual a 30 W a resistência térmica utilizando a água foi igual a  $0,4^\circ\text{C/W}$ ,  $0,475^\circ\text{C/W}$ ,  $0,6^\circ\text{C/W}$ , para os diâmetros internos iguais a 2,4 mm, 2,0 mm e 1,2 mm, respectivamente. Para o etanol a resistência térmica foi igual a  $0,7^\circ\text{C/W}$ ,  $0,875^\circ\text{C/W}$ ,  $0,95^\circ\text{C/W}$ , para os diâmetros internos iguais a 2,4 mm, 2,0 mm e 1,2 mm, respectivamente.

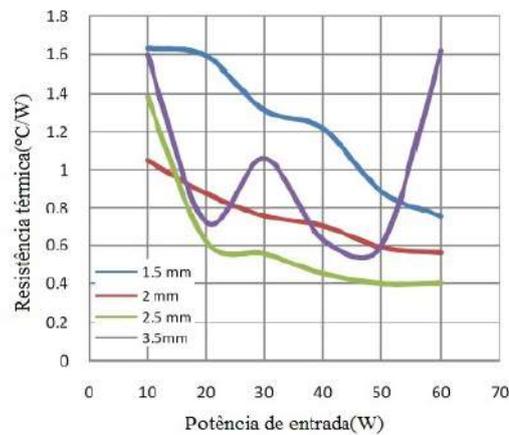
Figura 22 – Efeito do diâmetro na resistência térmica utilizando água e o etanol, com fração de enchimento igual a 50%.



Fonte: Adaptada de Qu e Wang (2013, p.1158).

Em Islam et al. (2017) utilizando etanol com frações de enchimento iguais a 50% e 60 %, foi apresentado o desempenho do tubo de calor pulsantes de latão para os diâmetros internos iguais a 1,0 mm, 1,5 mm, 2,0 mm e 3,5 mm, com 6 voltas. De acordo com a Fig.23 para potência igual a 60 W, o diâmetro igual a 2,5 mm apresenta o menor valor para a resistência térmica,  $0,4^\circ\text{C/W}$  e pior desempenho ocorreu com o diâmetro igual a 3,5 mm,  $1,6^\circ\text{C/W}$ .

Figura 23 – Resistência térmica para diferentes diâmetro com etanol com fração de enchimento igual a 60%.



Fonte: Adaptada de Islam et al. (2017, p.51)

A partir da análise dos trabalhos pesquisados, pode-se perceber que o desempenho do tubo de calor pulsante em função do diâmetro interno depende do fluido de trabalho e condições operacionais.

### 2.3.2 Influência do fluido de trabalho

Como comentado nos trabalhos anteriores, o desempenho térmico dos tubos de calor pulsantes depende também do fluido de trabalho e sua adequada seleção permite otimizar as características de operação. As propriedades termo-físicas do fluido de trabalho, tais como calor latente de vaporização,  $h_{lv}$ , a tensão superficial,  $\sigma$ , condutividade térmica,  $k$ , e a viscosidade dinâmica,  $\mu$ , têm efeitos específicos sobre o desempenho.

- Efeito do ponto de ebulição: de acordo com Nazari et al. (2018) em fluidos com baixa temperatura de ebulição, o início da operação (*start-up*) é mais rápido, mas para baixos valores de potência de entrada pode ocorrer a secagem (*dry-out*) do evaporador. Esse problema pode ser solucionado utilizando-se fluidos binários como feito no trabalho de Zhu et al. (2014). Segundo Cui et al. (2014), para baixas potências térmicas de entrada, a acetona com fração de enchimento igual a 62% apresentou melhor desempenho quando comparado com a água deionizada, metanol e etanol, devido a menor temperatura de ebulição.
- Efeito do calor latente de vaporização: segundo Zhang e Faghri (2008), fluidos com baixo calor latente de vaporização necessitam de potência de entrada menores para ocorrer a evaporação. A evaporação mais rápida proporcionara maior pressão de vapor e conseqüentemente, aumento da velocidade dos pistões de líquido e das bolhas

de vapor, melhorando o desempenho do tubo de calor pulsante, ocasionando menor tempo para inicialização da operação (HAN et al., 2016).

- Efeito da tensão superficial  $\sigma$ : A tensão superficial é uma propriedade utilizada na determinação do diâmetro crítico máximo do tubo de calor pulsante (Eq.(1.3)), afeta a perda de pressão ao longo do tubo e o regime de escoamento, de segundo Shahare e Jain (2012). De acordo com Zhang e Faghri (2008), tensões superficiais altas aumentam o valor do diâmetro crítico máximo. Um diâmetro maior permitirá melhor o desempenho, logo haverá diminuição da perda de carga, e para manter-se o movimento oscilatório dos pistões de líquido e das bolhas de vapor no tubo, será necessário aumentar o calor de entrada.

Fluidos auto-molhantes Self-Rewetting Fluid (SRWF) consistem em soluções aquosas de álcool, butanol, pentanol, hexanol, heptanol. Diferentemente do que ocorre nos fluidos em geral, nos fluidos auto-molhantes o aumento da temperatura, ocasiona aumento da tensão superficial até um determinado limite (NAZARI et al., 2018). No trabalho de Hu et al. (2014) os resultados mostraram que soluções aquosas de heptanol comparado com a água deionizada, apresentaram um desempenho térmico melhor, pois a resistência capilar do SRWF foi menor que a da água deionizada, tornando eficiente a circulação do fluido de trabalho. Houve a diminuição da resistência térmica, e a faixa efetiva de operação de tubo de calor pulsante foi estendida.

O uso de surfactantes é um dos métodos utilizado para alterar a tensão superficial do fluido de trabalho. Wang et al. (2015) concluíram que a adição do surfactante na água ionizada afeta significativamente o desempenho do tubo de calor pulsante, essa melhora do desempenho depende da fração de enchimento do tubo e da concentração do surfactante.

- Efeito da condutividade térmica: o efeito da condutividade térmica do fluido de trabalho no tubo de calor pulsante não é apenas refletido na distribuição de temperatura, mas também no tempo de resposta do dispositivo. A condutividade térmica maior proporciona transferência de calor mais rápida, além disso, pode haver diminuição da diferença de temperatura entre o evaporador e o condensador (HAN et al., 2016). De acordo com Nazari et al. (2018), um dos métodos utilizado para alterar a condutividade térmica do fluido de trabalho é adicionar nano partículas ao fluido base. Em Riehl e Santos (2012) a melhora no desempenho de tubo de calor pulsante preenchidos com nano fluido é atribuída à alta condutividade térmica. A deposição de nano partículas na parede, aumenta os sítios de nucleação, favorecendo a formação das bolhas de vapor e assim, aumentando-se a evaporação.
- Efeito da viscosidade dinâmica: de acordo com Zhang e Faghri (2008) a viscosidade dinâmica baixa irá reduzir a tensão de cisalhamento, reduzindo-se assim a perda de pressão no fluido, logo, é necessário menor calor de entrada para manter o

movimento oscilatório. Nazari et al. (2018) descreve que para calor de entrada baixo o desempenho do tubo de calor pulsante é dependente da viscosidade dinâmica, o que afeta o início da operação do tubo e o movimento oscilatório do fluido de trabalho que, por sua vez afeta a capacidade de transferência de calor do tubo. Conforme Han et al. (2014), um valor alto da viscosidade dinâmica, afeta o movimento oscilatório do tubo de calor pulsante devido a maior força de cisalhamento. Em Shi et al. (2016) indicam que fluidos com baixa viscosidade dinâmica, como por exemplo, o metanol e a acetona, movem-se mais livremente em comparação com fluidos com maior viscosidade dinâmica, como por exemplo a água. Menor viscosidade dinâmica causa maior velocidade do fluido de trabalho e proporciona menor temperatura de inicialização da operação de acordo segundo Cui et al. (2016).

- A razão de variação da pressão em relação à temperatura  $(dP/dT)_{sat}$ : a razão de variação da pressão em relação à temperatura em condições saturadas,  $(dP/dT)_{sat}$ , afeta a taxa de crescimento e colapso das bolhas, no que diz respeito às mudanças de temperatura (ZHANG e FAGHRI, 2008). De acordo com Xiao e Cao (2012) valores mais altos para a variação de pressão,  $(dP/dT)_{sat}$ , garante que um pequena mudança na temperatura do evaporador,  $dT_e$ , gere uma grande variação na pressão de saturação,  $dP_{sat}$ , no evaporador, aumentando a ação de bombeamento de bolhas de vapor no dispositivo.
- Faixa de operação: segundo Ochterbeck (2003) a escolha do fluido de trabalho está relacionada com o ponto triplo e o ponto crítico do mesmo. A faixa de temperatura de operação do tubo de calor pulsante deve ser entre estes dois estados. A Tab.1 apresenta a faixa de temperatura de operação do tubo de calor pulsante.

Tabela 4 – Faixas de temperaturas dos fluidos de trabalho

Temperaturas	Faixa de Temperatura(K)
Criogênica	4 - 200
Baixa	250 - 450
Média	450 - 700
Altas	Acima de 700

Fonte: Faghri (2014).

De acordo com as propriedades, calor latente de vaporização,  $h_{lv}$ , tensão superficial,  $\sigma$  e  $\mu$ , os fluidos de trabalhos são agrupados de acordo com a classificação proposta por Faghri (2014), apresentada na Tab.4.

1. Para temperaturas criogênicas, os fluidos de trabalho apropriados são o hélio, hidrogênio, oxigênio, metano.
2. Para temperaturas baixas os fluidos de trabalho apropriados são metanol, metanol, amônia, acetona, R134a e água.
3. Para temperatura média os fluidos de trabalho apropriados são o mercúrio, enxofre e o naftaleno.
4. Temperaturas altas são os metais líquidos como por exemplo potássio, sódio, prata e chumbo.

Na Tab.5 encontra-se diferentes fluidos de trabalho e suas respectivas faixas de operação, segundo Sueth Junior (2018), para condições entre o ponto triplo e ponto crítico.

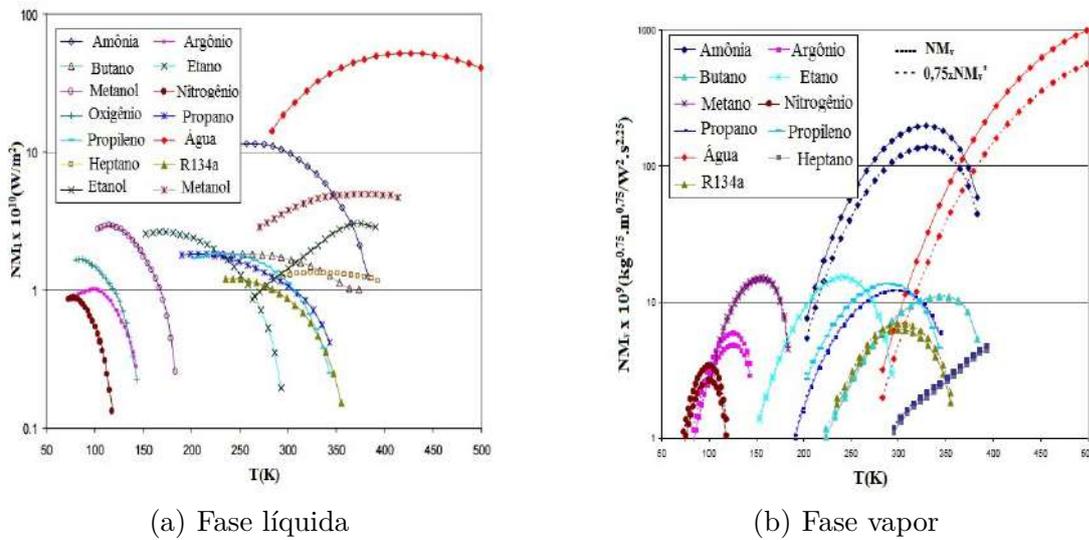
Tabela 5 – Faixas de temperaturas dos fluidos de trabalho a 1 atm.

Fluido de Trabalho	Temperatura de Ebulição(K)	Faixa de Uso(K)	Grupo
Hélio	4.21	2 - 4	Temperaturas Criogênicas
Hidrogênio	20.38	14 - 31	
Nitrogênio	77.35	70 - 103	
Oxigênio	90.18	73 - 119	
Metano	111.4	91 - 150	Temperaturas Baixas
Propano	231.0	200 - 240	
Âmonia	239.9	213 - 373	
R134a	247.0	248 - 363	
Acetona	329.4	273 - 393	
Metanol	337.8	283 - 403	
Etanol	351.1	273 - 403	
Água	373.1	303 - 550	Temperaturas Médias
Naftaleno	490.0	408 - 623	
Mercúrio	630.1	523 - 923	
Enxofre	717.8	530 - 947	Temperaturas Altas
Potássio	1032	773 - 1273	
Sódio	1151	873 - 1473	
Chumbo	2013	1670 - 2200	
Prata	2485	2073 - 2573	

Fonte: Sueth Junior (2018, p.37).

- Número de mérito: o número de mérito é parâmetro para a determinação da capacidade máxima de transporte de calor do fluido de trabalho em tubos de calor, segundo Ochterbeck (2003). É utilizada para comparar diferentes fluidos de trabalho e assim selecionar aquele que apresentar o melhor desempenho térmico. A Fig. 24a apresenta o número de mérito da fase líquida e a Fig. 24b apresenta o número de mérito da fase vapor para diferentes fluidos de trabalho.

Figura 24 – Número de mérito das fases líquida e vapor para diferentes fluidos de trabalho.



Fonte: Adaptada de Mishkinis e Ochterbeck (2003, p.102)

Em seu trabalho Chi (1976) definiu o número de mérito para tubos de calor convencionais de acordo com a Eq.(2.34), baseada na fase líquida assumindo-se que a maior perda de pressão está relacionada com essa fase.

$$NM_l = \frac{\rho_l \sigma h_{lv}}{\mu_l} \quad (2.34)$$

Dunbar e Cadell (1998) propuseram um novo critério para avaliar para a figura de mérito de um fluido, negligenciando a perda de pressão da fase líquida e considerando apenas a perda de pressão associada a fase vapor, esse critério é apresentado na Eq.(2.35),

$$NM_v = \frac{\rho_v \cdot \sigma \cdot h_{lv}^{1,75}}{\mu_v^{0,25}} \quad (2.35)$$

O número de mérito do vapor modificado,  $NM_v^*$ , apresentado na Eq. (2.36), é independente da viscosidade do vapor,  $\mu_v$ .

$$NM_v^* = \rho_v \cdot \sigma \cdot h_{lv} \quad (2.36)$$

O desempenho de um fluido de trabalho pode ser avaliado de acordo com seu número de mérito, ou seja, quanto maior o número de mérito em uma determinada temperatura maior será o transporte de calor. Assim o fluido de trabalho precisa ter elevado calor latente de vaporização,  $h_{lv}$ , juntamente com alta densidade,  $\rho$ , baixa viscosidade,  $\mu$ , para diminuir a queda de pressão por atrito, elevada tensão superficial,  $\sigma$ , que proporciona maior bombeamento capilar. Em tubos de calor pulsantes a utilização do número de mérito, da forma proposta, por Chi (1976) e Dunbar e Cadell (1998), precisa ser estudada com mais atenção, devido aos mecanismos físicos de bombeamento específicos.

### 2.3.3 Influência da fração de enchimento (*Filling Ratio-FR*)

A fração de enchimento,  $FR$ , é definida como sendo a razão entre o volume ocupado pelo fluido de trabalho,  $V_l$ , e o volume interno total,  $V_t$ , do tubo de calor pulsante.

$$FR = \left( \frac{V_l}{V_t} \right) \cdot 100\% \quad (2.37)$$

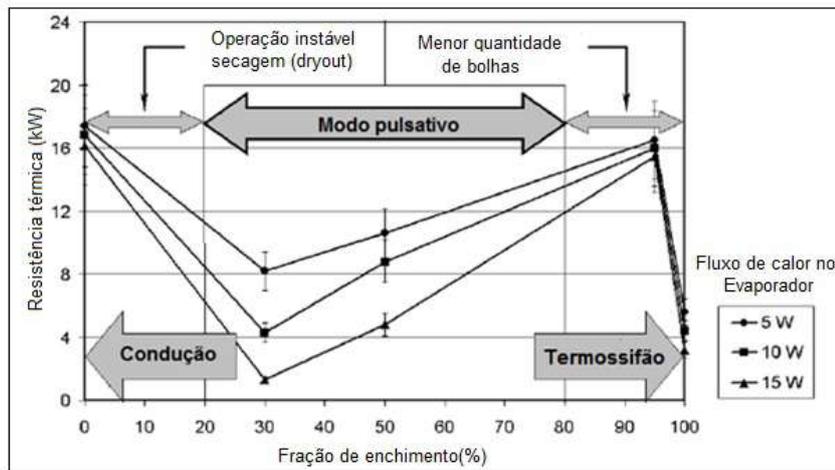
A escolha da fração de enchimento adequada ajuda garantir que haja líquido na região do evaporador, auxiliando o início do funcionamento do tubo de calor pulsante devido a nucleação de bolhas e o bombeamento dos pistões de líquido.

Segundo Groll e Khandekar (2003) os tubos de calor pulsantes tem dois extremos operacionais em relação a fração de enchimento.

- Fração de enchimento de 100%: não ocorre formação de vapor no fluido de trabalho impedindo o bombeamento dos pistões de líquido.
- Fração de enchimento de 0%: não há líquido, para formar os pistões, ocorrendo o *dry-out* do evaporador.
- Fração de enchimento na faixa de 20% a 80%: possibilita que o dispositivo opera como um tubo de calor pulsante de forma mais eficiente.

Khandekar et al. (2002) analisaram o desempenho térmico do tubo de calor pulsante em função da fração de enchimento com etanol e água na posição assistida pela gravidade (+90°). De acordo com a Fig. 25 para frações de enchimento abaixo de 20% o tubo de calor pulsante apresentou instabilidades na operação e ocorreu *dry-out* do evaporador. Para fração de enchimento igual a 0% ocorreu apenas transferência de calor por condução. Para a faixa de 20% - 80% a operação foi no modo pulsante. Com fração de enchimento igual a 100% atuou com um termossifão monofásico.

Figura 25 – Desempenho térmico em função da fração de enchimento do etanol na posição assistida pela gravidade (+90°).



Fonte: Adaptada de Khandekar et al. (2002, p. 462).

A fração de enchimento ótima varia de acordo com as características do experimento, no trabalho de Qu e Yang (2010) a fração de enchimento ótima foi igual a 36% para a acetona e 67% para o etanol. Em Park et al. (2012) a água destilada apresentou fração de enchimento ótima igual a 60%, em Wang (2015) com acetona foi igual a 35%, e para o etanol foi igual a 53%. Em Weixiu e Lisheng (2017) a fração de enchimento ótima para a acetona foi igual a 70% e o etanol apresentou valor igual a 50%. Os resultados em Babua, Reddappa e Reddy (2018) apresentaram fração de enchimento ótima para a acetona igual a 60% em Li, Li e Xu (2019) a fração de enchimento ótima está na faixa de 48% a 66,1%.

#### 2.3.4 Influência do número de voltas

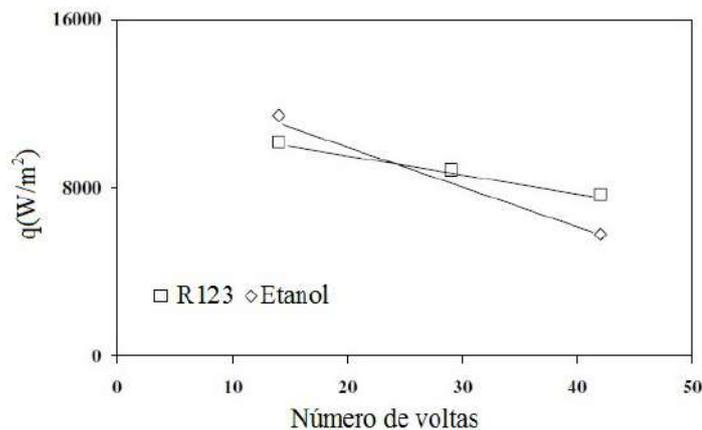
De acordo com Zhang e Faghri (2008), o número de voltas de um tubo de calor pulsante afeta o desempenho térmico e pode reduzir os efeitos da gravidade. O aumento do número de voltas possibilita que calor seja adicionado em posições distintas. O aquecimento do fluido de trabalho provoca diferentes níveis de pressão em cada volta. Alguns trabalhos da literatura sugerem que tubos de calor pulsantes com mais de 40 voltas operam independente do ângulo de inclinação por causa das perturbações em cada volta.

Pachghare, Mahalle e Khedkar (2012) sugerem que o número de voltas aumenta o nível de perturbações dentro o dispositivo. Se o número de voltas for menor que um valor crítico, então existe a possibilidade de ocorrer um fenômeno *stop-over*, ou seja, dispositivo pode parar de funcionar. Em tal condição, todas as seções do evaporador ficam preenchidas com bolhas de vapor, e o resto do tubo apresenta pistões de líquido, ocasionando o *dry-out* do evaporador e o sistema para de operar.

O trabalho de Rittidech et al. (2003) utilizando tubo de cobre com diâmetros

internos iguais a 0,6, 1,06 e 2,03 mm, com R123 e etanol, com fração de enchimento igual a 50% na posição horizontal ( $0^\circ$ ), apresentou a relação entre o número de voltas e o fluxo de calor. Como podemos observar na Fig. 26 o aumento do número de voltas ocasiona diminuição do fluxo de calor. Com 14 voltas o R123 apresentou o fluxo de calor igual a  $10,172 \text{ W/m}^2$ , e o etanol  $11,437 \text{ W/m}^2$ . Em 40 voltas o R123 apresentou valor igual a  $7,646 \text{ W/m}^2$  e para o etanol o valor foi igual a  $5,793 \text{ W/m}^2$ .

Figura 26 – Fluxo de calor para o tubo de calor pulsante com diâmetro interno  $D_i = 2,03 \text{ mm}$ .

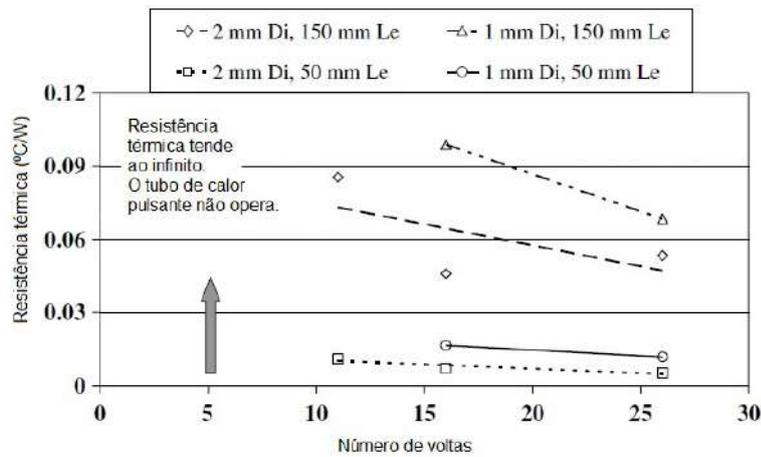


Fonte: Adaptada de Rittidech et al. (2003, p. 504).

Os autores Rittidech et al. (2003) concluíram que há um número de voltas ideal, nesse caso o fluxo de calor aumenta, e em seguida, diminui com um aumento no número de voltas.

Charoensawan e Terdtoon (2008) realizaram um estudo para definir o número de voltas que possibilita o funcionamento do tubo de calor pulsante na posição horizontal ( $0^\circ$ ), utilizando tubo de cobre com diâmetros iguais a 1,0 mm, 1,5 mm e 2,0 mm, com 5, 11, 16 e 20 voltas. Os fluidos utilizados foram água e etanol com fração de enchimento igual a 30%, 50% e 80%. De acordo com a Fig. 27 para o número de voltas igual a 5, o tubo de calor pulsante não funcionou, apresentando resistência térmica tendendo ao infinito. O melhor desempenho foi obtido com 26 voltas para o caso do diâmetro igual a 2,0 mm e comprimento do evaporador igual a 50 mm. Os autores Charoensawan e Terdtoon (2008) concluíram que há um número de voltas crítica que possibilita o tubo de calor pulsante operar, o tubo com diâmetro igual a 1,0 mm começou a operar com número de voltas igual a 11, e para 2,0 mm começou a operar com 16 voltas.

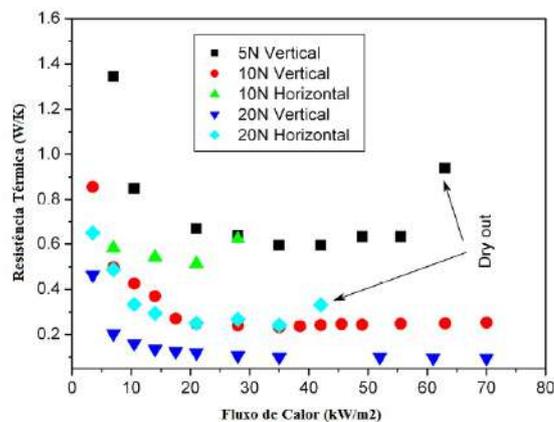
Figura 27 – Influência do número de voltas utilizando água com fração de enchimento igual a 50%.



Fonte: Adaptada de Charoensawan e Terdtoon (2008, p. 465).

Karthikeyan et al. (2013) apresentaram a influência no número de voltas no desempenho do tubo de calor pulsantes nas posições assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ) e horizontal ( $0^\circ$ ) com tubo de cobre de diâmetro interno igual a 2,3 mm e externo igual a 3,3 mm, com água e fração de enchimento igual a 50%. De acordo com a Fig.28 para o caso com 5 voltas na posição assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ), obteve-se a resistência térmica igual a  $1,3 \text{ }^\circ\text{C/W}$  em  $5 \text{ kW/m}^2$ , ocorrendo *dry-out* do evaporador em aproximadamente  $65 \text{ kW/m}^2$ . Para os casos com 20 voltas na gravidade assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ), a resistência térmica apresenta valor em torno de  $0,1 \text{ }^\circ\text{C/W}$  para o fluxo de calor na faixa de 5 a  $70 \text{ kW/m}^2$  e na horizontal ( $0^\circ$ ) houve *dry-out* do evaporador em aproximadamente  $45 \text{ kW/m}^2$ .

Figura 28 – Resistência térmica em função do número de voltas e da orientação.



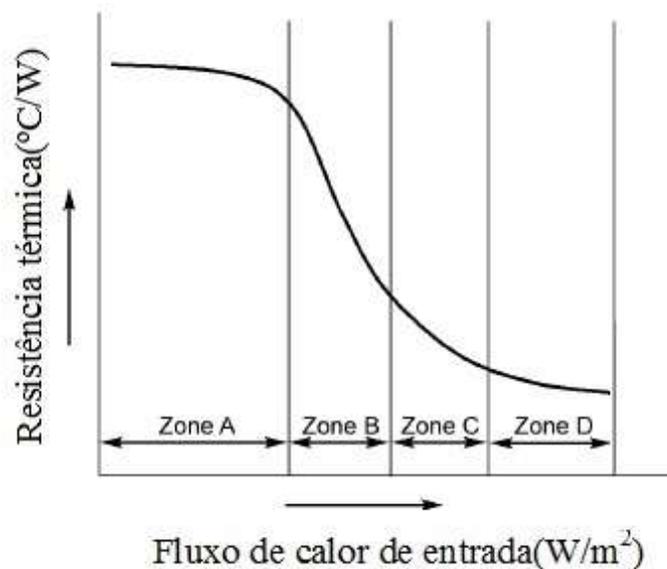
Fonte: Adaptada de Karthikeyan et al. (2013, p. 450).

As autores concluíram que a ausência de gravidade é responsável pelo mau desempenho do dispositivo na posição horizontal ( $0^\circ$ ). No entanto, o efeito da gravidade pode ser reduzido aumentando-se o número de voltas no dispositivo.

### 2.3.5 Influência do calor de entrada

De acordo com Khandekar e Groll (2003) para tubo de calor pulsantes com geometria definida, o fluxo de calor de entrada é diretamente responsável pelo tipo de padrão de escoamento no dispositivo. As instabilidades do tipo Ledinegg estáticas são afetadas pelo fluxo de calor de entrada, assim como o bombeamento das bolhas de vapor e o nível de perturbações dentro do tubo de calor pulsante. Segundo a Fig. 29, valores baixos para o fluxo de calor de entrada, não são capazes de gerar perturbações suficientes, e o bombeamento das bolhas de vapor é extremamente restrito. As bolhas de vapor oscilam com alta frequência e baixa amplitude, resultando em resistência térmica muito alta (Zona A). À medida que o fluxo de calor de entrada aumenta, a amplitude de oscilação dos pistões de líquido aumentam, havendo melhora do coeficiente de transferência de calor (Zona B). Com calor de entrada aumentando ainda mais, as oscilações tendem a seguir uma direção fixa, diminuindo a resistência térmica (Zona C). Fluxos de calor de entrada maiores, resultam na transição do padrão pistonado para o anular (Zona D).

Figura 29 – Tendência fenomenológica típica para um dispositivo com fração de enchimento na faixa de 50% - 70% para a água, etanol e R123.

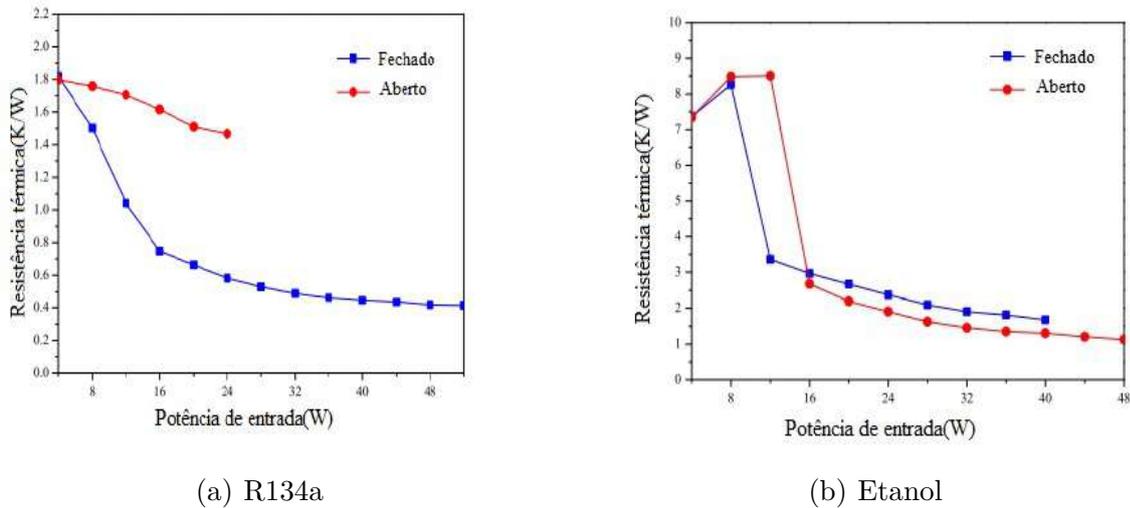


Fonte: Adaptada de Khandekar e Groll (2003, p. 125)

Kim e Kim (2020) analisaram a performance de tubos de calor do tipo fechado e tipo aberto, feitos de vidro, com 20 voltas, preenchidos com etanol e R134a com fração de enchimento igual a 50%, na posição vertical assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ). Os resultados

apresentados na Fig. 30a, mostram que o tubo de calor pulsante do tipo fechado para a potência de 32 W, apresentou resistência térmica igual a 0,7 K/W enquanto o tubo de calor pulsante aberto, não funcionou. Na Fig.30b, ambas as configurações apresentaram praticamente o mesmo valor para a resistência térmica.

Figura 30 – Resistência térmica em função da potência de entrada.



(a) R134a

(b) Etanol

Fonte: Adaptada de Kim e Kim (2020, p4).

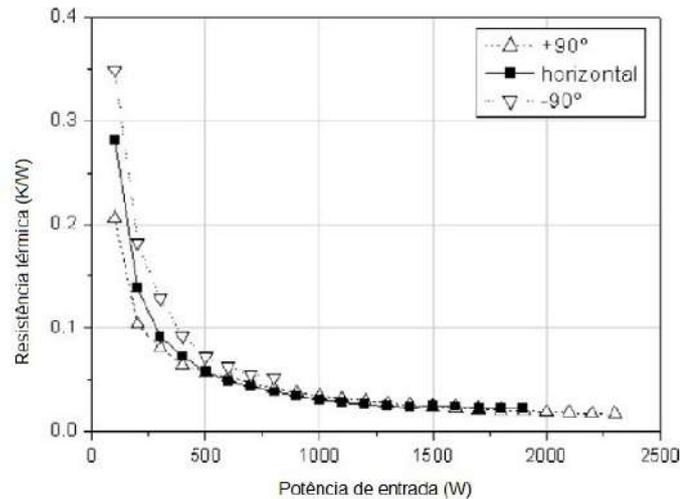
Os autores Kim e Kim (2020) concluíram que o aumento do fluxo de calor acarreta diminuição da resistência térmica.

### 2.3.6 Efeito do ângulo de inclinação no desempenho do tubo de calor pulsante

De acordo com Facin (2018) o ângulo de inclinação tem efeito considerável no desempenho térmico dos tubos de calor pulsantes embora espere-se que eles possam funcionar com bastante eficiência independentemente da orientação do tubo. Os tubos de calor pulsantes apresentam performances térmicas superiores quando operam inclinados em relação à horizontal, desde que o evaporador esteja localizado na posição inferior. Quanto maior for a inclinação, melhor o dispositivo opera, sendo a posição assistida pela gravidade(+90°), a que apresenta o melhor desempenho.

Em Lips et al. (2010) a resistência térmica foi obtida para a posição vertical assistida pela gravidade(+90°), na qual o evaporador está abaixo do condensador, posição vertical não assistida pela gravidade (-90°), na qual o evaporador está acima do condensador e na horizontal (0°). De acordo com a Fig. 31, no intervalo de 500 a 1800 W, as três inclinações apresentaram praticamente a mesma resistência térmica, ou seja, o tubo de calor pulsante funciona independente da orientação. Para potências acima de 1800 W, o tubo de calor pulsante parou de funcionar na posição horizontal(0°) e na posição vertical não assistida pela gravidade(-90°).

Figura 31 – Resistência térmica em função do calor de entrada, para tubo de cobre com diâmetro interno igual a 1,2 mm, 40 voltas, com água e fração de enchimento igual a 50%.

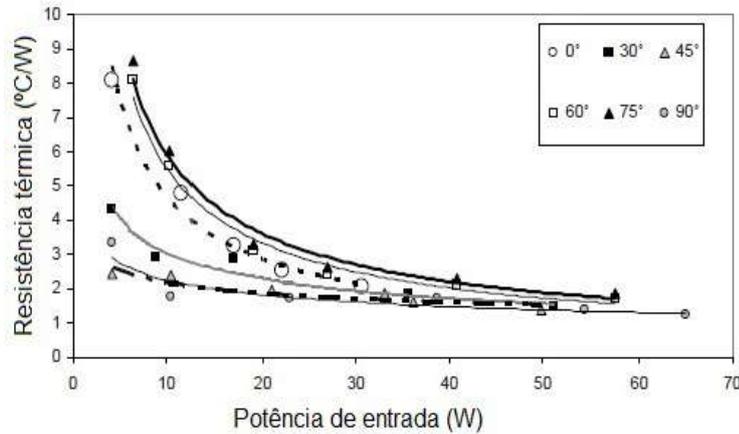


Fonte: Adaptada de Lips et al. (2010, p. 902).

Lips et al. (2010) concluíram que o tubo de calor pulsante pode operar nas três inclinações estudadas, inclusive na vertical não assistida pela gravidade ( $-90^\circ$ ). No entanto, o desempenho neste caso foi pior do que o obtido na vertical assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ) e na horizontal ( $0^\circ$ ). Além disso, como esperado, a resistência diminuiu com o aumento da potência térmica.

Jahan, Ali e Islam (2013) analisaram o desempenho do tubo de calor para as inclinações de  $0^\circ$ ,  $+30^\circ$ ,  $+45^\circ$ ,  $+60^\circ$ ,  $+75^\circ$  e  $+90^\circ$ . De acordo com a Fig. 32 o desempenho do tubo de calor para as inclinações de  $0^\circ$ ,  $+30^\circ$ ,  $+45^\circ$  são muito próximos, apresentando os menores valores para a resistência térmica em todo o intervalo de 5 a 75 W. As inclinações  $+60^\circ$ ,  $+75^\circ$ ,  $+90^\circ$  apresentam um comportamento esperado, decréscimo da resistência térmica com o aumento da potência de entrada. A posição horizontal  $0^\circ$  apresentou resistência térmica constante no valor de  $2^\circ\text{C}/\text{W}$  na faixa de 15 a 65 W. A menor resistência térmica foi obtido para ângulo de  $+75^\circ$ . Pode se concluir do trabalho de Jahan, Ali e Islam (2013) que o tubo de calor pulsante funciona independentemente do ângulo de inclinação para potências acima de 40 W, pois as resistências térmicas são praticamente iguais.

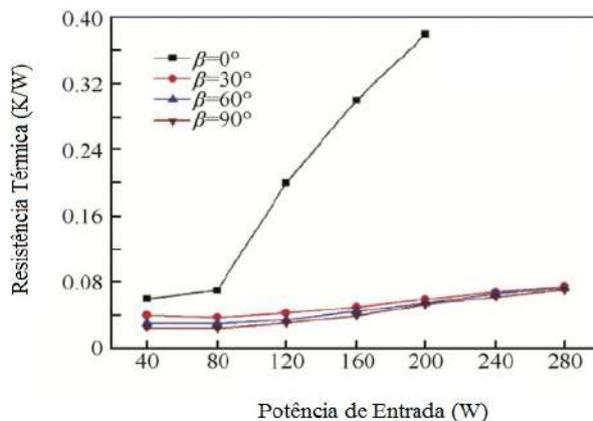
Figura 32 – Resistência térmica para diferentes inclinações utilizando etanol com fração de enchimento igual a 70% em tubo de cobre com diâmetro interno igual a 2,0 mm e 13 voltas.



Fonte: Adaptada de Jahan, Ali e Islam (2013, p. 1125).

No trabalho de Zhihu e Wei (2014) na posição horizontal ( $0^\circ$ ) houve um aumento acentuado da resistência térmica, a partir de 80 W, para essa mesma inclinação o tubo de calor pulsante parou de funcionar, para potências acima de 200 W. Para os ângulos de  $+30^\circ$ ,  $+60^\circ$  e  $+90^\circ$ , houve aumento da resistência térmica com o aumento da potência de entrada. A resistência térmica do tubo para esses ângulos é praticamente a mesma como se pode observar na Fig. 33, pode-se concluir que o tubo de calor pulsante funciona independente da inclinação entre os ângulos de  $+30^\circ$  e  $+90^\circ$ .

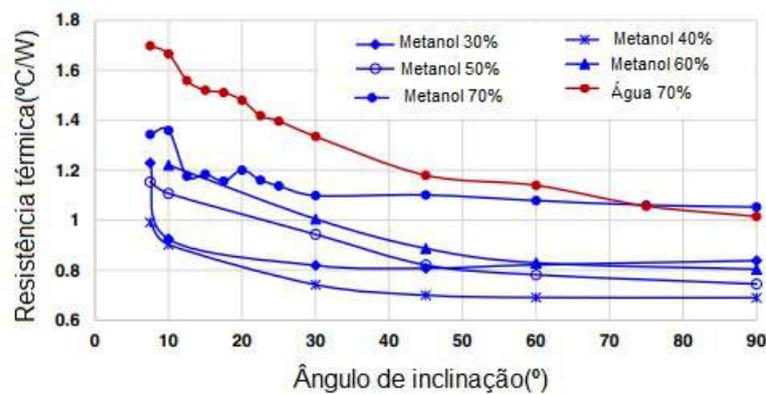
Figura 33 – Efeito da inclinação utilizando amônia com fração de enchimento igual a 50%, em um tubo de vidro de diâmetro interno igual a 2,0 mm e 6 voltas.



Fonte: Adaptada de Zhihu e Wei (2014, p. 1126).

Em Srikrishna et al. (2019) foi obtida a resistência térmica em função do ângulo de inclinação utilizando metanol e água com diferentes frações de enchimento para tubo de calor pulsante do tipo placa plana. Uma placa de alumínio nas dimensões 50 mm × 135 mm × 3 mm foi utilizada, o diâmetro interno do tubo foi igual a 2,0 mm e 12 volts. Os resultados são apresentados na Fig. 34, mostraram que o metanol para a inclinação igual a +45°, com fração de enchimento igual a 70%, apresentou a maior resistência térmica, 1,1 °C/W, e com fração igual a 40%, apresentou a menor resistência térmica, 0,7 °C/W.

Figura 34 – Resistência térmica em função do ângulo de inclinação, para potência de 50 W, diâmetro interno igual a 2,0 mm e 12 volts.



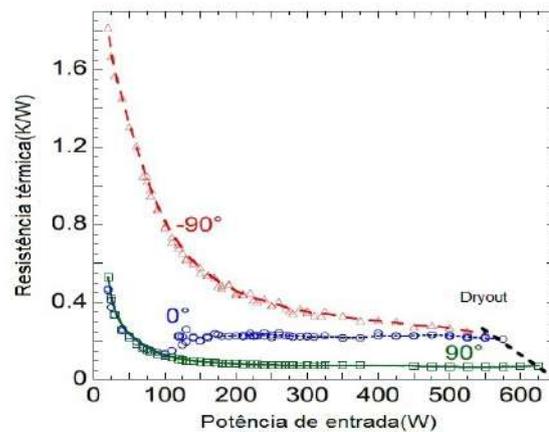
Fonte: Adaptada de Srikrishna et al. (2019, p. 2644).

Os autores Srikrishna et al. (2019) concluíram que para as inclinações quase verticais, a diferença de desempenho entre os dois fluidos, na fração de enchimento igual a 70% não foi substancial. A piora no desempenho do tubo de calor pulsante ocorreu para inclinações acima de 45° para ambos os fluidos. A resistência térmica do metanol para operações próximas da horizontal(0°) foi menor que a da água devido a menor densidade, a menor viscosidade e a maior razão de variação da pressão em relação à temperatura  $(dP/dT)_{sat}$ .

Nekrashevych e Nikolayev (2019) realizaram uma simulação numérica para prever o comportamento térmico do tubo de calor pulsante com 10 volts, diâmetro interno igual a 1,4 mm, de cobre preenchido com água e fração de enchimento igual a 50%. As posições estudadas foram a vertical assistida pela gravidade (+90°), horizontal(0°) e vertical não assistida pela gravidade(-90°) com diferentes níveis de potência de entrada. Baseada na espessura do filme líquido ( $\delta = 20\mu\text{m}$ ), o software CASCO (Code Avancé de Simulation de Caloduc Oscillant: Advanced PHP Simulation Code) foi utilizado para obtenção dos resultados. Como pode-se observar na Fig. 35 existe uma região de transição entre 100 e 180 W, onde o sistema é sensível a pequena mudança nos parâmetros de simulação. Neste ponto o sistema é caótico, o que significa que uma mudança muito pequena em qualquer

parâmetro, como condição inicial ou precisão numérica resulta em valores diferentes em um dado tempo  $t$ . Na posição vertical assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ), para valores entre 200 e 600 W, a resistência térmica é praticamente constante para em torno de 0,1 K/W, sendo a menor resistência térmica obtida, isso ocorre pois o regime de oscilação contínua é mais eficiente que o regime intermitente, o movimento dos pistões de líquido depositam filme líquido ao longo do tubo, o que favorece a transferência de calor. Para esse mesmo intervalo de potência, a posição horizontal ( $0^\circ$ ) apresentou resistência térmica praticamente constante, em torno de 0,2 K/W.

Figura 35 – Resistência térmica em função da potência de entrada para as diferentes orientações.



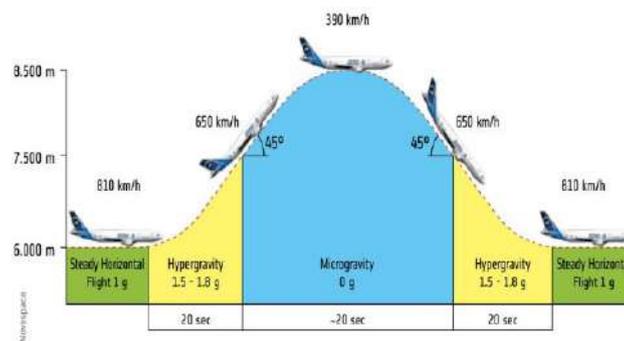
Fonte: Adaptada de Nekrashevych e Nikolayev (2019, p. 6).

Nekrashevych e Nikolayev (2019) concluíram que na posição vertical assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ) as oscilações foram contínuas em toda a faixa de potência. Na posição horizontal ( $0^\circ$ ), ocorrem oscilações contínuas até uma potência limiar, depois houve uma transição para o regime intermitente. Na posição vertical não assistida pela gravidade ( $-90^\circ$ ) as oscilações intermitentes ocorrem para todas as potências. O *dry-out* do tubo de calor pulsante é observado para cada regime quando a potência de entrada excede um limite. Na posição vertical assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ) as oscilações contínuas foram observadas em toda a faixa de potência. Na horizontal ( $0^\circ$ ), as oscilações contínuas ocorrem até uma potência limite, então ocorre a transição para o regime intermitente, *stop-over* do dispositivo. Na vertical não assistida pela gravidade ( $-90^\circ$ ), as oscilações intermitentes em toda a faixa de potência. Quando o tubo de calor pulsante opera de forma eficiente (vertical assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ) e horizontal ( $0^\circ$ ) com pequenas potências de entrada), a maior parte do calor transferido é na forma de calor latente. Nas oscilações intermitentes (vertical não assistida pela gravidade ( $-90^\circ$ ) e horizontal ( $0^\circ$ ) com grandes potências de entrada), a contribuição do calor latente é muito baixa.

### 2.3.7 Efeito da variação do campo gravitacional no desempenho do tubo de calor pulsante

Segundo Manzoni (2016) os fenômenos físicos relacionados à transferência de calor e massa são bastante afetados pelas condições gravitacionais. A metodologia dedicada para testar os tubos de calor em gravidade modificada, é pouco estudada, devido o alto custo experimental. Os voos parabólicos permitem testar um dispositivo por alguns segundos em condições de micro e hiper-gravidade conforme apresentado na Fig. 36.

Figura 36 – Voos Parabólicos



Fonte: Adaptada de Manzoni (2016, p. 53)

Experimentos para investigar o efeito da hiper-gravidade têm sido realizados em centrífugas de grande diâmetro, esse tipo de centrífuga possibilita a realização de experimentos longos, em um ambiente de gravidade modificada estável e controlado. Esses experimentos foram realizados no *European Space Agency (ESA) Large Diameter Centrifuge (LDC)* em Noordwijk. A centrífuga de grande diâmetro é apresentada na Fig. 37.

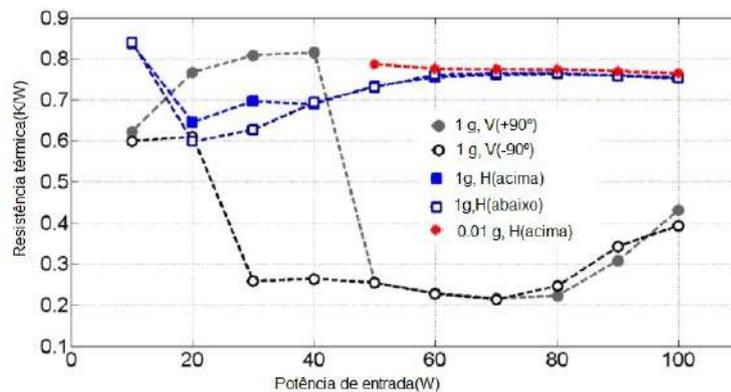
Figura 37 – *Large Diameter Centrifuge (LDC)-European Space Agency (ESA)*



Fonte: Adaptada de Manzoni (2016, p. 27)

Mameli et al. (2014b) apresentaram resultados para a resistência térmica variando a força gravitacional durante vôos parabólicos durante a 58<sup>o</sup> ESA Parabolic Flight Campaign, nas posições vertical assistida pela gravidade(+90°), vertical não assistida pela gravidade(-90°) e horizontal(0°). De acordo com a Fig. 38 a posição vertical assistida pela gravidade (+90°) e a posição vertical não assistida pela gravidade(-90°), em gravidade normal, apresentaram praticamente o mesmo desempenho para o intervalo de potência de 50 até 100 W. A resistência térmica nesse caso aumentou com o aumento da potência de entrada. Os resultados obtidos para a posição horizontal((0°)) em gravidade normal e em micro gravidade, demonstram praticamente os mesmos resultados, para o intervalo de potência de 50 até 100 W, valor em torno de 0,8 K/W.

Figura 38 – Resistência térmica equivalente em gravidade normal e micro-gravidade, para tubo de cobre com diâmetro interno igual a 1,1 mm, preenchido com FC-72 e 32 voltas.



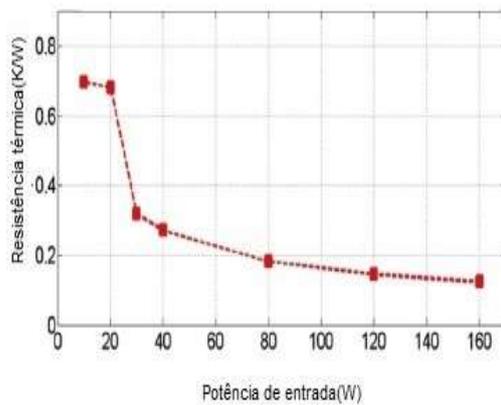
Fonte: Adaptada de Mameli et al. (2014b, p. 20)

Os autores Mameli et al. (2014b) concluíram que a operação do tubo de calor pulsante é diretamente afetada pela gravidade. A posição vertical assistida pela gravidade(+90°) apresenta melhor desempenho quando comparada com a posição horizontal(0°) que apresentou oscilações com baixa frequência. Durante os vôos parabólicos apenas a operação vertical assistida pela gravidade(+90°) é afetada pela variação do campo de gravitacional. A hiper-gravidade auxilia o movimento dos pistões de líquido e das bolhas de vapor, enquanto durante a micro-gravidade houve o aumento súbito da temperatura no evaporador. Em seguida em hiper-gravidade, o dispositivo foi capaz de retornar ao regime térmico.

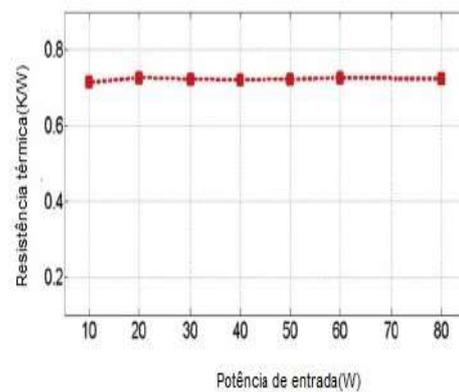
Mangini et al. (2015) realizaram testes em gravidade normal, micro e hipergravidade, na 61<sup>o</sup> ESA Parabolic Flight Campaign. Utilizaram um tubo de alumínio, de diâmetro interno igual a 3,0 mm, com FC-72 com fração de enchimento igual a 50% e voltas, nas posições posição vertical assistida pela gravidade (+90°) e horizontal(0°). De acordo com a Fig. 39a, na posição vertical assistida pela gravidade (+90°) potências abaixo de 30 W não foram suficientes para o *start-up* do tubo de calor pulsante, ou seja não

há o bombeamento do pistões de líquido até o condensador. Como consequência, haverá aumento da temperatura no evaporador, e a resistência térmica equivalente atinge aproximadamente o valor igual a 0,7 K/W. A partir de 40 W, a pressão alcançada é suficiente para bombear os pistões de líquido, a resistência térmica decresce até 0,1 K/W em 160 W. Na posição horizontal(0°) apresentada na Fig. 39b, o dispositivo funciona praticamente como um meio puramente condutor, a resistência térmica equivalente estabiliza-se a um valor constante igual a 0,7 K/W. Esse comportamento ocorre, pois, não há movimentação do fluido de trabalho devido a estratificação, a expansão das bolhas de vapor não são capazes de bombear os pistões de líquido.

Figura 39 – Resistência térmica em gravidade normal para a posição vertical assistida pela gravidade (+90°) e a horizontal(0°).



(a) Vertical assistida pela gravidade(+90°).



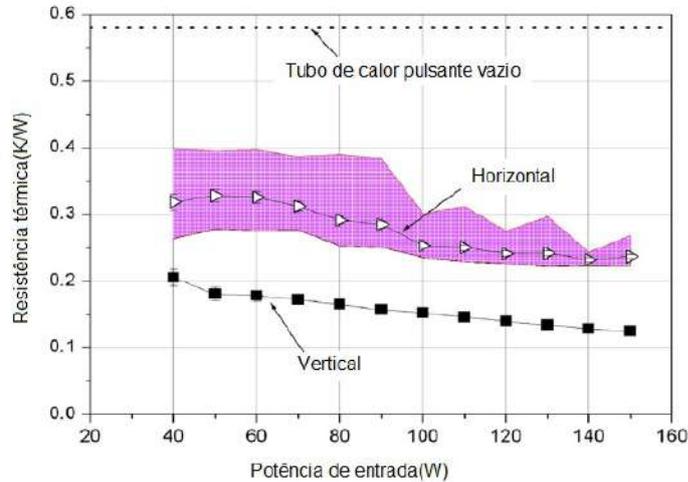
(b) Horizontal(0°).

Fonte: Adaptada de Mangini et al. (2015, p. 56)

Os autores Mangini et al. (2015) concluíram que na horizontal(0°) a gravidade é importante para que ocorra o movimento do fluido. Em micro gravidade há uma transição de modo de operação termossifão para o modo pulsante, e na posição horizontal(0°) o escoamento pistonado é observado.

Em Ayel et al. (2015) realizaram testes com tubo de calor pulsante do tipo placa plana no solo e durante a 60th ESA parabolic flight campaign, nas posições vertical assistida pela gravidade(+90°) e horizontal(0°). O tubo de calor pulsante foi usinado com diâmetro interno igual a 1,65 mm, em uma placa de cobre de dimensões 120 mm de largura, 200 mm de altura e 2 mm de espessura, apresentando 12 voltas, preenchido com FC-72 e fração de enchimento igual a 50%. De acordo com a Fig. 40 o tubo de calor pulsante vazio, ou seja, fração de enchimento igual a 0%, apresentou resistência térmica constante igual a 0,58 K/W. Em 150 W na posição assistida pela gravidade (+90°) apresentou resistência térmica igual a 1,25 K/W e na horizontal(0°), o valor foi igual a 2,25 K/W.

Figura 40 – Resistência térmica em função do calor de entrada no solo, para tubo de cobre de diâmetro interno igual a 1,65 mm, 12 voltas, preenchido com FC-72 e fração de enchimento igual a 50%.

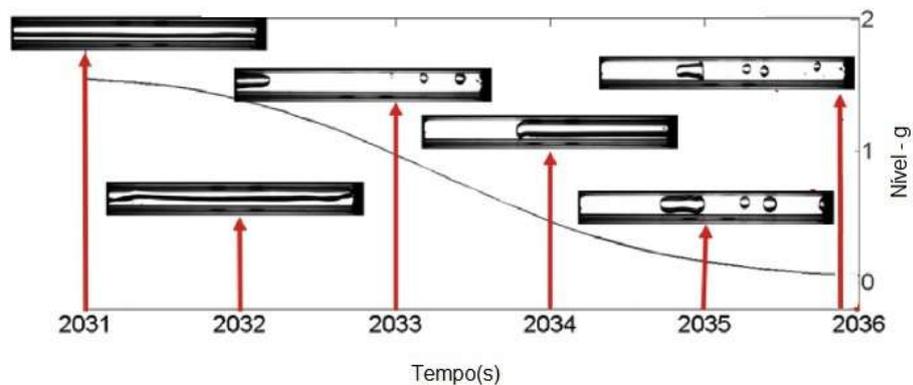


Fonte: Adaptada de Ayel et al. (2015, p. 29)

Ayel et al. (2015) concluíram o tubo de calor pulsante na horizontal ( $0^\circ$ ) não é influenciado por mudanças nos níveis de gravidade, provando que esse sistema pode ser um candidato eficiente no controle térmico em diferentes aplicações espaciais.

Mangini et al. (2017) utilizando um tubo de calor pulsante híbrido, feito de alumínio de diâmetro interno igual a 3,0 mm, preenchido com FC-72 e 5 voltas, apresentou a transição entre o modo termossifão bifásico e o modo pulsante. A evolução temporal do comportamento dinâmico do fluido de trabalho na transição de hiper e microgravidade é apresentado na Fig. 41. No período de hipergravidade (2031s - 2032s) há somente líquido no tubo, e nesse caso o dispositivo atua como um termossifão monofásico. Durante o período de microgravidade (2034s - 2036s) devido a súbita ausência das forças de flutuação a tensão superficial favorece a formação dos meniscos (interface entre os pistões de líquido e das bolhas de vapor), permitindo que a fase líquida preencha completamente a seção do tubo, assim o dispositivo funciona como um típico tubo de calor pulsante.

Figura 41 – Transição entre hiper e microgravidade: ativação do regime pistonado.



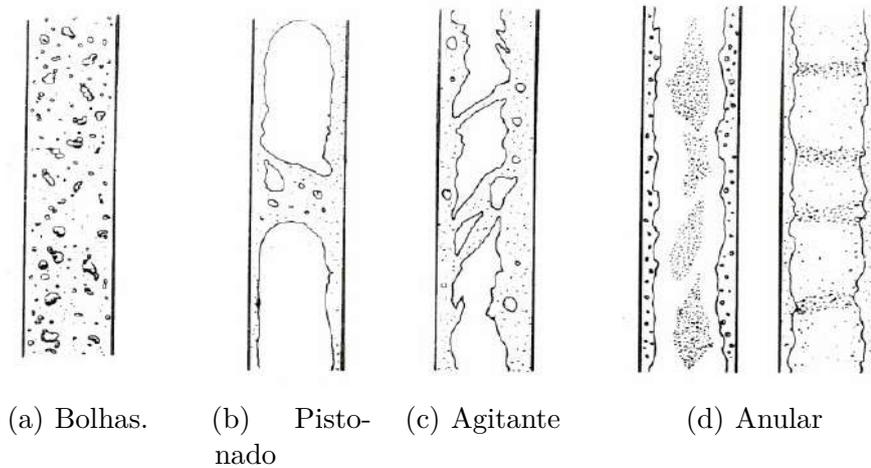
Fonte: Adaptada de Mangini et al. (2017, p. 1039).

Os autores Mangini et al. (2017) concluíram que em condições de microgravidade, a súbita ausência das forças de flutuação provocam a ativação do escoamento pistonado e o aquecimento não uniforme também é benéfico para o desempenho do tubo de calor pulsante.

#### 2.4 Padrões de escoamento em tubos de calor pulsantes

O escoamento de um gás e um líquido simultaneamente em um tubo recebe o nome de escoamento bifásico. A interface entre o gás e o líquido, é influenciada pela distribuição geométrica das fases, conseqüentemente a taxa de transferência de massa, a quantidade de movimento e a energia entre elas também. Para determinar o padrão de escoamento é necessário que sejam utilizados modelos matemáticos apropriados para cada caso. Para escoamentos na vertical, Collier e Thome (1994) classificaram os padrões como sendo bolhas, pistonado, agitante e anular, conforme mostrado na Fig. 42.

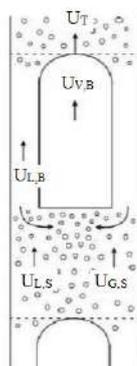
Figura 42 – Padrões de escoamento em dutos verticais a) Bolhas, b) Pistonado, c) Agitante e d) Anular.



Fonte: Adaptada de Collier e Thome (1994, p. 11)

O padrão de escoamento bolhas, segundo Wallis (1969), é caracterizado pela dispersão das bolhas de vapor no líquido, essas bolhas apresentam diâmetro muito menor que o diâmetro do tubo. Segundo Colmanetti (2015) o escoamento pistonado é reconhecido pela presença da bolha de Taylor, essa bolha apresenta simetria em relação ao eixo do tubo. A bolha de Taylor consiste em bolhas ascendentes com formato de projétil e dimensão próxima do diâmetro do tubo como observado na Fig. 43.

Figura 43 – Bolha de Taylor unitária proposta por Wallis (1969)



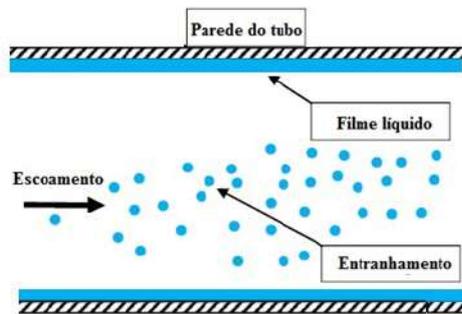
Fonte: Adaptada de Colmanetti (2016, p. 44)

onde  $U_T$  é a velocidade da bolha de Taylor,  $U_{L,B}$ , é a velocidade do líquido na bolha de Taylor,  $U_{V,B}$ , é a velocidade do vapor na bolha de Taylor,  $U_{L,S}$ , é a velocidade do líquido no pistão de líquido,  $U_{V,S}$ , é a velocidade do vapor no pistão de líquido.

O escoamento agitante caracteriza-se pela ruptura da ponte de líquido formando-se um escoamento com as fases separadas e interface irregular. No escoamento anular a fase

vapor, com alta velocidade, escoam na região central da tubulação com gotas de líquido entranhadas, enquanto um filme líquido escoam com velocidade inferior junto à parede da tubulação formando um anel líquido (COLMANETTI, 2016).

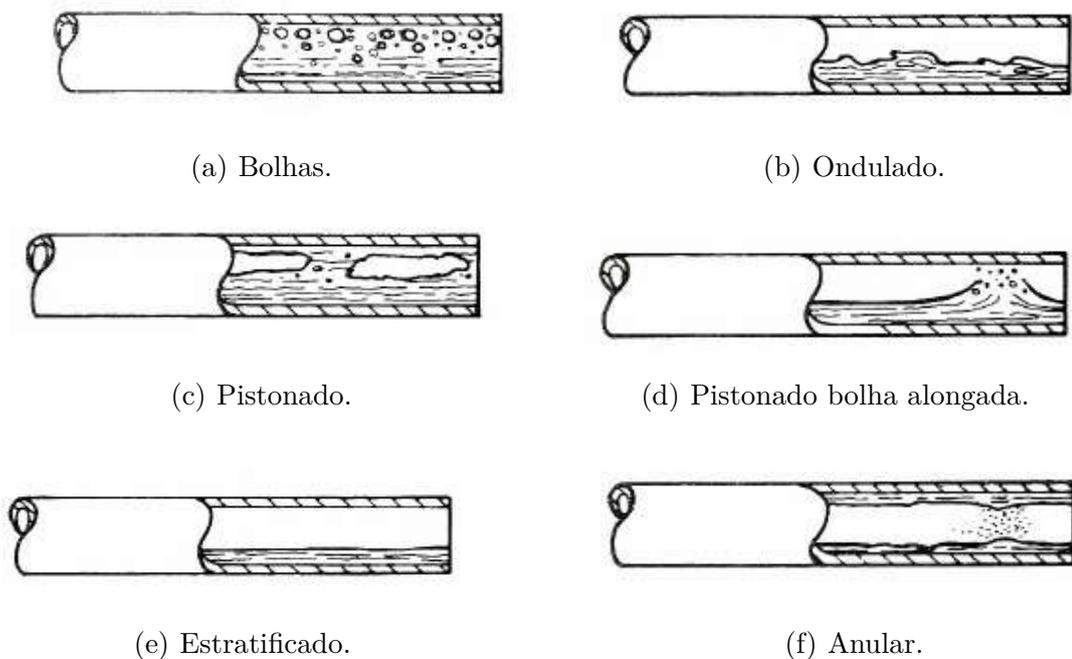
Figura 44 – Esquema do padrão anular.



Fonte: Adaptada de Cioncolini e Thome (2011, p. 806)

Para escoamentos na horizontal, Collier e Thome (1994) classificaram os padrões de escoamento como sendo bolhas, ondulado, pistonado, estratificado e anular, conforme mostrado na Fig. 45.

Figura 45 – Padrões de escoamento em dutos horizontal, a) Bolhas, b) Ondulado, c) Pistonado, d) Pistonado, bolha alongada, e) Estratificado e f) Anular.



(a) Bolhas.

(b) Ondulado.

(c) Pistonado.

(d) Pistonado bolha alongada.

(e) Estratificado.

(f) Anular.

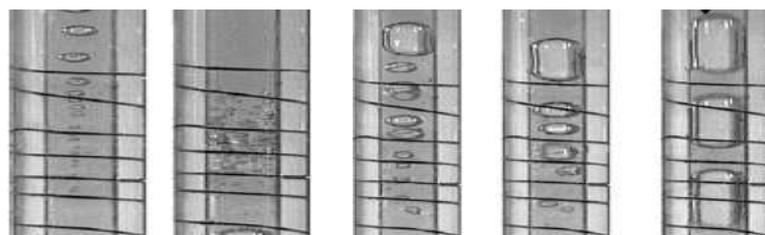
Fonte: Adaptada de Collier e Thome (1994, p. 16)

No padrão de escoamento bolhas Fig. 45a devido a ação das forças de empuxo,

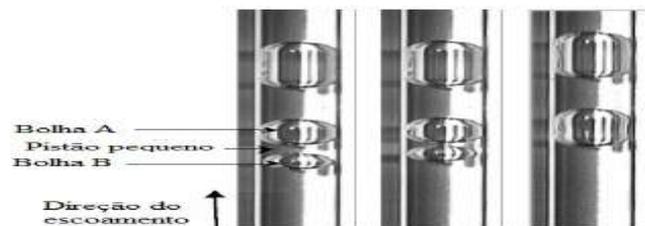
as bolhas tendem a se concentrar na região superior do tubo. O padrão de escoamento ondulado Fig. 45b é uma variante do estratificado, em que, por ação de arrasto do vapor, a interface apresenta ondulações. No padrão de escoamento pistonado Fig. 45c e Fig. 45d as bolhas estão dispostas assimetricamente em relação ao eixo do tubo, por ação das forças de empuxo. No padrão de escoamento estratificado Fig. 45e o líquido se posiciona na região inferior do conduto e o vapor escoando pela região superior, com a interface de separação relativamente lisa. No padrão de escoamento anular Fig. 45f um filme de líquido escoando junto à superfície do conduto, com vapor escoando na região central, onde a espessura do filme de líquido é maior na região inferior do tubo devido a ação da gravidade.

Utilizando um tubo de calor pulsante de vidro, de diâmetro interno igual a 1,8 mm, com metanol e fração de enchimento igual a 60%, Tong, Wong e Ooi (2001) visualizaram os fenômenos de nucleação, coalescência, formação das bolhas de vapor e formação dos pistões de líquido, nas posições vertical assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ). De acordo com a Fig. 46a há o crescimento contínuo das bolhas de vapor, devido a ebulição nucleada, e a rápida proliferação na região do evaporador. Na Fig. 46b devido o aquecimento contínuo, pequenas bolhas de vapor tendem a sofrer expansão volumétrica, tornando-se bolhas de Taylor, surgindo o padrão de escoamento pistonado. Na Fig. 46c a coalescência da bolha de vapor A com a bolha B, resulta em uma nova bolha de vapor, que apresenta densidade menor e velocidade maior que as bolhas originais.

Figura 46 – Nucleação e formação de bolhas de Taylor na posição vertical assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ) com potência de entrada igual a 50W e fração de enchimento igual a 60% no evaporador.



(a) Nucleação de bolhas. (b) Formação das bolhas de Taylor.



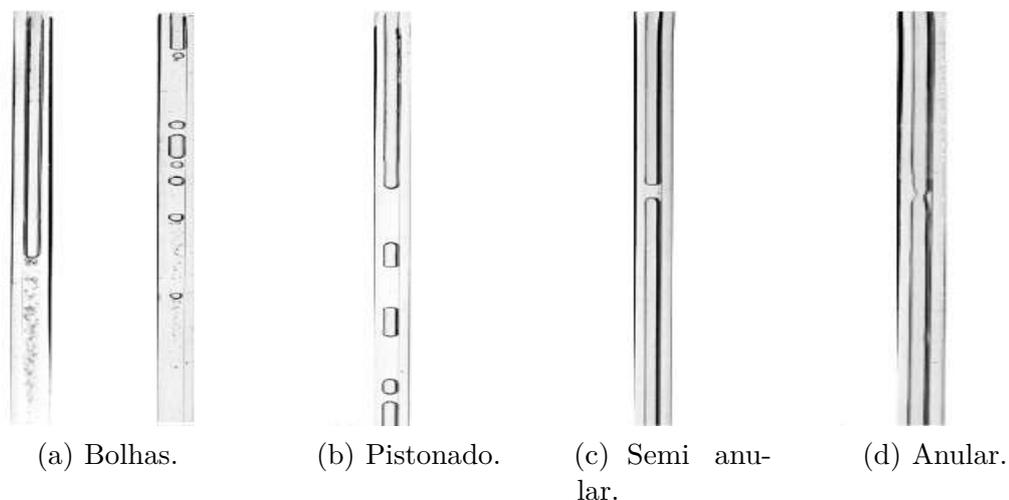
(c) Coalescência das bolhas de vapor, no tempo  $t=0.027s$ .

Fonte: Adaptada de Tong, Wong e Ooi (2001, p.1856, 1857, 1858).

Os autores concluíram que o movimento contínuo do fluido de trabalho, é devido à interação entre as forças motrizes e as forças restauradoras. No início da operação (*start-up*) ocorre grandes amplitudes de oscilações na circulação do fluido, após esse período a circulação torna-se contínua. A velocidade dos pistões de líquido aumenta com a potência de entrada, apresentando um complexo processo de nucleação, formação e coalescência das bolhas de vapor.

Xian et al. (2014) visualizaram os padrões de escoamento de um tubo de calor pulsante feito de vidro, com diâmetro interno igual a 2,0 mm, com 10 voltas, preenchido com água e fração de enchimento igual a 49%, na posição vertical assistida pela gravidade(+90°). Na Fig. 47a tem-se o escoamento bolhas devido a ebulição nucleada que ocorre no evaporador, os diâmetros das bolhas de vapor aumentam a medida que ocorre o aumento do calor de entrada, como o diâmetro é limitado pelo canal, a bolha de vapor se transforma em um pistão de líquido. Na Fig. 47c as bolhas de vapor com diferentes comprimentos aparecem quando a potência de entrada é baixa. Para grandes valores de potência de entrada ocorre o padrão semi-anular Fig. 47d e o escoamento anular apresentado em Fig. 47e. Na Fig. 47c o comprimento da bolha de vapor é muito maior que o diâmetro interno do tubo, mas com diâmetros aproximadamente iguais. Um filme líquido, com espessura,  $\delta$ , é formado entre a superfície da parede interna do tubo e a bolha de vapor, a troca de calor que ocorre no menisco, provoca a formação dos pistões de líquido. Os padrões de escoamento semi-anular e anular apresentados nas Fig. 47d e Fig. 47e, esses padrões de escoamento ocorrem quando a potência de aquecimento é alta, caracterizados pela formação de uma longa coluna de vapor conectando a seção de evaporação e a seção de condensação.

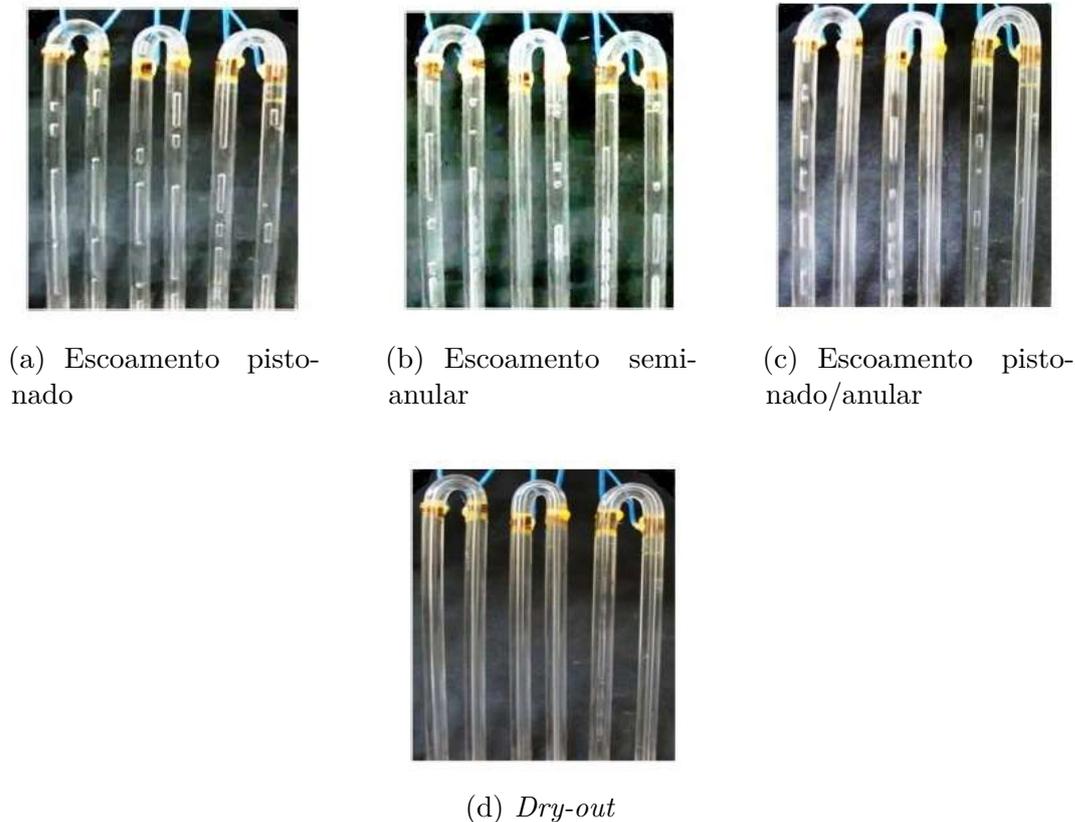
Figura 47 – Padrões de escoamento obtidos por Xian et al. (2014).



Fonte: Adaptada de Xian et al. (2014, p.338)

Os padrões de escoamento pistonado e semi-anular foram obtidos no trabalho Karthikeyan et al. (2015). O tubo de calor pulsante de vidro, diâmetro interno igual a 2,6 mm, água e nano partículas de óxido de cobre CuO com fração de enchimento igual a 50% e 5 voltas, foi utilizado no experimento na posição vertical assistida pela gravidade(+90°) e na horizontal(0°). Como pode-se observar na Fig. 48, há a formação de diferentes padrões de escoamento para diferentes valores de potência de entrada. Para potências baixas formou-se o escoamento pistonado, Fig. 48a, aumentando-se a potência de entrada, há a transição do padrão de escoamento semi-anular, Fig. 48b, para o pistonado/anular, Fig. 48c, por fim ocorre o *dry-out*, Fig. 48d do tubo de calor pulsante.

Figura 48 – Padrões de escoamento utilizando água com nano partículas de óxido de cobre CuO.



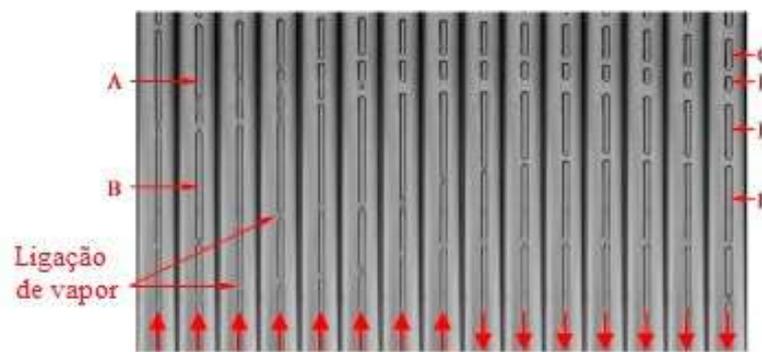
Fonte: Adaptada de Karthikeyan et al. (2015, p.1673)

Os autores Karthikeyan et al. (2015) concluíram que o desempenho do tubo de calor é afetado pelo efeito da gravidade, devido a geometria simples e ao baixo número de voltas. O dispositivo não funciona na horizontal(0°), pois não há formação do padrão de escoamento pistonado. A posição vertical assistida pela gravidade(+90°) apresenta o melhor desempenho, pois a gravidade ajuda o retorno do líquido ao evaporador.

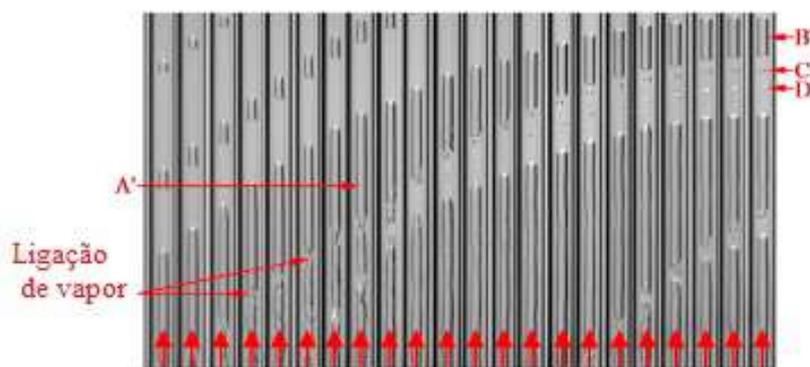
Liu et al. (2016) utilizando uma câmera de alta velocidade obteve os padrões de

escoamento do tubo de calor pulsante de vidro, com diâmetros internos iguais a 1,0 mm, 2,0 mm e 3,0 mm. O tubo foi preenchido com metanol, a fração enchimento igual a 47%, na posição vertical assistida pela gravidade(+90°) e 10 voltas. Devido à condensação contínua das bolhas de vapor, o padrão de escoamento anular é formado (bolhas longas A e B na Fig. 49a, e bolhas A' na Fig. 49b. A medida que a condensação prossegue, as bolhas de vapor longas são divididas em várias bolhas curtas, e as mais curtas produzidas continuam encolhendo (veja as bolhas C e D produzidas pela bolha A, bem como a bolhas E e F produzido pela bolha B na Fig. 49a e as bolhas B', bolha C' e D' produzido pela bolha A' na Fig .49b).

Figura 49 – Evolução dos padrões de escoamento no condensador com diferentes diâmetros em 100 W e  $\Delta t=0,012$  s.



(a)  $D_i = 1,0$  mm



(b)  $D_i = 2,0$  mm

Fonte: Adaptada de Liu et al. (2016, p. 10)

As autores Liu et al. (2016) concluíram que a transição entre os padrões de escoamento, dependem dos fenômenos de mudanças de fase que ocorrem no evaporador e no condensador, a redução no diâmetro interno do tubo de calor pulsante, resulta no aumento da tensão superficial, o que aumenta a instabilidade capilar e, portanto, induz flutuações irregulares na interface líquido-vapor. O colapsos no núcleo do vapor

proporciona a formação de bolhas de vapor mais curtas, no diâmetro igual a 1,0 mm do que nos diâmetros iguais a 2,0 e 3,0 mm.

## 2.5 Correlações para a transferência de calor em tubos de calor pulsantes

A transferência de calor em um tubo de calor pulsante ocorre, devido à evaporação e condensação do fluido de trabalho, e pela transferência de calor entre a parede do tubo e o escoamento (SHAFII; FAGHRI; ZHANG, 2002).

De acordo com Khandekar et al. (2003) a proposição de correlações de transferência de calor com ampla faixa de aplicabilidade é conveniente utilizar números adimensionais. Esses números devem considerar a inclinação do tubo de calor pulsantes  $\alpha$ , as propriedades do fluido de trabalho, o diâmetro interno do tubo  $D_i$ , o número de voltas,  $N$ , do tubo de calor pulsante, o comprimento do evaporador,  $L_e$ , o comprimento do condensador,  $L_c$ , o comprimento total do tubo  $L_{tot}$  de calor pulsante e a fração de enchimento,  $FR$ . O número de Kutateladze,  $Ku$ , é um número adimensional que pode ser usado para representar o desempenho térmico de um tubo de calor pulsante. Ele representa a relação entre o fluxo de calor na superfície e o fluxo crítico de calor dado em ebulição em piscina. De acordo com Rittidech et al. (2003) esse adimensional é definido de acordo com a Eq.(2.38),

$$Ku = \frac{\dot{q}}{h_{lv} \cdot \rho_v^{0,5} \left[ \sigma \cdot \vec{g} \cdot (\rho_l - \rho_v) \right]^{0,25}} \quad (2.38)$$

onde o fluxo de calor,  $\dot{q}$ , pode ser calculado de acordo com a Eq.(2.39),

$$\dot{q} = \frac{\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{saida} - T_{entrada})}{A_0} \quad (2.39)$$

onde  $A_0$  é a área definida de acordo com a Eq.(2.40),

$$A_0 = N \cdot (\pi \cdot D_i \cdot L_e) \quad (2.40)$$

com  $N$  igual o número de voltas na seção adiabática.

Em seu trabalho Rittidech et al. (2003) utilizaram tubo de cobre com diâmetros interno iguais a 0,66 mm, 1,06 mm e 2,03 mm, com etanol, água e R123, e fração de enchimento igual a 50%, na posição horizontal(0°), para propor uma correlação para previsão do fluxo de calor,  $\dot{q}$ , baseado no número de Kutateladze,  $Ku$ , Eq. 2.38. A correlação é apresentada na Eq.(2.41),

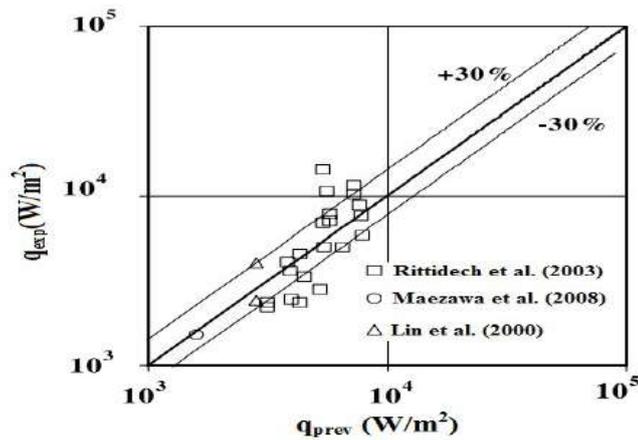
$$Ku_{0^\circ} = 0,0052 \left[ \left( \frac{D_i^{4,3} L_{tot}^{0,1}}{L_e^{4,4}} \right) N^{0,5} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{-0,2} Pr_v^{-25} \right]^{0,116} \quad (2.41)$$

onde,  $N$  igual o número de voltas na seção adiabática e  $Pr_v$ , é o número de Prandtl do vapor, definido de acordo com a Eq.(2.42),

$$Pr_v = \left( \frac{c_p \cdot \mu}{k} \right)_v \quad (2.42)$$

O termo  $(D_i^{4.3} \cdot L_t^{0.1})/L_e^{4.4}$  indica a influência das características geométricas do tubo. A Fig. 50 apresenta a comparação dos resultados obtidos por Rittidech et al. (2003), Lin et al. (2000) e Maezawa et al. (2008).

Figura 50 – Comparação do fluxo de calor experimental e o valor previsto.



Fonte: Adaptada de Rittidech et al. (2003, p. 507).

Os autores concluíram que a correlação pode ser utilizada para previsão do fluxo de calor na posição horizontal ( $0^\circ$ ), mesmo não incluindo os parâmetros de oscilação e os fenômenos de circulação que ocorrem no tubo de calor pulsante.

Khandekar et al. (2003) utilizaram tubo de vidro com diâmetro interno igual a 2.0 mm, com R123 e fração de enchimento igual a 50%, ângulos de inclinação variando de  $0^\circ$  até  $+90^\circ$ , para a previsão do fluxo de calor,  $\dot{q}$ . Aplicando a técnica de ajuste de curvas via métodos dos mínimos quadrados, juntamente com o método de eliminação de Gauss, foi obtida a correlação apresentada na Eq.(2.43), o erro para a previsão foi igual  $\pm 30\%$ .

$$\dot{q} = 0,54 \cdot (e^\alpha)^{0,48} K a_l^{0,47} \cdot Pr_l^{0,27} \cdot Ja^{1,43} \cdot N^{-0,27} \quad (2.43)$$

onde o número de Karmann do líquido,  $K a_l$ , é definido de acordo com a Eq.(2.44),

$$K a_l = \left( \frac{\rho \cdot (\Delta P)}{\mu} \right)_l \cdot \frac{D_i^2}{L_{ef}} \quad (2.44)$$

o comprimento efetivo,  $L_{ef}$ , é dado pela Eq.(2.45),

$$L_{ef} = 0,5 \cdot (L_e + L_c) + L_a. \quad (2.45)$$

onde, o número de Prandtl do líquido,  $Pr_l$ , é definido de acordo com a Eq.(2.12), e o número de Jakob,  $Ja$ , é definido de acordo com a Eq.(2.46),

$$Ja = \frac{c_p \cdot \Delta T}{h_{lv}} \quad (2.46)$$

Khandekar et al. (2003), concluíram que apesar da existência de limitações no modelo por eles apresentado, a modelagem utilizando números adimensionais é uma boa técnica.

Katpradit et al. (2005) utilizaram tubo de cobre de diâmetros interno iguais a 0,66 mm, 1,06 mm e 2,03 mm, com etanol, água e R123 e fração de enchimento igual a 50%, nas posições horizontal( $0^\circ$ ) e vertical assistida pela gravidade( $+90^\circ$ ), propuseram correlações baseados no número de Kutateladze,  $Ku$ , para ambas as inclinações. A correlação proposta para a posição horizontal( $0^\circ$ ),  $Ku_{0^\circ}$ , é dado pela Eq.(2.47),

$$Ku_{0^\circ} = 53,680 \left[ \frac{D_i}{L_e} \right]^{1,127} \left[ \frac{C_p \Delta T}{h_{lv}} \right]^{1,417} \left\{ D_i \left[ \frac{\vec{g}(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{0,5} \right\}^{-1,32} \quad (2.47)$$

A correlação proposta para a posição vertical assistida pela gravidade( $+90^\circ$ ),  $Ku_{+90^\circ}$ , é dado pela Eq.(2.48),

$$Ku_{+90^\circ} = 0,0002 \left[ \frac{D_i}{L_e} \right]^{0,92} \left[ \frac{C_p \Delta T}{h_{lv}} \right]^{-0,212} \left\{ D_i \left[ \frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{0,5} \right\}^{-0,59} \left[ 1 + \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,25} \right]^{13,06} \quad (2.48)$$

Os erros obtidos para as correlações  $Ku_{0^\circ}$  e  $Ku_{+90^\circ}$ , apresentadas nas Eq.(2.43) e Eq.(2.43), foram  $\pm 18\%$  e  $\pm 31\%$ , respectivamente.

Kammuang-Lue et al. (2009) utilizando tubo de cobre de diâmetros interno iguais a 0,66 mm, 1,06 mm e 2,03 mm, com etanol, água e R123 e fração de enchimento igual a 50%, na posição vertical assistida pela gravidade( $+90^\circ$ ), propuseram uma correlação,  $Ku_{max}$ , para previsão do fluxo máximo de calor. A correlação,  $Ku_{max}$ , é dado pela Eq.(2.49), e apresentou erro igual a  $\pm 24\%$ .

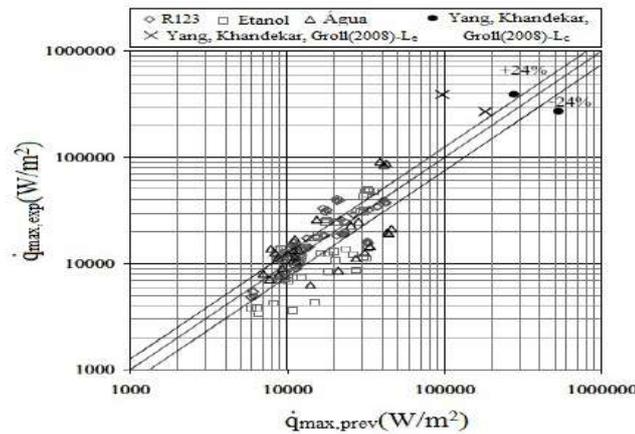
$$Ku_{max} = 6,25 \left\{ \frac{j_v \mu_v}{\sigma} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \right\}^{0,34} \left( \frac{D_i}{L_e} \right)^{0,91} \left( \frac{L_t}{L_e} \right)^{-0,26} \quad (2.49)$$

O fluxo volumétrico da fase vapor,  $j_v$ , é dado pela Eq.(2.50),

$$j_v = \frac{\dot{q} \cdot A_e}{\rho_v \cdot A_t \cdot h_{lv}} \quad (2.50)$$

onde,  $A_{trans}$ , é a área transversal do tubo de calor pulsante, dada pela Eq.(2.20) e  $A_e$ , sendo a área externa do tubo. A Fig. 51 apresenta a comparação entre o valor do fluxo de calor previsto,  $\dot{q}_{prev}$  e valor experimental,  $\dot{q}_{exp}$ .

Figura 51 – Comparação do fluxo de calor experimental,  $\dot{q}_{exp}$ , e o valor previsto,  $\dot{q}_{prev}$ .



Fonte: Adaptada de Kammuang-Lue et al. (2009, p. 970).

Shafii et al. (2010) utilizaram tubo de cobre com diâmetro interno igual 1,8 mm e externo igual a 3,0 mm, com etanol, água e R123 e, frações de enchimento iguais a 30%, 40%, 50%, 70% e 80%, na posição vertical assistida pela gravidade(+90°), propuseram uma correlação para previsão da transferência de calor. A correlação,  $Ku_{+90^\circ}$ , é apresentada na Eq.(2.51),

$$Ku_{+90^\circ} = a \left( \frac{(c_p)_l \Delta T}{h_{lv}} \right)^b \left( \frac{(c_p)_l \mu_l}{k_l} \right)^{0,7} \left( D_i \sqrt{\frac{\vec{g}(\rho_l - \rho_v)}{\sigma}} \right)^{0,85} \left( \frac{\mu(\vec{g}(\rho_l - \rho_v))^{-0,25}}{\rho_v^{0,5} \sigma^{0,7}} \right)^{0,8} \left( \frac{D_i}{L_e} \right)^{0,7} \left( \frac{D_e}{D_i} \right)^{2,6} \quad (2.51)$$

Os valores de  $a$  e  $b$  são calculados de acordo com a Eq.(2.52) e a Eq.(2.53),

$$a = -1258FR^4 + 2663,1FR^3 - 2028,9FR^2 + 655,28FR - 71,22 \quad (2.52)$$

$$b = -142,5FR^4 + 301,5FR^3 - 227,6FR^2 + 72,21FR - 6,87 \quad (2.53)$$

A correlação Eq.(2.51) apresentou proximadamente 88,6% dos dados experiemntais dentro do desvio de  $\pm 30\%$ .

Sakulchangsattajatai et al. (2016) utilizaram tubo de cobre de diâmetros internos igual a 1,5 mm, 1,78mm e 2,16 mm, R123, R141b, acetona e etanol, com fração de enchimento igual a 50%, nas posições vertical assistida pela gravidade(+90°), e horizontal(0°), propuseram correlações para ambas as inclinações. A correlação para a vertical assistida pela gravidade(+90°),  $Ku_{+90^\circ}$ , é dado pela Eq.(2.54), e a correlação para a horizontal(0°),  $Ku_{0^\circ}$ , é dada pela Eq.(2.55). Ambas as correlações, Eq.(2.54) e Eq.(2.55), apresentaram desvio igual a  $\pm 37\%$ .

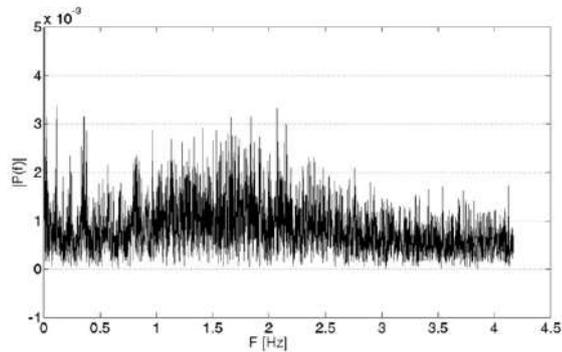
$$Ku_{+90^\circ} = 5,27 \cdot 10^{-2} Ka^{0,057} Pr_l^{0,522} Ja^{-0,507} Bo^{-0,164} \left( \frac{L_e}{D_i} \right)^{-0,727} \quad (2.54)$$

$$Ku_{0^\circ} = 9,62 \cdot 10^{-3} Ka^{0,152} Pr_l^{0,905} Ja^{-0,110} \left( \frac{L_e}{D_i} \right)^{-1,212} \quad (2.55)$$

## 2.6 Resposta térmica transiente em tubos de calor pulsantes

Com o objetivo de investigar há existência de frequências de oscilação dominante no movimento do fluido de trabalho durante a operação do tubo de calor pulsantes, Mameli, Khandekar e Marengo (2012) realizaram testes experimentais com tubos de cobre, de diâmetro interno igual a 2,0 mm, utilizando etanol e fração de enchimento igual 65%. Para potência de entrada na faixa de 40 a 110 W, na posição assistida pela gravidade (+90°), com 4 voltas. A transformada rápida de Fourier (FFT), para o sinal de pressão em 50 W, é apresentada na Fig. 52, não sendo possível reconhecer uma frequência dominante, esse fenômeno foi observado nos outros níveis de potência.

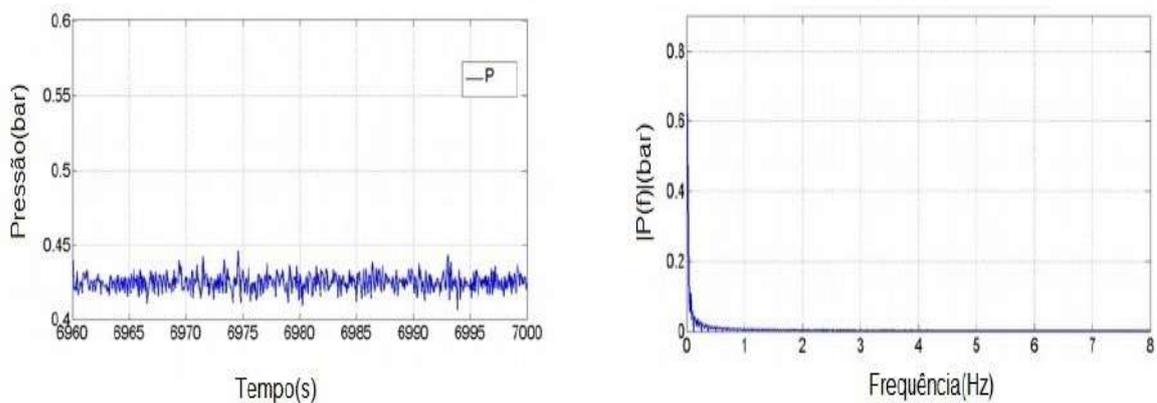
Figura 52 – Transformada rápida de Fourier (FFT) para o sinal de pressão em 50 W.



Fonte: Adaptada de Mameli, Khandekar e Marengo (2012, p.1)

Mameli et al. (2014b) utilizando tubo de cobre com diâmetro interno igual a 1,1 mm, FC - 72, com 32 voltas realizaram experimentos nas posições vertical assistida pela gravidade(+90°) e horizontal(0°), e obtiveram a caracterização térmica do tubo de calor pulsante. Na Fig. 53a o sinal de pressão apresentou oscilações contínuas e a análise da transformada rápida de Fourier, Fig. 53b, mostrou oscilação em baixas frequências, menores que 1 Hz.

Figura 53 – Análise do sinal de pressão no condensador, no solo na posição vertical assistida pela gravidade (+90°), para potência de entrada igual a 60W.



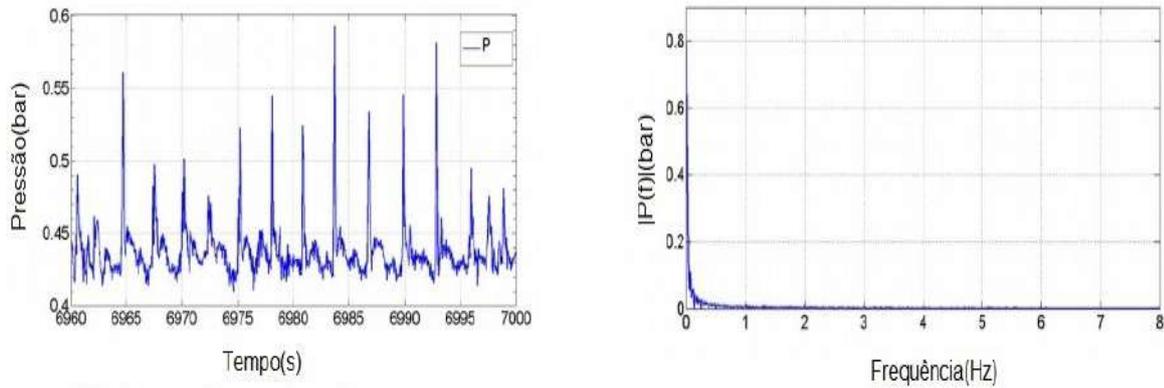
(a) Sinal de pressão no condensador

(b) FFT do sinal de pressão no condensador

Fonte: Adaptada de Mameli et al. (2014b, p.16)

Na Fig. 54a pode-se observar que a amplitude de oscilação do sinal de pressão é maior do que apresentado na Fig. 53a, e a análise da transformada rápida de Fourier, Fig. 54b, também mostrou oscilação em baixas frequências.

Figura 54 – Análise do sinal de pressão no condensador na posição horizontal( $0^\circ$ ) no solo para potência de entrada igual a 60 W.



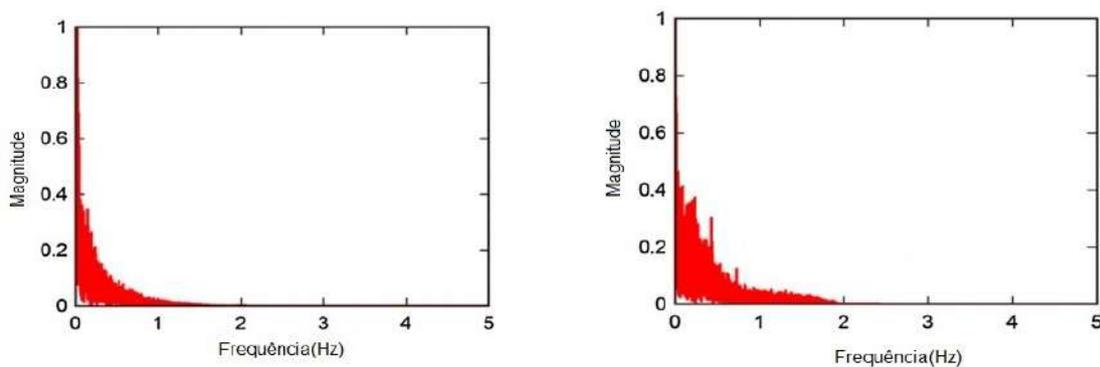
(a) Sinal de pressão no condensador

(b) FFT do sinal de pressão no condensador

Fonte: Adaptada de Mameli et al. (2014b, p.16)

Karthikeyan et al. (2015) para um tubo de calor pulsante de vidro, de diâmetro interno igual a 2,5 mm, água deionizada e óxido de cobre CuO, com fração de enchimento igual a 50%, na posição vertical assistida pela gravidade( $+90^\circ$ ), utilizaram a transformada rápida de Fourier(FFT) para investigar a frequência de oscilação do sinal das temperaturas. Como pode-se observar na Fig. 55a e na Fig. 55b a frequência de amostragem é ajustada entre 0 e 5 Hz, mostrando novamente uma FFT maior em baixas frequências ( $f < 1\text{Hz}$ ).

Figura 55 – Transformada rápida de Fourier do sinal de temperatura a) Com água deionizada e b) Com óxido de cobre CuO



(a) Água deionizada

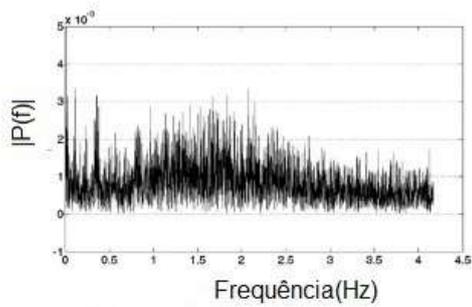
(b) Óxido de Cobre (CuO)

Fonte: Adaptada de Karthikeyan et al. (2015, p.1677)

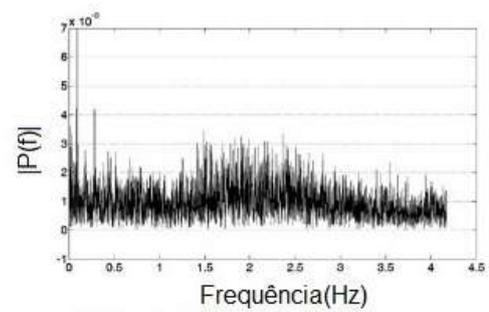
Mameli, Marengo e Khandekar (2014) analisaram o desempenho térmica de um tubo de calor pulsante, com etanol e fração de enchimento igual a 65%. A transformada

rápida de Fourier, do sinal de pressão de 50 W até 100 W, é apresentada na Fig. 56, o sinal de pressão não apresentou um comportamento regular em termos de frequência.

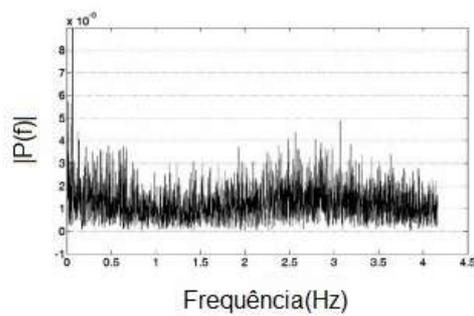
Figura 56 – Transformada rápida de Fourier do sinal de pressão que representa seu espectro de frequência para potência de entrada variando de 50 W a 100 W.



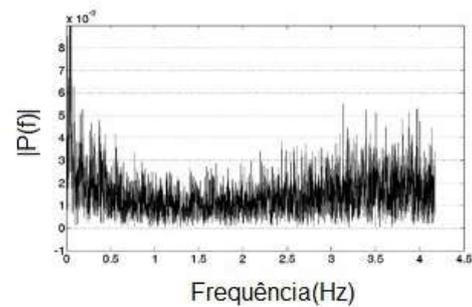
(a)  $Q = 50$  W



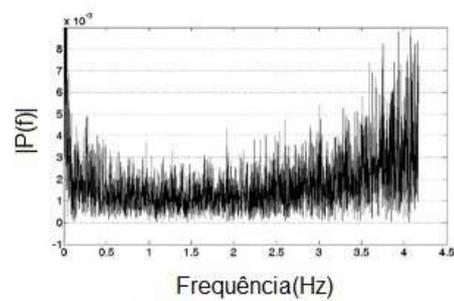
(b)  $Q = 60$  W



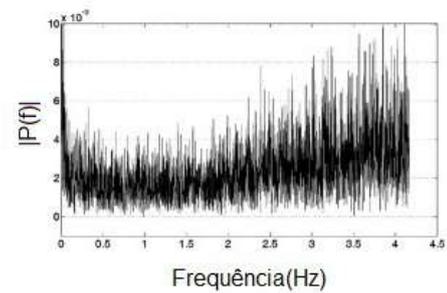
(c)  $Q = 70$  W



(d)  $Q = 80$  W



(e)  $Q = 90$  W



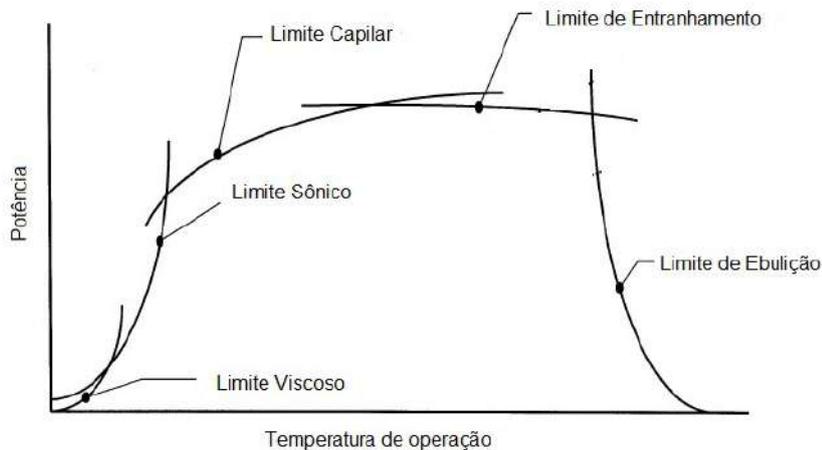
(f)  $Q = 100$  W

Fonte: Adaptada de Mameli, Marengo e Khandekar (2014, p.149)

## 2.7 Limites operacionais dos tubos de calor pulsantes

De acordo com Ochterbeck (2003), os limites operacionais definem a quantidade máxima de calor que um tubo de calor pode transportar, assim, é possível obter uma região de desempenho, onde o fluxo de calor é definido em função da temperatura de operação. Segundo Faghri (2014), o máximo de transporte de calor de um tubo de calor, é limitado pelo mais baixo entre os limites operacionais. A Fig. 57 apresenta os limites operacionais dos tubos de calor convencionais.

Figura 57 – Limites operacionais dos tubos de calor convencionais.



Fonte: Adaptada de Ochterbeck (2003, p.1195)

Os fenômenos básicos para cada limite de operação podem ser resumidos da seguinte forma:

- Limite capilar: segundo Ochterbeck (2003) a circulação do fluido de trabalho no tubo de calor ocorre, devido a diferença de pressão capilar, entre as interfaces líquido-vapor no evaporador e no condensador. Quando a pressão capilar é insuficiente para movimentar o fluido de trabalho do condensador para o evaporador, temos o chamado limite capilar, qualquer tentativa para aumentar a transferência de calor acima do limite capilar irá causar o *dry-out* do evaporador. De acordo com Nemeç, Caja e Malcho (2013), o limite capilar,  $\dot{Q}_{cap}$ , é definido de acordo com a Eq.(2.56),

$$\dot{Q}_{cap} = \frac{\sigma_l \cdot \rho_l \cdot h_{lv}}{\mu_l} \cdot \frac{K \cdot A_w}{l_{ef}} \cdot \left( \frac{2}{r_{ef}} - \frac{\rho_l \cdot \vec{g} \cdot l_{tot} \cdot \cos \theta}{\sigma_l} \right) \quad (2.56)$$

onde K é permeabilidade da estrutura porosa,  $l_{eff}$ , é o comprimento efetivo,  $r_{ef}$ , é o raio efetivo,  $l_{tot}$  é o comprimento total do tubo de calor e  $A_w$  é a área da seção transversal da estrutura porosa. Pelo fato de não apresentar a estrutura de bombeamento capilar, esse limite não se aplica a tubos de calor pulsantes, segundo Drolen e Smoot (2017).

- Limite de entranhamento: conforme Ochterbeck (2003) o limite de entranhamento ocorre quando as forças de cisalhamento interfacial tornam-se maiores que a tensão superficial líquida, assim o líquido é arrastado pelo vapor e devolvido para o condensador. Se o arrasto se tornar grande demais, ocorre o *dry-out* do evaporador, e desta forma a temperatura do evaporador aumenta abruptamente e a operação do tubo de calor é comprometida. De acordo com Nemec, Caja e Malcho (2013), o limite de entranhamento,  $\dot{Q}_{ent}$ , é definido de acordo com a Eq.(2.57),

$$\dot{Q}_{ent} = A_v \cdot l_v \cdot \left( \frac{\rho_v \cdot \sigma_l}{2 \cdot r_{ef}} \right) \quad (2.57)$$

onde,  $A_v$ , é a área da seção transversal do núcleo do vapor. Em um tubo de calor pulsante os pistões de líquido e as bolhas de vapor movem-se na mesma direção e não opostos um ao outro, logo limite de entranhamento não se aplica a tubo de calor pulsante de segundo Drolen e Smoot (2017).

- Limite de viscosidade: segundo Nemec, Caja e Malcho (2013) quando o tubo de calor opera em baixas temperaturas, a pressão de vapor disponível na região do evaporador, pode ser muito baixa e de mesma magnitude do gradiente de pressão necessário para conduzir o vapor do evaporador para o condensador. Neste caso, a pressão total de vapor será balanceada por forças viscosas, opostas no canal de vapor, o que pode fazer com que a pressão nessa região seja insuficiente para manter um fluxo mássico. Essa condição de baixo fluxo na região de vapor, é conhecida como limite viscoso, , definido de acordo com a Eq.(2.58),

$$\dot{Q}_{vis} = \frac{\pi \cdot r_v^4 \cdot h_{lv} \cdot \rho_v \cdot P_v}{12 \cdot \mu_v \cdot l_{ef}} \quad (2.58)$$

onde  $P_v$  é a pressão no final do evaporador. Drolen e Smoot (2017), propuseram um limite de viscosidade,  $\dot{Q}_{visTCP}$ , para tubos de calor pulsantes, de acordo com a Eq.(2.59),

$$\dot{Q}_{visTCP} = \frac{\pi \cdot r_0^4 \cdot N \cdot C_N^2}{32 \cdot L_t \cdot \gamma \cdot FR} \left( \frac{\rho_v^2 \cdot \rho_l \cdot h_{lv}^2}{\mu_l \cdot T_{sat} \cdot (\rho_l - \rho_v)} \right) (T_e - T_c) \quad (2.59)$$

onde,  $N$ , é igual ao número de canais,  $C_N$ , é igual ao número de condensadores,  $L_t$ , é o comprimento do tubo de calor pulsante e  $\gamma$  é a fração de vaporização definido de acordo com a Eq.(2.60),

$$\gamma = \frac{1}{(\rho_l/\rho_v) \cdot Ja + 1} \quad (2.60)$$

onde o número de Jakob,  $Ja$ , é dada pela Eq.(2.46).

- Limite do fluxo de calor: de acordo Ochterbeck (2003), o limite do fluxo de calor  $\dot{Q}_{fc}$ , ocorre quando um fluxo de calor relativamente alto é aplicado no evaporador, ocasionando a ebulição nucleada, de tal forma que as bolhas de vapor são geradas

na estrutura capilar de bombeamento, assim o líquido é impedido retornar para o evaporador, podendo ocorrer o *dry-out* do mesmo. Quando um fluxo de calor fornecido para o dispositivo exceder esse valor, pode haver danos irreversíveis, assim o fluxo crítico de calor será valor máximo que possibilita o dispositivo operar em segurança. De acordo com Nemeç, Caja e Malcho (2013), o limite do fluxo de calor em tubos de calor convencionais,  $\dot{Q}_{fc}$ , é definido de acordo com a Eq.(2.61),

$$\dot{Q}_{fc} = \frac{4\pi \cdot l_{ef} \cdot \lambda_{ef} \cdot T_v \cdot \sigma_l}{h_{lv} \cdot \rho_v \cdot \ln(r_i/r_v)} \cdot \left( \frac{1}{r_n} - \frac{1}{r_{ef}} \right) \quad (2.61)$$

onde  $T_v$  é a temperatura de saturação do vapor,  $\lambda_{ef}$ , é a condutividade térmica efetiva do material da estrutura porosa,  $r_i$ , é o raio interno do tubo,  $r_v$ , é o raio do núcleo de vapor e  $r_n$  é o raio de nucleação. De acordo com Drolen e Smoot (2017), como o tubo de calor pulsante não apresenta a estrutura de bombeamento capilar, o limite do fluxo de calor não se aplica. No entanto, para altas fluxos esse limite é utilizado como limite para o fluxo crítico de calor em tubos de calor pulsantes. Segundo Tibiriçá (2011), o fluxo de crítico de calor, em geral está associado com uma drástica redução do coeficiente de transferência de calor e o aumento da temperatura na superfície. O limite do fluxo de calor em tubos de calor pulsantes,  $\dot{Q}_{fc,TCP}$ , é definido de acordo com a Eq.(2.62),

$$\dot{Q}_{fc,TCP} = \frac{126,128}{\gamma} \left( \frac{C_N \cdot N}{2} \right) \left( \frac{L_e}{r_e} \right)^{1,02} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,76} (\sigma \cdot \rho_v \cdot h_{lv}^2 r_e^3)^{0,5} \quad (2.62)$$

onde  $\gamma$  é a fração de vaporização, dada pela Eq.(2.60).

- Limite da inércia do vapor: de acordo com Drolen e Smoot (2017), esse é um novo limite de operação para o tubo de calor pulsante, baseado nas forças inércias que o menisco pode suportar, sem ser forçado a transição para escoamento anular. O calor máximo no limite da inércia do vapor,  $Q_{vap}$ , é definido de acordo com a Eq.(2.63),

$$Q_{vap} = \frac{1,924 \cdot N \cdot C_N \cdot r_i \cdot h_{lv}}{\gamma} \sqrt{\sigma \cdot \rho_v \cdot r_i \cdot (\cos(\theta_r) - \cos(\theta_a))} \quad (2.63)$$

onde  $\theta_a$  e  $\theta_r$  são o ângulo de contato dinâmico de avanço e de recuo,  $r_i$  é o raio interno e  $\gamma$  é a fração de vaporização, dada pela Eq.(2.60).

- Limite sônico: segundo Ochterbeck (2003) vapores com baixa densidade podem apresentar velocidades sônicas que limitam o desempenho do tubo de calor pulsante. Nemeç, Caja e Malcho (2013) propuseram o limite sônico para tubo de calor de acordo com a Eq.(2.64),

$$\dot{Q}_{son} = 0,474 \cdot A_v \cdot h_{lv} \cdot (\rho_v \cdot P_v)^{0,5} \quad (2.64)$$

onde  $\gamma$  é a fração de evaporação, dada pela Eq.(2.60). Drolen e Smoot (2017) definiram o limite sônico para tubos de calor pulsantes  $Q_{sonTCP}$  definido de acordo

com a Eq.(2.65),

$$Q_{sonTCP} = \frac{C_N \cdot N \cdot \pi \cdot D_i^2 \cdot h_{lv}}{8 \cdot \gamma [FR \cdot (\rho_l / \rho_v) + (1 - FR)] (1 / \rho_v - 1 / \rho_v) \sqrt{c_v \cdot T_{sat}}} \quad (2.65)$$

- Limite do número de Bond,  $Bd$ : a utilização do número de Bond ( $Bd$ ), Eq.(1.1), como critério para limitar superiormente o valor do diâmetro interno  $D_i$  é amplamente aceito e considerado como um critério primário para definição do dispositivo, como podemos observar nos trabalhos de Maezawa et al. (1995), Akachi (1996), Yang, Khandekar e Groll (2008), Pachhare, Mahalle e Khedkar (2012), Saha et al. (2012), Islam et al. (2017) e Drolen e Smoot (2017) e que garante que o escoamento bifásico não ocorra no padrão estratificado.
- Drolen e Smoot (2017) estudaram diversos limites dos tubos de calor pulsantes, dentre eles pode-se citar, o limite do vapor de inércia, o limite de Bond,  $Bd$ , modificado, o limite do fluxo de calor e o limite do comprimento do evaporador, cada limite operacional apresenta um fator de transporte associado, possibilitando a seleção apropriada do fluido de trabalho.

O fator de transporte inercial,  $\beta_{inercial}$ , é definido de acordo com a Eq.(2.66),

$$\beta_{inercial} = h_{lv} (\sigma \cdot \rho_v)^{0,5} \quad (2.66)$$

O fator de transporte do fluxo crítico de calor,  $\beta_{fluxo}$ , é semelhante ao de transporte inercial,  $\beta_{inercial}$ , mas inclui a razão entre as densidades de vapor e de líquido, é definido de acordo com a equação Eq.(2.67),

$$\beta_{fluxo} = \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,76} \underbrace{h_{lv} (\sigma \cdot \rho_v)^{0,5}}_{\beta_{inercial}} \quad (2.67)$$

O fator de transporte viscoso,  $\beta_{viscoso}$ , é definido de acordo com a Eq.(2.68),

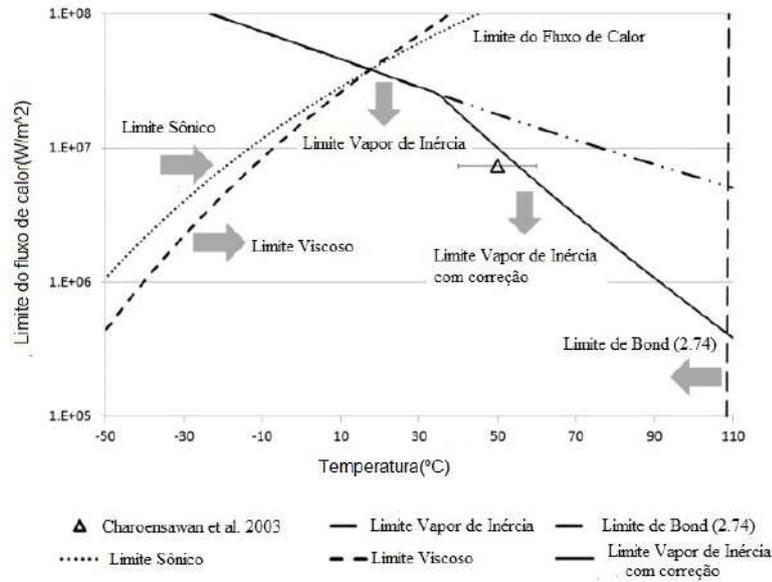
$$\beta_{viscoso} = \frac{\rho_v^2 \cdot \rho_l \cdot h_{lv}^2}{\mu_l \cdot T_{sat} \cdot (\rho_l - \rho_v)} \quad (2.68)$$

O fator de transporte do comprimento do evaporador,  $\beta_{comprimento}$ , aplicado para tubos com seção de evaporação longa, é definido de acordo com a Eq.(2.69),

$$\beta_{comprimento} = \sqrt{\left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)} \cdot \left[ \frac{\sigma}{g \cdot (\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/4} \quad (2.69)$$

A Fig. 58 apresentaram os limites operacionais de um tubo de calor pulsante de alumínio, com diâmetro interno igual a 2,0 mm, utilizando R123 na posição horizontal(0°) propostos por Drolen e Smoot (2017).

Figura 58 – Limites operacionais dos tubos de calor pulsantes.



Fonte: Adaptada de Drolen e Smoot (2017, p.933)

### 3 MODELOS MATEMÁTICOS PARA TUBOS DE CALOR PULSANTES

Neste capítulo é apresentado a descrição dos modelos matemáticos que tentam explicar o movimento oscilatório dos tubos de calor pulsantes em conjunto com os fundamentos físicos adotados. Alguns destes modelos serão comparados com valores experimentais obtidos neste estudo.

De forma geral, segundo Groll e Khandekar (2004), a modelagem matemática para tubos de calor pulsantes apresenta uma série de simplificações sendo classificados da seguinte forma:

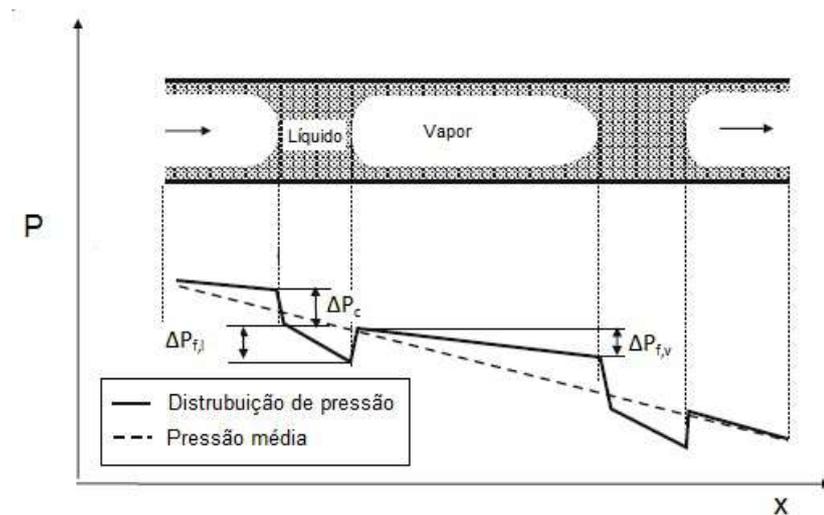
1. Análise cinemática do tubo de calor pulsante para um sistema massa-mola-amortecedor composto por um único elemento, Ma, Hanlon e Chen (2006), Chiang et al. (2012) e Rao, Gupta e Ramanarasimha (2014).
2. Análise cinemática do tubo de calor pulsante para um sistema massa-mola-amortecedor composto por múltiplos elementos, Gursel et al. (2015).
3. Modelagem de tubos de calor pulsante utilizando diferenças finitas, Shafii, Faghri e Zhang (2001).
4. Modelos baseados em filme líquido, Zhang e Faghri (2002), Das et al. (2010) e Nikolayev (2011).
5. Emprego do conceito de redes neurais artificiais, Khandekar, Cui e Groll (2002), Jokar et al. (2016) e Patel e Mehta (2018).
6. Análise matemática utilizando a teoria do caos, Pouryoussefi e Zhang (2018).
7. Método do volume do fluido - *Volume of fluid method (VoF)*, Suresh e Bhramara (2018).

#### 3.1 Movimento oscilatório dos tubos de calor pulsantes

Segundo Ma (2015), quando calor é adicionado na seção do evaporador, há o aumento do volume e da pressão de vapor, devido a evaporação do líquido, ao mesmo tempo, quando o calor é removido do seção do condensador, o vapor condensa em líquido, resultando em uma diminuição do volume do vapor e da pressão. Devido as contrações e expansões do volume de vapor e, da diferença de pressão gerada, inicia-se o movimento oscilatório do fluido de trabalho dentro do tubo de calor pulsante, que transporta calor do evaporador através da seção adiabática até o condensador. Para gerar o movimento oscilatório, devem-se formar pistões de líquido e bolhas de vapor, para que isso ocorra o

diâmetro interno do tubo deve satisfazer o critério de Bond ( $Bd$ ). De acordo com a Fig. 59, a distribuição de pressão do fluido de trabalho em forma de dente de serra, da seção do evaporação para a seção do condensação, produz a força motriz do sistema. A variação do volume das bolhas de vapor atua como uma mola no sistema, tornando o tubo de calor pulsante um sistema de vibração mecânica típica. Esse padrão irregular para a distribuição da pressão em forma de dente de serra, juntamente com a constante da mola de vapor, constitui a base do movimento oscilatório.

Figura 59 – Distribuição de pressão em um tubo de calor pulsante.



Fonte: Adaptada de Ma (2015, p. 143)

### 3.2 Sistema massa-mola-amortecedor composto por um único elemento

Ma, Hanlon e Chen (2006) propuseram um modelo matemático para previsão do movimento oscilatório do tubo de calor pulsante, onde a fase líquida e a fase vapor, comportam-se como um sistema massa-mola-amortecedor com um único elemento. O movimento oscilatório do fluido de trabalho no tubo de calor pulsante, é governado pela Eq.(3.1), similar a equação do oscilador harmônico amortecido forçado.

$$m \cdot \frac{d^2x}{dt^2} + c \cdot \frac{dx}{dt} + k \cdot x = f(t) \quad (3.1)$$

O termo,  $m$ , apresentado na Eq.(3.2), representa a massa total do fluido de trabalho no tubo de calor pulsante.

$$m = A_{trans} \cdot (L_l \cdot \rho_l + L_v \cdot \rho_v) \quad (3.2)$$

O termo,  $c$ , apresentado na Eq.(3.3), representa a força de atrito que surge a medida que o fluido escoar ao longo do tubo.

$$c = A_{trans} \cdot \underbrace{\left[ (f_l \cdot Re_l) \left( \frac{\mu_l \cdot L_l}{2 \cdot D^2} \right) + (f_v \cdot Re_v) \left( \frac{\mu_v \cdot L_v}{2 \cdot D^2} \right) \right]}_{\Delta p_{atrito}} \quad (3.3)$$

O termo,  $k \cdot x$ , apresentado na Eq.(3.4), representa a força de restituição devido a variação do volume do vapor.

$$k \cdot x = A_{trans} \cdot \underbrace{\left( \frac{\rho_v \cdot \bar{R} \cdot T}{L_v} \right)}_{\Delta P_v} \quad (3.4)$$

onde  $\bar{R}$  é a constante universal dos gases.

A força motriz,  $f(t)$ , apresentada na Eq.(3.5) é responsável pelo movimento oscilatório dos pistões de líquido e das bolhas de vapor, ocorre devido a diferença de pressão entre a seção do evaporador e do condensador.

$$f(t) = A_{trans} \cdot \underbrace{\left( \frac{h_{l,v} \cdot \rho_{v,c}}{T_e} \right) \left( \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{2} \right)}_{\Delta P_{motriz}} (1 + \cos(\omega_d t)) \quad (3.5)$$

o termo,  $\Delta T_{max}$ , apresenta a maior diferença entre as temperaturas do evaporador,  $T_e$ , e do condensador,  $T_c$  e o termo,  $\Delta T_{min}$ , apresenta a menor diferença entre as temperaturas do evaporador,  $T_e$ , e do condensador,  $T_c$ . A frequência natural de oscilação,  $\omega_n$ , o fator de amortecimento,  $\zeta$ , e a frequência de amortecimento,  $\omega_d$ , são apresentados de acordo com as Eq.(3.6), Eq.(3.7) e Eq.(3.8), respectivamente.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.6)$$

$$\zeta = \frac{c}{2 \cdot m \cdot \omega_n} \quad (3.7)$$

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (3.8)$$

As condições iniciais para solução da Eq.(3.1) são as Eq.(3.9),

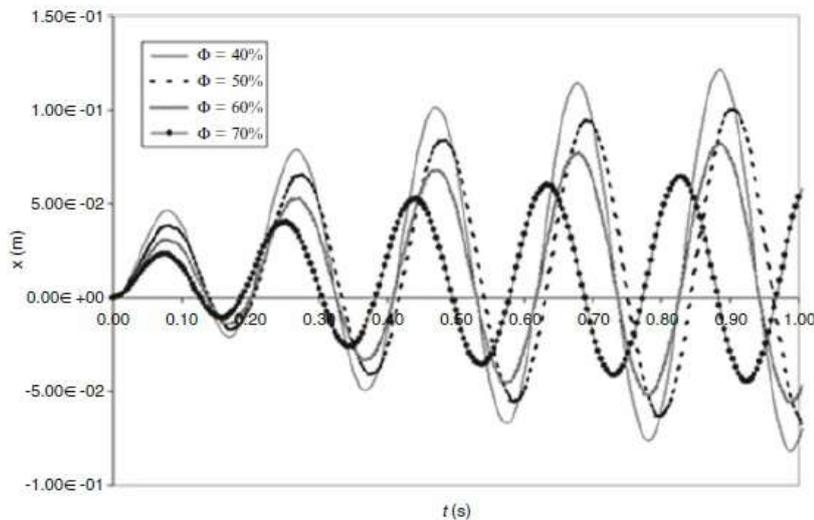
$$\begin{aligned} x(0) &= 0 \\ x'(0) &= 0 \end{aligned} \quad (3.9)$$

A Eq.(3.1) é uma EDO de segunda ordem não homogênea, com solução exata obtida a partir da transformada de Laplace, apresentada na Eq.(3.10),

$$x(t) = \frac{B}{m} \left[ \frac{(\sqrt{\zeta^2 - 1}) \sin(\omega_d t) - e^{-\zeta \omega_d t} \sinh[\omega_d (\sqrt{\zeta^2 - 1}) t]}{2\zeta \omega_d^2 \sqrt{\zeta^2 - 1}} \right] + \frac{1 - e^{-\zeta \omega_d t} [\cosh((\sqrt{\zeta^2 - 1}) \omega_d t)] + \frac{\zeta \sinh((\sqrt{\zeta^2 - 1}) \omega_d t)}{\sqrt{\zeta^2 - 1}}}{\omega_d^2} \quad (3.10)$$

A Fig. 60 ilustra o efeito da fração de enchimento,  $\Phi$ , no movimento oscilatório no tubo de calor pulsante. Os resultados demonstram que o aumento da fração de enchimento,  $\Phi$ , ocasiona uma diminuição na amplitude do deslocamento dos pistões de líquido, isso ocorre por que para frações de enchimento maiores, há poucas bolhas de vapor, dificultando-se o bombeamento dos pistões de líquido, afetando o desempenho do tubo de calor pulsante.

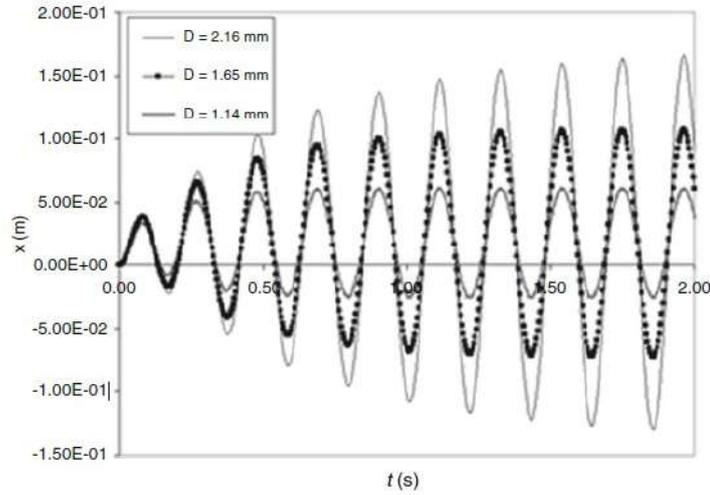
Figura 60 – Influência da fração de enchimento  $\Phi$  no deslocamento do pistão de líquido utilizando água,  $L_t = 30,48$  cm,  $T_{op} = 60^\circ$  C,  $D = 1,65$  mm.



Fonte: Adaptada de Ma, Hanlon e Chen (2006, p. 175)

A Fig. 61 apresenta a influência do diâmetro interno do tubo no deslocamento do pistões de líquido. Os resultados mostraram que a frequência de oscilação não depende do diâmetro interno, mas a amplitude de oscilação sim, aumentam com o aumento do diâmetro interno. Além disso, à medida que o diâmetro interno aumenta, o processo transitório torna-se mais lento.

Figura 61 – Influência do diâmetro interno deslocamento do pistão de líquido utilizando água,  $L_t = 30,48$  cm,  $T_{op} = 60^\circ\text{C}$ ,  $\Phi = 50\%$ .



Fonte: Adaptada de Ma, Hanlon e Chen (2006, p. 176)

As principais conclusões de Ma, Hanlon e Chen (2006) a partir do modelo matemático, foram que o movimento oscilatório em tubos de calor pulsantes, depende da fração de enchimento, do diâmetro interno, da diferença de temperatura entre a seção de evaporação e seção de condensação, do fluido de trabalho e da temperatura de operação.

No trabalho de Chiang et al. (2012), foi desenvolvido um modelo analítico para prever o movimento oscilatório do tubo de calor pulsante na posição horizontal ( $0^\circ$ ), utilizando canais assimétricos. A principal contribuição do trabalho de Chiang et al. (2012) foi a inclusão dos efeitos capilares na modelagem do movimento oscilatório. A equação governante do movimento oscilatório é apresentado na Eq.(3.11),

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + 2m\zeta\omega_n \frac{dx}{dt} + \omega_n^2 mx = G + S \quad (3.11)$$

O termo,  $m$ , apresentado na Eq.(3.12) representa a massa total do fluido de trabalho no tubo de calor pulsante.

$$m = V_t \cdot [\phi \cdot \rho_{liq} - (1 - \phi) \cdot \rho_{vap}] \quad (3.12)$$

O fator de amortecimento,  $\zeta$  e a frequência de amortecimento,  $\omega_d$ , são apresentados de acordo com as Eq.(3.7) e Eq.(3.8), respectivamente.

O termo,  $c$ , apresentado na Eq.(3.13) representa a perda de pressão por atrito nos

canais assimétricos.

$$c = \left\{ \frac{N \cdot V_i}{2 \cdot D_i^2} \cdot [(f_l \cdot Re_l)_i \cdot \phi \cdot \mu_l + (f_v \cdot Re_v)_i \cdot (1 - \phi) \cdot \mu_v] \right. \\ \left. + \frac{N \cdot V_j}{2 \cdot D_j^2} \cdot [(f_l \cdot Re_l)_j \cdot \phi \cdot \mu_l + (f_v \cdot Re_v)_j \cdot (1 - \phi) \cdot \mu_v] \right\} \quad (3.13)$$

$$(3.14)$$

O termo,  $k \cdot x$ , apresentado na Eq.(3.15) representa a força elástica associada ao processo de expansão e contração das bolhas de vapor.

$$k \cdot x = \left[ \frac{\rho_v \cdot R \cdot T}{(1 - \phi)} \left( \frac{A_i^2}{N \cdot V_i} + \frac{A_j^2}{N \cdot V_j} \right) \right] \cdot x \quad (3.15)$$

onde,  $A_i$ , é area transversal do canal menor,  $A_j$  é area transversal do canal maior e,  $V_i$ , é o volume do canal menor,  $V_j$  é o volume do canal maior e,  $N$ , representa o número de voltas do tubo de calor pulsante.

A força motriz do movimento oscilatório,  $G$ , para canais assimétricos é dado pela Eq.(3.16),

$$G = (A_i + A_j) \cdot \left[ \frac{h_{l,v} \cdot \rho_{v,c}}{2 \cdot T_e} \cdot (T_e - T_c) \right] (1 + \cos(\omega_d t)) \quad (3.16)$$

A força capilar,  $S$ , em canais canais assimétricos é dada pela Eq.(3.17)

$$S = \sigma \cdot (\cos \theta_a - \cos \theta_r) \cdot (B_i + B_j) \quad (3.17)$$

onde,  $\theta_a$ , é o ângulo de contato de avanço do menisco,  $\theta_{rec}$ , é o ângulo de contato de recuo do menisco,  $B_i$ , é o perimetro do canal menor e,  $B_j$ , é o perimetro do canal maior.

As condições iniciais para solução da Eq.(3.11) é dado pela Eq.(3.18),

$$\begin{aligned} x(0) &= 0 \\ x'(0) &= 0 \end{aligned} \quad (3.18)$$

A solução exata da Eq.(3.11) é dada pela Eq.(3.19),

$$\begin{aligned} x(t) &= \exp^{-\zeta \omega_n t} \left\{ \left[ -\frac{G}{m}(a+b) - \frac{S}{m}a \right] \cos(\omega_d t) \right. \\ &+ \left[ \frac{G - \gamma c - \zeta(a+b)}{m \sqrt{(1-\zeta^2)}} - \frac{S}{m \omega_n^2 \sqrt{(1-\zeta^2)}} \zeta \right] \sin(\omega_d t) \left. \right\} \\ &+ \frac{G}{m} \left[ a + b \cos(\omega_d t) + c \sin(\omega_d t) \right] + a \frac{S}{m} \end{aligned} \quad (3.19)$$

onde

$$a = \frac{1}{\omega_n^2} \quad (3.20)$$

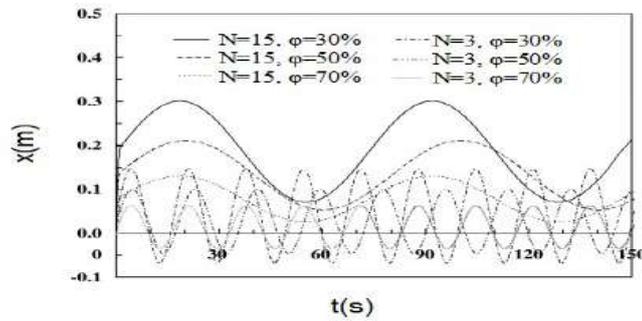
$$b = \frac{\omega_n^2 - \omega_d^2}{(\omega_n^2 - \omega_d^2)^2 + (2\zeta\omega_n\omega_d)^2} \quad (3.21)$$

$$c = \frac{2\zeta\omega_n\omega_d}{(\omega_n^2 - \omega_d^2)^2 + (2\zeta\omega_n\omega_d)^2} \quad (3.22)$$

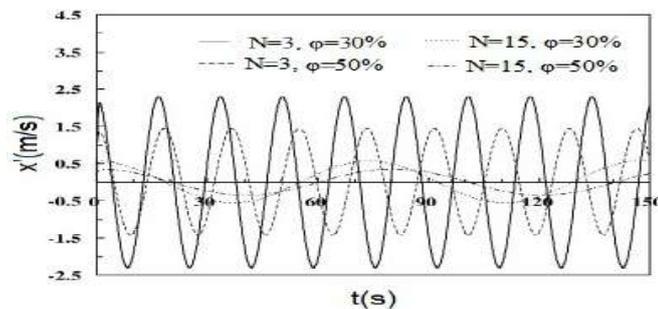
$$\gamma = \frac{\omega_d}{\omega_n}. \quad (3.23)$$

A Fig. 62 apresenta a influência do número de voltas no deslocamento  $x(m)$  e na velocidade  $v(m/s)$  dos pistões de líquido no tubo de calor pulsante. De acordo com a Fig. 62a a maior amplitude de deslocamento  $x(m)$  é obtida para o caso onde o número de voltas é igual a 15 e fração de enchimento igual a 30%. Com relação a velocidade na Fig. 62b para o caso com 3 voltas e fração de enchimento igual a 30% apresenta a maior amplitude do movimento oscilatório, isto ocorre porque a redução da força de atrito e da força elástica de restauração quando o número de voltas e a fração de enchimento são reduzidos.

Figura 62 – Influência do número de voltas,  $N$  e da fração de enchimento  $\varphi$  no deslocamento,  $x(m)$  e na velocidade,  $v(m/s)$ .



(a) Deslocamento



(b) Velocidade

Fonte: Adaptada de Chiang et. al (2012, p. 927)

As principais conclusões do trabalho de Chiang et al. (2012) foram que, o tubo de calor pulsante de circuito fechado com poucas voltas,  $N = 3$ , baixa fração de enchimento,  $\varphi = 30\%$ , alta temperatura de operação,  $T_{op} = 80^\circ C$  e alta diferença de temperatura entre a região de evaporação e a região de condensação ( $\Delta T = 5^\circ C$ ) alcança melhores resultados, devido o aumento da amplitude do movimento oscilatório.

Em Rao, Gupta e Ramanarasimha (2014), o modelo teórico de Ma, Hanlon e Chen (2006) foi atualizado com a inclusão dos efeitos capilares, para caracterizar o movimento oscilatório do tubo de calor pulsante, com diferentes fluidos de trabalho. De acordo com a segunda lei de Newton, a equação governante que modela o tubo de calor pulsante é dada pela Eq.(3.24),

$$\begin{aligned}
 & \underbrace{A \cdot (L_l \rho_l + L_v \rho_v) \frac{d^2 x}{dt^2}}_{F_i} + \underbrace{32 \cdot A \left[ \left( \frac{\mu_l L_l + \mu_v L_v}{2D^2} \right) \right] \frac{dx}{dt}}_{F_{vis}} + \underbrace{A \cdot \left( \frac{\rho_v R T}{L_v} \right) \cdot x}_{F_v} \\
 & + \underbrace{N \cdot A \left[ \frac{2\sigma(\cos(\theta)_r - \cos(\theta)_a)}{R} \right]}_{F_{cap}} \\
 & = \underbrace{A \cdot \left( \frac{h_{l,v} \rho_{v,c}}{T_e} \right) \left( \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{2} \right)}_{F_{motriz}} [1 + \cos(\omega dt)] \quad (3.24)
 \end{aligned}$$

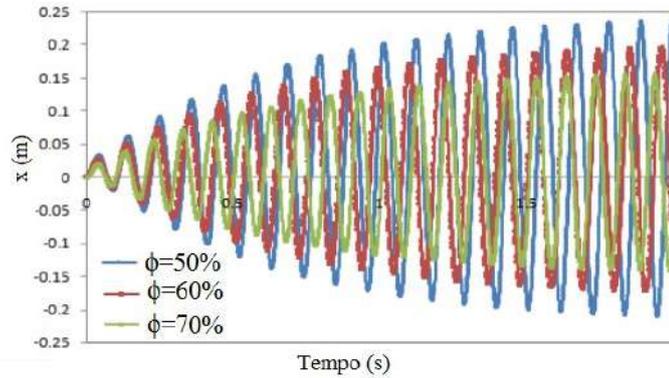
onde,  $F_i$ , representa a força inercial,  $F_{visc}$ , é a força viscosa,  $F_v$ , é a força associada a pressão do vapor,  $F_{cap}$ , é a força capilar e,  $F_{motriz}$ , é a força motriz do movimento oscilatório.

As condições iniciais para solução da Eq.(3.24) são apresentadas na Eq.(3.25),

$$\begin{aligned}
 x(0) &= 0 \\
 x'(0) &= 0
 \end{aligned} \quad (3.25)$$

A Fig. 63 apresenta a influência da fração de enchimento,  $\Phi$ , no deslocamento dos pistões de líquido, utilizando R123 como fluido de trabalho. Como pode ser visto o tempo para atingir o estado estacionário aumenta com a diminuição da fração de enchimento,  $\Phi$ , e a amplitude de deslocamento é inversamente proporcional a fração de enchimento,  $\Phi$ .

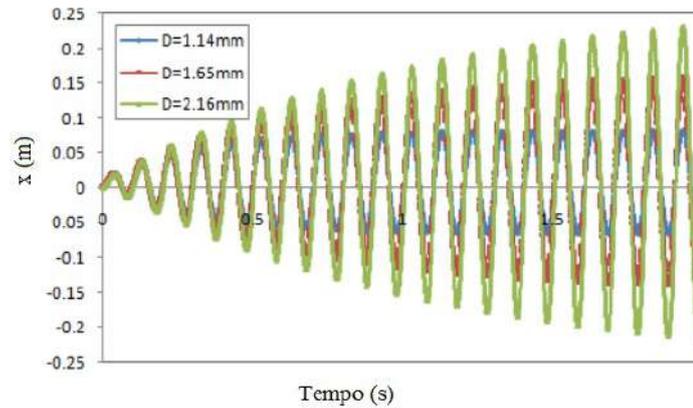
Figura 63 – Influência da fração de enchimento,  $\phi$ , no deslocamento dos pistões de líquido,  $x(m)$  utilizando R123,  $L = 304,8 \text{ mm}$ ,  $T_{op} = 30^\circ\text{C}$ ,  $D = 1,4 \text{ mm}$ ,  $\Delta T = 5\text{K}$ .



Fonte: Adaptada de Rao, Gupta e Ramanarasimha (2014, p. 274)

Na Fig.64 a amplitude de deslocamento  $x(m)$  é diretamente proporcional ao diâmetro, com o aumento do diâmetro, o sistema leva mais tempo para atingir o estado estacionário, a frequência de oscilação continua a mesma para todos os diâmetros estudados.

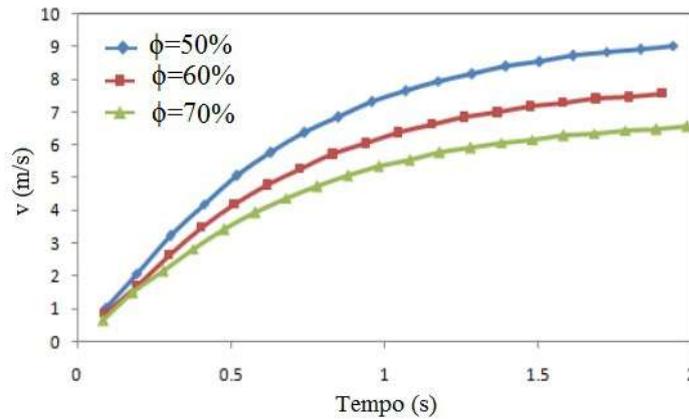
Figura 64 – Influência do diâmetro no deslocamento dos pistões de líquido utilizando R123,  $L = 304,8 \text{ mm}$ ,  $T_{op} = 30^\circ\text{C}$ ,  $Fr = 50\%$ ,  $\Delta T = 5 \text{ K}$ .



Fonte: Adaptada de Rao, Gupta e Ramanarasimha (2014, p. 275)

De acordo com a Fig. 65 nas etapas iniciais, ( $t < 0,25 \text{ s}$ ), a velocidade,  $v(m/s)$  do fluido é menor, com o passar do tempo, ( $t > 0,5 \text{ s}$ ), a velocidade,  $v(m/s)$  aumenta. Para o tempo ( $t > 1 \text{ s}$ ), pode-se observar que a menor velocidade ocorre para a fração de enchimento,  $\Phi = 70\%$ .

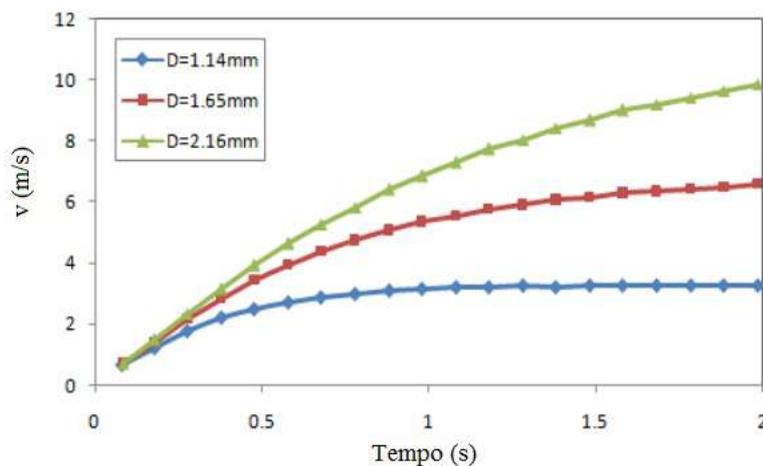
Figura 65 – Influência da fração de enchimento  $\Phi$  na velocidades dos pistões de líquido utilizando R123,  $L = 304,8$  mm,  $T_{op} = 30^{\circ}\text{C}$ ,  $D = 1,65$  mm,  $\Delta T = 5\text{K}$ .



Fonte: Adaptada de Rao, Gupta e Ramanarasimha (2014, p. 274)

De acordo com a Fig. 66, devido à inércia, a velocidade  $v(m/s)$  dos pistões de líquido é quase a mesma para todos os diâmetros nos tempos iniciais ( $t < 0,25$  s). A partir de  $t > 1$  s, o diâmetro igual a 1,14 mm atinge estado estacionário, apresentando a menor velocidade. Os diâmetros maiores apresentam as maiores velocidades, assim como o maior tempo para alcançar o estado estacionário.

Figura 66 – Influência do diâmetro,  $D$ , na velocidade,  $v(m/s)$  dos pistões de líquido utilizando R123,  $L = 304,8$  mm,  $T_{op} = 30^{\circ}\text{C}$ ,  $FR = 50\%$ ,  $\Delta T = 5\text{K}$ .



Fonte: Adaptada de Rao, Gupta e Ramanarasimha (2014, p. 275)

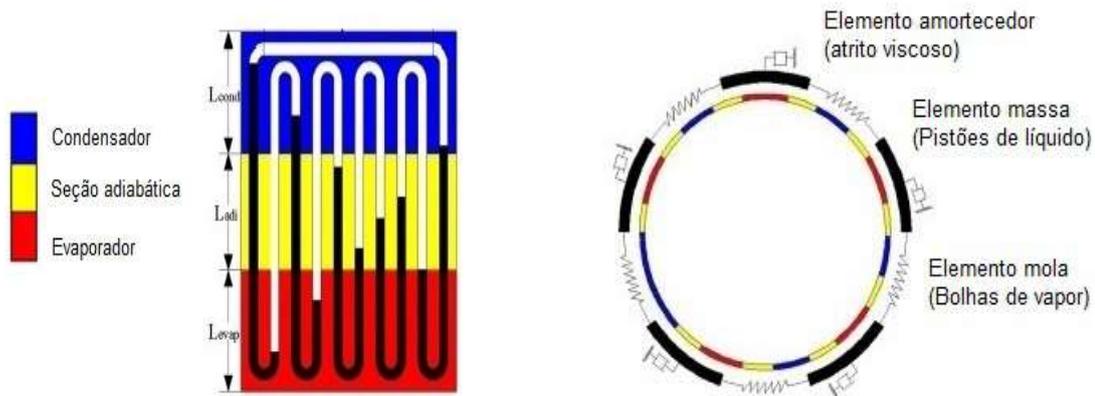
As principais conclusões de Rao, Gupta e Ramanarasimha (2014), foram que as altas velocidades para os pistões de líquido, estão associadas com a frações de enchimento menor,  $\phi = 50\%$ , o maior diâmetro interno, 2,16 mm, a maior temperatura de operação,  $T_{op} = 40^{\circ}\text{C}$ , e a maior diferença de temperatura entre o evaporador e o condensador,  $= 7\text{K}$ .

Em relação ao fluido de trabalho, o R123, apresentou os maiores valores para a velocidade, quando comparado com o R134a e o R22.

### 3.3 Sistema massa-mola-amortecedor composto por múltiplos elementos

Em seu trabalho, Gursel et al. (2015) desenvolveram um modelo massa-mola-amortecedor, para previsão do movimento oscilatório de um tubo de calor pulsante composto por múltiplos elementos, acoplando o modelo mecânico e o modelo térmico. Esse modelo é apresentado na Fig. 67.

Figura 67 – Modelo para previsão do movimento oscilatório do tubo de calor pulsante.



(a) Esquema do tubo de calor pulsante com 5 voltas.

(b) Modelo massa-mola-amortecedor.

Fonte: Adaptada de Gursel et al. (2015, p.82)

A equação que governa o movimento no modelo massa-mola-amortecedor, é obtida a partir de um balanço de força nos pistão de líquido, e é dado pela Eq.(3.26),

$$m_{l,i} \cdot \ddot{x}_l = F_{pres,i} + F_{atrito,i} + F_{cap,i} + F_{grav,i} \quad (3.26)$$

onde,  $m_{liq,i}$ , é a massa e,  $\ddot{x}_l$ , é a aceleração do  $i^{ésimo}$  pistão de líquido.

A pressão efetiva,  $F_{pres,i}$ , é dada pela Eq.(3.27),

$$F_{pres,i} = A_{trans} \cdot (P_{v,esquerda} - P_{v,direita}) \quad (3.27)$$

onde,  $P_{v,esquerda}$ , e,  $P_{v,direita}$ , são as pressões das bolhas de vapor localizadas a esquerda e direita do  $i^{ésimo}$  pistão de líquido.

A força de atrito,  $F_{atrito,i}$ , no  $i^{ésimo}$  pistão de líquido é dada pela Eq.(3.28),

$$F_{atrito,i} = 2 \cdot \mu_{liq} \cdot \pi \cdot L_{l,i} \cdot \dot{x}_i \quad (3.28)$$

onde,  $\mu_l$ , é a viscosidade dinâmica,  $L_{l,i}$ , é o comprimento e,  $\dot{x}_i$ , é a velocidade do  $i^{ésimo}$  pistão de líquido.

A força capilar,  $F_{cap,i}$ , no  $i^{\text{ésimo}}$  pistão de líquido é dada pela Eq.(3.29),

$$F_{cap} = \frac{2 \cdot \sigma}{D} \left( \cos(\theta_{direita}) - \cos(\theta_{esquerda}) \right) \quad (3.29)$$

onde,  $\theta_{direita}$ , e,  $\theta_{esquerda}$ , são os ângulos de contato dinâmico a direita e a esquerda do  $i^{\text{ésimo}}$  pistão de líquido.

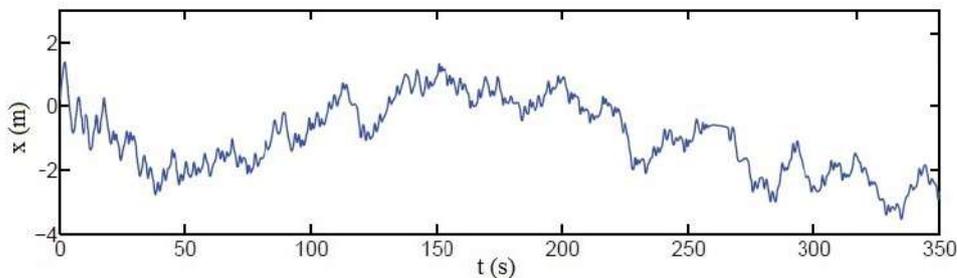
A força da gravidade,  $F_{grav,i}$ , no  $i^{\text{ésimo}}$  pistão de líquido é descrita pela Eq.(3.30),

$$F_{grav,i} = m_{l,i} \cdot \vec{g} \cdot \sin(\alpha) \quad (3.30)$$

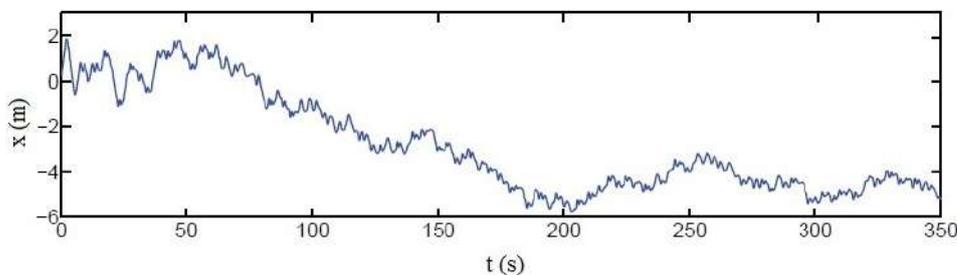
onde,  $\alpha$ , é o ângulo de inclinação do tubo de calor pulsante.

A Fig. 68 apresenta o deslocamento dos pistões de líquido para potências de entrada iguais a 50W e 100 W. Para potências de entrada com valores baixos, 50 W, a força de pressão do sistema é menor, assim o sistema desacelera e tende a cessar o movimento devido a força de atrito. No entanto para potências altas, 100 W, a força de pressão será grande o suficiente para garantir um movimento contínuo do pistão de líquido.

Figura 68 – Deslocamento,  $x(m)$ , de um pistão de líquido, para tubo com 2 voltas, fração de enchimento igual a 65% utilizando etanol para diferentes potências de entrada.



(a)  $Q=50$  W



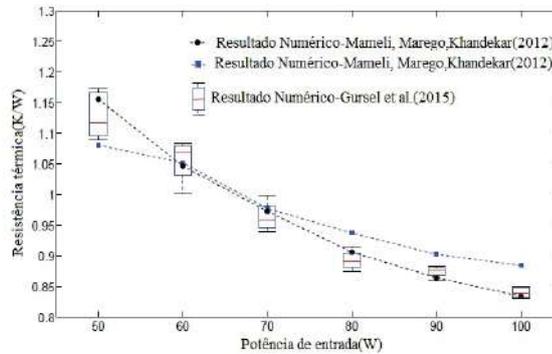
(b)  $Q=100$  W

Fonte: Adaptada de Gursel et al. (2015, p.85)

O modelo proposto por Gursel et al. (2015) para a transferência de calor assume que a temperatura do condensador é constante, e o evaporador é aquecido com fluxo de calor constante. A comparação entre os resultados obtidos por Gursel et al. (2015), Mameli,

Marengo e Khandekar (2012), é apresentada na Fig. 69.

Figura 69 – Comparação entre os resultados obtidos por Gursel et al. (2015) e Mameli, Marengo e Khandekar (2012).



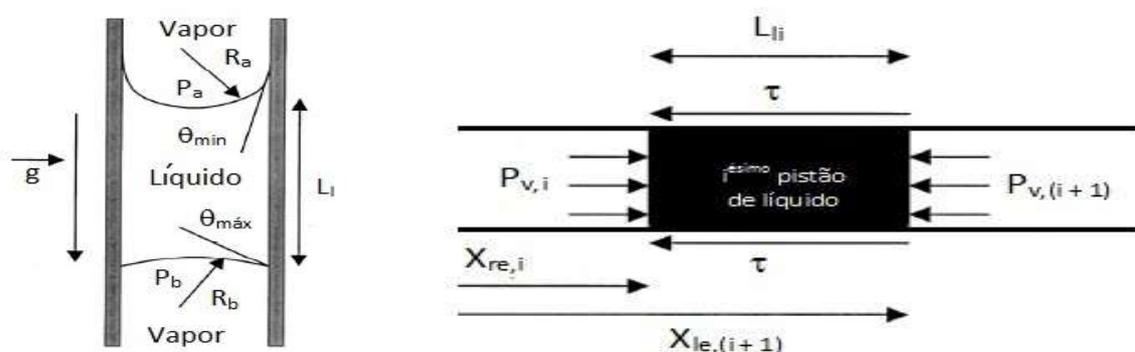
Fonte: Adaptada de Gursel et al. (2015, p.84)

Os autores concluíram que o modelo massa-mola-amortecedor, com modelo de transferência de calor acoplado, apresenta bom resultado quando compara com o trabalho de Mameli, Marengo e Khandekar (2012).

### 3.4 Modelagem de tubos de calor pulsante utilizando diferenças finitas

Shafii, Faghri e Zhang (2001) aplicaram a conservação da quantidade de movimento e da energia, num elemento discreto de líquido, 1D em regime transiente, para prever o comportamento dos pistões de líquido no tubos de calor pulsantes aberto e fechado. A Fig. 70 apresenta o volume de controle de um pistão de líquido.

Figura 70 – Volume de controle do  $i^{\text{ésimo}}$  pistão de líquido.



(a) Posição vertical assistida pela gravidade(+90°).

(b) Volume de controle do  $i^{\text{ésimo}}$  pistão de líquido com duas bolhas de vapor.

Fonte: Adaptada de Shafii, Faghri e Zhang (2001, p.1161)

O movimento oscilatório em um tubo de calor pulsante é baseado na solução da equação da continuidade, da quantidade de movimento. A equação da continuidade para o  $i^{\text{ésimo}}$  pistão de líquido é apresentado na Eq.(3.31),

$$\frac{d(m_l)_i}{dt} = (\dot{m}_{in,l} - \dot{m}_{out,l})_i = \frac{1}{2} \left( \frac{d(m_v)_i}{dt} + \frac{d(m_v)_{(i+1)}}{dt} \right) \quad (3.31)$$

A variação da massa no  $i^{\text{ésimo}}$  pistão de líquido é igual a média da variação da massa das bolhas de vapor adjacentes. A equação do momento para o  $i^{\text{ésimo}}$  pistão de líquido assumindo o tubo operando na vertical é dada pela Eq.(3.32),

$$\frac{d(m_l \cdot v_l)_i}{dt} = [(P_v)_i - (P_v)_{(i+1)}] \cdot A_{trans} - \pi \cdot (L_l)_i \cdot \tau - (-1)^N \cdot (m_l)_i \cdot \vec{g} \quad (3.32)$$

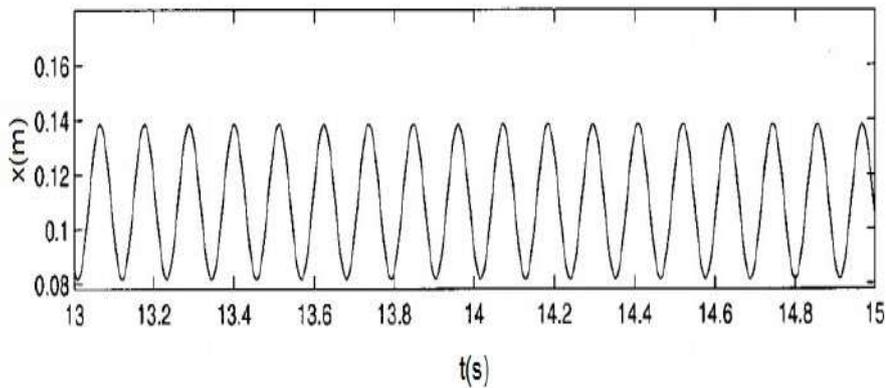
onde,  $N$ , é o número de voltas do tubo,  $\tau$  é a tensão de cisalhamento,  $A_{trans}$ , é a área transversal do tubo, o comprimento do de líquido,  $L_l$ , é apresentado na Eq.(3.33),

$$L_l = \frac{2\sigma}{\bar{R} \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot \vec{g}} (\cos \theta_{min} - \cos \theta_{max}) \quad (3.33)$$

onde  $\cos \theta_{min}$  e  $\cos \theta_{max}$  são os valores mínimos e máximos do ângulo de contato,  $\theta$ , e  $\bar{R}$  é a constante universal dos gases.

A movimento oscilatório do 1º pistão de líquido para um tubo com diâmetro interno igual a 1,5 mm é apresentada na Fig. 71, nesse caso a amplitude do deslocamento é igual a 0,06 m, o 1º pistão de líquido oscila entre  $x = 0,08$  m e  $x = 0,14$  m, apresentando velocidade igual a 0,3 m/s, com frequência de oscilação igual a 10 Hz e período igual a 0,1 s.

Figura 71 – Deslocamento do 1º pistão de líquido.

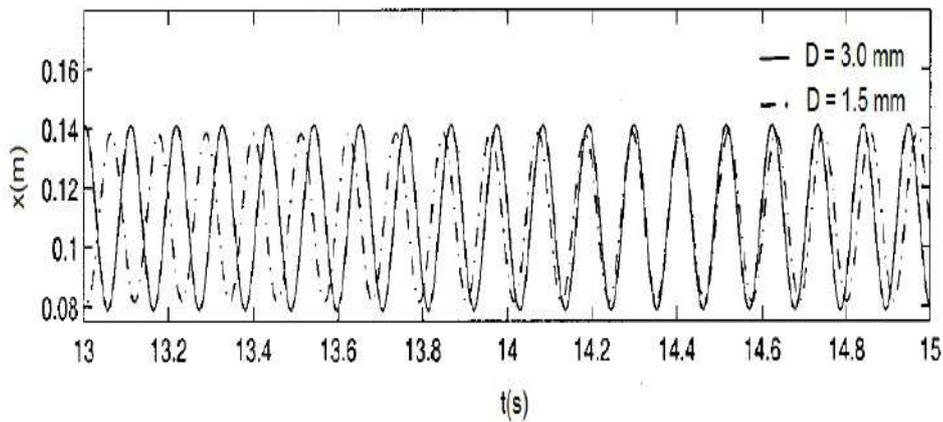


Fonte: Adaptada de Shafii, Faghri e Zhang (2001, p. 1164)

O efeito do diâmetro interno no movimento oscilatório do 1º pistão de líquido é apresentado na Fig. 72, nesse caso para o intervalo de tempo entre 13 s e 14 s, o 1º pistão

de líquido apresenta a mesma amplitude de deslocamento, 0,06m, a mesma velocidade, a mesma frequência e o mesmo período, o que diferencia é o sentido do deslocamento. A partir de 14 s o movimento oscilatório do 1º pistão de líquido é praticamente o mesmo para os dois diâmetros estudados.

Figura 72 – Efeito do diâmetro interno no deslocamento do 1º pistão de líquido.



Fonte: Adaptada de Shafii, Faghri e Zhang (2001, p. 1167)

A transferência de calor em um tubo de calor pulsante é dividida em partes, uma parcela de calor transferida por escoamento monofásico e uma parcela por componente associada a mudança de fase. De acordo com a Tab. 6 percebe-se que o calor sensível,  $Q_{sens}$ , é o responsável por grande parte do calor trocado no tubo de calor pulsante.

Tabela 6 – Performace térmica dos tubos de calor pulsantes, para  $T_e = 120^\circ\text{C}$  e fração de enchimento igual a 61,4%.

Configuração	Diâmetro(mm)	$Q_{sen}(W)$	$Q_t(W)$	$Q_{sen}/Q_t(\%)$
Aberta	1,5	23,84	24,88	95,8
	3,0	77,87	80,17	97,13
Fechada	1,5	23,83	24,95	95,5
	3,0	77,13	79,37	97,2

Fonte: Adaptada de Shafii, Faghri e Zhang (2001, p.1170).

As principais conclusões de Shafii, Faghri e Zhang (2001), foram que a gravidade não tem efeito significativo sobre o desempenho de tubo de calor pulsante, na posição vertical assistida pela gravidade(+90°). Em ambas as configurações, aberto e fechado, o tubo de calor pulsante apresenta oscilação periódicas obtidas sob condições específicas. A transferência de calor ocorre devido principalmente pela a troca de calor sensível. Com o aumento do diâmetro a transferência total média de calor aumenta e o dispositivos não funcionaram para frações de enchimento altas, 89,47%.

### 3.5 Modelos para transferência de calor baseados no filme líquido.

No escoamento pistonado, tanto na evaporação e na condensação é formado um filme líquido fino entre a bolha de vapor e a parede do tubo. A espessura desse filme líquido,  $\delta$ , pode ser determinada a partir do número capilar,  $Ca$ , definido pela Eq.(3.34),

$$Ca = \frac{\mu \cdot U}{D} \quad (3.34)$$

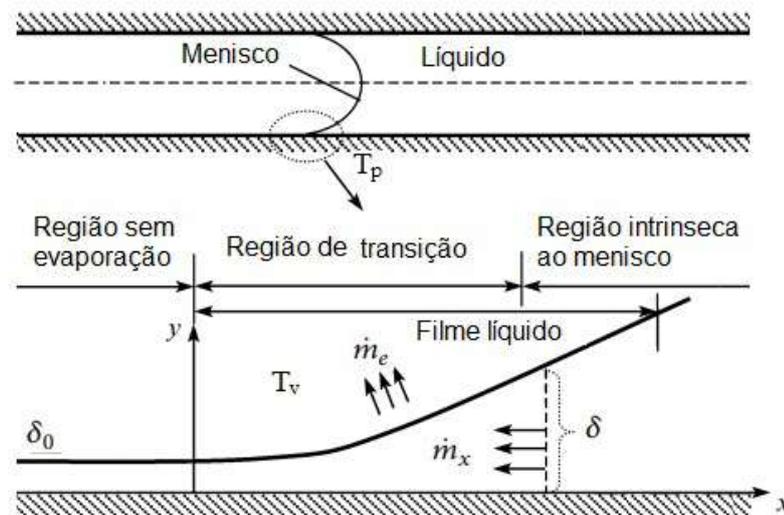
onde  $U$  é a velocidade do menisco.

Landau e Levich (1942) foram os primeiros a sugerirem que a espessura do filme líquido,  $\delta$ , do ser obtido em função do número capilar,  $Ca$ , de acordo com a Eq.(3.35),

$$\delta = 0.94 \cdot Ca^{2/3} \quad (3.35)$$

Wang, Pan e Chen (2009), apresentaram o modelo do esquema da evaporação no filme líquido, como podemos observar na Fig. 73.

Figura 73 – Diagrama esquemático e sistema de coordenadas para o processo de transferência de calor por evaporação em filme líquido em um canal.



Fonte: Adaptada de Wang, Pan e Chen (2009, p. 141)

Segundo Wang, Pan e Chen (2009), quando o líquido molha a parede do tubo, o menisco estende-se até a linha de contato na superfície sólida. O menisco é composto por três regiões, baseada nas forças que atuam em cada uma delas. A região de não evaporação, onde ocorre a adsorção do líquido na parede do tubo, devido fortes forças intermoleculares. A região de transição, onde a pressão de disjunção ocorre e, a região intrínseca ao menisco, onde as forças capilares dominam. Essas regiões podem ser observadas na Fig. 73.

Faghri (1995) definiu a pressão de disjunção,  $p_d$ , de acordo com a Eq.(3.36),

$$p_d = \rho_l \cdot \bar{R} \cdot T_v \cdot \ln \left[ 1, 5336 \left( \frac{\delta}{3,3} \right)^{0,0243} \right] \quad (3.36)$$

onde,  $\bar{R}$  é a constante univesal dos gases e  $T_v$  é a temperatura do vapor.

Faghri e Zhang (2006) afirmam que a pressão de disjunção,  $p_d$ , ocorre em filmes líquidos finos em contato com uma superfície sólida, havendo a atração entre as moléculas líquidas e as moléculas sólidas. A pressão no líquido deve equilibrar a pressão ambiente e as forças atrativas, entre o líquido e superfície sólida.

O processo de transferência de calor ocorre, entre a parede do tubo, o líquido filme e o menisco. A parede do tubo ao ser aquecida transfere calor por condução para o líquido, posteriormente, esse calor atinge o filme líquido, através dele chega a interface líquido-vapor (menisco). Como a transferência de calor por evaporação é muito eficiente, na maioria dos casos a condução é o gargalo desse processo de transferência de calor. No entanto, quando o filme líquido for fino o suficiente, a transferência de calor por condução através desse filme pode ser tão eficiente quanto a transferência por evaporação, segundo Wang, Pan e Chen (2009).

A vazão mássica local,  $\dot{m}_x$ , na posição  $x$  é, definida pela Eq.(3.37),

$$\dot{m}_x = - \left[ \frac{\rho_l}{\mu_l} \cdot \frac{dp_l}{dx} \left( \frac{(2 \cdot \delta^3 + 6 \cdot \beta \cdot \delta^2)}{6} \right) \right] \quad (3.37)$$

A vazão mássica,  $\dot{m}_e$ , na evaporação é definida pela Eq.(3.38),

$$\dot{m}_e = - \frac{\dot{m}_x}{dx} = \frac{d}{dx} \left[ \frac{\rho_l}{\mu_l} \cdot \frac{dp_l}{dx} \left( \frac{(2 \cdot \delta^3 + 6 \cdot \beta \cdot \delta^2)}{6} \right) \right] \quad (3.38)$$

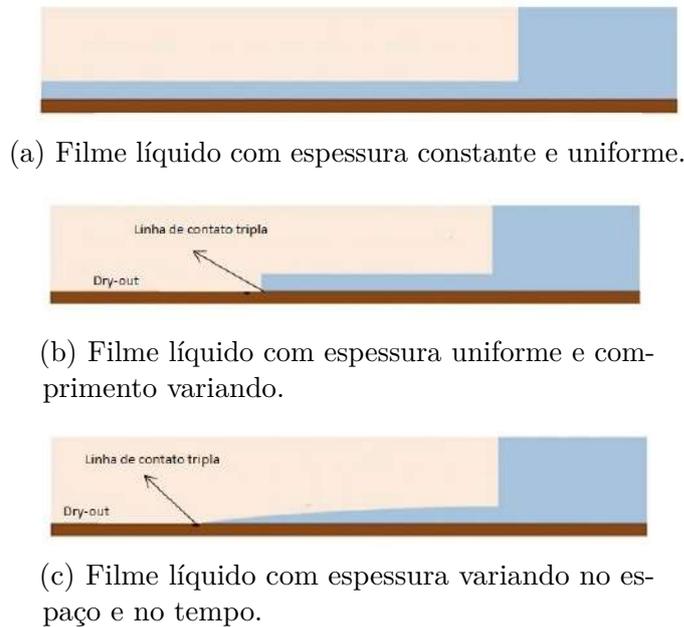
A transferência de calor no filme líquido,  $\dot{q}$ , é dado pela Eq.(3.39),

$$\dot{q} = \dot{m}_e \cdot h_{lv} = h_{lv} \cdot \frac{d}{dx} \left[ \frac{\rho_l}{\mu_l} \cdot \frac{dp_l}{dx} \left( \frac{(2 \cdot \delta^3 + 6 \cdot \beta \cdot \delta^2)}{6} \right) \right] \quad (3.39)$$

onde  $\beta$  é o coeficiente de escorregamento.

Segundo Nematì e Shafii (2018), a espessura do filme líquido,  $\delta$ , depende da capilaridade e da viscosidade do fluido de trabalho, algumas partes do filme formado na parede do tubo fluem para baixo devido o efeito da gravidade, assim as espessuras podem diminuir, manter-se constante ou ainda variar com o tempo. De acordo com Bae, Lee e Kim (2017), os filmes líquidos apresentam diferentes modelagem ver Fig. 74.

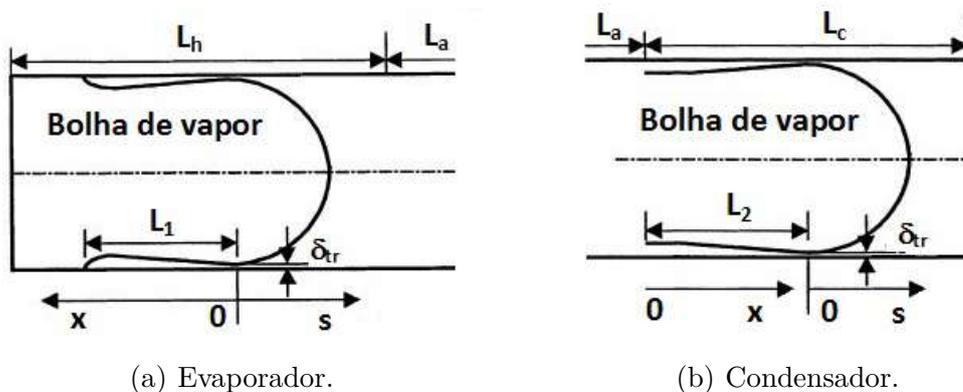
Figura 74 – Diferentes modelos para filme líquido dinâmico.



Fonte: Adaptada de Bae, Lee e Kim (2017, p.297)

Zhang e Faghri (2002) modelaram a transferência de calor nas seções do evaporador e do condensador para um tubo de calor pulsante com extremidade aberta a partir da análise da espessura,  $\delta$ , do filme líquido fino, esse modelo é apresentado na Fig. 75. Um programa em FORTRAN foi desenvolvido utilizando o método das diferenças finitas para discretizar as equações governantes, para obter o comportamento dos pistões de líquido e das bolhas de vapor.

Figura 75 – Modelo da transferência de calor proposto no evaporador e no condensador.



Fonte: Adaptada de Zhang e Faghri (2002, p.757)

O calor transferido no filme líquido no evaporador,  $Q_{e1}$ , é dado pela Eq.(3.40),

$$Q_{e1} = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot k_1(T_e - T_v) \int_0^{L_1} \left( \frac{1}{\delta} \right) dx \quad (3.40)$$

onde  $R$  é o raio do tubo,  $T_e$  é a temperatura do evaporador,  $T_v$  é a temperatura do vapor e  $L_1$  é o comprimento do filme líquido no evaporador.

A espessura do filme líquido,  $\delta$ , pode ser expresso a partir da Eq.(3.41),

$$\delta = C_0 + C_1x + C_2x^2 + C_3x^3 + C_4x^4 \quad (3.41)$$

Os valores dos coeficientes  $C_0$ ,  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$  e  $C_4$  são apresentados na Eq. (3.42),

$$\begin{aligned} C_0 &= \delta_{tr} \\ C_1 &= 0 \\ C_2 &= \begin{cases} \frac{1}{2(R-\delta_{tr})}, & x_p < L_e \\ 0 & x_p > L_e \end{cases} \\ C_3 &= \frac{4(\delta_0 - \delta_{tr}) - 2C_2L_1^2 + L_1 \tan \theta}{L_1^3}, \\ C_4 &= \frac{-3(\delta_0 - \delta_{tr}) + C_2L_1^2 - L_1 \tan \theta}{L_1^4} \end{aligned} \quad (3.42)$$

onde,  $\theta$  é o ângulo de contato e  $\delta_0$ , é a espessura do filme na região sem evaporação, calculada de acordo com Eq.(3.43), proposta por Khrustalev e Faghri (1995).

$$\delta_0 = 3,3 \frac{1}{1,5336} \exp \left[ \frac{p_{sat}(T_e) - p_v \sqrt{T_e/T_v} + \sigma K}{\rho_l R_g T_e} + \ln \left( \frac{p_v}{p_{sat}(T_e)} \frac{T_e}{T_v} \right) \right]^{1/0,0243} \quad (3.43)$$

onde,  $\delta_{tr}$ , é a espessura do filme líquido em  $x = 0$  e  $K$  é a curvatura do menisco.

Para  $x_p > L_e$ ,  $Q_{e1}$  é o calor adicionado no evaporador. Quando  $x_p < L_e$ , a espessura do filme líquido,  $\delta$ , é dada pela Eq.(3.44), proposta por Khustalev e Faghri (1997).

$$\delta = \delta_{tr} - (R - \delta_{tr}) + \sqrt{(R - \delta_{tr})^2 + s^2} \quad (3.44)$$

onde  $s$  é a coordenada do menisco. A transferência de calor na região do menisco,  $Q_{e2}$ , é dada por, Eq.(3.45),

$$Q_{e2} = 2\pi R k_1(T_e - T_v) \int_0^{R-\delta_{tr}} \frac{1}{\delta} ds \quad (3.45)$$

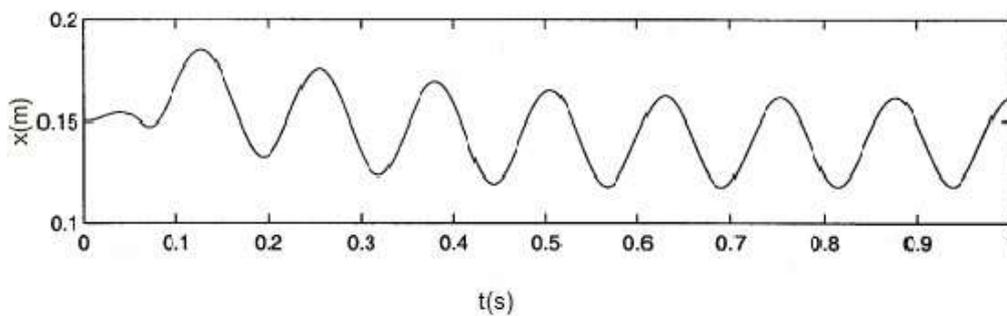
A transferência de calor total no evaporador,  $Q_e$ , é dado por, Eq.(3.46),

$$Q_e = Q_{e1} + Q_{e2} \quad (3.46)$$

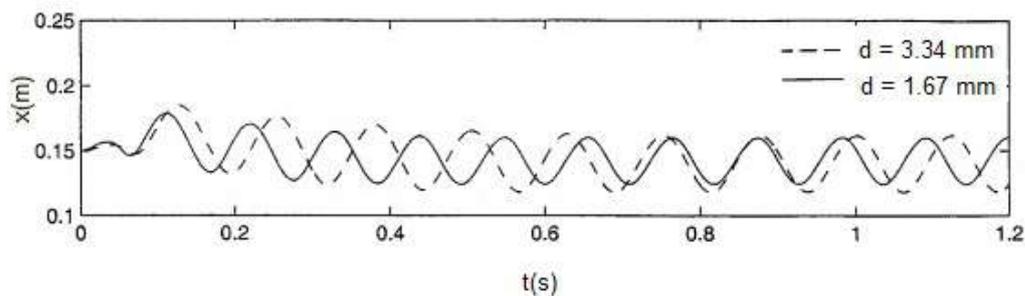
Para a obtenção dos resultados Zhang e Faghri (2002), utilizaram um evaporador

com comprimento igual a 0,15 m, desconsiderando a seção adiabática. A temperatura do evaporador foi igual a 120°C e do condensador igual a 20°C. A Fig. 76a apresenta o deslocamento dos pistões de líquido ao longo do tempo. A partir de  $t=0,5$  s atinge-se o estado estacionário, apresentado período igual a 0,125 s e frequência de oscilação igual a 8 Hz. Na Fig. 76b o diâmetro não apresenta efeito nenhum sobre a frequência de oscilação, e a amplitude de oscilação decresce com a diminuição do diâmetro. Na Fig. 76c pode-se observar que há um decréscimo na amplitude de oscilação com a diminuição da temperatura do evaporador.

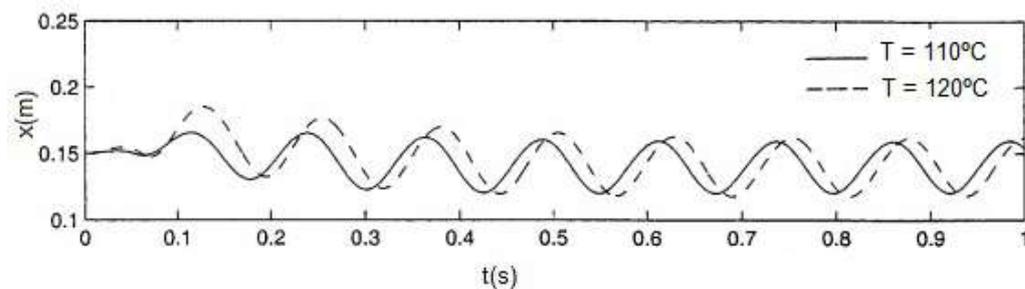
Figura 76 – Deslocamento dos pistões de líquido, efeito do diâmetro na performance do tubo de calor pulsante e efeito da temperatura do evaporador.



(a) Deslocamento do pistão de líquido.



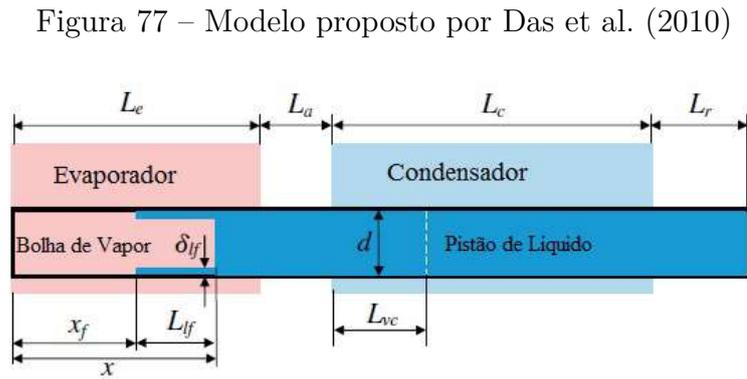
(b) Efeito do diâmetro na performance do tubo de calor pulsante.



(c) Efeito da temperatura do evaporador.

As principais conclusões obtidas por Zhang e Faghri (2002), foram que a transferência de calor ocorre principalmente pelo troca de calor sensível, a contribuição do calor latente não é significativa. A frequência e amplitude da oscilação não é afetado pela tensão superficial. A amplitude de oscilação diminui com o diâmetro do tubo e a temperatura da parede, mas a frequência permanece inalterada.

Em Das et al. (2010) as oscilações dos pistões de líquido e das bolhas de vapor em tubos capilares com seção transversal circular foram estudadas, o objetivo do trabalho foi compreender os processos físicos que causam as oscilações. O que difere esse trabalho dos demais, é o fato de considerar o equilíbrio que ocorre na interface líquido-vapor(menisco) e a introdução do comprimento do filme líquido,  $L_{lf}$  dentro do evaporador, variando com o tempo no evaporador. Onde,  $x_f$ , é o comprimento do *dry out* do evaporador,  $\delta_{lf}$ , é a espessura do filme líquido,  $x$ , o comprimento da bolha de vapor e,  $L_{vc}$ , é o comprimento da bolha de vapor no condensador. O valor da espessura do filme líquido,  $\delta_{lf}$ , é assumida constante. Uma versão simplificada de um tubo de calor pulsante é apresentada na Fig. 77.



Fonte: Adaptado de Das et al. (2010, p. 3908)

A dinâmica do comprimento do filme líquido,  $L_{fl} \geq 0$ , é descrita na Eq.(3.47),

$$\frac{dL_{fl}}{dt} = \begin{cases} 0 & \text{se } L_{fl} = 0, \quad V < 0 \quad \text{e} \quad x \leq L_e, \\ -\dot{m}_e^f / (\rho\pi d\delta_{fl}) & \text{se } x > L_e, \\ V - \dot{m}_e^f / (\rho\pi d\delta_{fl}) & \text{outro lado.} \end{cases} \quad (3.47)$$

onde,  $m_e^f$  é a massa de vapor no filme líquido no evaporador.

A transferência de calor no evaporador e no condensador é apresentada de acordo com as Eq.(3.48) e Eq.(3.49),

$$h_{lv}\dot{m}_e^f = U_e\pi dL_{lf}(T_e - T_{sat}(p_v)) \quad (3.48)$$

$$h_{lv}\dot{m}_c^f = U_c\pi dL_{vc}(T_c - T_{sat}(p_v)) \quad (3.49)$$

onde,  $m_c^f$  é a massa de vapor no filme líquido no condensador,  $U_e$  e  $U_c$  são os coeficientes de transferência no filme líquido no evaporador e no condensador, respectivamente. Assume-se que os valores  $U_e = U_c = \gamma k_l / \delta_{lf}$ , onde  $\gamma \leq 1$  é o coeficiente de variação espacial da espessura do filme líquido,  $\delta_{lf}$ . O comprimento da bolha de vapor no condensador,  $L_{vc}$ , é definida de acordo com a Eq. 3.50,

$$L_{vc} = \begin{cases} 0 & x < L_e + L_a \\ x - (L_e + L_a) & L_e + L_a \leq x < L_e + L_a + L_c \\ L_c & \text{outro lado.} \end{cases} \quad (3.50)$$

A transferência de calor no menisco depende da sua localização, ou seja situar-se no evaporador, Eq.(3.51), ou condensador, Eq.(3.52),

$$h_{lv} \dot{m}_e^m = U_e^m \pi d L_e^m (T_e - T_{sat}(p_v)) \quad (3.51)$$

$$h_{lv} \dot{m}_c^m = U_c^m \pi d L_c^m (T_c - T_{sat}(p_v)) \quad (3.52)$$

onde  $U_e^m$  e  $U_c^m$  são os coeficientes de transferência no menisco no evaporador e no condensador, respectivamente.

Os comprimentos  $L_e^m$  e  $L_c^m$ , são definidos de tal forma que apresentam a localização exata do menisco, apresentados nas Eq.(3.53) e Eq.(3.54),

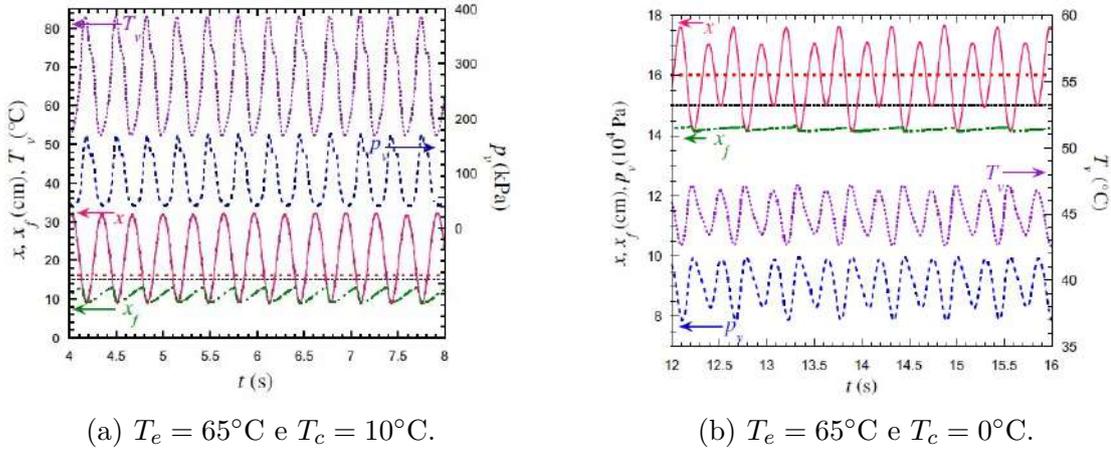
$$L_e^m = \begin{cases} L_m, & x \leq L_e \\ \text{outro lado.} & \end{cases} \quad (3.53)$$

$$L_c^m = \begin{cases} L_m, & L_e + L_a \leq x \leq L_e + L_a + L_c \\ \text{outro lado.} & \end{cases} \quad (3.54)$$

O comprimento,  $L_m$ , assume ser igual a 1% do raio do tubo e para os valores  $U_e^m = U_c^m$ , assume-se valor igual a  $0,3 U$ . Como podemos observa na Fig. 78, a amplitude de oscilação para o deslocamento dos pistão de líquido é igual a 0,22 m, a amplitude de oscilação do deslocamento do menisco apresenta amplitude igual a 0,2 m, a amplitude de oscilação da pressão é igual a 160 kPa apresentando período de oscilação igual 0,33 s e frequência igual a 3 Hz em todos os casos.

Das et al. (2010) concluíram que, o modelo permitiu que alguns parâmetros fossem obtidos analiticamente, explicando as grandes oscilações na amplitude, sendo adequado para a modelagem com várias bolhas de vapor.

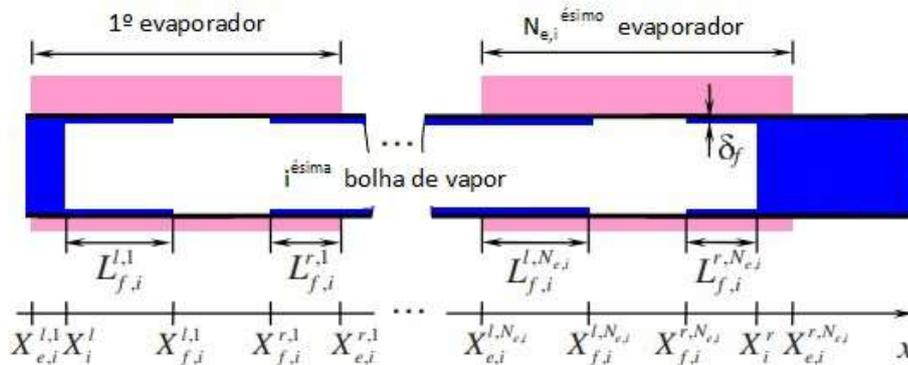
Figura 78 – Simulação dos resultados para evaporador com comprimento igual a 0,15 m, seção adiabática de 0,17 m, com n-pentano e tubo de vidro de diâmetro igual 2,0 mm.



Fonte: Adaptada de Das et al. (2010, p. 3911)

Em Nikolayev (2011) um modelo numérico para modelagem de tubos de calor pulsantes baseado no filme líquido da evaporação e condensação para uma única bolha foi apresentado. O estudo da dinâmica do filme líquido, supondo que a espessura  $\delta$  seja constante, uniforme mas com comprimento variável foi realizado. Os autores afirmam que o comprimento do filme líquido pode variar por dois motivos: i) devido a evaporação ou condensação, ii) devido o depósito de filme (efeito Landau - Levich) ou *eating-up* devido o avanço e o recuo do menisco, o modelo é apresentado na Fig. 79.

Figura 79 –  $i^{\text{ésima}}$  bolha de vapor nos  $N_{e,i}$  evaporadores e seus filmes líquidos.



Fonte: Adaptada de Nikolayev (2011, p. 2)

onde,  $N_{e,i}$ , é o número de evaporadores, representa o número de pares de filme líquido de cada bolha de vapor, indexados em  $k=1, \dots, N_{e,i}$ . Os comprimentos dos filmes líquidos a

esquerda,  $L_{f,i}^{l,k}$ , e a direita,  $L_{f,i}^{r,k}$ , da  $i^{\text{ésimo}}$  bolha de vapor no  $k^{\text{ésimo}}$  evaporador são as Eq.(3.55) e Eq.(3.56), respectivamente.

$$L_{f,i}^{l,k} = \begin{cases} 0 & \text{se } L_{f,i}^{l,k} = 0, \quad X_i^l > 0 \text{ e } X_i^l \in k^{\text{ésimo}} \text{ evaporador} \\ -\dot{m}_{f_e,i}^{l,k}/(\rho_l \pi d \delta_f) & \text{se } X_i^l \notin k^{\text{ésimo}} \text{ evaporador} \\ -\dot{m}_{f_e,i}^{l,k}/(\rho_l \pi d \delta_f) - X_i^l & \text{outro lado} \end{cases} \quad (3.55)$$

$$L_{f,i}^{r,k} = \begin{cases} 0 & \text{se } L_{f,i}^{r,k}, \quad X_i^r > 0 \text{ e } X_i^r \in k^{\text{ésimo}} \text{ evaporador} \\ -\dot{m}_{f_e,i}^{r,k}/(\rho_l \pi d \delta_f) & \text{se } X_i^r \notin k^{\text{ésimo}} \text{ evaporador} \\ -\dot{m}_{f_e,i}^{r,k}/(\rho_l \pi d \delta_f) + X_i^r & \text{outro lado} \end{cases} \quad (3.56)$$

As coordenadas a esquerda,  $X_{f,i}^{l,k}$ , e a direita,  $X_{f,i}^{r,k}$ , do filme líquido são apresentadas nas Eq.(3.57) e Eq.(3.58), respectivamente.

$$X_{f,i}^{l,k} = \left\{ \begin{array}{ll} X_i^l & \text{se } X_i^l \in k^{\text{ésimo}} \text{ evaporador} \\ X_{e,i}^{l,k} & \text{outro lado} \end{array} \right\} + L_{f,i}^{l,k} \quad (3.57)$$

$$X_{f,i}^{r,k} = \left\{ \begin{array}{ll} X_i^r & \text{se } X_i^r \in k^{\text{ésimo}} \text{ evaporador} \\ X_{e,i}^{r,k} & \text{outro lado} \end{array} \right\} - L_{f,i}^{r,k} \quad (3.58)$$

onde

$$X_{e,i}^{l,k} = L_p \left[ \text{int} \left( \frac{X_i^l - L_e}{L_p} \right) + k \right] \quad (3.59)$$

com,  $L_p = 2L_a + L_c + L_e$ . A distribuição da temperatura nos pistões de líquido,  $T_{l,i} = T_{l,i}(x, t)$ , é governada pela Eq.(3.60),

$$\frac{\partial T_{l,i}}{\partial t} = D \frac{\partial^2 T_{l,i}}{\partial x^2} + D \frac{4Nu}{d^2} (T_{par} - T_{l,i}) \quad (3.60)$$

onde,  $Nu$ , é o número de Nusselt, que depende da velocidade e do comprimento do pistão de líquido. As condições de contorno para a Eq.(3.60) é dada pela Eq.(3.61),

$$\begin{aligned} T_{l,i}(X_i^r) &= T_{sat}(P_i) \\ T_{l,i}(X_{i+1}^l) &= T_{sat}(P_{i+1}) \end{aligned} \quad (3.61)$$

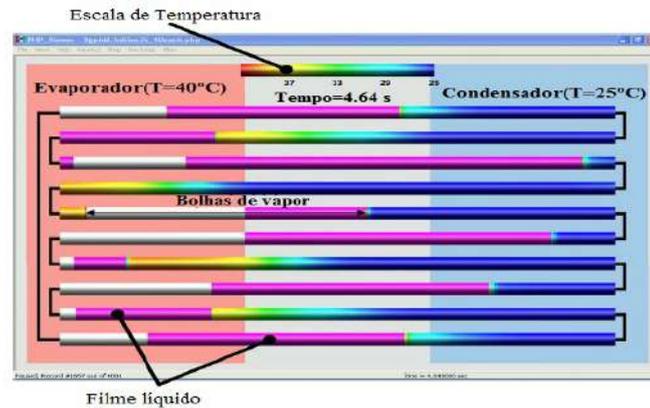
Para a integração espacial da Eq.(3.60) o  $i^{\text{ésimo}}$  pistão de líquido foi dividido em  $N_{l,i}+2$  elementos finitos  $\Delta x_i^k$ . O nó,  $X_i^k$ , está no centro do elemento  $N_{l,i}$ , o nó temperatura é denotado,  $T_{l,i}^k$ . Os valores da temperatura em  $X_i^0 = X_i^r$  e  $X_i^{N_{l,i}+1} = X_{i+1}^l$  são as condições de contorno dada pela Eq.(3.61). O método dos volumes finitos foi utilizado para a

integração da Eq.(3.60). Discretizando a Eq. (3.60) para  $k = 1, \dots, N_{l,i}$  têm-se a Eq.(3.62),

$$\left. \frac{\partial T_{l,i}}{\partial t} \right|^k = \frac{2D}{\Delta x_i^k} \left( \frac{T_{l,i}^{k+1} - T_{l,i}^k}{\Delta x_i^{k+1} + \Delta x_i^k} + \frac{T_{l,i}^k - T_{l,i}^{k-1}}{\Delta x_i^k + \Delta x_i^{k-1}} \right) + D \frac{4Nu}{d^2} (T_{par} - T_{l,i}) \quad (3.62)$$

Para a simulação numérico, um código em linguagem C++ foi desenvolvido, as variáveis foram alocadas dinamicamente assim pode-se mudar a geometria do tubo de calor pulsante, o número de pistões de líquido e as bolhas de vapor. Para integração da Eq.(3.62) foi utilizado Runge - Kutta de 4ª ordem. A Fig. 80 apresenta a solução numérica obtida por Nilolayev (2011).

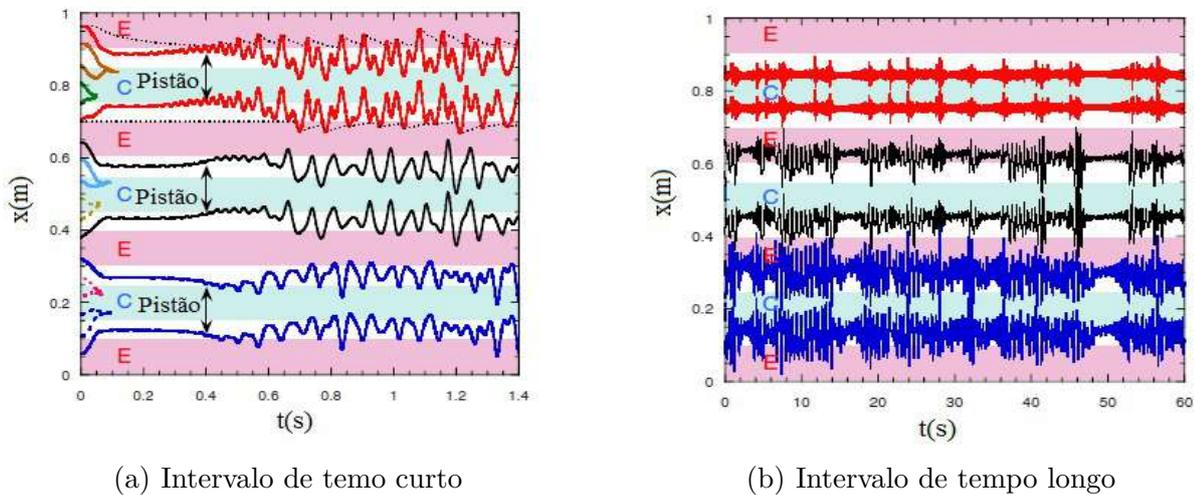
Figura 80 – Solução numérica para a distribuição de temperatura ao longo do tubo de calor pulsante com diâmetro igual a 5,0 mm preenchido com água.



Fonte: Adaptada de Nilolayev (2011, p. 6)

Na Fig. 81a alguns pistões de líquido juntam-se no  $t=0,2$  s, isso corresponde devido a condensação das bolhas de vapor, que ocorre no condensador. Durante grandes oscilações, os meniscos penetram tanto no condensador e no evaporador. Os filmes persistem no evaporador e o comprimento do filme oscila (veja as linhas pontilhadas) e a mudança de volume líquido é quase invisível, de modo que ambas as extremidades do pistão de líquido oscilam de forma síncrona. A evolução para longos intervalo de tempo, mostra que as oscilações são de fato caóticas, nenhuma repetição periódica pode ser mencionada, de acordo com a Fig. 81b. Isto é um conhecido como caos dinâmico, que ocorre em sistemas complexos.

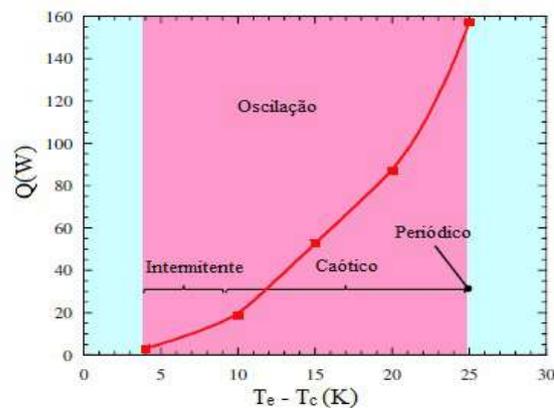
Figura 81 – Oscilações caóticas no tubo de calor pulsante com temperatura do evaporador igual a  $45^{\circ}\text{C}$ , do condensador igual a  $25^{\circ}\text{C}$ , com água a fração de enchimento igual a 55%, espessura do filme líquido igual a  $\delta_f = 40\mu\text{m}$  com para tubo com diâmetro igual a 5,0 mm.



Fonte: Adaptada de Nikolayev (2011, p. 81504-6)

Os regimes de oscilações são apresentados na Fig. 82, o movimento oscilatório ocorre quando a diferença de temperatura,  $\Delta T = T_e - T_c$ , esta dentro de um certo intervalo. O regime intermitente caracteriza-se por apresentar uma sequência de fortes oscilações com e períodos com movimento fraco. Os regimes de oscilações são apresentados na Fig. 82, o movimento oscilatório ocorre quando a diferença de temperatura,  $\Delta T = T_e - T_c$ , esta dentro de um certo intervalo. O regime intermitente caracteriza-se por apresentar uma sequência de fortes oscilações com e períodos com movimento fraco.

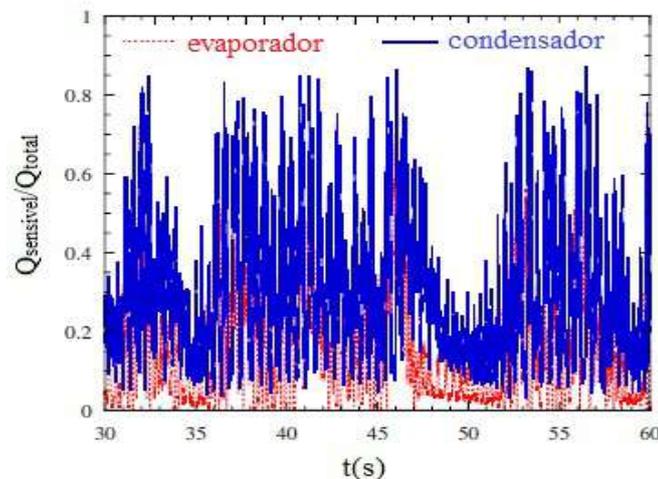
Figura 82 – Regimes de oscilação em tubos de calor pulsantes.



Fonte: Adaptada de Nilolayev (2011, p. 6)

A troca de calor sensível pode ser diferente no condensador e no evaporador, de acordo com a Fig. 83, o que é compreensível uma vez que o condensador é ocupado pelo líquido na maior parte do tempo. Conseqüentemente, a da troca de calor sensível no o condensador é maior que o do evaporador. Os valores médios são 0,18 para o evaporador e 0,29 para condensador.

Figura 83 – Transferência de calor no evaporador e condensador.



Fonte: Adaptada de Nilolayev (2011, p. 6)

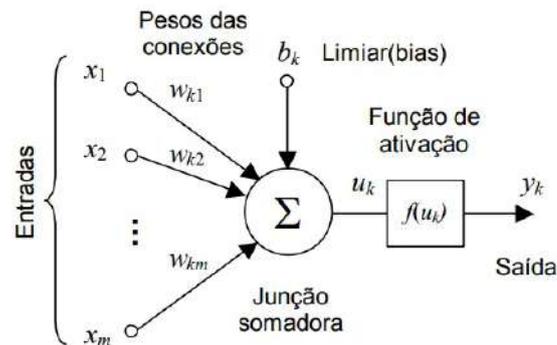
O autor concluiu, que movimento oscilatório é fortemente influenciado pela espessura do filme líquido,  $\delta_f$ . Utilizando a temperatura do evaporador igual a 35°C, do condensador igual a 25°C e fração de enchimento igual a 55%, não houve movimento para  $\delta_f > 90\mu\text{m}$ , a diminuição de  $\delta_f$  leva oscilações intermitentes, até o valor  $\delta_f \approx 5\mu\text{m}$ , ocasionado interrupção das oscilações.

### 3.6 Emprego do conceito de redes neurais artificiais.

De acordo com Silva, Spatti e Flauzino (2010), redes neurais artificiais são modelos computacionais inspirados no sistema nervoso de seres vivos. Possuem a capacidade de aquisição e manutenção do conhecimento, podem ser definidas como um conjunto de unidades de processamento, caracterizados por neurônios artificiais, que são interligados por um grande número de interconexões (sinapses artificiais), sendo as mesmas representadas aqui por vetores ou matrizes de pesos sinápticos. Um neurônio artificial é apresentado na Fig. 84.

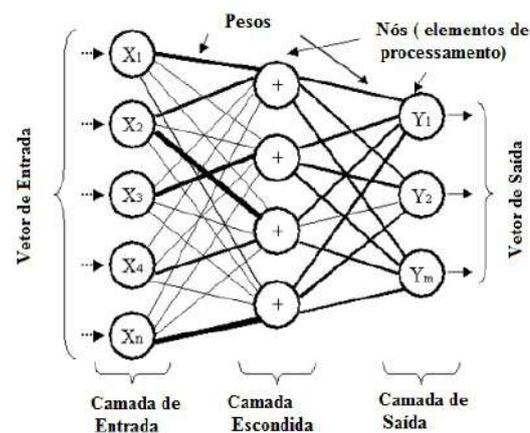
A arquitetura de uma rede neural artificial define a forma como seus neurônios estão dispostos, uns em relação aos outros. Uma rede neural pode ser dividida em três partes, denominadas camadas.

Figura 84 – Neurônio artificial



Fonte: Adaptada de Haykin (2001, p. 36)

- Camada de entrada: é a camada responsável pelo recebimento das informações, dados, sinais ou medições advindas do meio externo.
- Camadas escondidas, intermediárias, ocultas ou invisíveis: são camadas compostas por neurônios que possuem a responsabilidade de extrair as características associadas ao processo ou sistema a ser inferido, quase todo processamento interno da rede é realizado nessas camadas.
- Camada de saída: esta camada é constituída de neurônios, responsáveis pela produção e apresentação dos resultados finais da rede.

Figura 85 – Rede neural artificial tipo *feedward* de camadas múltiplas

Fonte: Khandekar, Cui e Groll (2002. p. 216)

A topologia de uma rede neural pode ser definida como sendo as diferentes formas de composições estruturais que esta poderá assumir. O treinamento de uma arquitetura, con-

siste da aplicação de um conjunto de passos ordenados, com o intuito de ajustar os pesos e os limiares de seus neurônios. Nos trabalhos de Khandekar, Cui e Groll (2002), Jokar et al. (2016), Patel e Mehta (2018) foram utilizados modelos de redes neurais artificiais, para a obtenção da resistência térmica em tubos de calor pulsantes. Os resultados desses trabalhos são apresentadas na Tab.7.

Tabela 7 – Modelos de redes neurais para tubos de calor pulsantes

Autor	Dados de Entrada	Dados de Saída	Rede Neural	Resultados
Khandekar, Cui e Groll (2002)	Fração de enchimento e calor de entrada	Resistência térmica	Rede tipo <i>feed-forward</i> multi camadas com retropropagação, Camadas = 2, Neurônios = 40 - 50, 240 dados experimentais.	Para a faixa de potência de 5W a 60 W, a menor resistência térmica foi obtida, com valores variando de 2,25 K/W até 1,75 K/W, com fração de enchimento igual a 20%
Jokar et al. (2016)	Calor de entrada, fração de enchimento e ângulo de inclinação	Resistência térmica	Rede tipo <i>feed-forward</i> multi camadas com retropropagação, Camadas = 3, Neurônios = 10, 76 dados experimentais	Os resultados mostraram que os valores ótimos para fração de enchimento é igual a 38,25%, o calor de entrada igual a 39,93 W, ângulo de inclinação igual a 55° e resistência térmica igual a 1 K/W.
Patel e Mehta (2018)	Diâmetro interno, diâmetro externo, comprimento do evaporador e condensador, número de voltas, fluido de trabalho, fração de enchimento, calor de entrada e ângulo de inclinação	Resistência térmica	Rede tipo <i>feed-forward</i> multi camadas com retropropagação, Camadas = 2, Neurônios = 14 - 9, 1652 dados experimentais.	A resistência térmica prevista obtida via redes neurais artificiais apresentou 68% dos dados com desvio relativo absoluto médio igual a 24,12%, consequentemente, com 32% dos dados fora dessa faixa.

Fonte: Autor

### 3.7 Comportamento caótico do tubo de calor pulsante

Segundo Pouryoussefi e Zhang (2018) os movimentos caóticos não são constantes nem periódicos e apesar da complexidade desses movimentos, eles geralmente ocorrem em sistemas que não são complexos e são surpreendentemente simples. Existem alguns parâmetros e abordagens importantes para investigar o caos em sistemas dinâmicos, como por exemplo, análise espectral de séries temporais, dimensão de correlação, função de autocorrelação (ACF), expoente de Lyapunov e reconstrução de espaço de fase.

- Séries Temporais: conforme Morettin e Tolo (2006) uma série temporal é qualquer conjunto de observações ordenadas no tempo. Nos tubos de calor pulsantes a série temporal é geralmente uma seqüência de valores de temperatura tomado em diferentes intervalos de tempo.
- Dimensão de correlação: de acordo com Ferreira, Messias e Vanderlei (2010) a dimensão de correlação representa a dispersão ou densidade de um atrator em um espaço de fase, sendo pois, uma medida da complexidade do processo vital investigado e representa uma das formas mais populares de se calcular a dimensão do atrator neste espaço.
- Reconstrução do espaço de fase: segundo Ferreira, Messias e Vanderlei (2010) uma série temporal experimental não mede todas as variáveis de estado do sistema e, usualmente, tem-se disponível a evolução no tempo de apenas uma variável de estado, representada por uma série temporal  $x_t$ , que representa a trajetória de um dado sistema dinâmico. A reconstrução do espaço de fase é baseada no Teorema da imersão de Takens (Takens embedding theorem). Este teorema permite reconstruir um espaço de fase  $m$ -dimensional similar ao espaço de fase original, a partir de uma única variável de estado, a variável medida.

$$T(t) = [x_i(t), x_i(t + \tau), x_i(t + 2\tau), \dots, x_i(t + (m - 1)\tau)] \quad (3.63)$$

onde,  $m$  é uma dimensão de imersão e,  $\tau < \epsilon$  é o tempo de atraso ou passo para reconstrução. As propriedades dinâmicas do sistemas são reconstruídas se  $m \geq 2d + 1$ , onde  $d$  é a dimensão fractal do sistema.

- Função de autocorrelação: de acordo com Ferreira, Messias e Vanderlei (2010) a função de autocorrelação  $A(\tau)$  de uma dada série temporal  $x_t$  é definida pela Eq.(3.64),

$$A(\tau) = \frac{1}{N - \tau} \sum_{t=1}^{N-\tau} \frac{(x_t - \bar{x})(x_{t+\tau} - \bar{x})}{\sigma^2} \quad (3.64)$$

onde  $N$  é o número de pontos da série,  $\bar{x}$ , é a média e,  $\sigma$ , é a variância. Esta função indica por quanto tempo o valor da série no instante  $t$  depende de seus valores prévios.

Pouryoussefi e Zhang (2018) em seu trabalho calcula a função de autorrelação de acordo com a Eq.(3.65),

$$A(\tau) = \frac{\sum_{i=1}^N (T_{i+\tau} - \bar{T})(T_i - \bar{T})}{\sum_{i=1}^N (T_i - \bar{T})^2} \quad (3.65)$$

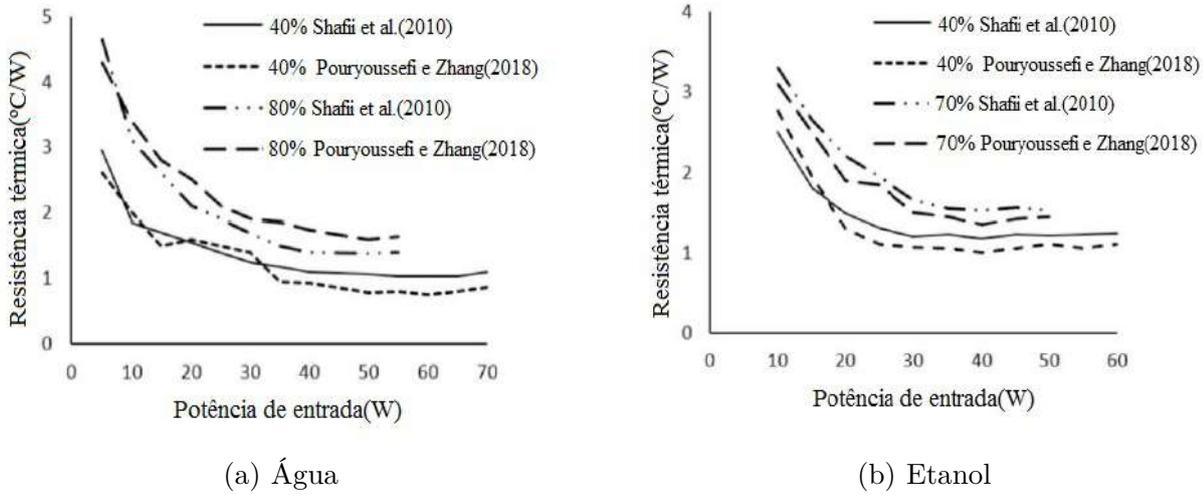
onde  $T_i$  e  $T_{i+\tau}$  são as temperaturas no domínio de tempo,  $\bar{T}$  é a temperatura média e  $\tau$  é o tempo de atraso.

- Expoentes de Lyapunov: conforme Ferreira, Messias e Vanderlei (2010) os expoentes de Lyapunov, denotados por  $\lambda_i$  quantificam a dependência do sistema em relação às condições iniciais. Assim, este expoente é uma medida da razão na qual trajetórias separam-se umas das outras, sendo usado como uma medida da previsibilidade do processo. Um expoente positivo implica que as órbitas estão sobre um atrator caótico, assim, a existência de pelo menos um expoente de Lyapunov positivo para um certo sistema indica que este é caótico.

No trabalho de Pouryoussefi e Zhang (2018) o comportamento caótico dos calor pulsantes de diâmetro interno igual a 1,8 mm, com água e etanol com diferentes frações de enchimento foi simulado. Pode-se observar na Fig. 86a que a resistência térmica obtida apresenta valores mais altos para potência de entrada acima de 10 W, em comparação com os resultados experimentais da água como fluido de trabalho e taxa de enchimento de 80%. O erro máximo ocorre na potência de aquecimento de 40 W, que é quase 13%. O erro médio é de 8,7% nessas condições operacionais. Na fração de enchimento de 40%, o erro máximo ocorre na potência de aquecimento de 60 W, que é quase 15%. O erro médio é de 9,7% nessas condições operacionais. A Fig. 86b mostra que a resistência térmica obtida a partir da simulação tem valores mais baixos para todas as potências de aquecimento em comparação com os resultados experimentais do etanol como fluido de trabalho e taxa de enchimento de 70%. O erro máximo ocorre na potência de aquecimento de 20 W, que é quase 10%. O erro médio é de 6,3% nessas condições operacionais. Na fração de enchimento de 40%, o erro máximo ocorre na potência de aquecimento de 25 W, que é quase 13%. O erro médio é de 7,5% nessas condições operacionais.

Baseado nos erros numéricos obtidos, comparados com os resultados experimentais de Shaffi et al. (2010), os autores confirmaram uma boa concordância entre simulação e resultados experimentais.

Figura 86 – Comparação dos resultados simulados obtidos no trabalho de Pouryoussefi e Zhang(2018) e os resultados experimentais obtidos por Shafii et al.(2010).



Fonte: Adaptada de Pouryoussefi e Zhang (2018, p. 29)

### 3.8 Método do volume de fluido(*Volume of fluid method-Vof*)

O método do volume de fluido (Vof) é um método utilizado na simulação computacional de escoamentos bifásicos em uma malha fixa Euleriana. Uma função marcadora,  $\phi$ , é introduzida no volume de controle, representando a fração de volume ocupado da célula computacional. Se  $\phi = 0$ , a célula esta completamente vazia, se  $\phi = 1$ , a célula esta completamente cheia,  $0 \leq \phi \leq 1$ , representa a fração de volume da célula computacional ocupada pelo fluido. As fases são consideradas imiscíveis e as propriedades do fluido em cada célula, são representadas por uma média ponderada, de acordo com as Eq.(3.66),

$$\begin{aligned}\rho &= \phi \cdot \rho_l + (1 - \alpha) \cdot \rho_v \\ \mu &= \phi \cdot \mu_l + (1 - \alpha) \cdot \mu_v\end{aligned}\quad (3.66)$$

A partir de formulação única, a equação da conservação da massa, Eq.(3.67), conservação do momento, Eq.(3.68) e a equação do transporte de fração de volume, Eq.(3.69), são apresentadas abaixo.

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad (3.67)$$

$$\frac{\partial(\rho\vec{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{u} \cdot \rho\vec{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot [\mu(\nabla\vec{u} + (\nabla\vec{u})^T)] + \rho \cdot \vec{g} + \phi K \nabla \phi \quad (3.68)$$

$$\frac{\partial(\phi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\phi\vec{u}T) = 0 \quad (3.69)$$

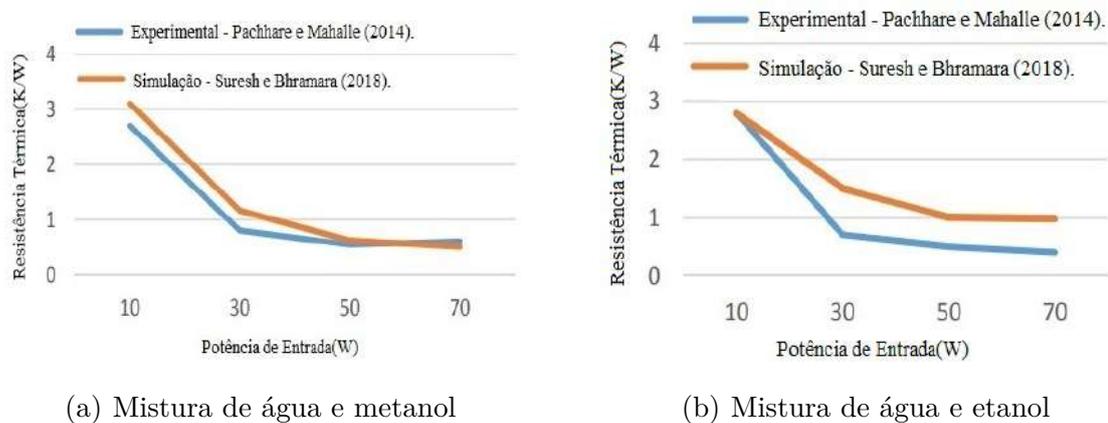
onde  $\vec{u}$  é a velocidade da interface líquido-vapor (menisco) e o termo  $\phi K \nabla \phi$ , representa a tensão superficial.

A curvatura,  $K$ , é definida em termos da fração de volume,  $\phi$ , de acordo com a Eq.(10),

$$K = \nabla \cdot \left( \frac{\nabla \phi}{|\nabla \phi|} \right) \quad (3.70)$$

No trabalho de Suresh e Bhramara (2018) foi utilizado o método do volume de fluido (Vof), para a obtenção do desempenho do tubo de calor pulsante, utilizando o ANSYS CFX para simulação. As misturas de água e etanol, água e metanol com fração de enchimento do 50% foram utilizadas. A simulação foi realizada adotando-se tubo de cobre com diâmetros internos iguais a 2 mm, 3 mm e 2 voltas. Os resultados simulados foram comparados com os resultados experimentais obtidos por Pachhare e Mahalle (2014). De acordo com a Fig. 87a, a resistência térmica diminui com o aumento do fluxo de calor e o maior valor do desvio observado é igual a 6%, o desvio tende a diminuir com o aumento do fluxo de calor. Na Fig. 87b, o desvio aumenta com o aumento do fluxo de calor, atingindo o maior valor igual a 30%

Figura 87 – Resistência térmica para tubo de calor pulsante com diâmetro interno igual a 2 mm.



Fonte: Adaptada de Suresh e Bhramara (2018, p. 5492)



## 4 MÉTODO EXPERIMENTAL

Neste capítulo são apresentadas as características e configurações dos tubos de calor pulsantes testados, assim como a descrição do procedimento para realização dos experimentos. São definidas as referências para as inclinações assistidas pela gravidade, para a horizontal e para as inclinações não assistidas pela gravidade. A redução de dados para cálculo da taxa de calor, resistência e da condutividade térmica é detalhada e o procedimento de cálculos de incertezas é descrito.

### 4.1 Material dos tubos de calor pulsantes

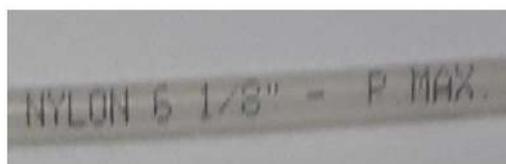
Os tubos de calor pulsantes testados neste trabalho foram construídos com tubos de poliamida PA6-Nylon 6, devido a facilidade de montagem das diferentes configurações do tubo de calor pulsante, no que diz respeito ao número de voltas e ao diâmetro do tubo, a possibilidade de visualização dos padrões de escoamento, ter flexibilidade, baixo peso e baixo custo. Estas características são interessantes para facilitar os testes experimentais e também vislumbram novas aplicações em sistemas térmicos compactos. Nos experimentos foram utilizados dois tipos de tubos de poliamida de diferentes marcas e diâmetros internos, como apresentados na Tab. 8.

Tabela 8 – Características do tubos de poliamida PA6-Nylon 6.

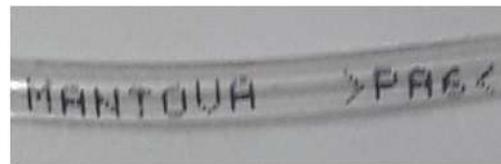
Fabricante	$D_i$ (mm)	$D_e$ (mm)	Cor	Pressão de Trabalho(Bar)	Temperatura de Trabalho (°C)
Saint Gobain Plásticos	2,0	3,2	Natural	38	-10 a 80
Mantova	1,6	3,2	Natural	50	0 a 90

Na Fig. 88 são mostrados os tubos utilizados, a transparências destes tubos são suficientes para o estudo dos padrões de escoamento.

Figura 88 – Tubos de poliamida PA6-Nylon 6.



(a) Saint Gobain Plásticos.



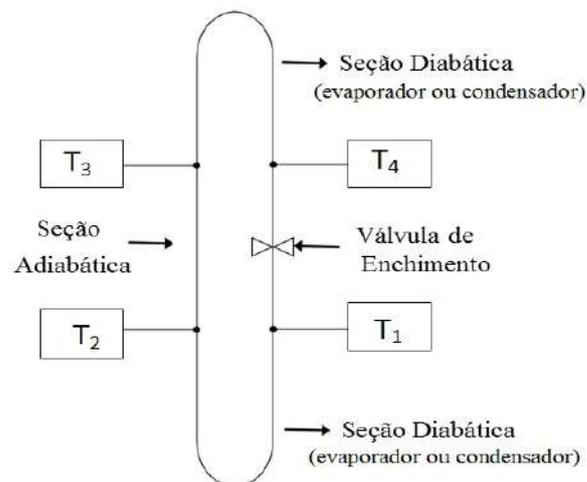
(b) Mantova.

Fonte: Autor.

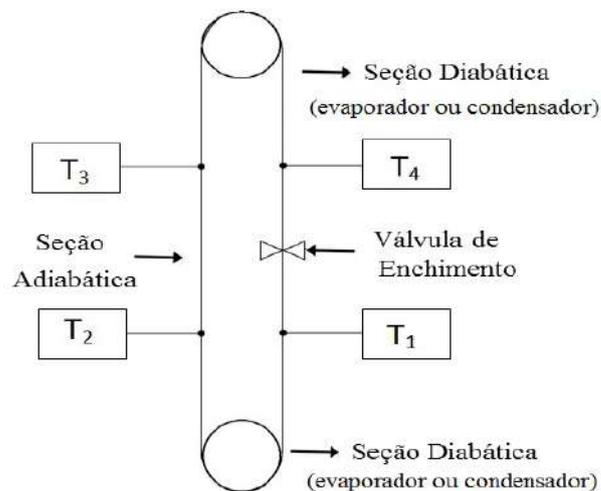
## 4.2 Configurações dos tubo de calor pulsantes

Os testes foram realizados baseados em diferentes números de voltas na seção adiabática e na seção diabática (evaporador e condensador). A Fig. 89a apresenta uma configuração com volta única na seção adiabática e uma volta na seção diabática. A Fig. 89b apresenta uma configuração com volta única na seção adiabática e multivoltas na seção diabática. Repara-se, que no caso da configuração apresentada na Fig. 89b, aumentou-se a área de troca da seção diabática sem alterar o número de voltas na região adiabática. Isto permite avaliar o efeito da área de troca de calor no desempenho do tubo de calor pulsante de forma independente do número de voltas da região adiabática.

Figura 89 – Configurações dos tubos de calor pulsantes.



(a) Volta única na seção adiabática e uma volta na seção diabática.



(b) Volta única na seção adiabática e multivoltas na seção diabática.

Fonte: Autor.

A Fig. 90 apresenta configurações com uma única volta na seção adiabática e multivoltas seção diabática e a configuração com multivoltas na seção adiabática. é apresenta na Fig. 91.

Figura 90 – Configurações com única voltas na seção adiabática e multivoltas seção diabática.



(a) 1 volta na seção adiabática e 2 voltas na seção diabática.



(b) 1 volta na seção adiabática e 10 voltas na seção diabática.

Fonte: Autor.

Figura 91 – Configurações com multivoltas na seção adiabática.



(a) 1 voltas na seção adiabática e uma volta na diabática



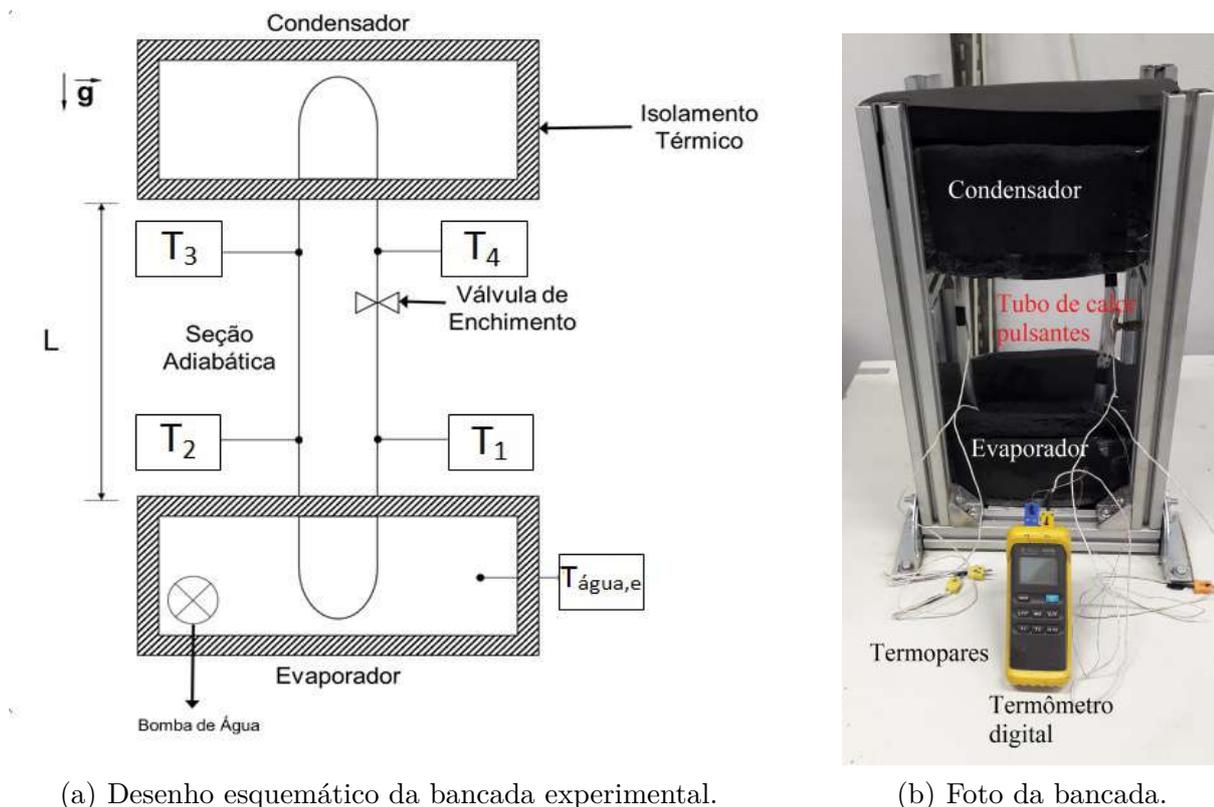
(b) 5 voltas na seção adiabática.

Fonte: Autor.

### 4.3 Descrição da bancada experimental

A bancada experimental montada foi projetada de forma a possibilitar a modificação relativamente simples dos parâmetros experimentais em ampla faixa, tais como número de voltas, diâmetro do tubo, ângulo de inclinação, fluido de trabalho e fração de enchimento. Foi utilizado o método transiente onde é imposto a temperatura do evaporador e não o fluxo de calor, como mostrado em Moreira, Colmanetti e Tibiriçá (2019), para determinação da taxa de calor. Desta forma, o tubo de calor pulsante foi instalado entre dois reservatórios térmicos que trocam calor entre si através do tubo de calor pulsante. Esta bancada permite a medição da taxa de calor transferida pelo tubo de calor pulsante, a resistência térmica, a condutividade térmica efetiva e alguns limites de operações dos tubo de calor pulsantes. A bancada experimental na posição vertical assistida pela gravidade(+90°) é apresentada na Fig. 92. Nesta condição o evaporador encontra-se abaixo do condensador e a gravidade auxilia o retorno do líquido do condensador para o evaporador.

Figura 92 – Bancada na posição vertical assistida pela gravidade(+90°).



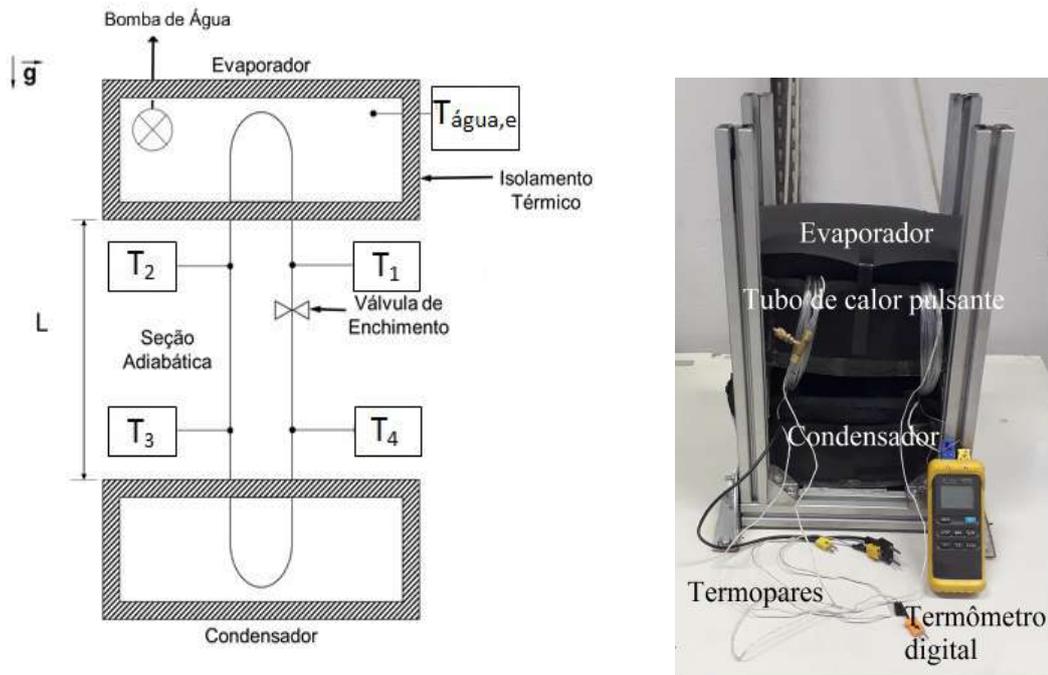
Fonte: Autor.

Uma estrutura de perfis de alumínio foi construído para sustentar os reservatórios e o tubo de calor pulsante, permitindo alterar a inclinação em relação ao campo gravitacional. O reservatório do condensador apresentou água e gelo a temperatura constante em torno de 0°C. O reservatório do evaporador contém 3 kg de água a temperatura inicial igual

a  $60^{\circ}\text{C}$ . Para a aquisição do valor da temperatura da água dentro do reservatório do evaporador,  $T_{\text{água},e}$ , um termopar do tipo K foi inserido no reservatório. Para a obtenção das temperaturas de saída/entrada do condensador e do evaporador, quatro termopares do tipo K foram utilizados,  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_3$  e  $T_4$ , na seção adiabática. Todos os valores de temperatura foram obtidos utilizando o termômetro digital Digital-Minipa MT-52. O isolamento térmico foi realizado utilizando uma espuma elastomérica de 30 mm de espessura.

Para evitar a estratificação do perfil de temperatura da água dentro do reservatório do evaporador uma bomba submersa modelo Alife Aquafresh AE-180 com potência de 3 W foi colocada no evaporador, sendo ligada por 45 s após a variação  $\Delta T_{\text{água},e} = 1^{\circ}\text{C}$  na temperatura da água no reservatório do evaporador. Esta agitação permitiu uniformizar a temperatura dentro do reservatório, inserindo uma potência média abaixo de 0,1 W no reservatório. A bancada experimental na posição não assistida pela gravidade ( $-90^{\circ}$ ) é apresentado na Fig. 93. Nesta condição o evaporador encontra-se posicionado acima do condensador e assim a gravidade não auxilia o retorno de líquido do condensador para o evaporador. Desta forma, neste trabalho é utilizado a convenção de ângulos positivos quando o condensador encontra-se posicionado verticalmente acima do evaporador (posição assistida pela gravidade) e ângulos negativos quando o condensador encontra-se posicionado verticalmente abaixo do evaporador (posição não assistida pela gravidade).

Figura 93 – Bancada na posição vertical não assistida pela gravidade ( $-90^{\circ}$ ).



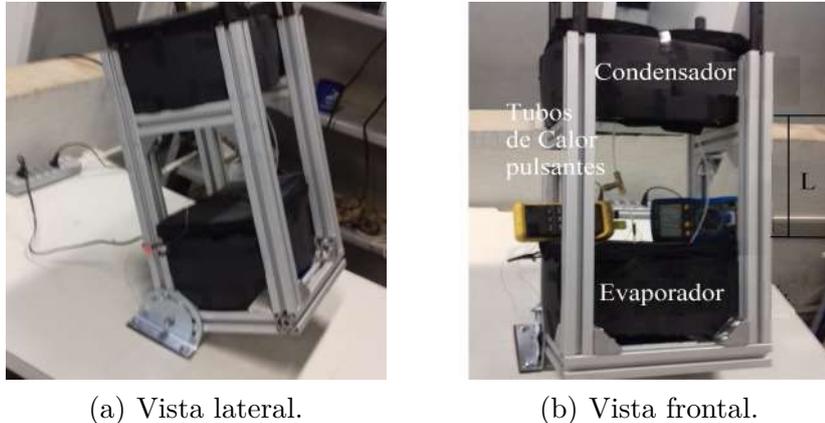
(a) Desenho esquemático da bancada experimental.

(b) Foto da bancada.

Fonte: Autor.

A bancada na inclinação de  $+60^\circ$  é apresentada na Fig.94. A bancada na posição horizontal ( $0^\circ$ ) é apresentada na Fig.95, nesta condição tanto o evaporador quanto o condensador encontram-se no mesmo nível em relação ao campo gravitacional.

Figura 94 – Bancada experimental na inclinação de  $+60^\circ$ .

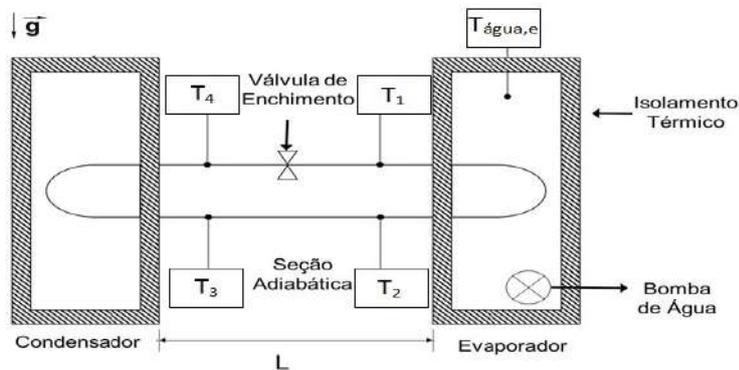


(a) Vista lateral.

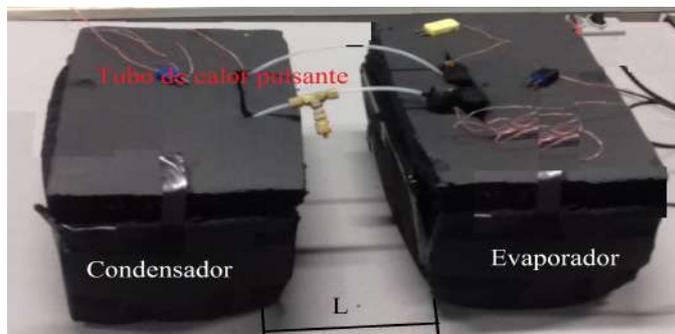
(b) Vista frontal.

Fonte: Autor.

Figura 95 – Desenho esquemático da bancada experimental na posição horizontal ( $0^\circ$ ).



(a) Desenho esquemático da bancada experimental.



(b) Foto da bancada.

Fonte: Autor.

A Tab. 9 apresenta as características de todas as configurações testadas, apresentando o número de voltas na seção adiabática, número de voltas na região diabática (evaporador e condensador), diâmetro interno utilizado, distância entre o evaporador e o condensador e as inclinações testadas.

Tabela 9 – Características de todas as configurações testadas.

Inclinação(°)	Voltas na seção adiabática(N)	Voltas na seção diabática(V)	Diâmetro(mm)	L(m)
-90°	20	20	2,0	0,10
-90°	40	40	2,0	0,10
-90°	1	10	2,0	0,10
-90°	1	20	2,0	0,10
-90°	40	40	1,6	0,10
-90°	80	80	1,6	0,10
+0°	20	20	2,0	0,10
+0°	40	40	2,0	0,10
+0°	1	10	2,0	0,10
+0°	1	20	2,0	0,10
+0°	40	40	1,6	0,10
+0°	80	80	1,6	0,10
+30°	1	1	2,0	0,25
+45°	1	1	2,0	0,25
+60°	1	1	2,0	0,25
+30°	1	2	2,0	0,25
+45°	1	2	2,0	0,25
+60°	1	2	2,0	0,25
+30°	1	10	2,0	0,25
+45°	1	10	2,0	0,25
+60°	1	10	2,0	0,25
+90°	1	1	2,0	0,25
+90°	5	5	2,0	0,25
+90°	10	10	2,0	0,25
+90°	20	20	2,0	0,25
+90°	40	40	2,0	0,25
+90°	1	1	1,6	0,25
+90°	10	10	1,6	0,25
+90°	20	20	1,6	0,25
+90°	40	40	1,6	0,25
+90°	80	80	1,6	0,25
+90°	1	2	2,0	0,25
+90°	1	10	2,0	0,25
+90°	1	20	2,0	0,25

Fonte: Autor.

#### 4.4 Carregamento do fluido de trabalho no tubo de calor pulsante

Para o carregamento do fluido no tubo de calor pulsante foi feita uma união de uma válvula Schrader em uma conexão do tipo T de latão, conforme apresentado na Fig. 96, de forma a reduzir o volume interno da conexão, o que poderia causar distúrbios no funcionamento do tubo de calor pulsante.

Figura 96 – Conexão para preenchimento do tubo



Fonte: Autor.

Foi feito vácuo no tubo de calor pulsante utilizando-se a bomba 5 CFM duplo estágio Suryha, conforme apresentado na Fig. 97.

Figura 97 – Procedimento para fazer o vácuo no tubo



Fonte: Autor.

Posteriormente o tubo de calor pulsante foi preenchido com o fluido de trabalho, R134a, com uma determinada fração de enchimento,  $FR$ , definida de acordo com a Eq.(2.37). A Fig. 98 mostra o procedimento típico usado para o carregamento do tubo de calor pulsante. Primeiro, realiza-se o vácuo, e a seguir o tubo de calor pulsante é preenchido com fluido refrigerante, mantendo-se o tubo de calor pulsante resfriado num banho de água com gelo. Desta forma, o tubo de calor pulsante é inteiramente preenchido com o fluido. Posteriormente parte do fluido é removido até atingir a fração de enchimento desejada.

Figura 98 – Preenchimento do tubo de calor pulsante



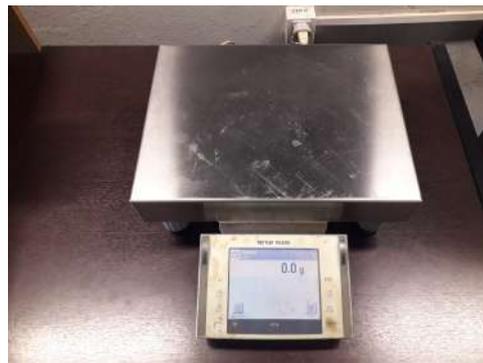
Fonte: Autor.

De acordo com a fração de enchimento,  $FR$ , escolhida calculou-se a massa de fluido que deveria preencher o tubo de calor pulsante. O peso total do tubo de calor pulsante,  $p_t$ , foi calculado segundo a Eq.(4.1),

$$p_t = p_{vazio} + FR \cdot (\rho_{R134a})_l \cdot V_t = p_{vazio} + FR \cdot (\rho_{R134a})_l \cdot \left( \frac{\pi D_i^2}{4} \right) \cdot L_t \quad (4.1)$$

onde,  $D_i$ , é o diâmetro interno do tubo de calor pulsante,  $(\rho_{R134a})_l$ , é a densidade da fase líquida do R134a e,  $L_{tot}$ , o comprimento total do tubo de calor pulsante. Para o cálculo foi desprezado o peso da massa de vapor do fluido refrigerante. O tubo de calor pulsante foi pesado antes e depois do preenchimento utilizando a balança apresentada na Fig. 99.

Figura 99 – Balança utilizada para pesar o tubo de calor pulsante



Fonte: Autor.

O fluido de trabalho utilizado nos experimentos foi o R134a, sua escolha deve se ao fato de não ser inflamável, ter baixo custo, ter disponibilidade no comércio, estar de acordo com a faixa de temperatura de operação desejada para este estudo de tubos de calor pulsantes e também ser compatível quimicamente com os tubos de Nylon utilizados. De acordo com Suth Junior (2018), o número de mérito desse fluido com suas propriedades avaliadas em 25°C é igual a  $8,861 \times 10^9 \text{ W/m}^2$ , o que caracteriza com um fluido de desempenho intermediário para a faixa de temperatura que ele se aplica.

#### 4.5 Procedimento experimental para obtenção dos resultados

O procedimento para obtenção dos dados experimentais consiste em registrar os valores das temperaturas de saída do condensador  $T_c$  e do evaporador  $T_e$  obtidas pelos termopares,  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_3$  e  $T_4$  e o tempo necessário para variação  $\Delta T_{\acute{a}gua,e} = 2^\circ\text{C}$  da temperatura  $T_{\acute{a}gua,e}$  da água no reservatório do evaporador,  $\Delta t_{\Delta T_{\acute{a}gua,e}=2^\circ\text{C}}$ . O tubo de calor, a ser testado, foi instalado na bancada, fazendo a ligação térmica entre o reservatório do evaporador e do condensador. O início do experimento ocorre quando a temperatura de água no evaporador encontra-se a  $T_{\acute{a}gua,e} = 60^\circ\text{C}$ . A temperatura do condensador é fixada em  $0^\circ\text{C}$  através do mistura de água/gelo fundido.

#### 4.6 Redução dos dados experimentais

A transferência de calor nos tubos de calor pulsantes testados é determinada a partir do método transiente, baseado na variação da temperatura da água no reservatório do evaporador ao longo do tempo. A taxa de variação de energia interna,  $dE/dt(\text{W})$ , que ocorre na água no evaporador, é dada pela Eq. (4.2),

$$\frac{dE}{dt} = \frac{m_{\acute{a}gua,e} \cdot c_{p,\acute{a}gua} \cdot \Delta T_{\acute{a}gua,e}}{\Delta t_{\Delta T_{\acute{a}gua,e}=2^\circ\text{C}}} \quad (4.2)$$

A massa de água no evaporador  $m_{\acute{a}gua,e}$  é igual a 3 kg em todos os casos estudados. O calor específico,  $c_{p,\acute{a}gua}$ , da água foi igual a 4180 J/kg.K. A variação da temperatura  $\Delta T_{\acute{a}gua,e} = 2^\circ\text{C}$  foi constante em todos os casos e,  $\Delta t_{\Delta T_{\acute{a}gua,e}=2^\circ\text{C}}$ , é o intervalo de tempo em segundos para a variação,  $\Delta T_{\acute{a}gua,e} = 2^\circ\text{C}$  na temperatura da água no reservatório do evaporador.

A perda de calor no evaporador devido a diferença de temperatura entre a água no reservatório do evaporador,  $T_{\acute{a}gua,e}$ , e a temperatura ambiente,  $T_\infty$ , é dada pela Eq.( 4.3),

$$Q_{amb} = (T_{\acute{a}gua,e} - T_\infty)/R_\infty \quad (4.3)$$

onde,  $R_\infty$ , é a resistência térmica média entre a água no reservatório do evaporador e o ambiente externo. Esta resistência térmica ambiente,  $R_\infty$ , foi medida sem a utilização dos tubos de calor pulsantes para o resfriamento da água no evaporador e determinada de acordo com a Eq.(4.4),

$$R_\infty = \frac{(T_{\acute{a}gua,e} - T_\infty)}{Q_{perdas,ambiente,semtubos}} \quad (4.4)$$

O valor médio medido para  $R_\infty$  foi de  $2,245^\circ\text{C}/\text{W}$  para temperaturas ambientes,  $T_\infty$ , próximas de  $25^\circ\text{C}$ .

A perda de calor para o ambiente sem a utilização dos tubos de calor pulsantes,  $Q_{perdas,ambiente,semtubos}$ , é calculada de acordo com a Eq.(4.5),

$$Q_{perda,ambiente,semtubos} = \frac{m_{\acute{a}gua,e} \cdot c_{p,\acute{a}gua} \cdot \Delta T_{\acute{a}gua,e}}{\Delta t_{\Delta T_{\acute{a}gua,e}=2^{\circ}C}} - W_{m\acute{e}dia,bomba} \quad (4.5)$$

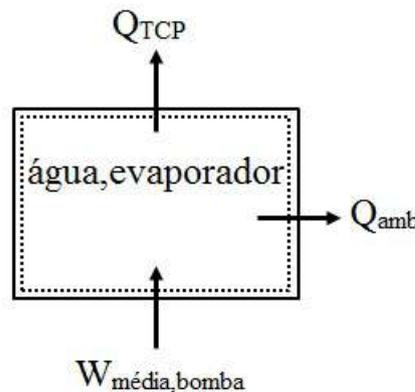
o  $\Delta t_{\Delta T_{\acute{a}gua,e}=2^{\circ}C}$  é o intervalo de tempo necessário para variar  $\Delta T_{\acute{a}gua,e} = 2^{\circ}C$  a temperatura da água no reservatório do evaporador,  $T_{\acute{a}gua,e}$  sem a utilização dos tubos de calor pulsantes e,  $W_{m\acute{e}dia,bomba}$ , é a potência média da bomba.

Para o cálculo da potência média da bomba,  $W_{m\acute{e}dia,bomba}$ , utilizou-se o valor da potência da bomba  $W_{bomba} = 3 \text{ W}$ , de acordo com a especificação do fabricante. O tempo que a bomba ficava ligada,  $\Delta t_{bomba,ligada}$ , foi igual a 45 s, e o tempo,  $\Delta t_{\Delta T_{\acute{a}gua,e}=2^{\circ}C}$  para variar a temperatura da água no reservatório do evaporador  $\Delta T_{\acute{a}gua,e} = 2^{\circ}C$ .

$$W_{m\acute{e}dia,bomba} = \frac{W_{bomba} \cdot \Delta t_{bomba,ligada}}{\Delta t_{\Delta T_{\acute{a}gua,e}=2^{\circ}C}} \quad (4.6)$$

O balanço de energia na água dentro do reservatório do evaporador do tubo de calor pulsante é apresentado na Fig. 100

Figura 100 – Balanço de energia na água dentro do reservatório do evaporador do tubo de calor pulsante



Fonte: Autor.

A partir da 1ª lei da termodinâmica o balanço de energia pode ser desenvolvido da

segunte forma,

$$\begin{aligned}
Q - W &= \left( \frac{dE}{dt} \right)_{\text{água,e}} = m_{\text{água,e}} \cdot c_{p,\text{água}} \cdot \left( \frac{dT_{\text{água,e}}}{dt} \right) \\
Q_{\text{entra}}^0 - Q_{\text{saída}} - W &= m_{\text{água,e}} \cdot c_{p,\text{água}} \cdot \left( \frac{dT_{\text{água,e}}}{dt} \right) \\
-Q_{TCP} - Q_{\text{amb}} - W &= m_{\text{água,e}} \cdot c_{p,\text{água}} \cdot \left( \frac{dT_{\text{água,e}}}{dt} \right) \\
Q_{TCP} &= - \left[ m_{\text{água,e}} \cdot c_{p,\text{água}} \cdot \left( \frac{dT_{\text{água,e}}}{dt} \right) \right] - Q_{\text{amb}} - W \\
Q_{TCP} &= - \left[ m_{\text{água,e}} \cdot c_{p,\text{água}} \cdot \left( \frac{-\Delta T_{\text{água,e}}}{\Delta t} \right) \right] - Q_{\text{amb}} - (-W_{\text{média,bomba}}) \\
Q_{TCP} &= m_{\text{água,e}} \cdot c_{p,\text{água}} \left( \frac{\Delta T_{\text{água,e}}}{\Delta t} \right) + W_{\text{média,bomba}} - Q_{\text{amb}} \quad (4.7)
\end{aligned}$$

A resistência térmica total do tubo de calor pulsante,  $R_{totTCP}$ , é definida de acordo com a Eq.(4.8),

$$R_{totTCP} = \frac{T_{\text{água,e}} - T_{\text{água,c}}}{Q_{TCP}} \quad (4.8)$$

onde  $T_{\text{água,e}}$  é a temperatura da água no reservatório do evaporador e,  $T_{\text{água,c}}$ , é a temperatura da água no reservatório do condensador.

A condutividade térmica efetiva,  $k_{efTCP}$ , nos tubos de calor pulsantes, é o resultado da razão entre o produto da potência de entrada,  $Q_{TCP}$ , e o comprimento da seção adiabática  $L$ , pelo produto da área da seção transversal do tubo total,  $A_{trans,total}$  e diferença entre a temperatura interna do evaporador,  $T_e$  e a temperatura do interna do condensador,  $T_c$ . A condutividade térmica efetiva  $k_{efTCP}$  é apresentada na Eq.(4.9),

$$k_{efTCP} = \frac{Q_{TCP} \cdot L}{A_{trans,total} \cdot (T_e - T_c)} = \frac{L}{R_{twTCP} \cdot A_{trans,total}} \quad (4.9)$$

onde a área da seção transversal do tubo total  $A_{trans,total}$  é dada pela Eq.(2.19).

A condutividade térmica efetiva total,  $k_{efTotTCP}$ , nos tubos de calor pulsantes, é apresentada na Eq.(4.10),

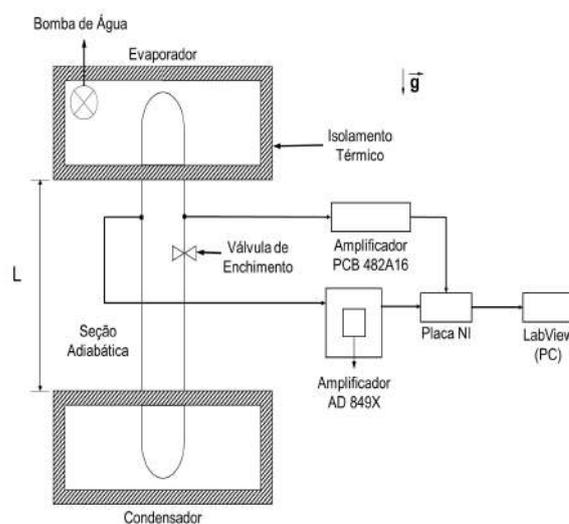
$$k_{efTotTCP} = \frac{L}{R_{totTCP} \cdot A_{trans,total}} \quad (4.10)$$

#### 4.7 Resposta térmica transiente do tubo de calor pulsante

Os valores da temperatura foram obtidos a partir de um termopar do tipo K inserido no tubo de calor pulsante na região da seção adiabática, os dados de temperatura foram obtidos com o amplificador com o AD849x acoplado a placa de aquisição. Um

transdutor de pressão modelo 105C03 fabricado pela PCB Piezoelectronics foi instalado em contato com o fluido de trabalho no interior do tubo de calor pulsante. Esse transdutor opera na faixa de 0 a 690 kPa e tem sensibilidade de 7,3 m.V/kPa. O sinal da pressão foi amplificado com o condicionador de sinais modelo 482A16 com 4 canais fabricado pela PCB Piezoelectronics. Um programa em Labview foi desenvolvido para atuar na interface entre sistema de aquisição e a bancada experimental. A bancada experimental para a posição vertical assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ) é apresentada na Fig. 101.

Figura 101 – Bancada experimental para obtenção dos sinal de temperatura e pressão na posição vertical assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ).



(a) Desenho esquemático da bancada experimental.



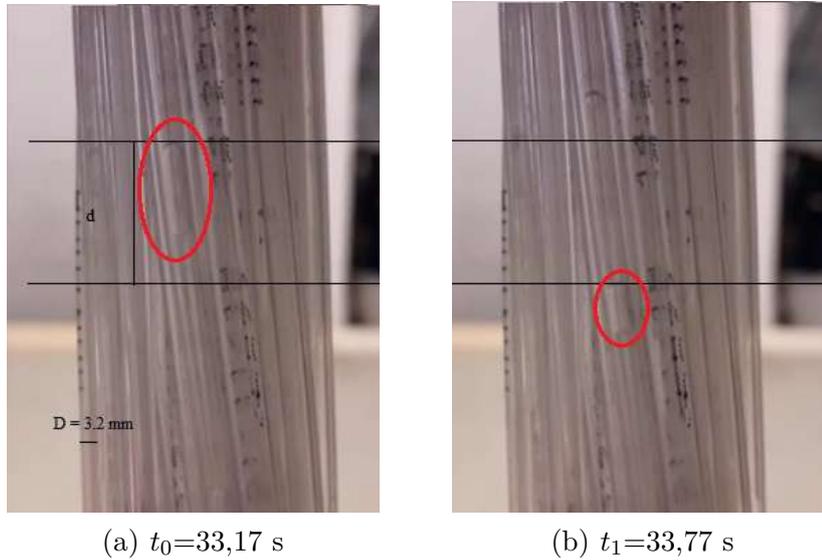
(b) Foto da bancada.

Fonte: Autor.

#### 4.8 Obtenção dos padrões de escoamento

Para obtenção dos padrões de escoamento do tubo de calor pulsante, vídeos foram gravados utilizando a câmera do celular Samsung JA para as diferentes inclinações, vertical assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ), vertical não assistida pela gravidade ( $-90^\circ$ ) e horizontal( $0^\circ$ ), com diferentes números de voltas na seção adiabática(40 e 80 voltas) e diâmetro igual a 1,6 mm. Para a obtenção dos quadros dos filmes nos sucessivos tempo  $t_0$  e  $t_1$  foi utilizado o software Windows Movie Maker. A Fig. 102 apresenta dois quadros sucessivos nos instantes de tempo  $t_0 = 33,17s$  e  $t_1 = 33,77s$  para tubo de calor pulsante com 40 voltas na seção adiabática, diâmetro igual a 1,6 mm, na posição vertical assistida pela gravidade( $+90^\circ$ ).

Figura 102 – Tubo de calor pulsante com 40 voltas na seção adiabática, na posição vertical assistida pela gravidade(+90°).



Fonte: Autor.

Um programa em Matlab foi implementado calcular a velocidade  $v_l$  do pistão de líquido em função do intervalo de tempo  $\Delta t = t_1 - t_0$  e da distância  $d$  percorrida. O programa obtém o número de pixels associado ao diâmetro interno do tubo  $D$  e o número de pixels da distância  $d$ . Assim calcula-se a velocidade  $v_l$  do pistão de líquido de acordo com a Eq.(4.11),

$$v_l = D \cdot \left( \frac{N_p(d)}{N_p(D)} \right) \cdot \frac{1}{\Delta t} \quad (4.11)$$

onde,  $N_p(d)$ , é o número de pixels associado a distância  $d$  e,  $N_p(D)$ , é o número de pixels associado ao diâmetro interno  $D$ , do tubo de calor pulsante. O fluxo mássico,  $G(\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s})$ , foi calculado de acordo com a Eq.(4.12),

$$G_l = \rho_l \cdot v_l \quad (4.12)$$

para títulos de vapor,  $x \approx 0$ .

#### 4.9 Calibração das medidas de temperatura

As temperaturas dos termopares inseridos em um banho termostático, foram comparadas com a temperaturas medidas por um termômetro de precisão com resolução de 0,1°, e a incerteza igual a 0,05°C. Os termopares foram isolados eletricamente da água do banho termostático para evitar interferência devido a condutividade elétrica da água. A calibração foi efetuada a temperatura ambiente,  $T_\infty$ , em torno de 25°C.

As temperaturas foram calibradas numa faixa de 2°C a 62°C com incremento de 10°C. O método de Abernethy e Thompson (1973) foi utilizado para calibração e cálculo das incertezas. Cinco curvas de calibração foram levantadas para 5 termopares,  $T_{\text{água,e}}$ ,  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_3$ ,  $T_4$ . A Tab.10 apresenta a curva da primeira calibração.

Tabela 10 – Valores obtidos na calibração - 1.

$T_{\text{objetivo}}$	$T_{\text{real}}$	$T_{\text{água,e}}$	$T_1$	$T_2$	$T_3$	$T_4$
2	2,1	2,0	2,2	2,2	2,1	1,8
12	12,1	12,1	12,2	12,2	12,1	11,8
22	22,1	22,2	22,3	21,8	21,8	22,0
32	32,0	32,1	32,2	32,4	32,0	32,1
42	42,1	42,2	41,7	42,0	42,2	42,1
52	52,1	52,2	52,3	52,1	52,3	52,1
62	62,2	62,3	62,2	62,0	62,0	62,0
52	52,1	52,2	52,0	51,7	52,3	52,1
42	42,1	42,0	42,1	42,3	41,9	41,9
32	32,0	31,8	32,0	32,5	31,8	32,0
22	22,1	22,3	22,0	22,1	22,5	22,2
12	12,0	12,4	12,1	12,5	12,3	12,3
2	2,10	2,20	1,80	2,30	2,40	2,20

Fonte: Autor.

De acordo com Tibiriçá (2011) a incerteza da calibração  $U$ , é calculada utilizando-se o método recomendado pela NBS (National Bureau of Standards), baseado na soma do erro sistemático mais um múltiplo de erro de precisão, a incerteza da calibração  $U$  é apresentada na Eq.(4.13),

$$U = \pm(B_1 + t_{95} \cdot S_1) \quad (4.13)$$

onde,  $B_1$ , é o erro sistemático do instrumento de calibração, que será adotado igual ao erro do termômetro de calibração, ou seja,  $B_1 = 0,05^\circ\text{C}$ . O índice de precisão da calibração,  $S_1$ , é determinado a partir da Eq.(4.14),

$$S_1 = \pm\sqrt{\sum s_i^2} \quad (4.14)$$

O desvio padrão,  $s_i$ , é calculado pela Eq.(4.15),

$$s_i = \pm\sqrt{\sum_{j=1}^N \frac{(Y_j - \bar{Y})^2}{N - 1}} \quad (4.15)$$

onde,  $N$ , é o número de calibrações realizadas.

Os graus de liberdade,  $df$ , são dados pela Eq.(4.16),

$$df = \frac{(\sum_i s_i^2)^2}{\sum_i s_i^4/df_i} = \frac{(\sum_i s_i^2)^2}{\sum_i s_i^4/N - 1} \quad (4.16)$$

O percentil da distribuição t-Student,  $t_{95}$ , com  $df$  graus de liberdade, calculado utilizando a função INVT() do Microsoft Excel. A Tab.11 apresenta a incerteza da calibração  $U$  para cada termopar.

Tabela 11 – Índice de precisão de calibração  $S_i$ , graus de liberdade  $df$ , erro sistemático  $B_1$ , percentil t-Student,  $t_{95}$ , e incerteza para cada termopar  $U$ .

	$T_{\acute{a}gua,e}$	$T_1$	$T_2$	$T_3$	$T_4$
$S_i$	0,025	0,030	0,047	0,037	0,018
$df$	18,488	25,780	27,127	12,774	24,309
$B_1$	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
$t_{95}$	2,101	2,060	2,052	2,179	2,064
$U$	0,102	0,113	0,147	0,130	0,086

Fonte: Autor.

Como pode-se ver na Tab. 11 todos os termopares apresentaram erros menores que 0.15°C. Para a obtenção da curva de ajuste de cada termopar a regressão linear para as cinco calibrações foi feita. A temperatura real,  $T_{real}$ , foi obtida em função da temperatura medida pelo termopar  $T_m$ . A temperatura real  $T_{real}$  é calculada de acordo com a Eq.(4.17),

$$T_{real} = \frac{1}{m} \cdot T_m - \frac{b}{m} \quad (4.17)$$

A Tab. 12 apresenta os valores de  $m$  e  $b$  para cada termopar.

Tabela 12 – Valores de correção para os termopares.

	$T_{\acute{a}gua,e}$	$T_1$	$T_2$	$T_3$	$T_4$
$m$	1,002	1,001	0,999	0,998	1,002
$b$	-0,041	-0,034	0,050	0,136	-0,025
$1/m$	0,998	0,999	1,001	1,002	0,998
$(-b/m)$	0,041	0,034	-0,050	-0,136	0,025

Fonte: Autor.

#### 4.10 Incertezas experimentais

Ao utilizar dados experimentais para o cálculo de novas grandezas, os erros associados as medidas são propagados para as novas grandezas calculadas. Um resultado experimental,  $R$ , é dado pela Eq.(4.18),

$$R = R(X_1, X_2, \dots, X_n) \quad (4.18)$$

onde  $\{X_i\}_{i=1}^n$  representa um conjunto de variáveis, cada uma com as incertezas ( $\delta X_i$ ) conhecidas. Os valores das medições podem ser expressa através da Eq.(4.19),

$$X_i = X_i(\text{medido}) \pm \delta X_i \quad (4.19)$$

As incertezas dos resultados experimentais são calculadas a partir da combinação dos termos individuais. Moffat (1988) utilizou o método da raiz quadrada da soma dos quadrados para o cálculo das incertezas, de acordo com a Eq.(4.20). A Tab. 13 apresenta as incertezas das variáveis de entrada calculadas segundo o método apresentado em Moffat (1988).

$$\delta R = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial R}{\partial X_i} \cdot \delta X_i \right)^2} \quad (4.20)$$

Tabela 13 – Variáveis de entrada,  $X_i$  e suas respectivas incertezas,  $\delta X_i$ .

Variável $X_i$	Incerteza $\delta X_i$
$m_{\acute{a}gua}$	$5 \times 10^{-5} kg$
$Q_{bomba}$	0,1 W
$T_e$	0,15°C
$T_c$	0,15°C
$T_{\acute{a}gua,e}$	0,15°C
$\Delta t_{com-tubo}$	30 s
$R_{amb}$	0,8°C/W

Fonte: Autor.

A incerteza da medição da temperatura dos termopares para obtenção da temperatura interna do evaporador,  $T_e$ , interna do condensador,  $T_c$ , e da temperatura da água dentro do reservatório do evaporador,  $T_{\acute{a}gua,e}$ , foi determinada por meio da calibração apresentado na seção 4.9.

Os valores da potência,  $Q_{TCP}$ , as incertezas,  $\delta Q_{TCP}$ , e os valores para o erro relativo  $\delta Q_{TCP}/Q_{TCP}$ , na posição vertical assistida pela gravidade (+90°), com 1 volta na seção adiabática, 10 voltas na seção diabática, diâmetro interno igual a 2,0 mm e fração de enchimento igual a 60%, são apresentados na Tab. 14.

Tabela 14 – Cálculo dos valores do erro relativo associado a  $Q_{TCP}$ 

$Q_{TCP}(W)$	$\delta Q_{TCP}(W)$	$\delta Q_{TCP}/Q_{TCP}(100\%)$
49,4	7,5	15,1
37,6	6,1	16,4
25,4	5,2	20,6
18,0	4,7	26,2
16,4	4,4	26,6
11,4	4,0	34,8
9,60	3,6	37,7
8,60	3,3	38,3

Fonte: Autor.

O valor máximo para o erro relativo foi é igual a 38,3% e valor mínimo igual a 15,1%. Os valores da resistência térmica  $R_{lvTCP}$ , as incertezas,  $R_{lvTCP}$ , e os valores para o erro relativo  $\delta R_{lvTCP}/R_{lvTCP}$ , na posição vertical assistida pela gravidade (+90°), com 1 volta na seção adiabática, 10 voltas na seção diabática, diâmetro interno igual a 2,0 mm e fração de enchimento igual a 60%, são apresentados na Tab. 15.

Tabela 15 – Cálculo dos valores  $\delta R_{lvTCP}/R_{lvTCP}(100\%)$ .

$R_{lvTCP}(^{\circ}C/W)$	$\delta R_{lvTCP}(^{\circ}C/W)$	$\delta R_{lvTCP}/R_{lvTCP}(100\%)$
0,3	0,04	15,4
0,3	0,10	16,8
0,5	0,10	21,5
0,8	0,20	27,9
0,9	0,30	28,3
1,2	0,50	38,2
1,6	0,70	41,9
1,8	0,80	42,7

Fonte: Autor.

O valor máximo para o erro relativo foi é igual a 42,7% e o valor mínimo foi igual a 15,4%. Os valores para a condutividade térmica efetiva do tubo de calor pulsante,  $k_{efTCP}$ , as incertezas  $\delta k_{efTCP}$  e os valores para o erro relativo  $\delta k_{efTCP}/k_{efTCP}$  na posição vertical assistida pela gravidade(+90°), com 1 volta na seção adiabática, 10 voltas na seção diabática, diâmetro interno igual a 2,0 mm e fração de enchimento igual a 60%, são apresentados na Tab. 16.

Tabela 16 – Cálculo dos valores  $\delta k_{efTCP}/k_{efTCP}(100\%)$ .

$k_{efTCP}(kW/m.^{\circ}C)$	$\delta k_{efTCP}(kW/m.^{\circ}C)$	$\delta k_{efTCP}/k_{efTCP}(100\%)$
13,8	2,1	15,2
11,9	2,0	16,4
7,3	1,5	20,7
5,0	1,3	26,3
4,5	1,2	26,6
3,2	1,1	34,8
2,4	0,9	37,8
2,2	0,8	38,3

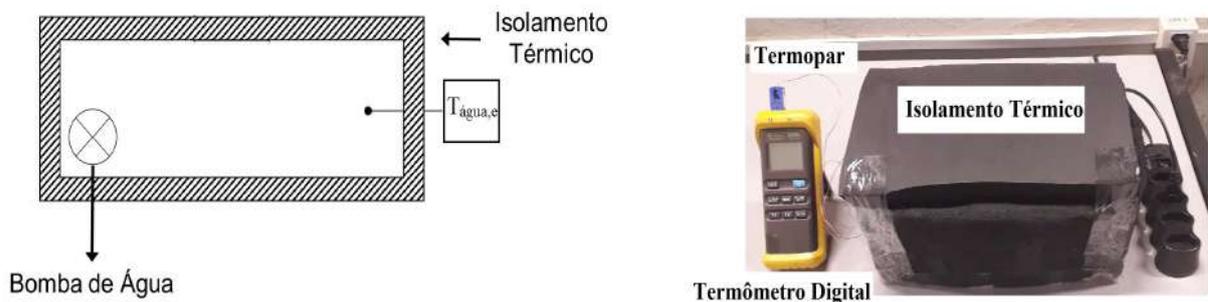
Fonte: Autor.

O valor máximo para o erro relativo foi igual a 38,3% e o valor mínimo foi igual a 15,2%.

#### 4.11 Validação do funcionamento do tubo de calor pulsantes

Para verificar se a variação da temperatura da água  $T_{\acute{a}gua,e}$  dentro do reservatório do evaporador ocorre devido o funcionamento do tubo de calor pulsante foi realizado um teste do procedimento de redução de dados sem tubos de calor instalados para verificar se os valores de resistência térmica tenderiam ao infinito. A temperatura da água dentro do reservatório do evaporador  $T_{\acute{a}gua,e}$  variou na faixa de 60°C a 44°C e o tempo,  $\Delta t_{\Delta T=2^{\circ}C}$ , necessário para variação de cada  $\Delta T_{\acute{a}gua,e}=2^{\circ}C$  foi anotado. A Fig. 103 apresenta a bancada experimental sem utilização de tubo de calor pulsantes.

Figura 103 – Bancada experimental sem utilização de tubo de calor pulsante.



(a) Desenho esquemático da bancada experimental.

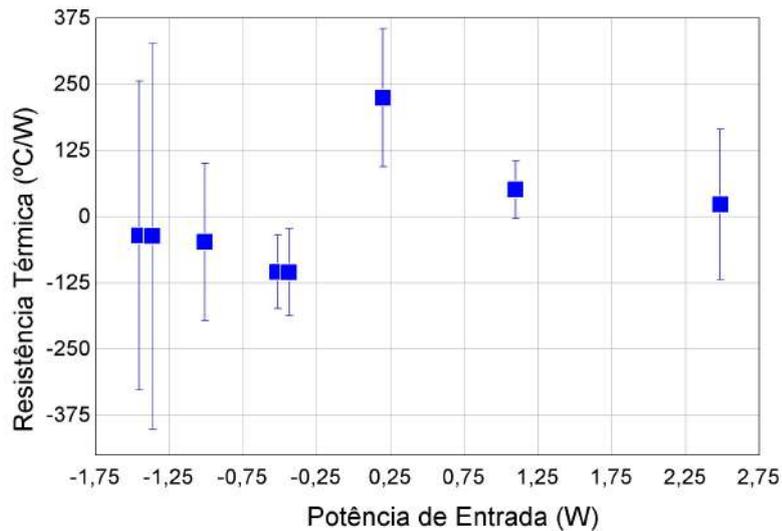
(b) Foto da bancada.

Fonte: Autor.

A resistência térmica da seção adiabática do tubo de calor pulsante,  $R_{wTCP}$ , foi calculada como se ele estivesse instalado e os resultados são apresentados na Fig. 104. Como pode-se observar o experimento sem a utilização do tubo de calor pulsante apresenta altos valores para a resistência térmica, variando entre  $+\infty$  e  $-\infty$ , logo pode-se concluir

que o valor adotado para a resistência térmica média de troca de calor entre o reservatório do evaporador e o ambiente,  $R_{\infty}$ , está adequada. As oscilações entre  $+\infty$  e  $-\infty$  ocorrem devido ao uso de um valor médio desta resistência, o que implica que neste experimentos sem tubos de calor, em certos momentos o valor será positivo e em certos momentos negativo. Outro detalhe importante neste experimento, é que a taxa de calor medida (potência de entrada na Fig. 104) foi muito baixa, valores  $< 3$  W.

Figura 104 – Resistência térmica sem utilização de tubo de calor pulsante.



Fonte: Autor.

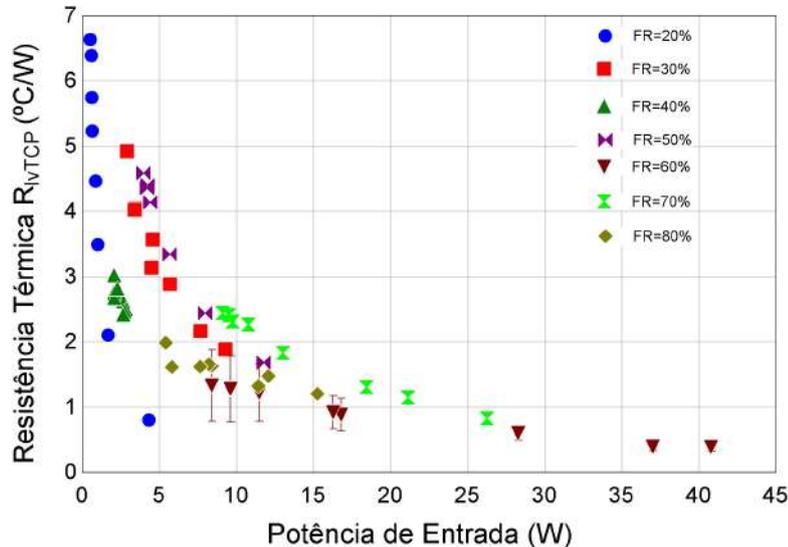
## 5 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Este capítulo apresenta os resultados experimentais obtidos nesse trabalho, utilizando tubos de calor pulsantes com diâmetros internos iguais a 1,6 mm e 2,0 mm, preenchidos com R134a em diferentes frações de enchimento. Na seção adiabática foram utilizadas configurações com volta única e multivoltas, 5, 10, 20, 40 e 80 voltas, na seção diabática foram utilizadas configurações com volta única e multivoltas, 5 e 10 voltas. As inclinações do tubo de calor pulsantes testadas foram a vertical assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ), vertical não assistida pela gravidade ( $-90^\circ$ ), horizontal ( $0^\circ$ ) e com os ângulos intermediários de  $+30^\circ$ ,  $+45^\circ$  e  $+60^\circ$ .

### 5.1 Fração de enchimento ótima

Para a determinação da fração de enchimento ótima neste trabalho, os experimentos foram realizados com frações de enchimento na faixa de 20 a 80%, faixa de operação dos tubos de calor pulsantes, segundo Groll e Khandekar (2003). Foi utilizado um tubo de calor pulsante com volta única na seção adiabática e multivoltas voltas seção diabática (20 voltas), com diâmetro interno igual a 2,0 mm e externo igual a 3,2 mm, preenchido com R134a, na posição vertical assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ). A Fig. 105 apresenta os resultados obtidos, as frações de enchimentos baixas (20%, 30% e 40%) apresentaram os piores desempenhos, devido aos altos valores das resistências térmicas  $2^\circ\text{C}/\text{W}$  a  $7^\circ\text{C}/\text{W}$ , para a faixa de potência de 0,1 a 10 W. As frações de enchimento elevadas (60%, 70%, e 80%) apresentaram os melhores desempenhos, devido aos baixos valores das resistências térmicas,  $0,375^\circ\text{C}/\text{W}$  a  $2,5^\circ\text{C}/\text{W}$ , na faixa de potência de 5 a 41 W. A partir da análise dos resultados, conclui-se que a fração de enchimento igual a 60%, é a fração ótima nesse caso estudado, pois apresenta a menor resistência térmica em toda a faixa de 5 a 41 W, igual a  $0,375^\circ\text{C}/\text{W}$  em 41 W.

Figura 105 – Faixa das frações de enchimento na posição vertical assistida pela gravidade(+90°) com  $D_i = 2,0$  mm, R134a com volta única na seção adiabática e multivoltas voltas seção diabática(20 voltas).



Fonte: Autor.

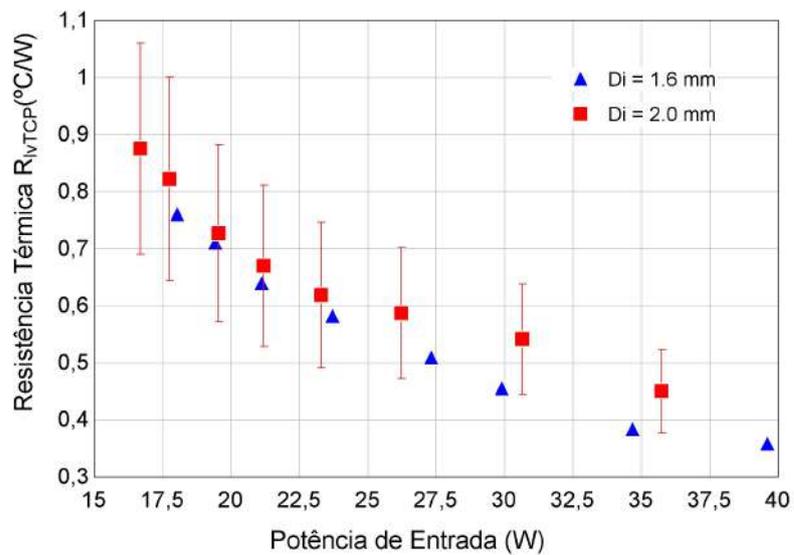
Para tubos de calor pulsantes com diâmetros interno igual a 2,0 mm, nos trabalhos de Rahman et al. (2016) e Islam et al. (2017) a fração de enchimento ótima utilizando etanol como fluido de trabalho foi igual a 60%, nos trabalhos de Samadi e Bahman (2016), e Babu e Reddy (2018) para tubos com mesmo diâmetro, mas preenchidos com acetona, a fração de enchimento ótima foi a mesma. Logo, pode-se concluir que a fração ótima obtida experimentalmente neste trabalho, está de acordo com a literatura, sendo essa a fração de enchimento adotada nos demais experimentos realizados neste trabalho.

## 5.2 Influência do diâmetro interno

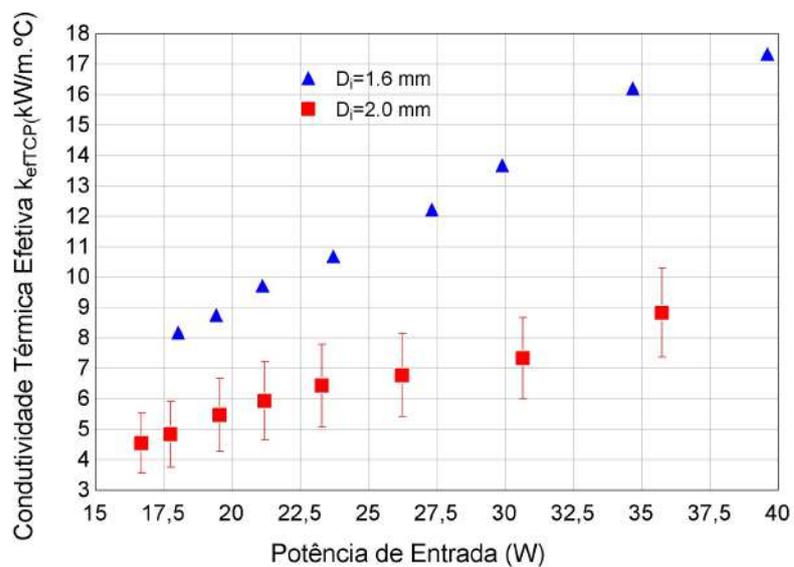
Sabe-se que o diâmetro interno dos tubos de calor pulsantes influencia o movimento oscilatório das bolhas de vapor e dos pistões de líquido. Para comparação do desempenho do tubo de calor com diferentes diâmetros, foi realizado um teste com tubos de  $D_i = 1,6$  mm e  $D_i = 2,0$  mm com volta única na seção adiabática e na seção diabática, preenchido com R134a e fração de enchimento igual a  $FR = 60\%$ , na posição vertical assistida pela gravidade (+90°). Como pode-se observar na Fig. 106, a resistência térmica do tubo com diâmetro de 1,6 mm foi ligeiramente menor em toda faixa de potência de 17,5 a 40 W. Para um valor de potência próximo a 40 W a resistência térmica foi igual a  $0,36^\circ\text{C}/\text{W}$  e condutividade térmica de  $17 \text{ kW}/\text{m}.\text{°C}$  nessa mesma potência. A condutividade térmica superior do tubo de calor com  $D_i = 1,6$  mm é devido a sua menor área de seção transversal em relação ao tubo de 2,0 mm, considerando que a resistência térmica entre eles foram

próximas.

Figura 106 – Efeito do diâmetro interno no desempenho do tubo de calor pulsante utilizando R134a com fração de enchimento igual a 60% na vertical assistida pela gravidade (+90°) com volta única na seção adiabática e na seção diabática.



(a) Resistência térmica



(b) Condutividade térmica efetiva

Fonte: Autor.

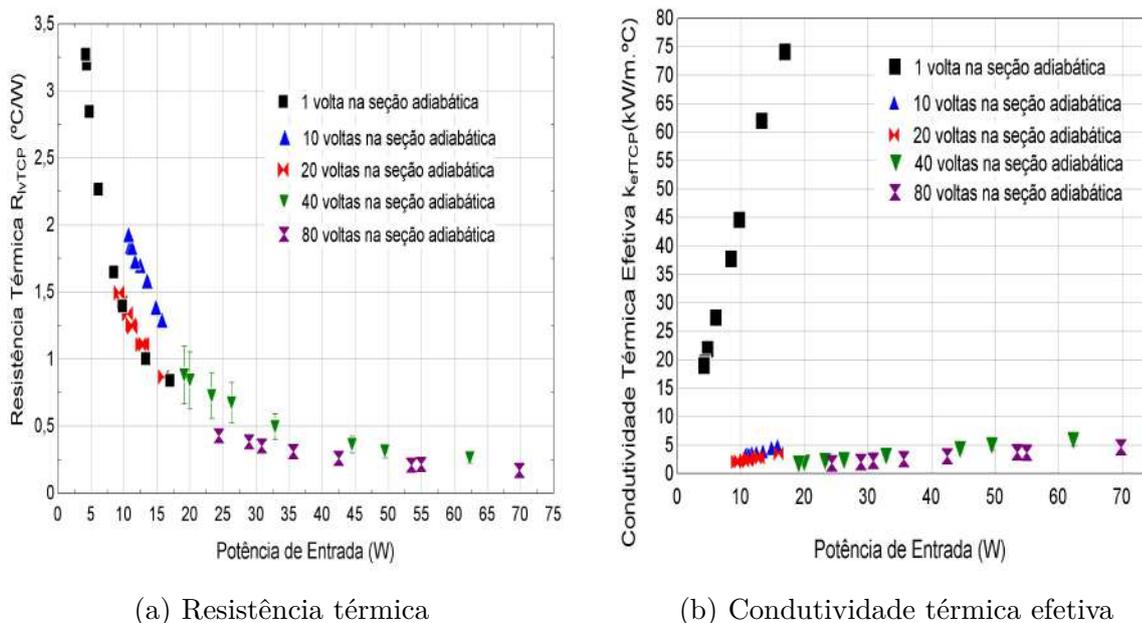
### 5.3 Influência do número de voltas

O número de voltas, influência significativamente a distribuição das pressões internas e as características de transferência de calor do tubo de calor pulsante. Neste trabalho experimentos foram realizados em diferentes inclinações, para diferentes números de voltas na seção adiabática e diabática, com o objetivo de investigar essa influência.

Na posição vertical assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ), os experimentos foram realizados com diâmetros internos iguais a  $D_i = 1,6$  mm com multivoltas na seção adiabática (1, 10, 20, 40 e 80 voltas),  $D_i = 2,0$  mm, com multivoltas na seção adiabática (1, 5, 10, 20 e 40 voltas), ambos preenchido com R134a e fração de enchimento igual a  $FR=60\%$ .

Pode-se observar na Fig. 107a, com diâmetro interno igual a  $D_i = 1,6$  mm com multivoltas na seção adiabática (1, 10, 20, 40 e 80 voltas), que a menor resistência é obtida utilizando-se 80 voltas, para a faixa de potência de 25 a 70 W, e em 70 W apresenta o valor igual a  $0,17^\circ\text{C}/\text{W}$ . Na Fig. 107b a maior condutividade térmica efetiva é obtida utilizando-se 1 voltas, no intervalo de potência de 5 a 17 W, e em 17 W apresentou valor igual a  $74$  kW/m. $^\circ\text{C}$ . Novamente, para a configuração de 1 volta na seção adiabática a condutividade térmica efetiva foi superior devido a sua menor área de seção transversal.

Figura 107 – Efeito do número de voltas no desempenho do tubo de calor pulsante com  $D_i = 1,6$  mm, utilizando R134a com fração de enchimento igual a 60%, na vertical assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ) com multivoltas na seção adiabática (1, 10, 20, 40 e 80 voltas).

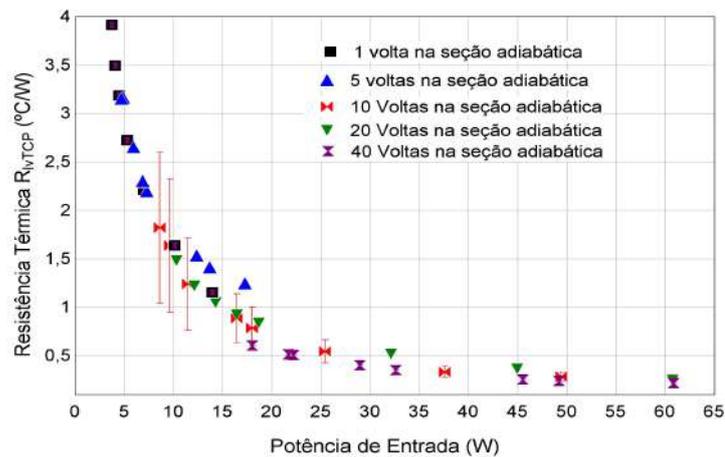


Fonte: Autor.

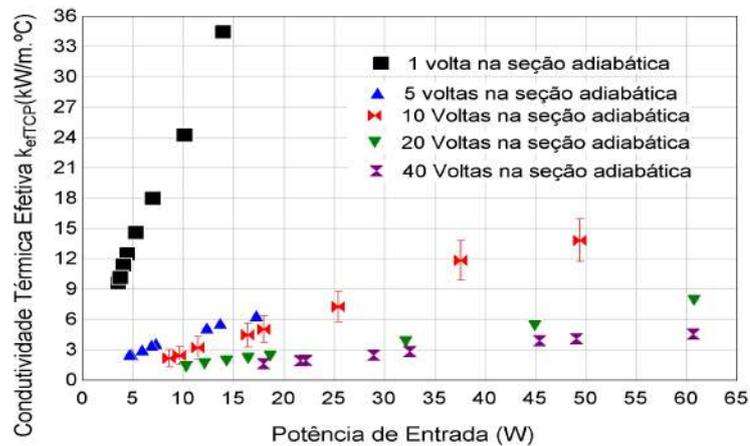
Utilizando-se diâmetro interno igual a  $D_i = 2,0$  mm com multivoltas na seção

adiabática (1, 5, 10, 20 e 40 voltas), pode-se observar na Fig. 108a que a resistência térmica é maior utilizando-se uma volta, para a faixa de potência de 5 a 15 W. Para número de voltas iguais a 5, 10 e 20 na seção adiabática na faixa de potência de 5 a 20 W, o desempenho é praticamente o mesmo devido as incertezas experimentais. O menor valor para a resistência térmica foi obtido utilizando-se 40 voltas na faixa de potência de aproximadamente 15 a 60 W. Em 60 W o valor foi igual a  $0,2^{\circ}\text{C}/\text{W}$ . De acordo com a Fig. 108b a condutividade térmica efetiva na faixa de potência de 5 W a 10 W é maior utilizando-se uma volta, em 14 W apresenta valor igual a  $34,5 \text{ kW}/\text{m}^{\circ}\text{C}$ .

Figura 108 – Efeito do número de voltas no desempenho do tubo de calor pulsante com  $D_i = 2,0 \text{ mm}$ , utilizando R134a com fração de enchimento igual a 60% na vertical assistida pela gravidade ( $+90^{\circ}$ ) com multivoltas na seção adiabática (1, 5, 10, 20 e 40 voltas).



(a) Resistência térmica



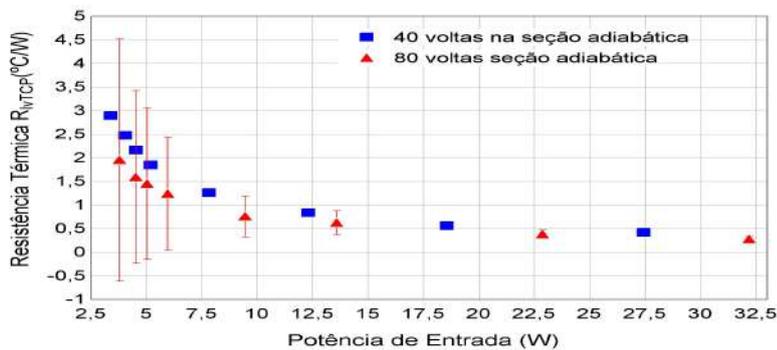
(b) Condutividade térmica efetiva

Fonte: Autor.

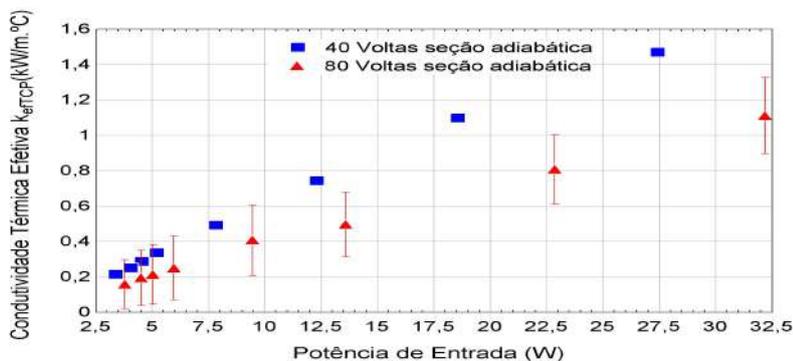
Na posição vertical não assistida pela gravidade ( $-90^\circ$ ), os experimentos foram realizados com diâmetros internos iguais a  $D_i = 1,6$  mm com multivoltas na seção adiabática (40 e 80 voltas) e  $D_i = 2,0$  mm, com multivoltas na seção adiabática (20 e 40 voltas), ambos preenchido com R134a e fração de enchimento igual a  $FR=60\%$ . Para os casos de volta única na seção adiabática e 10 voltas na seção adiabática o tubo de calor pulsante não funcionou, por essa razão os resultados não foram apresentados na Fig. 109.

Para o diâmetro interno igual a  $D_i = 1,6$  mm com multivoltas na seção adiabática (40 e 80 voltas) pode-se observar na Fig. 109a que o número de voltas igual a 80 apresentou os menores valores para a resistência térmica, em toda a faixa de potência de 3 a 32,5 W. Em 32,5 W o valor foi igual a  $0,3^\circ\text{C}/\text{W}$ . Para o caso com 40 voltas a condutividade térmica efetiva apresentou os maiores valores, em 27,5 W o valor foi igual a  $1,5 \text{ kW}/\text{m}\cdot^\circ\text{C}$ , de acordo com a Fig. 109b.

Figura 109 – Efeito do número de voltas no desempenho térmico do tubo de calor pulsante com  $D_i = 1,6$  mm, utilizando R134a com fração de enchimento igual a  $60\%$  na vertical não assistida pela gravidade ( $-90^\circ$ ) com multivoltas na seção adiabática (40 e 80 voltas).



(a) Resistência térmica

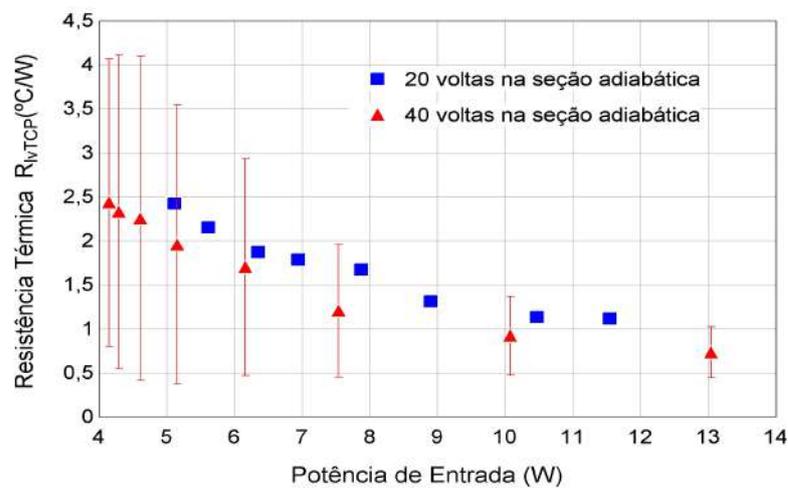


(b) Condutividade térmica efetiva

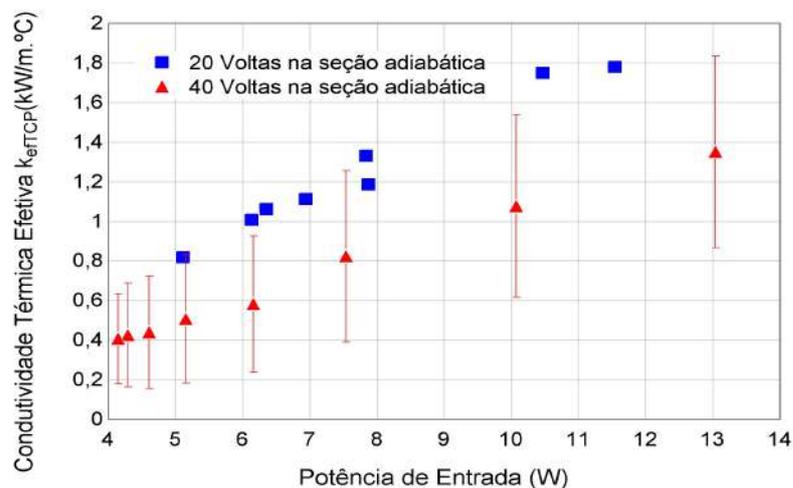
Fonte: Autor.

Utilizando-se diâmetro interno igual a  $D_i = 2,0$  mm com multivoltas na seção adiabática (20 e 40 voltas), pode-se observar na Fig. 110a que para a faixa de 4 a 13 W, o caso com 40 voltas apresentou a menor resistência térmica,  $0,7^\circ\text{C}/\text{W}$  em 13 W. A Fig. 110b mostra que maior condutividade térmica efetiva foi obtida com 20 voltas,  $1,8$  kW/m. $^\circ\text{C}$  em 11,5 W.

Figura 110 – Efeito do número de voltas na resistência térmica do tubo de calor pulsante com  $D_i = 2,0$  mm, utilizando R134a com fração de enchimento igual a 60% na vertical não assistida pela gravidade ( $-90^\circ$ ) com multivoltas na seção adiabática (20 e 40 voltas).



(a) Resistência térmica

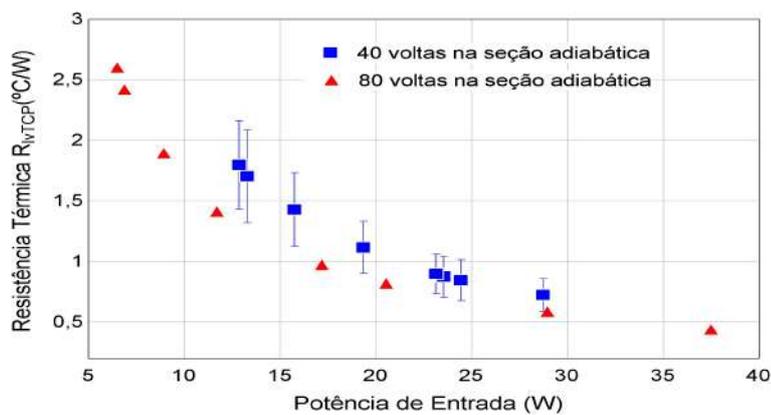


(b) Condutividade térmica efetiva

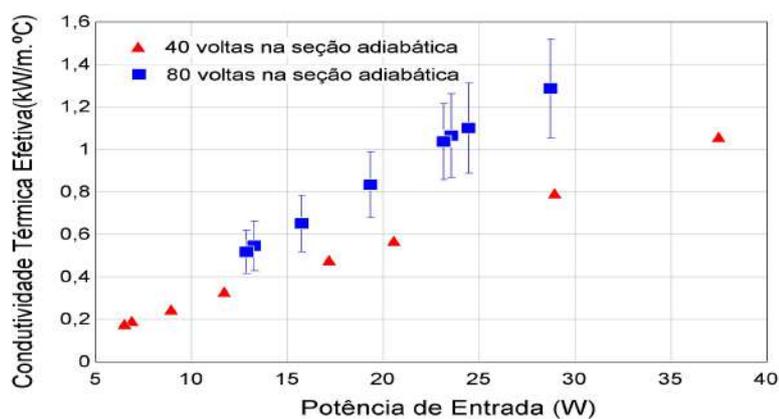
Fonte: Autor.

Na posição horizontal ( $0^\circ$ ), os experimentos foram realizados com diâmetros internos iguais a  $D_i = 1,6$  mm com multivoltas na seção adiabática (40 e 80 voltas) e  $D_i = 2,0$  mm, com multivoltas na seção adiabática (20 e 40 voltas), ambos preenchido com R134a e fração de enchimento igual a  $FR=60\%$ . Pode-se observar, na Fig. 111a, diâmetro de  $D_i = 1,6$  mm, com multivoltas na seção adiabática (40 e 80 voltas) que o tubo de calor pulsante apresentou menor valor para resistência térmica para faixa de potência de 5 a 37,5 W, com 80 voltas. Em 37,5 W o valor foi igual a  $0,46^\circ\text{C}/\text{W}$ . A condutividade térmica efetiva obtida foi igual a  $1,3$  kW/m. $^\circ\text{C}$  em 29 W com 40 voltas, de acordo com a Fig. 111b.

Figura 111 – Efeito do número de voltas no desempenho do tubo de calor pulsante com  $D_i = 1,6$  mm, utilizando R134a com fração de enchimento igual a 60% na horizontal ( $0^\circ$ ) com multivoltas na seção adiabática (40 e 80 voltas).



(a) Resistência térmica

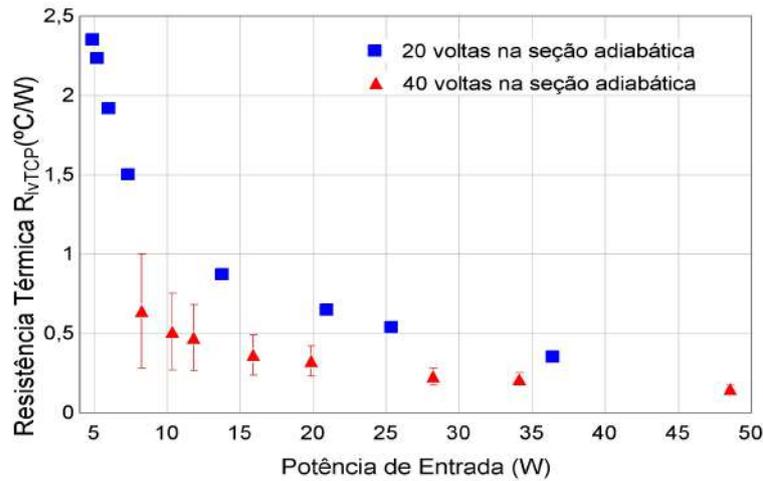


(b) Condutividade térmica efetiva

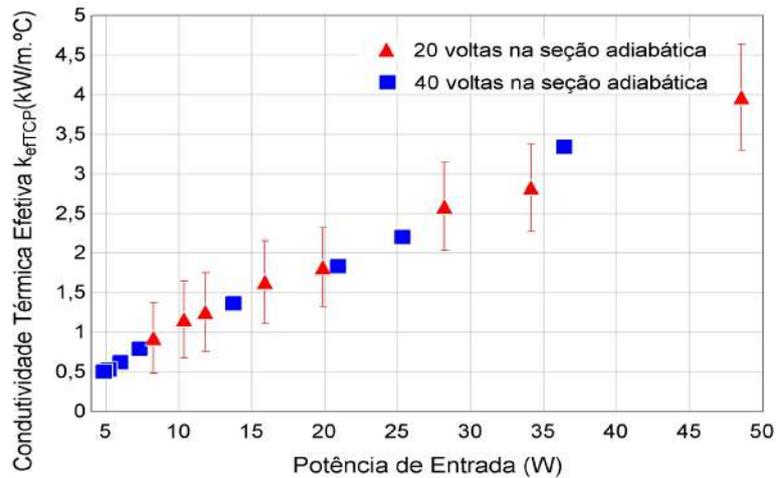
Fonte: Autor.

Ainda na orientação horizontal e para diâmetro de  $D_i = 2,0$  mm com multivoltas na seção adiabática (20 e 40 voltas) pode-se observar na Fig. 112a que na faixa de potência de 4, 8 a 49 W, a menor resistência térmica foi obtida com 40 voltas. Em 49 W o valor obtido foi igual a  $0,15^\circ\text{C}/\text{W}$ . A Fig. 112b a condutividade térmica apresenta praticamente o mesmo valor para a faixa de potência de 4,8 a 50 W para ambos os números de voltas.

Figura 112 – Efeito do número de voltas no desempenho térmico do tubo de calor pulsante com  $D_i = 2,0$  mm, utilizando R134a com fração de enchimento igual a 60% na horizontal ( $0^\circ$ ) com multivoltas na seção adiabática (20 e 40 voltas).



(a) Resistência térmica

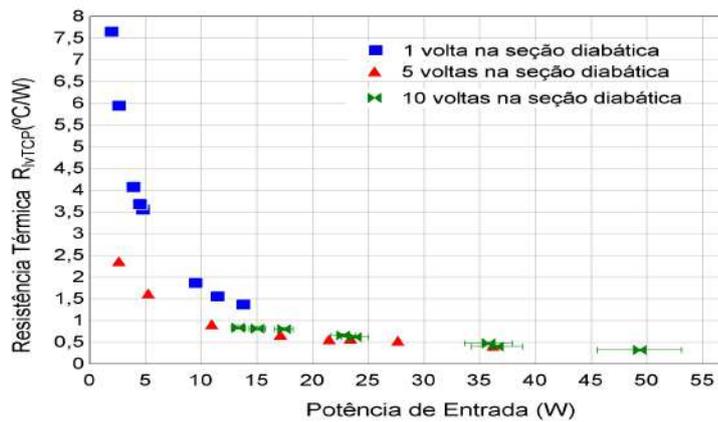


(b) Condutividade térmica efetiva

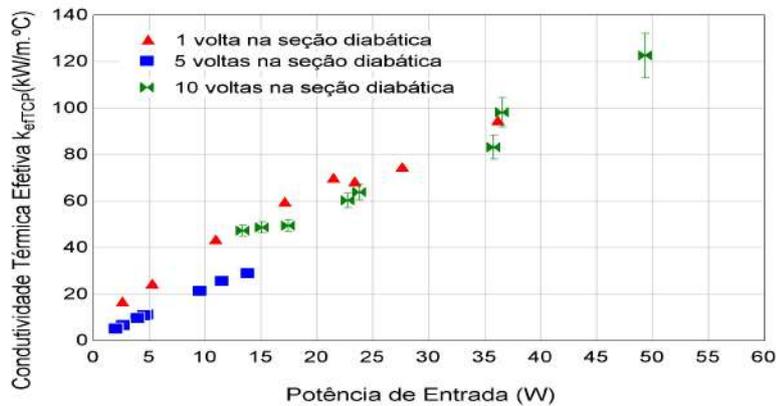
Fonte: Autor.

A resistência térmica utilizando diâmetro igual a 2,0 mm na posição vertical assistida pela gravidade(+90°) com única volta na seção adiabática e multivoltas na seção diabática (1, 5 e 10 voltas) é mostrada na Fig. 113a. Para a faixa de potência de 2,5 W a 15 W o caso com uma volta na seção diabática apresentou o pior desempenho. O melhor resultado foi obtida com 10 voltas, em 50 W o valor obtido foi igual a 0,3°C/W. A maior condutividade térmica efetiva foi obtida utilizando-se com 10 voltas em 50 W com valor foi igual a 123 kW/m.°C. Os resultados mostraram que a área da seção diabática influencia positivamente o desempenho do tubo de calor pulsante, para um mesmo número de voltas na região adiabática.

Figura 113 – Efeito do número de voltas no desempenho do tubo de calor pulsante com  $D_i = 2.0$  mm, utilizando R134a com fração de enchimento igual a 60% vertical assistida pela gravidade(+90°) com única volta na seção adiabática e multivoltas na seção diabática (1, 5 e 10 voltas).



(a) Resistência térmica

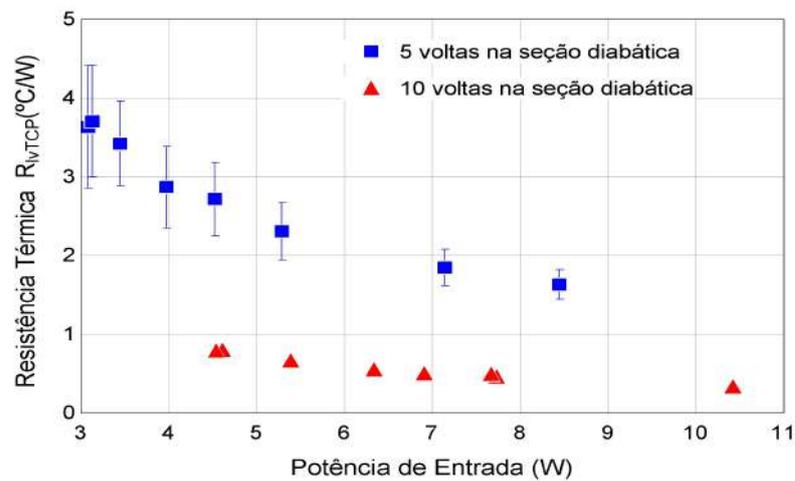


(b) Condutividade térmica efetiva

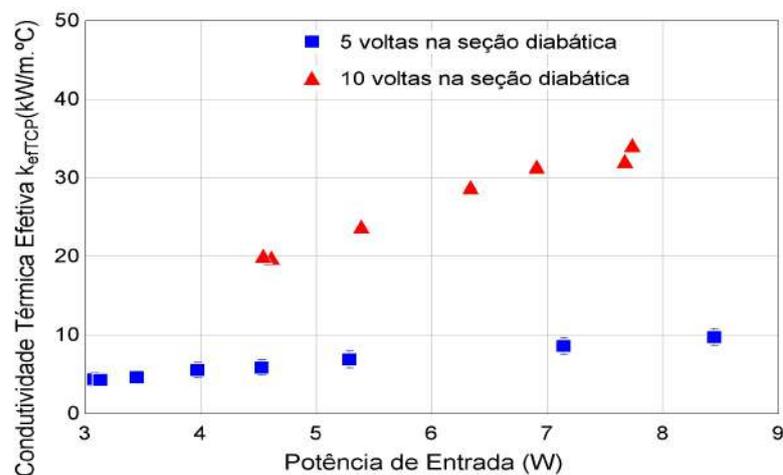
Fonte: Autor.

A resistência térmica utilizando diâmetro igual a 2,0 mm na posição vertical não assistida pela gravidade ( $-90^\circ$ ) com única volta na seção adiabática e multivoltas na seção diabática (5 e 10 voltas), é apresentada na Fig. 114a. Pode-se observar que os menores valores para a resistência térmica são obtidos com 10 voltas na seção diabática, em 10,5 W o valor é igual  $0,35^\circ\text{C}/\text{W}$ . A maior condutividade térmica foi obtida utilizando-se 10 voltas na seção diabática com valor foi igual a  $48 \text{ kW}/\text{m}\cdot^\circ\text{C}$  em 10,5 W de acordo com a Fig. 114b.

Figura 114 – Efeito do número de voltas no desempenho do tubo de calor pulsante com  $D_i = 2,0 \text{ mm}$ , utilizando R134a com fração de enchimento igual a 60% vertical não assistida pela gravidade ( $-90^\circ$ ) com única volta na seção adiabática e multivoltas na seção diabática (5 e 10 voltas).



(a) Resistência térmica

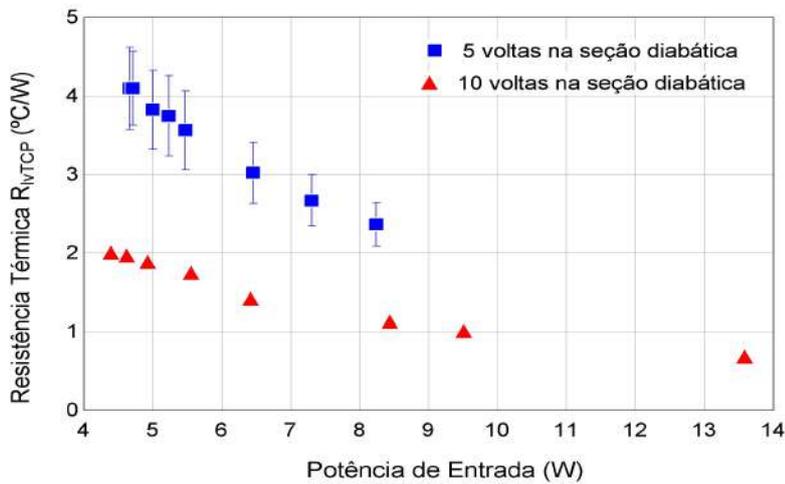


(b) Condutividade térmica efetiva

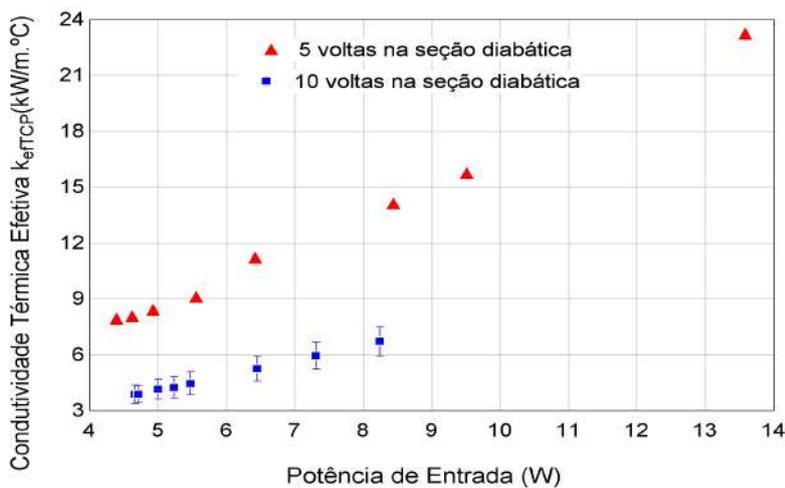
Fonte: Autor.

A resistência térmica utilizando diâmetro igual a 2,0 mm na posição horizontal( $0^\circ$ ) com única volta na seção adiabática e multivoltas na seção diabática (5 e 10 voltas). De acordo com a Fig. 115a os menores valores para a resistência foram obtidos com 10 voltas na seção diabática, para potência de entradas iguais a 13,5 W o valor obtido foi igual a  $0,7^\circ\text{C}/\text{W}$ . A melhor condutividade térmica foi igual a  $23,3 \text{ kW}/\text{m}\cdot^\circ\text{C}$  em 13,5 W utilizando tubo com 10 voltas na seção diabática de acordo com a Fig. 115b.

Figura 115 – Efeito do número de voltas no desempenho do tubo de calor pulsante com  $D_i = 2,0 \text{ mm}$ , utilizando R134a com fração de enchimento igual a 60% horizontal ( $0^\circ$ ) com única volta na seção adiabática e multivoltas na seção diabática (5 e 10 voltas).



(a) Resistência térmica



(b) Condutividade térmica efetiva

Fonte: Autor.

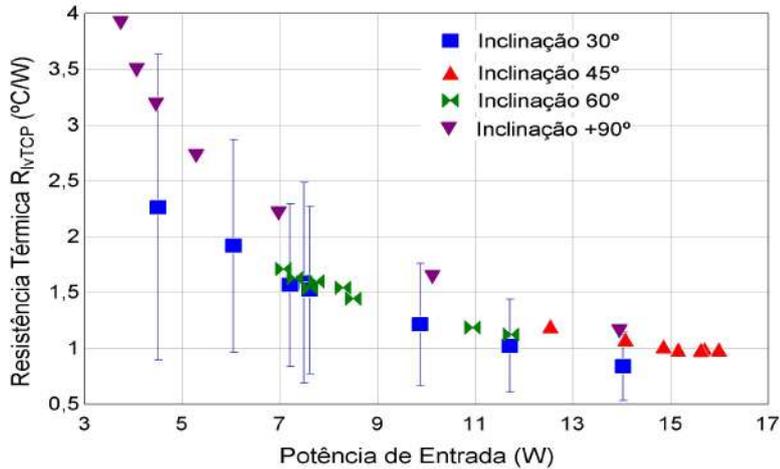
Diante dos resultados apresentados o número de voltas nas seções adiabáticas e diabática influenciam o desempenho do tubo de calor pulsante. Quando a configuração utiliza multivoltas na seção adiabática, a tendência da resistência térmica é diminuir com o aumento do número de voltas, esses resultados estão de acordo com os resultados obtido nos trabalhos de Charoensawan e Terdtoon (2008), Karthikeyan et al. (2013), Patel et al. (2017), Lee, Joo e Kim (2018), mas a condutividade térmica diminui com o aumento do número de voltas, pois há um aumento da área da seção adiabática, tendência essa que pode-se observar neste trabalho e no trabalho de Li, Li e Xu (2018). Para a configuração com volta única na seção adiabática e multivoltas na diabática, o aumento do número de voltas também causa diminuição da resistência térmica, mas ocorre o aumento da condutividade térmica efetiva, pois a área da seção adiabática permanece constante, variando-se apenas a área de troca de calor na seção diabática. Logo pode-se concluir que para aumentar o desempenho do tubo de calor pulsante, é interessante aumentar a área de transferência de calor nas seções diabáticas.

#### 5.4 Influência dos ângulos de inclinação

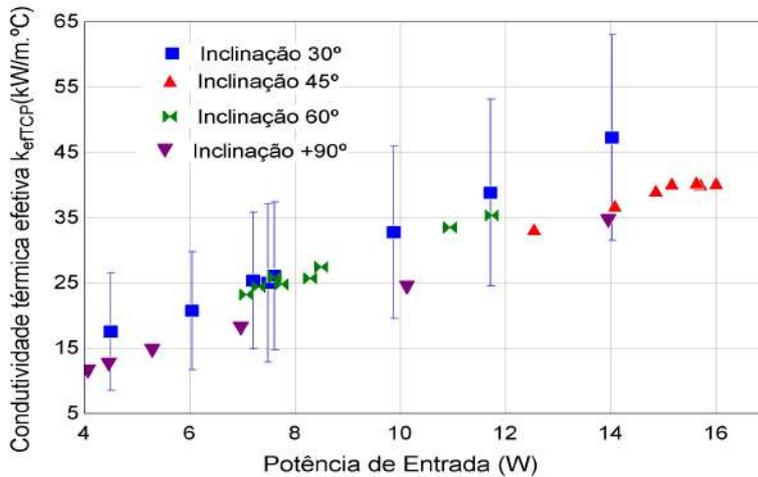
O efeito do ângulo de inclinação influencia consideravelmente o desempenho de tubo de calor pulsantes. Nas inclinações assistidas pela gravidade ( $\theta > 0^\circ$ ), a força de empuxo nas bolhas de vapor ocasionam que as mesmas subam pelo tubo carregando consigo os pistões de líquido e assim gerando a movimentação do fluido no tubo de calor pulsante. Na posição horizontal, a força da gravidade deixa de ser uma força motriz, o movimento das bolhas de vapor e dos pistões de líquido ocorrem devido a força de pressão causadas pela diferença de temperatura entre o evaporador e o condensador.

Com uma volta única na seção adiabática foram realizados testes para as inclinações iguais a  $+30^\circ$ ,  $+45^\circ$ ,  $+60^\circ$  e  $+90^\circ$ . De acordo com a Fig. 116a, a menor resistência térmica foi obtida para o ângulo de inclinação igual a  $30^\circ$ ,  $0,8^\circ\text{C}/\text{W}$  e maior condutividade térmica  $45 \text{ kW}/\text{m}^\circ\text{C}$  em  $14 \text{ W}$ , com podemos observar na Fig. 116b. Pode se concluir, considerando a incerteza experimental, que para ângulos positivos a inclinação afeta pouco o desempenho do tubo de calor pulsante. Apesar disto, a inclinação de  $45^\circ$  aparenta ser capaz de transportar uma taxa de calor ligeiramente superior que as outras inclinações positivas.

Figura 116 – Efeito do ângulo de inclinação no desempenho do tubo de calor pulsante com  $D_i = 2,0$  mm, utilizando R134a com fração de enchimento igual a 60%, com única volta na seção adiabática.



(a) Resistência térmica

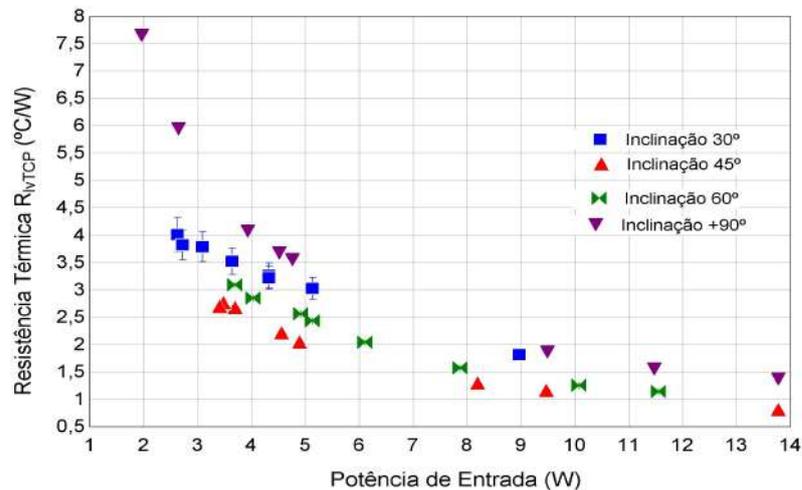


(b) Condutividade térmica efetiva

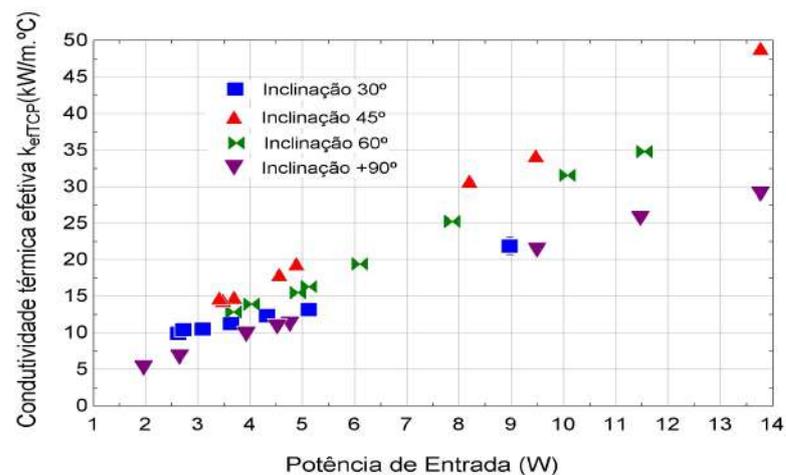
Fonte: Autor.

Com uma volta única na seção adiabática e 2 voltas na seção diabática, foram realizados testes para as inclinações iguais a  $+30^{\circ}$ ,  $+45^{\circ}$ ,  $+60^{\circ}$  e  $+90^{\circ}$ . De acordo com a Fig. 117a com inclinação igual a  $+45^{\circ}$  obteve-se a menor resistência térmica, com valor igual  $0,8^{\circ}\text{C/W}$  em 14 W, e maior condutividade térmica efetiva,  $49 \text{ kW/m.}^{\circ}\text{C}$  para a mesma potência, como pode-se observar na Fig. 117b.

Figura 117 – Resistência térmica do tubo de calor pulsante com  $D_i = 2,0$  mm em função da inclinação, utilizando R134a com fração de enchimento igual a 60% com única volta na seção adiabática e multivolta na seção diabática (2 voltas).



(a) Resistência térmica



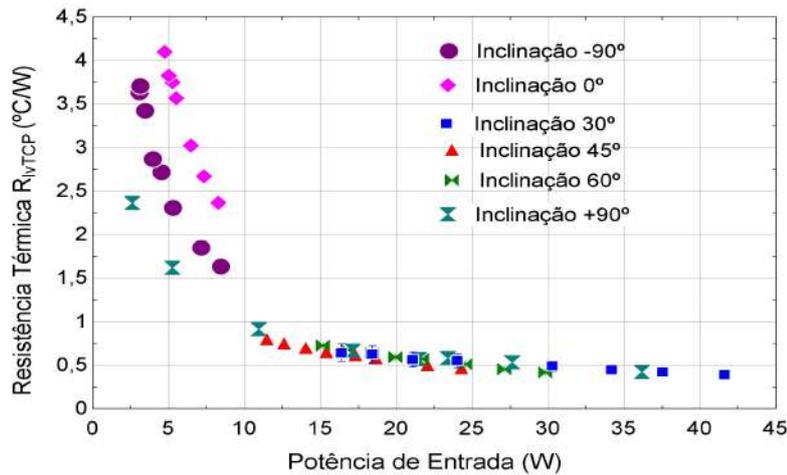
(b) Condutividade térmica efetiva

Fonte: Autor.

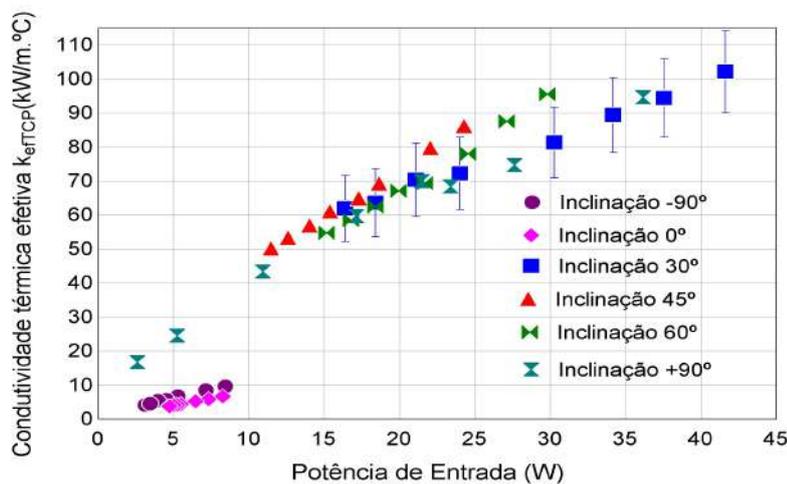
Com uma volta única na seção adiabática e 10 voltas na seção diabática, foram realizados testes para as inclinações iguais a  $-90^{\circ}, 0^{\circ}, +30^{\circ}, +45^{\circ}, +60^{\circ}$  e  $+90^{\circ}$ . De acordo com a Fig. 118a, os ângulos iguais a  $+30^{\circ}, +45^{\circ}, +60^{\circ}$  e  $+90^{\circ}$ , apresentaram praticamente os mesmos resultados para a resistência térmica. A maior condutividade térmica foi obtida para ângulo igual a  $30^{\circ}$ ,  $102 \text{ kW/m.}^{\circ}\text{C}$  em  $42 \text{ W}$ , como mostra a Fig. 118b. Pode-se concluir que nesse caso ângulos na faixa de  $+30^{\circ}$  a  $+90^{\circ}$ , o tubo de calor pulsante opera independente do ângulo de inclinação. Para inclinação horizontal ( $0^{\circ}$ ) e não assistida pela gravidade ( $-90^{\circ}$ ) o desempenho térmico da configuração com 1 volta na seção adiabática

foi inferior que o dos casos assistidos pela gravidade, , pois as taxas de calor transmitidas não passaram de 10 W durante o experimento.

Figura 118 – Resistência térmica do tubo de calor pulsante com  $D_i = 2,0$  mm em função da inclinação, utilizando R134a com fração de enchimento igual a 60% com única volta seção adiabática e multivoltas na seção diabática(10 voltas).



(a) Resistência térmica



(b) Condutividade térmica efetiva

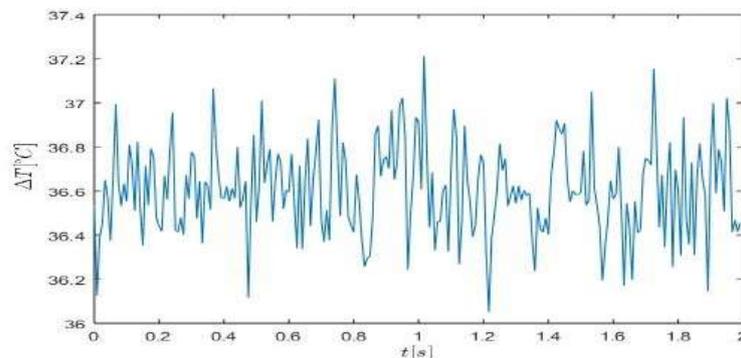
Fonte: Autor.

A partir dos resultados obtidos pode-se concluir que, para ângulos negativos o tubo de calor pulsante com uma única volta na seção adiabática não opera de forma adequada, não conseguindo transmitir potências elevadas. Para ângulos positivos, considerando a margem de incerteza, o desempenho é muito próximo para todos os ângulos.

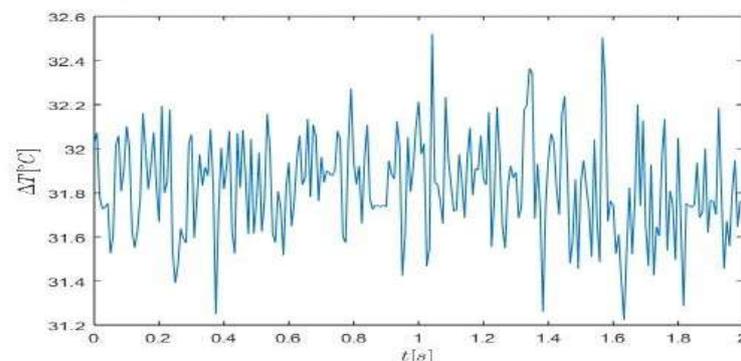
## 5.5 Resposta térmica transiente do tubo de calor pulsante

Para a obtenção do sinal de temperatura e pressão foram utilizados tubos de calor pulsantes com diâmetro interno igual a 1,6 mm, com R134a e fração de enchimento igual a 60%, nas posições vertical assistida pela gravidade (+90°), vertical não assistida pela gravidade(-90°) e horizontal(0°), com número de voltas iguais a 40 e 80 voltas na seção adiabática. Um sinal de referência foi adquirido para fim de comparação, sendo obtido para o caso do tubo de calor pulsante sem operar, ou seja, sem imposição de diferença de temperatura. Após a leitura dos dados experimentais de temperatura e pressão, a transformada rápida de Fourier (*Fast Fourier Transformed-FFT*) de cada sinal foi obtida, com o objetivo de calcular a frequência fundamental de oscilação e o período dos sinais obtidos. Os sinais de referência para a temperatura com ambos os números de voltas são apresentados nas Fig. 119, e os sinais de referência para a pressão são apresentados na Fig. 120.

Figura 119 – Sinais de referência para a temperatura nos tubos de calor pulsantes com diferentes números de voltas,  $N$ , na seção adiabática para o caso do tubo de calor pulsante sem operar.



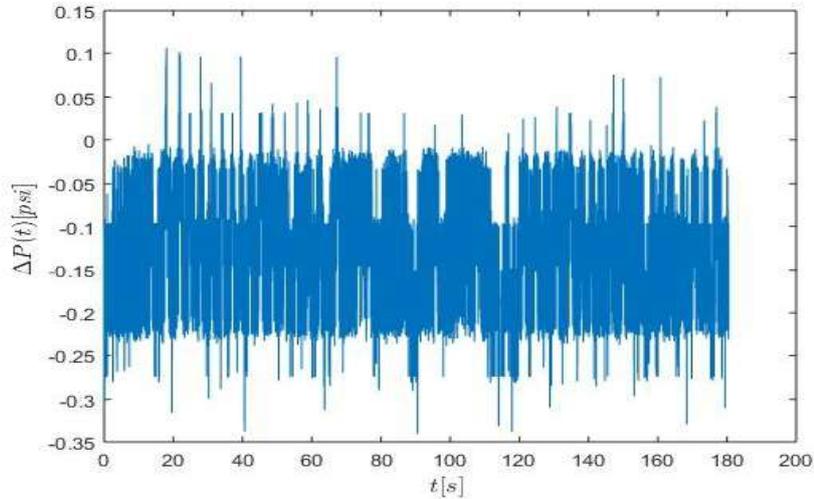
(a)  $N=40$  voltas



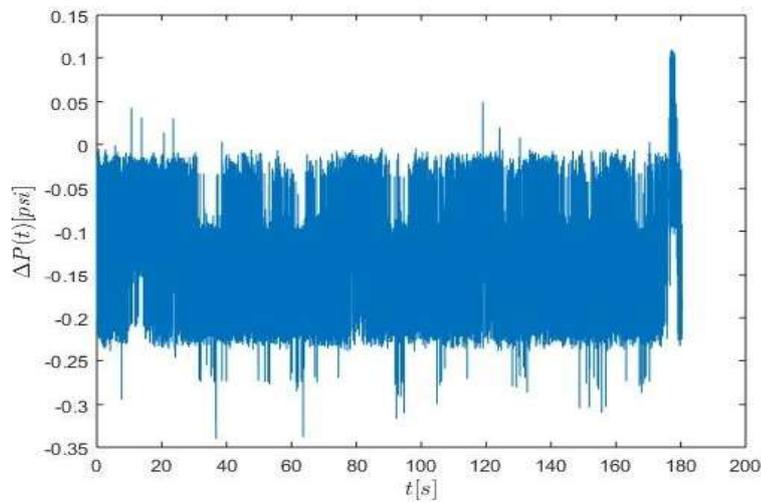
(b)  $N=80$  voltas

Fonte: Autor.

Figura 120 – Sinais de referência para a pressão com tubo de calor pulsante com diferentes números de voltas,  $N$ , na seção adiabática para o caso do tubo de calor pulsante sem operar.



(a)  $N=40$  voltas

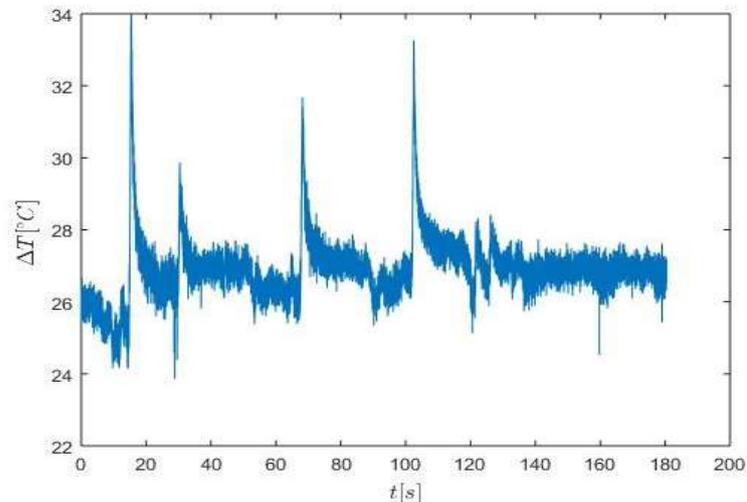


(b)  $N=80$  voltas

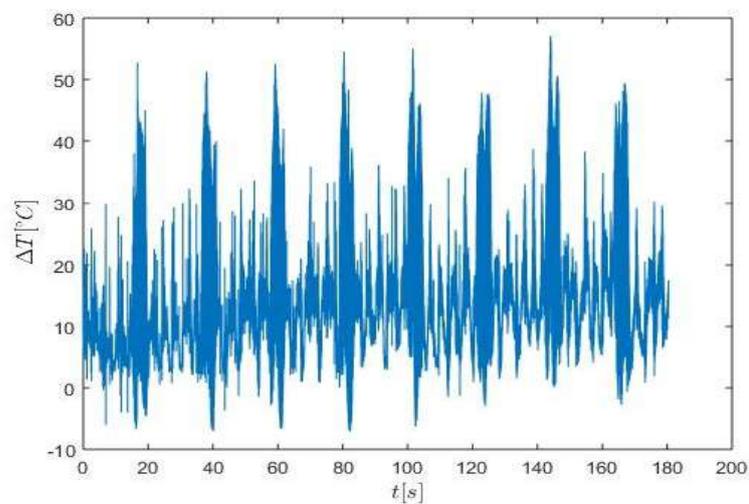
Fonte: Autor.

Os sinais de temperatura e pressão foram adquiridos para o caso utilizando tubo de calor pulsante de diâmetro interno igual a 1.6 mm,  $N=40$  e  $N=80$  voltas na seção adiabática, fração de enchimento igual a 60%, R134a com temperatura do evaporador,  $T_e = 60^\circ\text{C}$  e temperatura do condensador,  $T_c = 0^\circ\text{C}$ , na posição horizontal( $0^\circ$ ). Os sinais de temperatura são apresentados na Fig. 121.

Figura 121 – Sinais de Temperatura para a posição horizontal ( $0^\circ$ ) para tubo de calor pulsante com diferentes números de voltas,  $N$ , na seção adiabática,  $T_e = 60^\circ\text{C}$  e  $T_c = 0^\circ\text{C}$ .



(a)  $N=40$  voltas

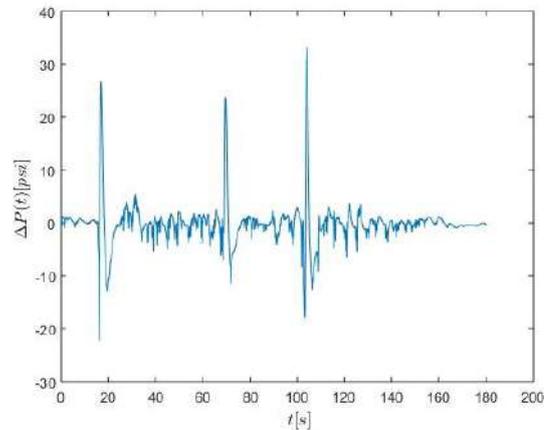


(b)  $N=80$  voltas

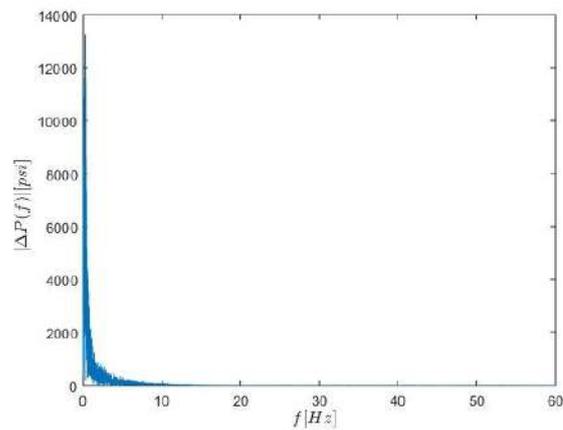
Fonte: Autor.

Utilizando-se  $N=40$  voltas na seção adiabática de acordo com a Fig. 121a a frequência de oscilação é igual a 0.05 Hz e o período 20 s. Utilizando-se  $N=80$  voltas na seção adiabática de acordo com a Fig. 121b a frequência de oscilação é igual a 0.05 Hz e o período 20 s. Os sinais de pressão para o caso com 40 voltas na seção adiabática na horizontal( $0^\circ$ ), com temperatura do evaporador,  $T_e = 60^\circ\text{C}$  e a temperatura do condensador,  $T_c = 0^\circ\text{C}$ , são apresentados na Fig. 122.

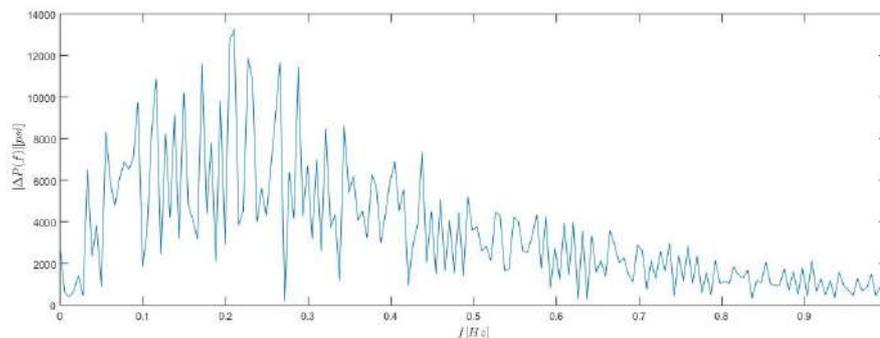
Figura 122 – Sinais de pressão para a posição horizontal ( $0^\circ$ ) para tubo de calor pulsante com  $N=40$  voltas na seção adiabática,  $T_e = 60^\circ\text{C}$  e  $T_c = 0^\circ\text{C}$ .



(a) Sinal de pressão.



(b) FFT do sinal de pressão.

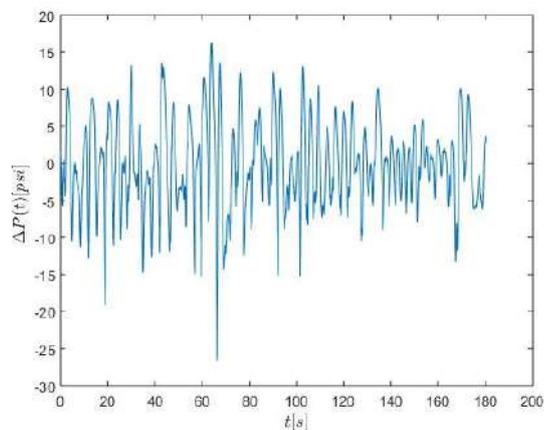


(c) FFT do sinal de pressão na região inicial.

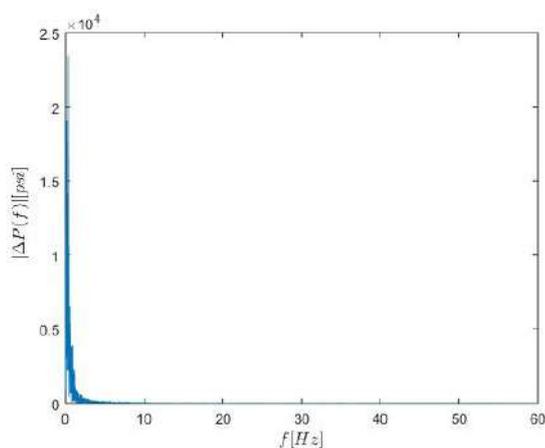
Fonte: Autor.

Como pode-se ver na Fig. 122a frequência de oscilação é igual a 0,2 Hz e o período de oscilação é igual a 5 s. Os sinais de pressão para o caso com  $N=80$  voltas na seção adiabática, na horizontal( $0^\circ$ ), temperatura do evaporador,  $T_e = 60^\circ\text{C}$  e temperatura do condensador,  $T_c = 0^\circ\text{C}$ , são apresentados na Fig. 123.

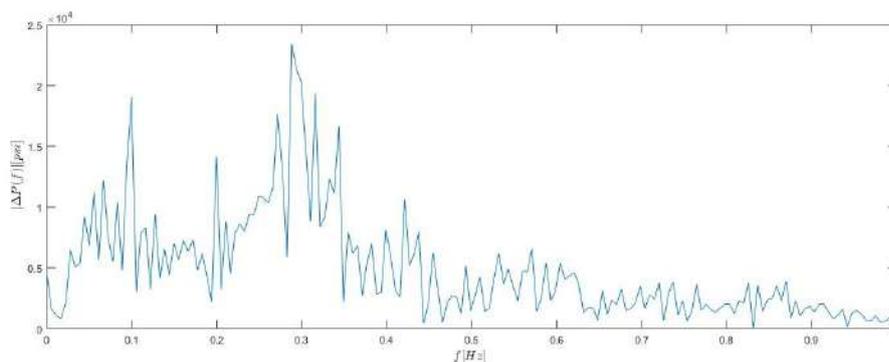
Figura 123 – Sinais de pressão para a posição horizontal ( $0^\circ$ ) para tubo de calor pulsante com  $N = 80$  voltas na seção adiabática,  $T_e = 60^\circ\text{C}$  e  $T_c = 0^\circ\text{C}$ .



(a) Sinal de pressão.



(b) FFT do sinal de pressão.



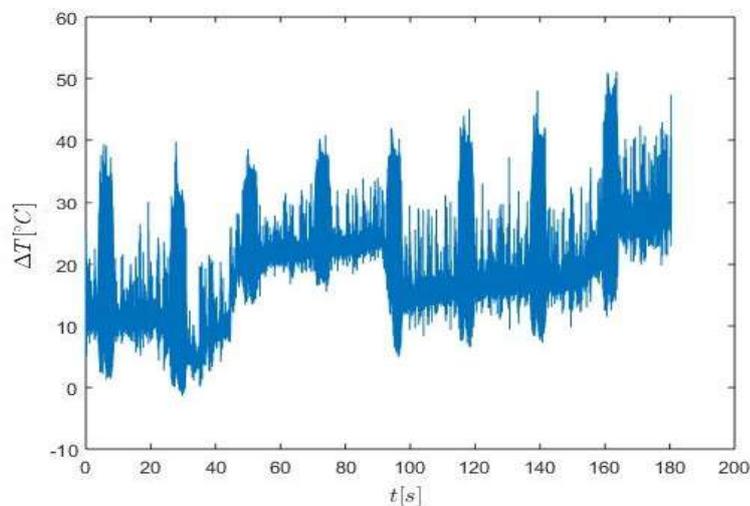
(c) FFT do sinal de pressão na região inicial.

Fonte: Autor.

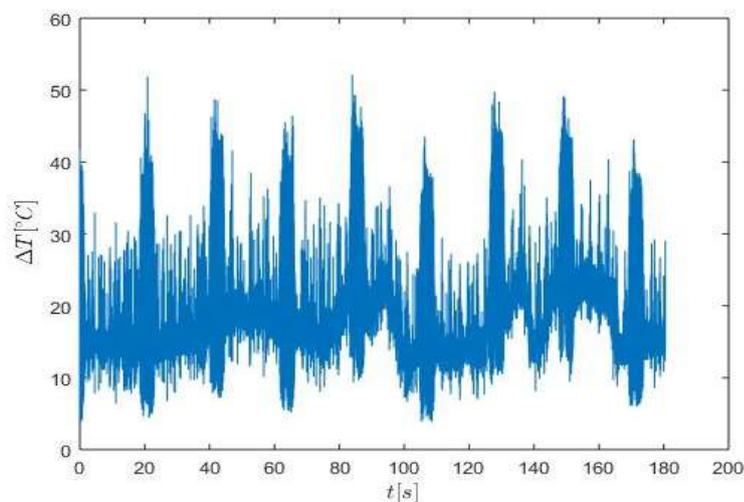
A Fig. 123 mostra a frequência de oscilação é igual a 0,3 Hz e o período de oscilação é igual a 3,3 s.

Na posição vertical assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ) os sinais de temperatura e pressão foram adquiridos para tubo de calor pulsante com diâmetro interno igual a 1,6 mm, com  $N=40$  e  $N=80$  voltas na seção adiabática, com fração de enchimento igual a 60%, R134a, temperatura do evaporador,  $T_e = 60^\circ\text{C}$ , e temperatura do condensador,  $T_c = 0^\circ\text{C}$ . Os sinais de temperatura são apresentados na Fig. 124.

Figura 124 – Sinais de Temperatura para a posição vertical assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ) para tubo de calor pulsante com diferentes números de voltas,  $N$ , na seção adiabática, temperatura do evaporador,  $T_e = 60^\circ\text{C}$ , e temperatura do condensador,  $T_c = 0^\circ\text{C}$ .



(a)  $N=40$  voltas



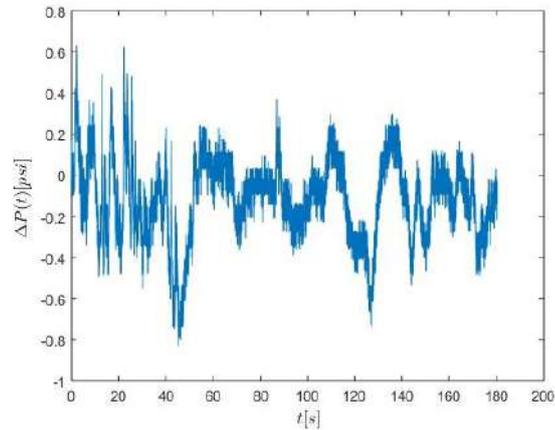
(b)  $N=80$  voltas

Fonte: Autor.

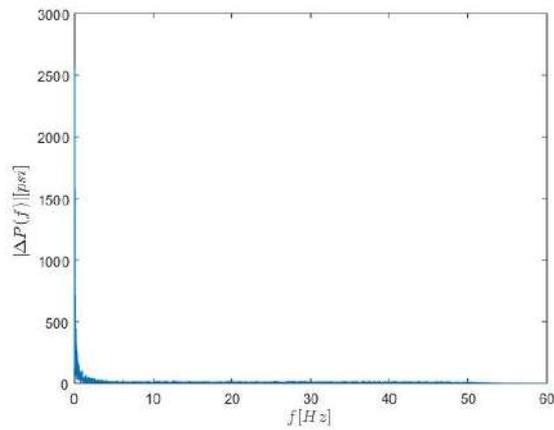
A Fig. 124a indica que a frequência de oscilação é igual a 0,01 Hz e o período de oscilação é igual a 20 s. Na Fig. 124b a frequência de oscilação é igual 0,05 Hz e o período de oscilação é igual a 20 s. Os sinais de pressão para o caso com  $N=40$  voltas na seção

adiabática, na vertical assistida pela gravidade(+90°), para temperatura do evaporador,  $T_e = 60^\circ\text{C}$ , e temperatura do condensador,  $T_c = 0^\circ\text{C}$ , são apresentados na Fig. 125.

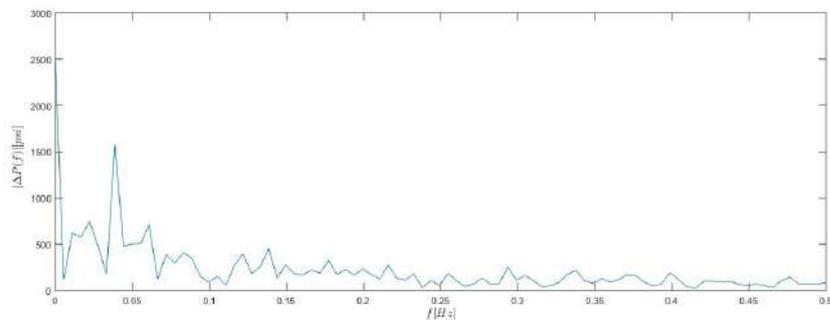
Figura 125 – Sinais de pressão para a posição vertical assistida pela gravidade (+90°) para tubo de calor pulsante com  $N=40$  voltas na seção adiabática.



(a) Sinal de pressão



(b) FFT do sinal de pressão



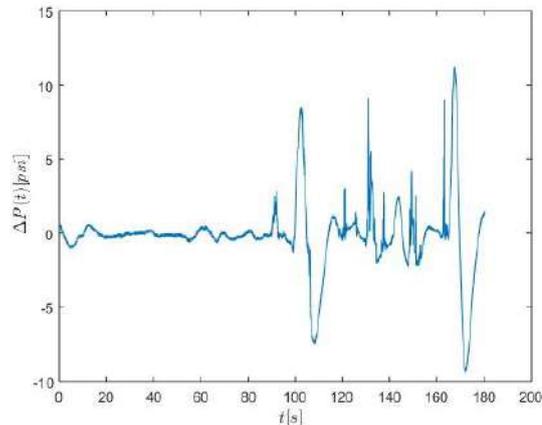
(c) FFT do sinal de pressão na região inicial.

Fonte: Autor.

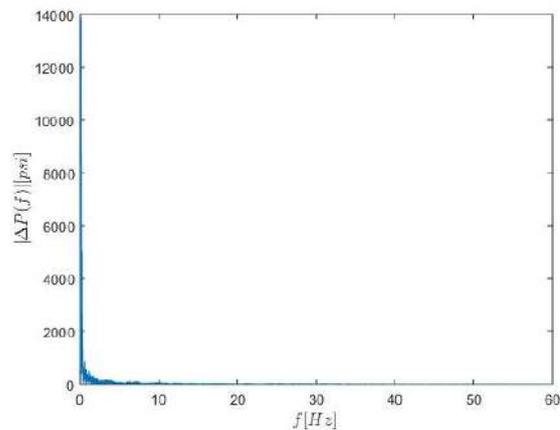
De forma similar, na Fig. 125a frequência de oscilação é igual 0,05 Hz e o período de oscilação é igual a 20 s. Os sinais de pressão para o caso com  $N=80$  voltas na vertical

assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ), com temperatura do evaporador,  $T_e = 60^\circ\text{C}$ , e temperatura do condensador,  $T_c = 0^\circ\text{C}$ , são apresentados na Fig. 126.

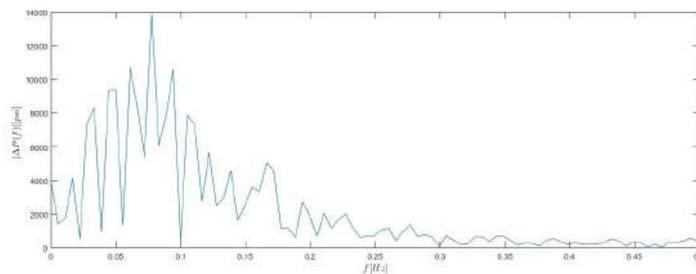
Figura 126 – Sinais de pressão para a posição vertical assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ) para tubo de calor pulsante com  $N=80$  voltas.



(a) Sinal de pressão.



(b) FFT do sinal de pressão.



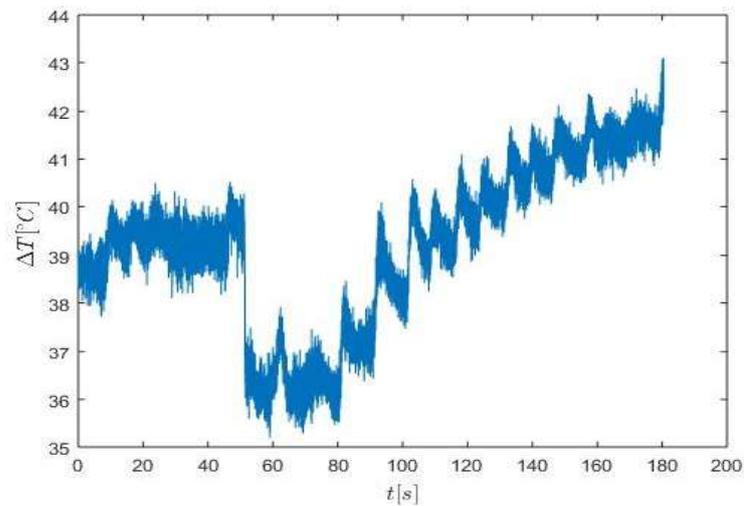
(c) FFT do sinal de pressão na região inicial.

Fonte: Autor.

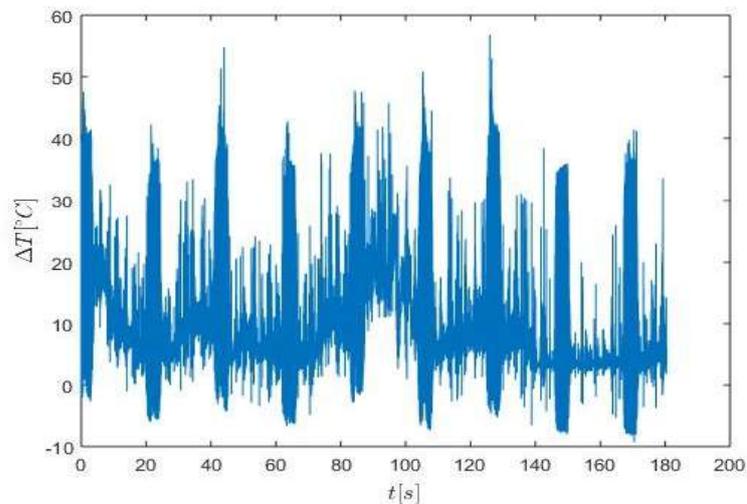
Para as condições mostradas na Fig. 126a frequência de oscilação é igual a 0,075 Hz e o período de oscilação é igual a 13,3 s.

Na posição vertical não assistida pela gravidade ( $-90^\circ$ ) os sinais de temperatura e pressão foram lidos para tubo de calor pulsante com diâmetro interno igual a 1,6 mm, com  $N=40$  e  $N=80$  voltas na seção adiabática, preenchido com R134a, fração de enchimento igual a 60%, e temperatura do evaporador,  $T_e = 60^\circ\text{C}$ , e temperatura do condensador,  $T_c = 0^\circ\text{C}$ . Os sinais de temperatura são apresentados na Fig. 127.

Figura 127 – Sinais de Temperatura para a posição vertical assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ) para tubo de calor pulsante com diferentes números de voltas na seção adiabática, com temperatura do evaporador,  $T_e = 60^\circ\text{C}$ , e temperatura do condensador,  $T_c = 0^\circ\text{C}$ .



(a)  $N=40$  voltas



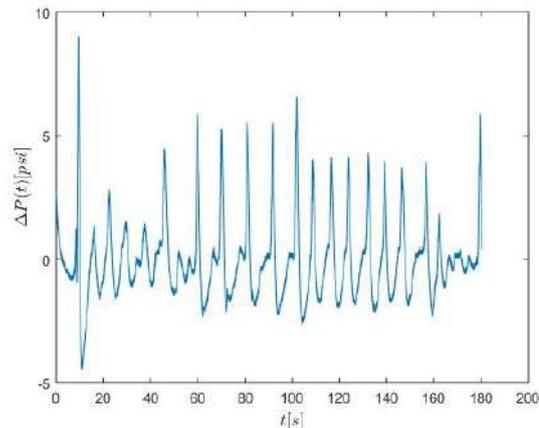
(b)  $N=80$  voltas

Fonte: Autor.

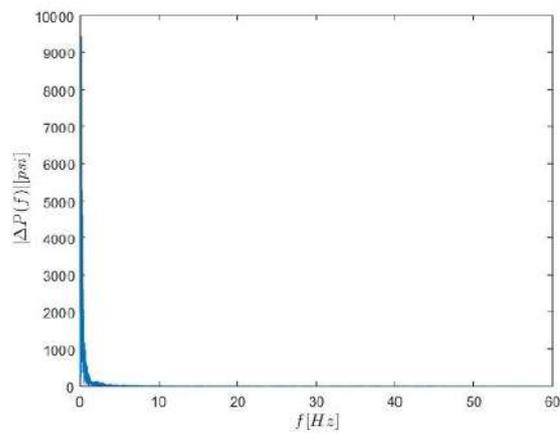
Na Fig. 127a e Fig. 127b que a frequência de oscilação é igual a 0,05 Hz e o período de oscilação é igual a 20 s. Os sinais de pressão para o caso com  $N=40$  voltas na vertical não assistida pela gravidade ( $-90^\circ$ ), com temperatura do evaporador,  $T_e = 60^\circ\text{C}$ , e temperatura

do condensador,  $T_c = 0^\circ\text{C}$ , são apresentados na Fig. 128.

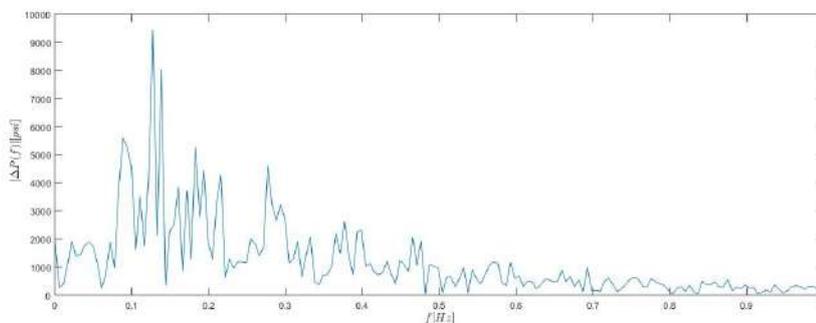
Figura 128 – Sinais de pressão para a posição vertical não assistida pela gravidade ( $-90^\circ$ ) para tubo de calor pulsante com  $N=40$  voltas, com temperatura do evaporador,  $T_e = 60^\circ\text{C}$ , e temperatura do condensador,  $T_c = 0^\circ\text{C}$ .



(a) Sinal de pressão.



(b) FFT do sinal de pressão.



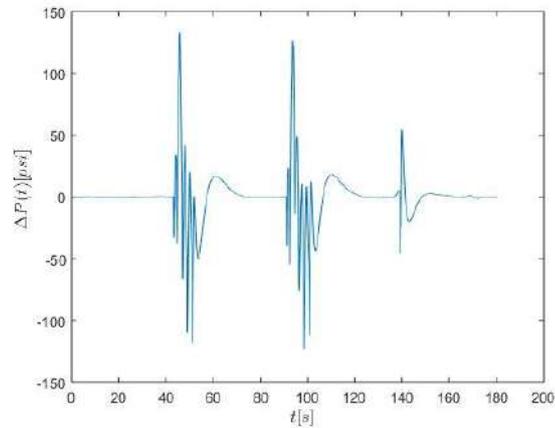
(c) FFT do sinal de pressão na região inicial.

Fonte: Autor.

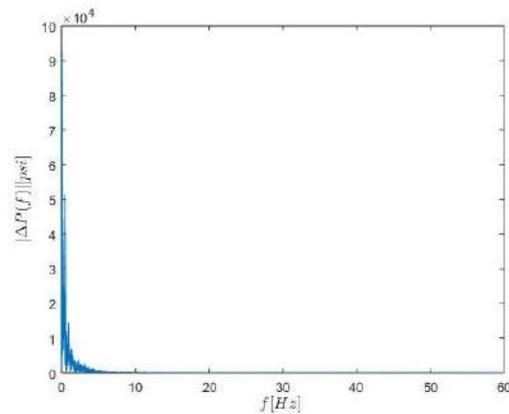
Como podemos observar na Fig. 128a frequência de oscilação é igual a 0,1 Hz e o período de oscilação é igual a 10 s. Os sinais de pressão para o caso com  $N=80$  voltas na

vertical não assistida pela gravidade ( $-90^\circ$ ), com temperatura do evaporador,  $T_e = 60^\circ\text{C}$ , e temperatura do condensador,  $T_c = 0^\circ\text{C}$ , são apresentados na Fig. 129, onde a frequência de oscilação é igual a 10 Hz e o período de oscilação é igual a 0,1 s.

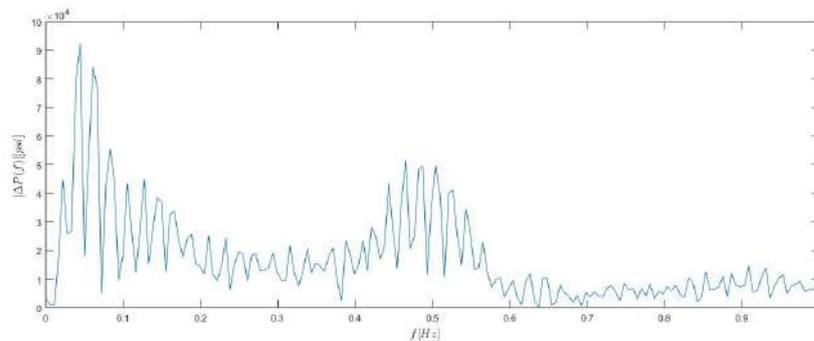
Figura 129 – Sinais de pressão para a posição vertical não assistida pela gravidade ( $-90^\circ$ ) para tubo de calor pulsante com  $N=80$  voltas na seção adiabática, com temperatura do evaporador,  $T_e = 60^\circ\text{C}$ , e temperatura do condensador,  $T_c = 0^\circ\text{C}$ .



(a) Sinal de pressão.



(b) FFT do sinal de pressão.



(c) FFT do sinal de pressão na região inicial.

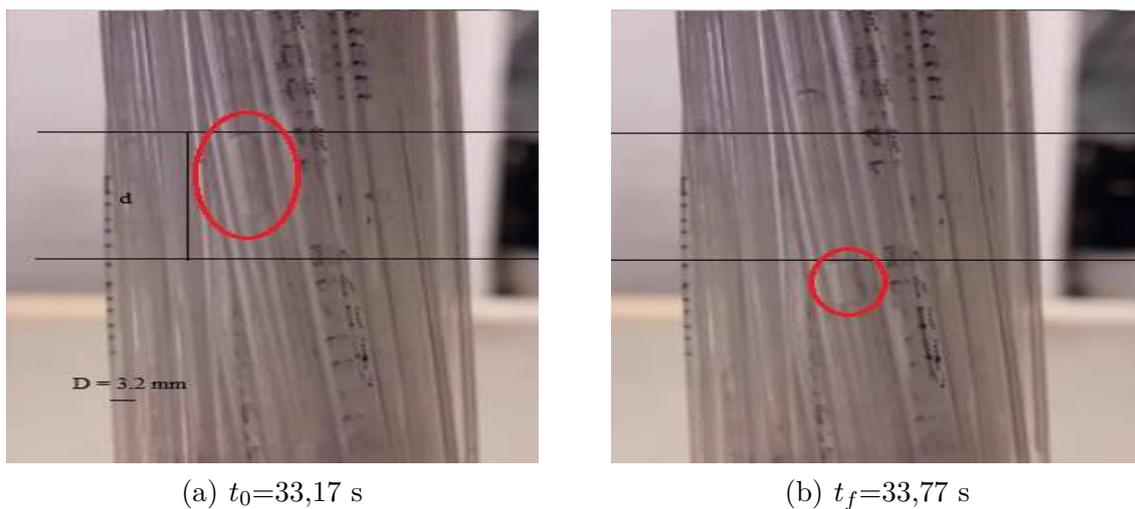
Fonte: Autor.

## 5.6 Padrões de escoamento

Utilizando-se tubos de calor pulsantes com diâmetro interno igual a 1,6 mm e fração de enchimento igual a 60%, nas posições vertical assistida pela gravidade(+90°), vertical não assistida pela gravidade(+90°) e na posição horizontal (0°), com 40 e 80 voltas na seção adiabática, foi obtido o padrão de escoamento, como esperado. A velocidade do pistão de líquido,  $v_l$ , foi obtida assumindo ser igual a velocidade do menisco.

Para o caso do tubo de calor pulsante com 40 voltas na seção adiabática e na posição vertical assistida pela gravidade(+90°), a Fig.130 apresenta a posição do menisco nos tempos  $t_0= 33,17$  s e tempo  $t_f= 33,77$  s. Nesse caso a velocidade do pistão de líquido obtido foi igual a  $v_l= 45 \times 10^{-3}$  m/s e o fluxo mássico foi igual a  $G=53$  kg/m<sup>2</sup>.s. A circulação do fluido de trabalho foi oscilante.

Figura 130 – Tubo de calor pulsante com 40 voltas na posição vertical assistida pela gravidade(+90°) com fração de enchimento  $FR= 60\%$  e diâmetro 1,6 mm.



Fonte: Autor.

Para o caso do tubo de calor pulsante com 40 voltas na posição vertical não assistida pela gravidade(-90°) a Fig. 131 apresenta a posição do menisco no tempo  $t_0= 10,17$  s e no tempo  $t_f= 10,63$  s. A velocidade do pistão de líquido para esse caso foi igual a  $v_l= 35 \times 10^{-3}$  m/s e fluxo mássico foi igual a  $G=42$  kg/m<sup>2</sup>.s. A circulação do fluido de trabalho foi oscilante.

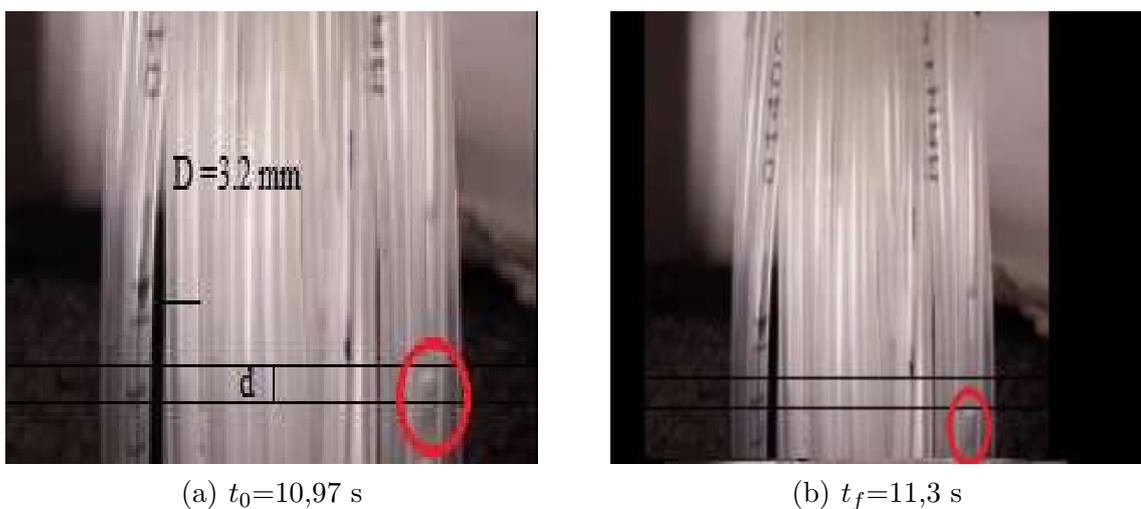
Figura 131 – Tubo de calor pulsante com 40 volts na posição vertical não assistida pela gravidade ( $-90^\circ$ ) com fração de enchimento  $FR= 60\%$  e diâmetro 1,6 mm.



Fonte: Autor.

Para o caso do tubo de calor pulsante com 40 volts na posição horizontal ( $0^\circ$ ) a Fig. 132 apresenta a posição do menisco no tempo  $t_0= 10,97$  s e no tempo  $t_f= 11,3$  s. A velocidade do pistão de líquido para esse caso foi igual a  $v_l= 47 \times 10^{-3}$  m/s e fluxo mássico foi igual a  $G=55$  kg/m<sup>2</sup>.s. A circulação do fluido de trabalho também foi oscilante.

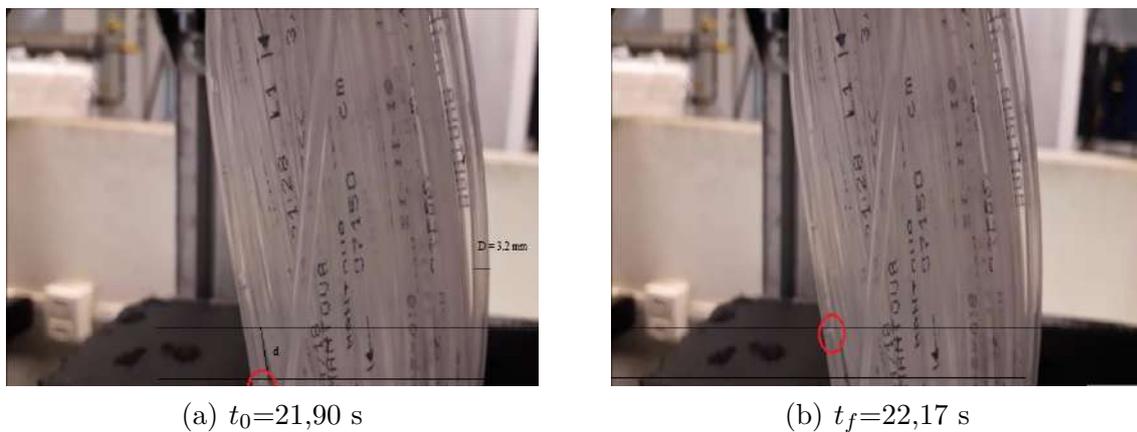
Figura 132 – Tubo de calor pulsante com 40 volts na posição horizontal ( $0^\circ$ ) com fração de enchimento  $FR= 60\%$  e diâmetro 1,6 mm.



Fonte: Autor.

Para o caso do tubo de calor pulsante com 80 voltas na posição vertical assistida pela gravidade(+90°) a Fig. 133 apresenta a posição do menisco no tempo  $t_0= 21,90$  s e no tempo  $t_f= 22,17$  s. A velocidade do pistão de líquido para esse caso foi igual a  $v_l= 42\times 10^{-3}$  m/s e fluxo mássico foi igual a  $G=50$  kg/m<sup>2</sup>.s. A circulação do fluido de trabalho foi oscilante.

Figura 133 – Tubo de calor pulsante com 80 voltas na posição assistida pela gravidade(+90°) com fração de enchimento  $FR= 60\%$  e diâmetro 1,6 mm.



Fonte: Autor.

Para o caso do tubo de calor pulsante com 80 voltas na posição vertical não assistida pela gravidade(-90°) a Fig. 134 apresenta a posição do menisco no tempo  $t_0= 19,17$  s e no tempo  $t_f= 20,37$  s. A velocidade do pistão de líquido foi igual a  $v_l= 1,2\times 10^{-3}$  m/s e fluxo mássico foi igual a  $G=1,425$  kg/m<sup>2</sup>.s. A circulação do fluido de trabalho foi oscilante.

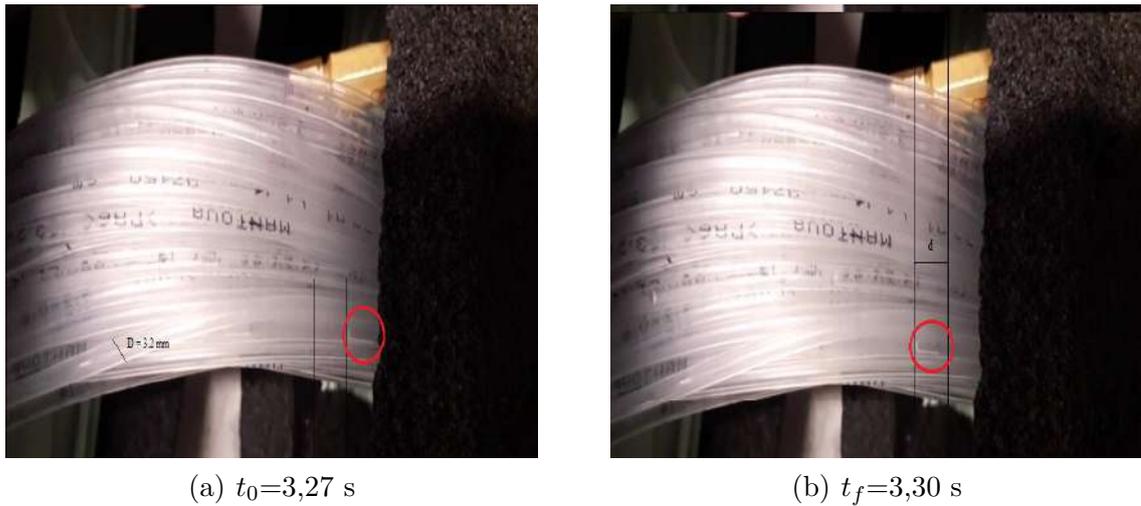
Figura 134 – Tubo de calor pulsante com 80 voltas na posição vertical não assistida pela gravidade(-90°) com fração de enchimento  $FR= 60\%$  e diâmetro 1,6 mm.



Fonte: Autor.

Para o caso do tubo de calor pulsante com 80 voltas na posição horizontal( $0^\circ$ ) a Fig. 135 apresenta a posição do menisco no tempo  $t_0= 3,27$  s e no tempo  $t_f= 3,30$  s. A velocidade do pistão de líquido para esse caso foi igual a  $v_l= 0,195 \times 10^{-3}$  m/s e fluxo mássico foi igual a  $G=0,2316$  Kg/m<sup>2</sup>.s. A circulação do fluido de trabalho foi oscilante.

Figura 135 – Tubo de calor pulsante com 80 voltas na posição horizontal( $0^\circ$ ) com fração de enchimento  $FR= 60\%$  e diâmetro 1,6 mm.



Fonte: Autor.

Os baixos valores para o fluxo mássico,  $G$ , na posição vertical não assistida pela gravidade( $-90^\circ$ ), Fig. 134, e na posição horizontal( $0^\circ$ ), Fig. 135, ambas com 80 voltas na seção adiabática, ocorreu devido ao baixo valor da velocidade do pistão de líquido em cada caso,  $v_l= 1,2 \times 10^{-3}$  m/s e  $v_l= 0,2316 \times 10^{-3}$  m/s, respectivamente.

As velocidades médias dos pistões de líquido,  $v_l$ , e das bolhas de vapor,  $v_v$ , podem também ser calculadas de acordo com as Eq.(5.1), Eq.(5.2), respectivamente, para um escoamento bifásico.

$$v_l = \frac{G \cdot (1 - x)}{\rho_l \cdot (1 - \alpha)} \quad (5.1)$$

$$v_v = \frac{G \cdot x}{\rho_v \cdot \alpha} \quad (5.2)$$

onde  $G$ , é o fluxo mássico,  $x$ , o título de vapor, e  $\alpha$  é a fração de vazio, dada pela Eq.(5.3), encontrada em Tibiriçá et al.(2017),

$$\alpha = \left[ 1 + \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \left( \frac{1 - x}{x} \right) \right]^{-1} \quad (5.3)$$

Utilizando estas equações para comparar com os valores medidos de velocidade de líquido, no caso do tubo de calor pulsante com 80 voltas na posição vertical assistida pela gravidade(+90°) com diâmetro de 1,6 mm, R134a e fração de enchimento 60%, adotando-se modelo homogêneo, a velocidade do pistão de líquido,  $v_l$ , calculado de acordo com a Eq.(5.1), com  $G=50 \text{ Kg/m}^2.\text{s}$  e  $x=0,01$ , foi igual a  $v_l= 55 \times 10^{-3} \text{ m/s}$  valor próximo do obtido experimentalmente. Para este título de vapor de 1%, a fração de vazão homogênea é de 24%.

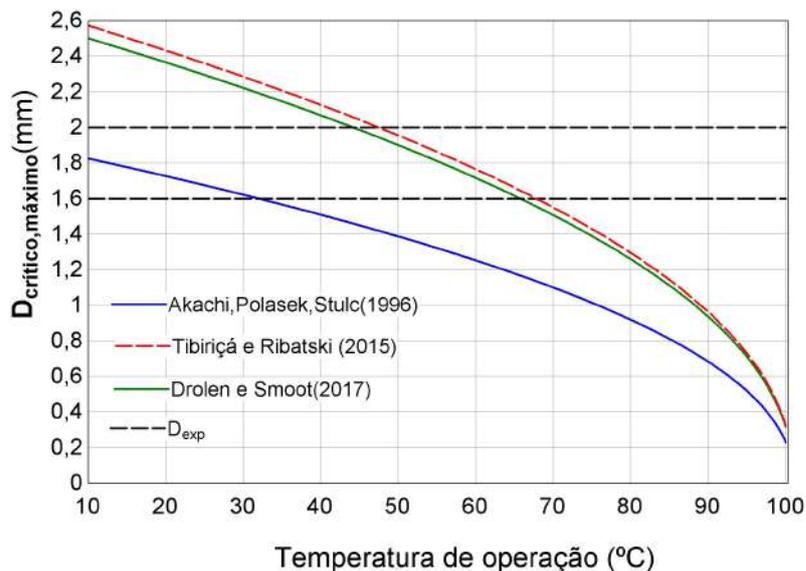
## 6 ANÁLISE DE MODELOS E DADOS EXPERIMENTAIS

Este capítulo apresenta a análise dos limites de operação de tubos de calor pulsantes para os experimentos realizados, descreve uma nova correlação para o cálculo da resistência térmica da seção adiabática utilizando o banco de dados levantado, mostra a comparação entre os dados experimentais obtidos e correlações para o cálculo da resistência térmica da região adiabática, analisa o desempenho do modelo completo de resistências térmicas desenvolvido e avalia os resultados dos modelos dinâmicos para o movimento oscilatório.

### 6.1 Análise dos limites superior e inferior do diâmetros internos do tubo de calor pulsante

A escolha do diâmetro interno do tubo de calor pulsante dentro da faixa,  $D_{crit,min} \leq D_i \leq D_{crit,max}$ , permite que o dispositivo funcione no modo pulsante. Nos trabalhos de Akachi, Polasek e Stulc (1996), Eq.(1.3), e Drolen e Smoot (2017), Eq.(2.23), o diâmetro crítico máximo,  $D_{crit,max}$ , foi obtido baseado no número de Bond (Bd). No trabalho de Tibiriçá e Ribatski (2015), Eq. (2.22), utilizando o comprimento de Laplace,  $L_o$ , foi proposto um critério de transição entre macro e micro escala, baseado na ocorrência do escoamento estratificado. Utilizando R134a, o diâmetro crítico máximo,  $D_{crit,max}$ , segundo os critérios dos autores citados é apresentado na Fig. 136, onde,  $D_{exp}$ , são os diâmetros 1,6 mm e 2,0 mm utilizados nos experimentos deste trabalho.

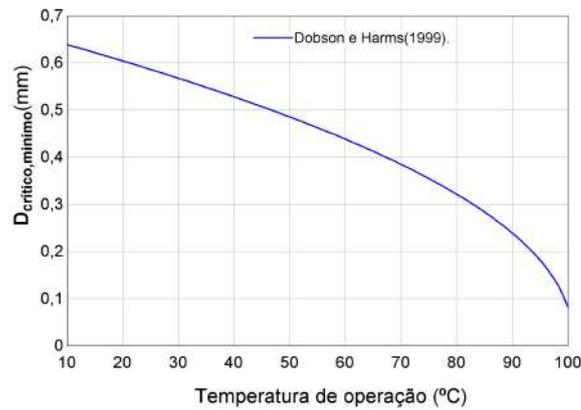
Figura 136 – Limite superior para o diâmetro interno em função da temperatura de operação utilizando R134a, com ângulo de contato,  $\theta_{contato} = 7^\circ$ .



Fonte: Autor.

O diâmetro crítico mínimo  $D_{crit,min}$  proposto por Dobson e Harms (1999), Eq.(1.4), foi baseado no número de Bond(Bd). No trabalho de Qu, Wang e Sun (2016), Eq.(2.33), um modelo baseado no número de voltas, fluido de trabalho e fração de enchimento foi proposto como descrito na seção 2.3.1. A Fig. 136 mostra o diâmetro crítico mínimo,  $D_{crit,min}$ , proposto por Dobson e Harms (1999) calculado para os dados deste estudo.

Figura 137 – Limite inferior proposto por Dobson e Harms(1999), para o diâmetro interno utilizando-se R134a.



Fonte: Autor.

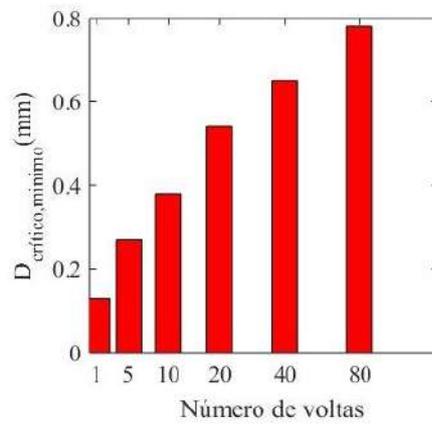
Baseado na modelagem apresentada no trabalho de Qu, Wang e Sun(2016) o cálculo do diâmetro crítico mínimo,  $D_{crit,min}$ , foi realizado utilizando tubos de calor pulsantes com 1, 5, 10, 20, 40 e 80 voltas na seção adiabática, com R134a, fração de enchimento igual a 60%, nas posições vertical assistida pela gravidade (+90°) e horizontal(0°) e temperatura de 30°C. A Tab. 17, e a Fig. 138 apresentam os diâmetros mínimos na posição vertical assistida pela gravidade (+90°). A Tab. 18 e a Fig. 139 apresentam os diâmetros mínimos na posição horizontal (0°).

Tabela 17 – Diâmetros mínimos na posição vertical assistida pela gravidade(+90°) baseado no trabalho de Qu, Wang e Sun (2016).

Nº de voltas	Diâmetro(mm)
1	0,13
5	0,27
10	0,38
20	0,54
40	0,65
80	0,78

Fonte: Autor.

Figura 138 – Diâmetros mínimos na posição vertical assistida pela gravidade (+90°) baseado no trabalho de Qu, Wang e Sun (2016).



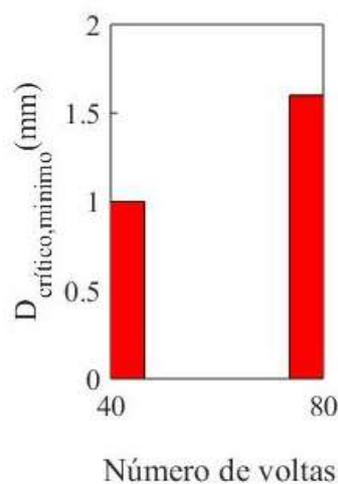
Fonte: Autor.

Tabela 18 – Diâmetros mínimos na posição horizontal(0°) baseado no trabalho de Qu, Wang e Sun (2016).

Nº de voltas	Diâmetro (mm)
40	1,0
80	1,6

Fonte: Autor.

Figura 139 – Diâmetros mínimos na posição horizontal(0°) baseado no trabalho de Qu, Wang e Sun (2016).



Fonte: Autor.

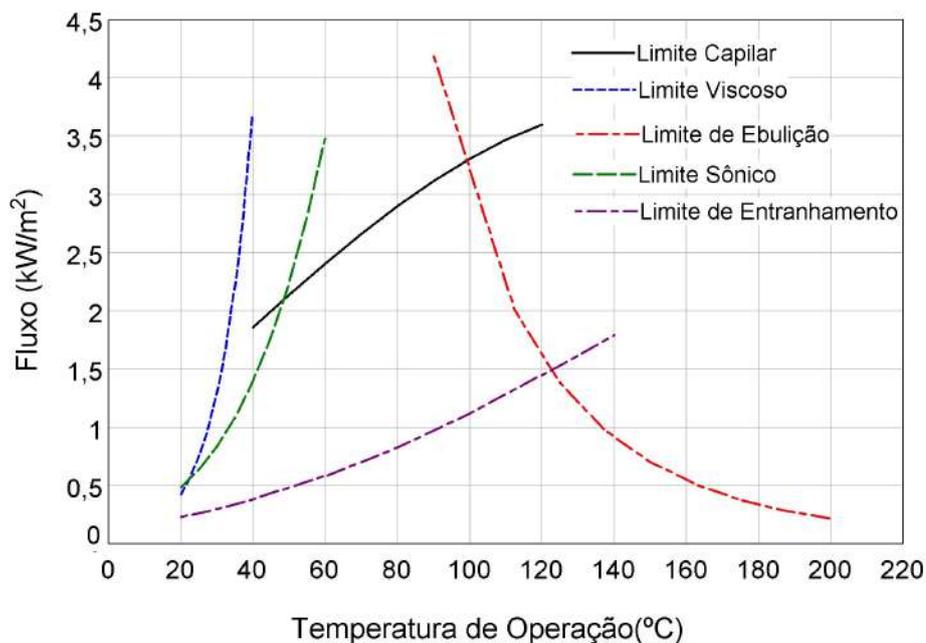
Pode-se concluir que os diâmetros utilizados neste trabalho estão dentro das faixas de operação em ambas as inclinações.

## 6.2 Análise dos limites de operação

Os limites operacionais de um tubo de calor convencional definem a taxa máxima de transferência de calor, para uma dada condição de operação. Esses limites, capilar, viscoso, ebulição, sônico e entranhamento, apresentados na seção 2.7, dependem do tamanho e formato do tubo, do fluido de trabalho, da estrutura de bombeamento capilar e da temperatura de operação. Quando estes limites são comparados, o mais baixo entre os limites operacionais define o limite máximo de transporte de calor de um tubo de calor.

Nemec, Čaja e Malacho (2013) apresentaram em seu trabalho os limites de operação para um tubo de calor convencional utilizando tubo de cobre com diâmetro interno 2,0 mm com água como fluido de trabalho. Na Fig. 140 estes limites operacionais são apresentados.

Figura 140 – Limites de transporte para tubo de calor utilizando água proposto por Nemec, Čaja e Malacho(2013).



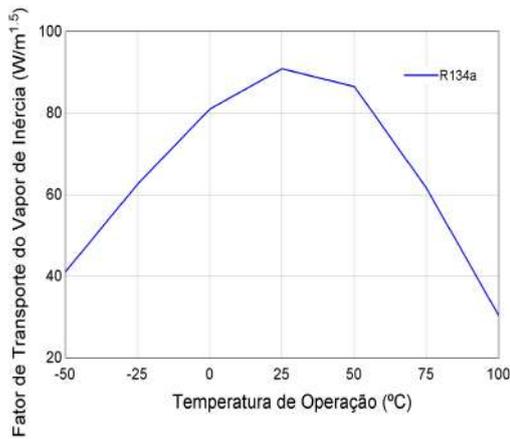
Fonte: Autor.

Os tubos de calor pulsantes apresentam fatores adicionais que limitam a sua operação e existem poucas pesquisas focadas na definição e quantificação desses limites operacionais. Drolen e Smoot (2017) estudaram diversos limites dos tubos de calor pulsantes, dentre eles pode-se citar, o limite do vapor de inércia, o limite de Bond,  $Bd$ , modificado, o limite do fluxo de calor e o limite do comprimento do evaporador, cada limite operacional apresenta um fator de transporte associado, possibilitando a seleção apropriada do fluido de trabalho.

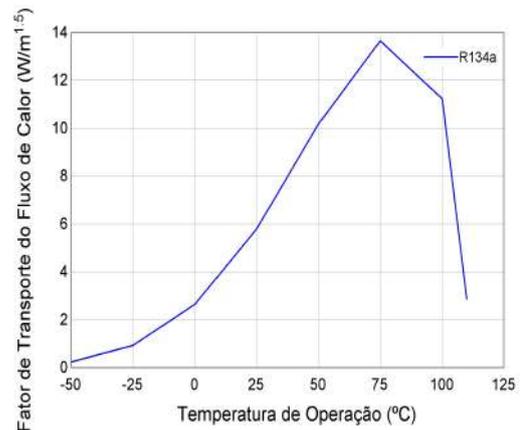
A Fig. 141 apresenta os limites de transporte inercial, Eq.(2.66), transporte de fluxo crítico de calor, Eq.(2.67), transporte viscoso Eq.(2.68) e transporte do comprimento

do evaporador, Eq.(2.69), do R134a propostos por Drolen e Smoot (2017), calculados para os tubos de calor pulsantes deste estudo, nas condições na vertical assistida pela gravidade(+90°) com 80 voltas na seção adiabática e diâmetro igual a 1,6 mm. Assim como ocorre em tubos de calor convencionais, o fator de transporte de inércia,  $\beta_{inercial}$ , apresenta um valor máximo para cada fluido. De acordo com a Fig. 141a, em 25°C, esse valor é igual a 90W/m<sup>1,5</sup>. Fluidos que apresentam menores valores para o fator de transporte do comprimento do evaporador,  $\beta_{comprimento}$ , podem ser boas escolhas para tubos de calor pulsantes longos, de acordo com Drolen e Smoot (2017), o R134a é um fluido apropriado quando comparado com o butano, pois apresenta maior transporte viscoso, como pode ser observado na Fig. 141c, e menor valor para o fator de transporte do comprimento, Fig. 141d.

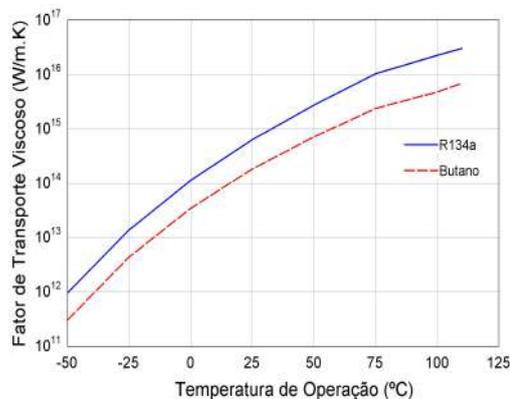
Figura 141 – Fatores limitantes transporte para o R134a na vertical assistida pela gravidade(+90°) com 80 voltas na seção adiabática e diâmetro igual a 1,6 mm, proposto por Drolen e Smoot (2017).



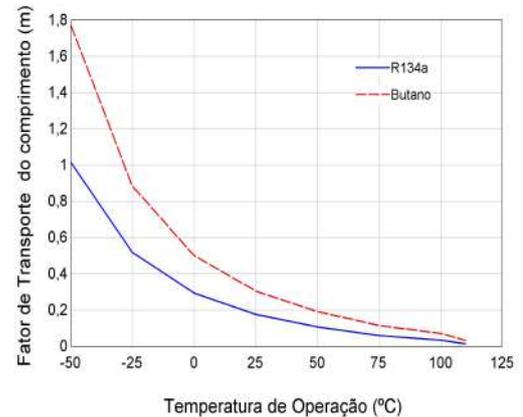
(a) Fator de transporte do vapor de inércia



(b) Fator de transporte do fluxo de calor



(c) Fatores de transporte viscoso

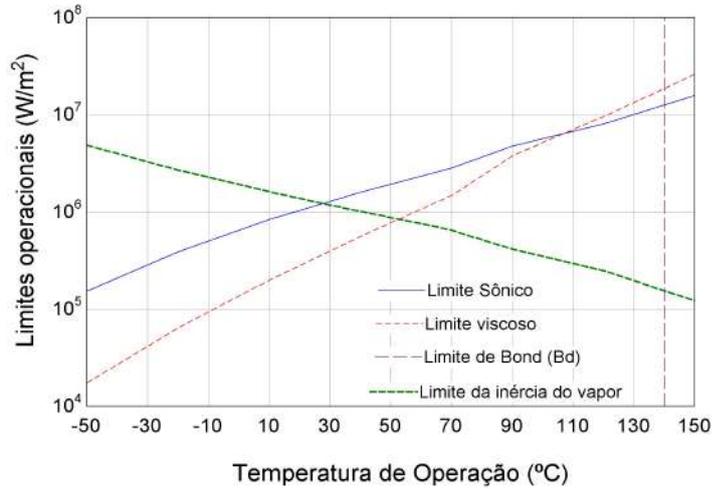


(d) Fator de transporte do comprimento

Fonte: Autor.

Os limites operacionais do tubo de calor pulsante propostos por Drolen e Smoot (2017) utilizando tubo de calor pulsante com diâmetro interno  $D_i = 2,0$  mm, R134a e fração de enchimento igual a  $FR=60\%$  com 40 voltas na seção adiabática, na posição vertical assistida pela gravidade( $+90^\circ$ ) são apresentados na Fig. 142.

Figura 142 – Limites do tubo de calor pulsante para o R134a e fração de enchimento igual a  $FR=60\%$ .



Fonte: Autor.

O fluxo de calor máximo,  $\dot{q}_{m\acute{a}x}$ , foi calculado para casos estudados neste trabalho, e estes valores foram comparados com os limites operacionais do tubo de calor pulsante propostos por Drolen e Smoot (2017). O fluxo de calor máximo,  $\dot{q}_{m\acute{a}x}$ , é dado pela Eq.(6.1),

$$\dot{q}_{m\acute{a}x} = \frac{Q_{TCP}}{A_{sup}} = \frac{Q_{TCP}}{\pi \cdot D_i \cdot L_e} \quad (6.1)$$

onde  $L_e$  é o comprimento do evaporador total(incluindo todas as voltas). A Tab.(19) apresenta os valores para o fluxo de calor máximo,  $\dot{q}_{m\acute{a}x}$ , para os casos estudados neste trabalho. Pode-se concluir que os limites de operacionais dos tubos de calor pulsantes testados experimentalmente neste trabalho entre as temperatura de ( $0^\circ\text{C} < T < 60^\circ\text{C}$ ) tem limites de operacionais acima de  $10^5 \text{ W/m}^2$  de acordo com os limites apresentados por Drolen e Smooth (2017). Este valores de fluxo de calor estão acima dos obtidos experimentalmente que ficaram sempre abaixo de  $38 \times 10^3 \text{ W/m}^2$ .

Tabela 19 – Fluxo de calor máximo,  $\dot{q}_{m\acute{a}x}$  para os casos estudados neste trabalho.

Voltas na seção adiabática	Voltas na seção diabática	Diâmetro	Inclinação	Fluxo de calor máximo(W/m <sup>2</sup> )
20	20	2,0	-90°	368
40	40	2,0	-90°	208
1	10	2,0	-90°	5376
1	20	2,0	-90°	6637
40	40	1,6	-90°	546
80	80	1,6	-90°	320
20	20	2,0	+0°	1159
40	40	2,0	+0°	773
1	10	2,0	+0°	5246
1	20	2,0	+0°	8650
40	40	1,6	+0°	572
80	80	1,6	+0°	283
1	1	2,0	+30°	8930
1	1	2,0	+45°	10000
1	1	2,0	+60°	7478
1	2	2,0	+30°	7135
1	2	2,0	+45°	8771
1	2	2,0	+60°	7357
1	10	2,0	+30°	26510
1	10	2,0	+45°	15452
1	10	2,0	+60°	18968
1	1	2,0	+90°	8886
5	5	2,0	+90°	2195
10	10	2,0	+90°	3145
20	20	2,0	+90°	1933
40	40	2,0	+90°	965
1	1	1,6	+90°	13472
10	10	1,6	+90°	1253
20	20	1,6	+90°	634
40	40	1,6	+90°	1240
80	80	1,6	+90°	695
1	2	2,0	+90°	8771
1	10	2,0	+90°	23032
1	20	2,0	+90°	37675

Fonte: Autor.

### 6.3 Proposição de nova correlação para resistência térmica da seção adiabática na posição horizontal(0°)

O banco de dados utilizados nesta seção, foi obtido a partir dos resultados experimentais deste trabalho na posição horizontal(0°) com um total de 32 dados experimentais. Com esse banco de dados foi proposto uma nova correlação,  $K^{u_{hor,nova}}$ , baseada no número

de Kutateladze,  $Ku$ , definido de acordo com a Eq.(6.2),

$$Ku = \frac{\dot{q}}{h_{lv} \cdot \rho_v^{0,5} \left[ \sigma \cdot \vec{g} \cdot (\rho_l - \rho_v) \right]^{0,25}} \quad (6.2)$$

onde,  $\dot{q}$ , é o fluxo de calor. A nova correlação,  $Ku_{hor,nova}$  é função do diâmetro interno,  $D_i$ , do tubo de calor pulsante, do comprimento do evaporador,  $L_e$ , do comprimento total do tubo,  $L_t$ , do número de voltas na seção adiabática,  $N$ , da fração de enchimento,  $FR$ , das densidades da fase vapor,  $\rho_v$  e da fase líquida,  $\rho_l$  do fluido de trabalho.

$$Ku_{hor,nova} = f(D_i, L_e, L_t, N, FR, \rho_v, \rho_l) \quad (6.3)$$

Os valores das densidades da fase vapor,  $\rho_v$ , e da fase líquida,  $\rho_l$ , foram obtidas a partir da temperatura de operação,  $T_{op} = (T_e + T_c)/2$ , onde  $T_e$  e  $T_c$ , são as temperaturas de saída do evaporador e do condensador provenientes dos experimentos, esses valores foram calculados no EES (*Engineering Equation Solver*) e armazenados em um arquivo .txt, os valores dos parâmetros geométricos, também foram armazenados em arquivos .txt, posteriormente todos os dados foram importados com o comando load pelo Matlab.

Baseado na análise de números adimensionais, a nova correlação,  $Ku_{hor,nova}$ , apresenta a seguinte forma, Eq.(6.4),

$$Ku_{hor,nova} = a \left( \frac{D_i}{L_e} \right)^b \left( \frac{L_t}{L_e} \right)^c N^d \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^e FR^f \quad (6.4)$$

Os coeficientes e expoentes da Eq.(6.4) foram obtidos utilizando a função Nlinfit do Matlab. A correlação para a posição horizontal(0°) é apresentada na Eq.(6.5),

$$Ku_{hor,nova} = 8,9133 \left( \frac{D_i}{L_e} \right)^{-1,0621} \left( \frac{L_t}{L_e} \right)^{0,0995} N^{-0,7187} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{6,0936} FR^{-15,9608} \quad (6.5)$$

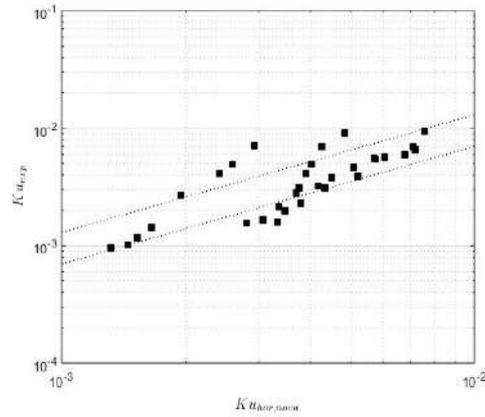
Os adimensionais apresentados na Eq.(6.5) tem uma faixa de aplicação de  $0,0008 \leq D_i/L_e \leq 0,004$ ,  $L_t/L_e = 4$ ,  $20 \leq N \leq 80$ ,  $0,035 \leq \rho_v/\rho_l \leq 0,05$ ,  $FR=0,6$ .

O erro médio absoluto,  $\epsilon$ , é definido de acordo com a Eq.(6.6),

$$\epsilon = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \frac{|Ku_{exp} - Ku_{hor,nova}|}{|Ku_{hor,nova}|} \quad (6.6)$$

O valor  $\lambda_{30\%}$ , apresenta a porcentagem de dados experimentais dentro do desvio de  $\pm 30\%$ . A Fig. 143 apresenta a comparação entre o número de Kutateladze com os dados experimentais,  $Ku_{exp}$ , e o número de Kutateladze baseado na correlação,  $Ku_{hor,nova}$ . Obteve-se erro médio absoluto  $\epsilon = 35,0\%$  e  $\lambda_{30\%} = 46,9\%$  considerando o banco de dados completo.

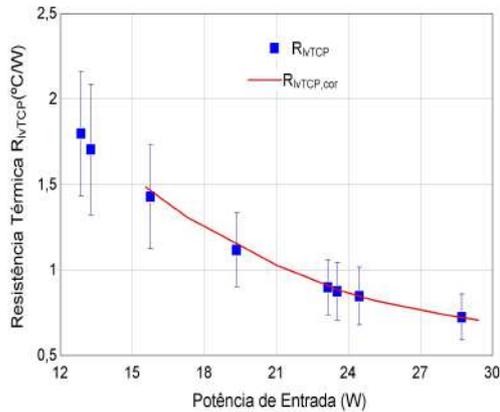
Figura 143 – Comparação entre o Kutateladze experimental,  $Ku_{exp}$ , e o número de Kutateladze,  $Ku_{prev}$ , baseado na correlação, Eq.(6.5), na posição horizontal( $0^\circ$ ).



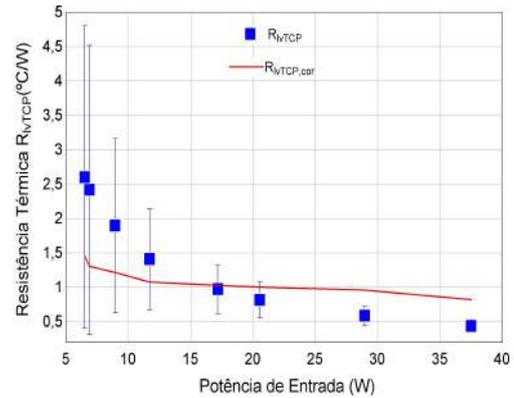
Fonte: Autor.

A Fig. 144 apresenta a resistência térmica da seção adiabática,  $R_{lwTCP}$ , utilizando diâmetro interno igual a 1,6 mm,  $FR=60\%$  e R134a na posição horizontal( $0^\circ$ ). Na Fig. 144a o erro médio absoluto foi igual a 11% em Fig. 144b o erro médio absoluto foi igual a 41%.

Figura 144 – Resistência térmica da seção adiabática,  $R_{lwTCP}$ , utilizando diâmetro interno igual a 1,6 mm,  $FR=60\%$  e R134a na posição horizontal( $0^\circ$ ).



(a) 40 volts.

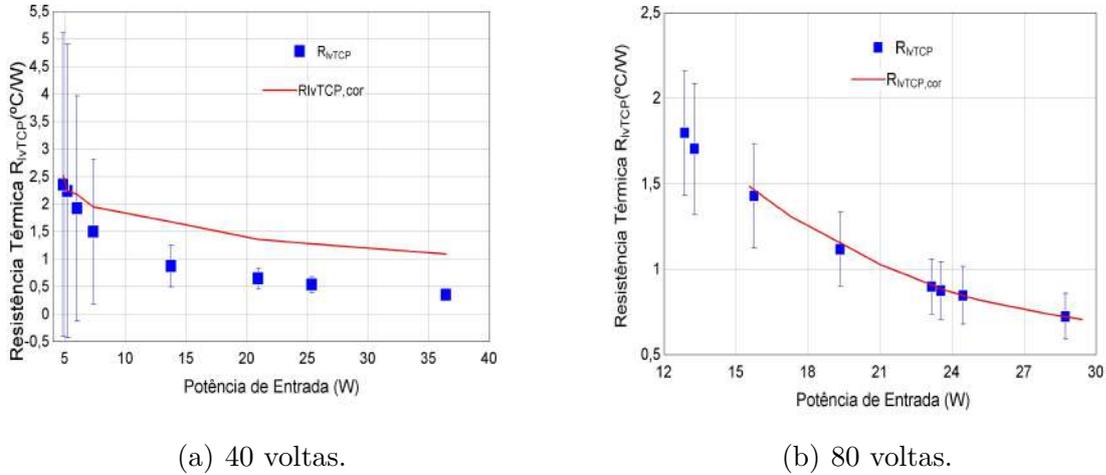


(b) 80 volts.

Fonte: Autor.

A Fig. 145 apresenta a resistência térmica da seção adiabática,  $R_{lwTCP}$ , utilizando diâmetro interno igual a 2,0 mm,  $FR=60\%$  e R134a na posição horizontal( $0^\circ$ ). Na Fig. 145a o erro médio absoluto foi igual a 74%, na Fig. 145b o erro médio absoluto foi igual a 28%.

Figura 145 – Resistência térmica da seção adiabática,  $R_{lvTCP}$  utilizando diâmetro interno igual a 2,0 mm,  $FR=60\%$  e R134a na posição horizontal( $0^\circ$ ).



Fonte: Autor.

Pode-se concluir diante dos resultados apresentados que o erro médio absoluto variou na faixa de 11% a 74% para a condição horizontal( $0^\circ$ ).

#### 6.4 Proposição de nova correlação para resistência térmica da seção adiabática na posição vertical assistida pela gravidade( $+90^\circ$ )

O banco de dados utilizados nesta seção, foi obtido a partir dos resultados experimentais deste trabalho na posição vertical assistida pela gravidade( $+90^\circ$ ) com um total de 56 dados experimentais. Com esse banco de dados foi proposto uma nova correlação,  $Ku_{vert,nova}$ , baseada no número de Kutateladze,  $Ku$ , definido de acordo com a Eq.(6.7),

$$Ku = \frac{\dot{q}}{h_{lv} \cdot \rho_v^{0.5} \left[ \sigma \cdot \vec{g} \cdot (\rho_l - \rho_v) \right]^{0.25}} \quad (6.7)$$

onde,  $\dot{q}$ , é o fluxo de calor. A nova correlação,  $Ku_{vert,nova}$ , é função do diâmetro interno,  $D_i$ , do tubo de calor pulsante, do comprimento do evaporador,  $L_e$ , do comprimento total do tubo,  $L_t$ , do número de voltas na seção adiabática,  $N$ , a fração de enchimento,  $FR$ , das densidades da fase vapor,  $\rho_v$  e da fase líquida,  $\rho_l$ , do número de Jakob,  $Ja$ , Eq.(6.9), do número de Prandtl do líquido,  $Pr_l$ , Eq.(6.10) e do número de Bond,  $Bd$ , Eq.(6.11).

$$Ku_{vert,nova} = f(D_i, L_e, L_t, N, \rho_v, \rho_l, FR, Ja, Pr_l, Bd) \quad (6.8)$$

O número de Jakob,  $Ja$ , é definido de acordo com a Eq.(6.9),

$$Ja = \frac{c_p \cdot \Delta T}{h_{lv}} \quad (6.9)$$

O número de Prandtl do líquido,  $Pr_l$ , é definido de acordo com a Eq.(6.10),

$$Pr_l = \left( \frac{\mu \cdot c_p}{k} \right)_l \quad (6.10)$$

O número de Bond,  $Bd$ , pode ser definido de acordo com a Eq.(6.11),

$$Bd = \frac{\vec{g} \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot D_i^2}{\sigma} \quad (6.11)$$

Para o cálculo dos adimensionais, número de Jakob,  $Ja$ , Eq.(6.9), número de Prandtl do líquido,  $Pr_l$ , Eq.(6.10) e número de Bond,  $Bd$ , Eq.(6.11), os valores das propriedades físicas do fluido de trabalho, foram obtidas a partir da temperatura de operação,  $T_{op}$ , de acordo com a Eq.(6.12), calculados no EES (*Engineering Equation Solver*).

$$T_{op} = (T_e + T_c)/2 \quad (6.12)$$

onde  $T_e$  e  $T_c$  são as temperaturas de saída do evaporador e do condensador, respectivamente. Os valores dos parâmetros geométricos, juntamente com os valores dos adimensionais foram armazenados em arquivos .txt, posteriormente importados com o comando load pelo Matlab.

Baseado na análise de números adimensionais, a correlação para o número de Kutateladze,  $Ku_{vert,nova}$ , apresenta a seguinte forma, Eq.(6.13),

$$Ku_{vert,nova} = a \left( \frac{D_i}{L_e} \right)^b \left( \frac{L_t}{L_e} \right)^c N^d \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^e FR^f Ja^g Pr^h Bd^i \quad (6.13)$$

Os coeficientes e expoentes da Eq.(6.13) foram obtidos utilizando a função Nlinfit do Matlab. A correlação para a posição vertical assistida pela gravidade(+90°) é apresentada na Eq.(6.14),

$$Ku_{vert,nova} = 200,2257 \left( \frac{D_i}{L_e} \right)^{-0,5528} \left( \frac{L_t}{L_e} \right)^{7,9831} N^{1,3302} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{-0,2931} FR^{-21,6664} Ja^{3,6481} \cdot Pr^{-31,3558} Bd^{3,1690} \quad (6.14)$$

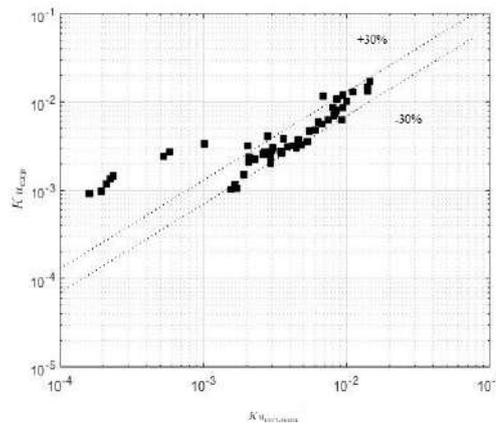
A Tab. 20 apresenta a faixa de valores dos adimensionais usados para gerar a correlação na posição vertical assistida pela gravidade(+90°), apresentada na Eq.(6.14),

Tabela 20 – Faixa de valores dos adimensionais usados para gerar a correlação, Eq.(6.14), na posição vertical assistida pela gravidade(+90°).

Adimensional	Faixa de valores
$D_i/L_e$	0,00008 - 0,0064
$L_t/L_e$	4
N	1 - 80
FR	0,6
Ja	0,1 - 0,2
Pr	3,153 - 3,276
Bd	2,036 - 2,74

A Fig. 146 apresenta a comparação entre o número de Kutateladze com os dados experimentais,  $Ku_{exp}$ , e o número de Kutateladze baseado na correlação, Eq.(6.14),  $Ku_{vert,nova}$ . O erro médio absoluto foi igual a 29,0% e  $\lambda_{30\%} = 62,5\%$ . Os dados com maior erro fora da região de  $\pm 30\%$  são os dados de baixa potência que são associados com maiores incertezas experimentais.

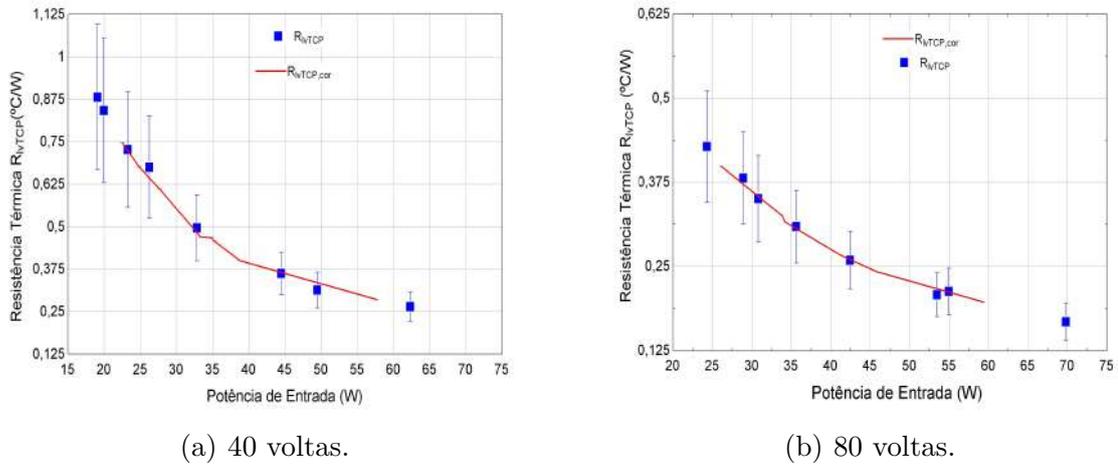
Figura 146 – Comparação entre o Kutateladze experimental,  $Ku_{exp}$ , e o número de Kutateladze,  $Ku_{prev}$ , baseado na correlação Eq.(6.14),  $Ku_{prev}$  na posição vertical assistida pela gravidade(+90°).



Fonte: Autor.

A Fig. 147 apresenta a resistência térmica da seção adiabática,  $R_{wTCP}$  utilizando diâmetro interno igual a 1,6 mm, com 40 voltas na seção adiabática,  $FR=60\%$  e R134a na posição na posição vertical assistida pela gravidade(+90°). Na Fig. 147a o erro médio absoluto foi igual a 19%, na Fig. 147b o erro médio absoluto foi igual a 10%.

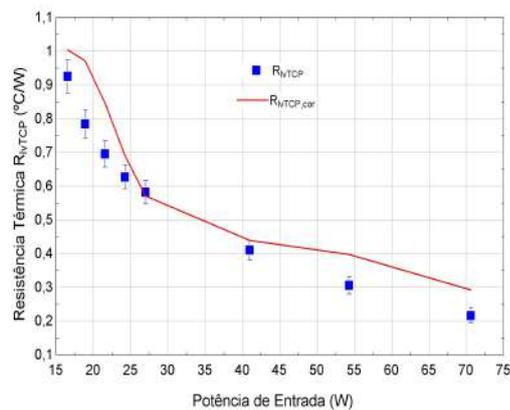
Figura 147 – Resistência térmica da seção adiabática,  $R_{wTCP}$  utilizando diâmetro interno igual a 1,6 mm,  $FR=60\%$  e R134a na posição vertical assistida pela gravidade(+90°).



Fonte: Autor.

A Fig. 148 apresenta a resistência térmica da seção adiabática,  $R_{wTCP}$  utilizando diâmetro interno igual a 2,0 mm, com 20 voltas na seção adiabática,  $FR=60\%$ , R134a na posição vertical assistida pela gravidade(+90°), o erro médio absoluto foi igual a 24%.

Figura 148 – Resistência térmica da seção adiabática,  $R_{wTCP}$  utilizando diâmetro interno igual a 2,0 mm, com 20 voltas na seção adiabática,  $FR=60\%$  e R134a na posição vertical assistida pela gravidade(+90°).



Fonte: Autor.

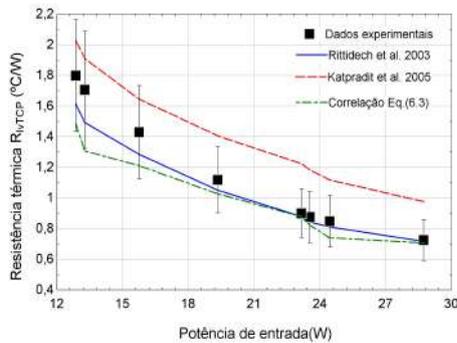
Com base nos resultados apresentados o erro médio absoluto variou na faixa de 10% a 24%.

## 6.5 Análise das correlações para resistência térmica da seção adiabática

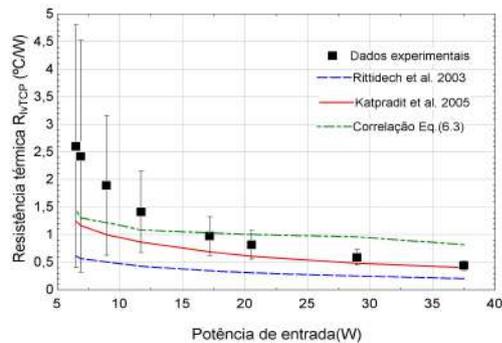
Os valores experimentais obtidos para a resistência térmica na região adiabática,  $R_{lvTCP}$ , do tubo de calor pulsante foram comparados com as correlações da literatura apresentadas na seção 2.5, e também com as correlações obtidas neste trabalho para a posição horizontal( $0^\circ$ ) e vertical assistida pela gravidade, apresentadas nas Eq.(6.5) e Eq.(6.14).

A Fig. 149 apresenta a comparação entre as resistências térmicas, para os diâmetros internos iguais a 1,6 e 2,0 mm, R134a,  $FR=60\%$ , com 20, 40 e 80 voltas na seção adiabática na posição horizontal( $0^\circ$ ).

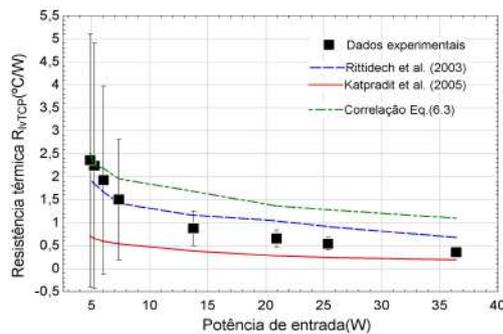
Figura 149 – Comparação entre as resistências na posição horizontal( $0^\circ$ ) com diferentes diâmetros internos  $D_i$  e número de voltas,  $N$ , na seção adiabática.



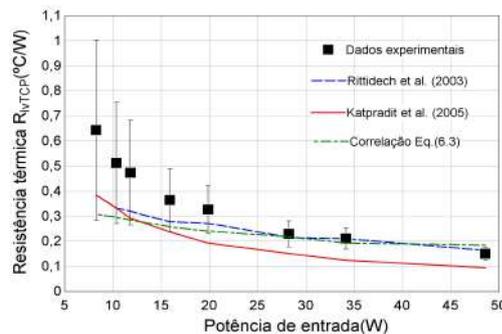
(a)  $D_i=1,6$  mm e  $N = 40$  voltas na seção adiabática.



(b)  $D_i=1,6$  mm e  $N = 80$  voltas na seção adiabática.



(c)  $D_i=2,0$  mm e  $N = 20$  voltas na seção adiabática.

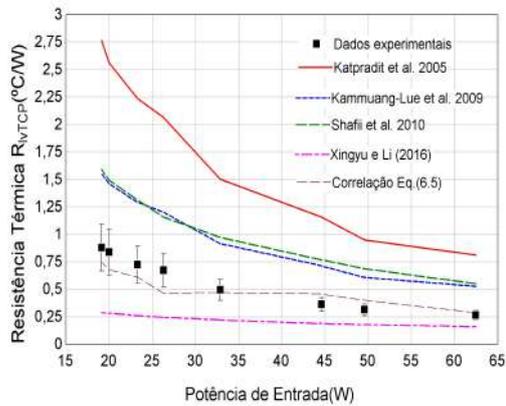


(d)  $D_i=2,0$  mm e  $N = 40$  voltas na seção adiabática.

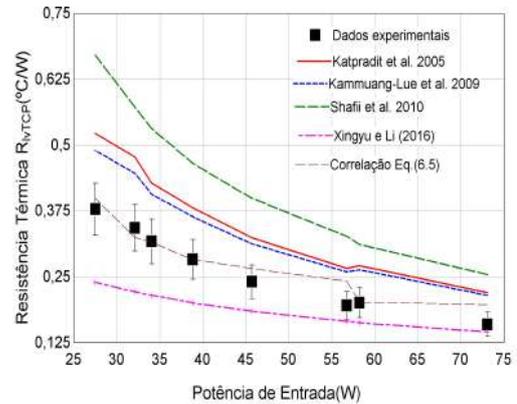
Fonte: Autor.

A Fig. 150 apresenta a comparação entre as resistências térmicas, para os diâmetros iguais a 1,6 e 2,0 mm, R134a,  $FR=60\%$ , com 20, 40 e 80 voltas na seção adiabática na posição vertical assistida pela gravidade( $+90^\circ$ ).

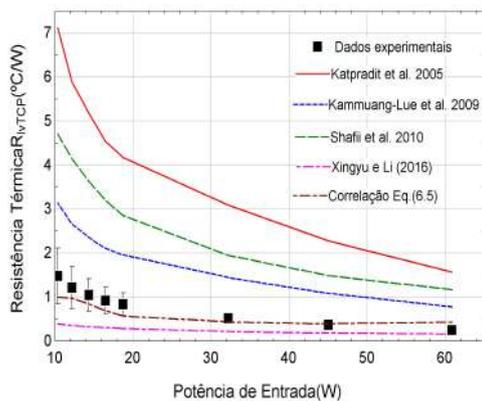
Figura 150 – Comparação entre as resistências na posição vertical assistida pela gravidade(+90°) com diferentes diâmetros internos  $D_i$  e número de voltas,  $N$ , na seção adiabática.



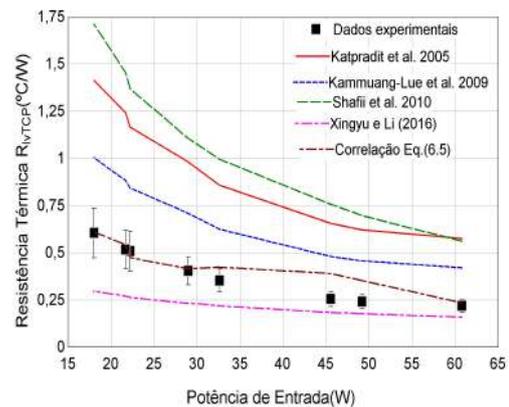
(a)  $D_i=1,6$  mm e  $N = 40$  voltas na seção adiabática.



(b)  $D_i=1,6$  mm e  $N = 80$  voltas na seção adiabática.



(c)  $D_i=2,0$  mm e  $N = 20$  voltas na seção adiabática.



(d)  $D_i=2,0$  mm e  $N = 40$  voltas na seção adiabática.

Fonte: Autor.

A Tab. 23 apresenta os valores do erro médio absoluto  $\epsilon$  utilizando as correlações da literatura apresentadas na seção 2.5 em todos os casos de estudo apresentados, juntamente com os valores do erro médio absoluto,  $\epsilon$ , utilizando as correlações propostas neste trabalho, Eq.(6.5) e Eq.(6.14).

Tabela 21 – Valores do erro médio absoluto  $\epsilon$  para os casos de estudo.

Inclinação( $^{\circ}$ )	Diâmetro(mm)	N $^{\circ}$ de voltas(N)	Correlação	erro médio absoluto $\epsilon$
Horizontal( $0^{\circ}$ )	1.6	40	Rittidech et al.(2003)	6.3%
			Katipradit et al.(2005)	25.5%
	80	Nova correlação horizontal,Eq.(6.5)	Rittidech et al.(2003)	11%
			Katipradit et al.(2005)	67%
			Nova correlação horizontal,Eq.(6.5)	16%
			Nova correlação horizontal,Eq.(6.5)	41%
	2.0	20	Rittidech et al.(2003)	38%
			Katipradit et al.(2005)	61%
			Nova correlação horizontal,Eq.(6.5)	54%
			Rittidech et al.(2003)	20.5%
Vertical assistida pela gravidade( $+90^{\circ}$ )	1.6	40	Katipradit et al.(2005)	38%
			Nova correlação horizontal,Eq.(6.5)	28%
	80	Nova correlação vertical( $+90^{\circ}$ ), Eq.(6.14)	Katipradit et al.(2005)	200%
			Kammuang-Lee(2009)	85%
			Shafii et al.(2010)	93%
			Xingyu e Li(2016)	56%
	2.0	20	Nova correlação vertical( $+90^{\circ}$ ), Eq.(6.14)	18%
			Katipradit et al.(2005)	36%
			Kammuang-Lee(2009)	30%
			Shafii et al.(2010)	65%
Xingyu e Li(2016)			25%	
Nova correlação vertical( $+90^{\circ}$ ), Eq.(6.14)			8,5%	
Vertical assistida pela gravidade( $+90^{\circ}$ )	1.6	40	Katipradit et al.(2005)	435%
			Kammuang-Lee(2009)	150%
	80	Nova correlação vertical( $+90^{\circ}$ ), Eq.(6.14)	Shafii et al.(2010)	267%
			Xingyu e Li(2016)	60%
			Nova correlação vertical( $+90^{\circ}$ ), Eq.(6.14)	28%
			Katipradit et al.(2005)	146%
	2.0	20	Kammuang-Lee(2009)	70%
			Shafii et al.(2010)	18%
			Xingyu e Li(2016)	32%
			Nova correlação vertical( $+90^{\circ}$ ), Eq.(6.14)	17%

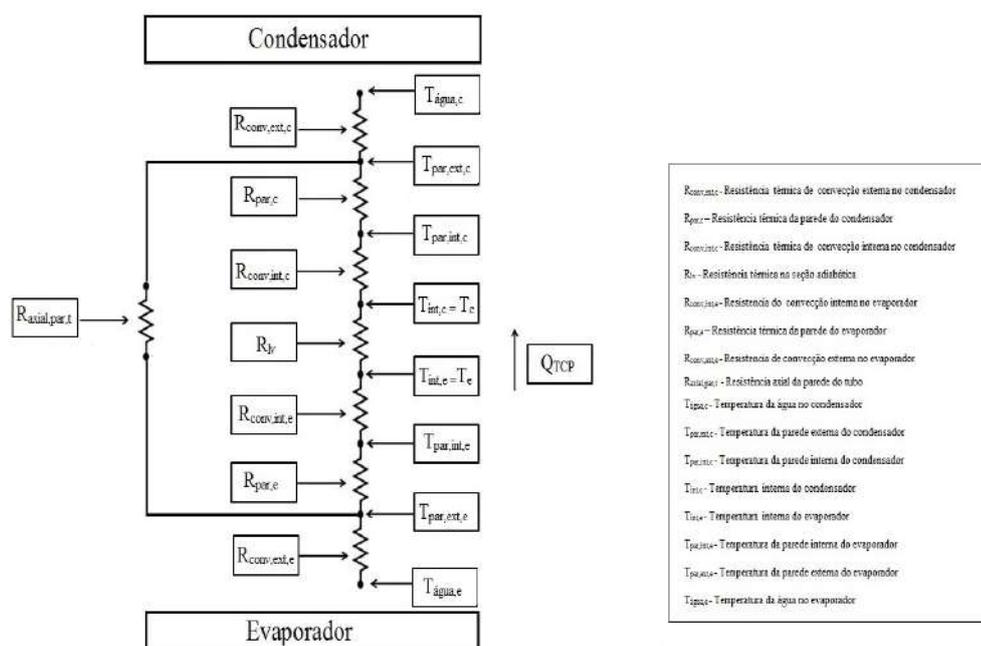
A partir dos resultados apresentados para a resistência térmica na região adiabática,  $R_{lvTCP}$ , do tubo de calor pulsante, as correlações da literatura, seção 2.5, previram os dados experimentais com erro médio absoluto na faixa de 6.3% a 67% para a posição horizontal( $0^\circ$ ), para a posição vertical assistida pela gravidade( $+90^\circ$ ), os valores foram entre 25% a 435%, dependendo da correlação utilizada. A correlação proposta neste trabalho, para a posição horizontal, Eq.(6.5), apresentou erro médio absoluto, na faixa de 11% a 54% e para a posição vertical assistida pela gravidade( $+90^\circ$ ), Eq.(6.14), a faixa foi de 8,5% a 28%. Pode-se concluir que as correlações propostas ajustam-se bem aos dados experimentais, principalmente a correlação para a vertical assistida pela gravidade( $+90^\circ$ ), pois reduziu-se muito a faixa do erro médio absoluto.

## 6.6 Modelagem da resistência térmica total dos tubos de calor pulsantes

Utilizando a analogia com circuitos elétricos, a resistência térmica total envolvida na transferência de calor durante os experimentos realizados do tubo de calor pulsante foi modelada. A resistência térmica total modelada,  $R_{totTCP,mod}$ , é calculada de acordo com a Eq.(6.15). A Fig. 151 representa o circuito térmico equivalente das resistências térmicas total do tubo de calor pulsante modelado nesse trabalho.

$$R_{totTCP,mod} = R_{conv,ext,e} + R_{conv,ext,c} + R_{conv,int,e} + R_{conv,int,c} + R_{par,c} + R_{par,e} + R_{lvTCP} \quad (6.15)$$

Figura 151 – Circuito equivalente para as resistências térmicas



Fonte: Autor.

A resistência axial do tubo,  $R_{axial,par,t}$ , como vista na Fig. 151, foi considerada infinita neste trabalho, devido a escolha do Nylon como material do tubo de calor pulsante. Ela apresentou valor muito superior quando comparada com as resistências térmicas do ramo interno do tubo de calor pulsante, desta forma a Eq. 6.15, pode ser simplificada e apresentar somente termos das resistências térmicas em série.

A resistência térmica de condução na parede do condensador,  $R_{par,c}$  e na parede do evaporador,  $R_{par,e}$ , é dado pela Eq.(2.3).

Para determinar a resistência de convecção externa utilizou-se a correlação (6.16) proposta por Churchill e Chu (1975) para cilindros na horizontal com  $Ra < 10^{12}$ .

$$Nu_D = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 \cdot Ra_D^{1/6}}{\left[1 + (0,559/Pr)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (6.16)$$

onde,  $Ra_D$ , é o número de Rayleigh definido de acordo com a Eq.(6.17),

$$Ra_D = \left( \frac{\vec{g} \cdot \beta \cdot (\Delta T)^3}{\nu} \right) \cdot Pr \quad (6.17)$$

onde,  $\beta$ , é o coeficiente de expansão térmica do fluido de trabalho,  $\Delta T$ , é a diferença de temperatura entre o fluido e a superfície e  $\nu$ , é a viscosidade térmica. A resistência de convecção externa no condensador,  $R_{conv,ext,c}$ , e a resistência de convecção externa no evaporador,  $R_{conv,ext,e}$ , são definidas de acordo com as Eq.(6.18) e Eq.(6.18), respectivamente.

$$R_{conv,ext,c} = \frac{1}{h_{ext,c} \cdot A_{ext}} \quad (6.18)$$

$$R_{conv,ext,e} = \frac{1}{h_{ext,e} \cdot A_{ext}} \quad (6.19)$$

Na convecção interna no condensador foi utilizada a correlação encontrada em Shah (1979), apresentada na Eq. (2.15).

A resistência de convecção térmica interna no condensador  $R_{conv,int,c}$  é definida de acordo com a Eq.(6.20),

$$R_{conv,int,c} = \frac{1}{h_{int,c} \cdot A_{ext}} \quad (6.20)$$

Para a convecção interna no evaporador foi utilizada a Eq. (6.21) que pode ser encontrada em Tibiriçá et al. (2017).

$$Nu = 0,68 \cdot Pr_l^{0,5414} La_l^{0,1942} Re_l^{0,5873} (1 - x)^{-0,2446} Bo^{0,3544} \quad (6.21)$$

onde,  $La_l$ , é o número de Laplace do líquido, definido de acordo com a Eq.(6.22),

$$La_l = \left( \frac{\rho}{\mu^2} \right)_l \sigma \cdot D \quad (6.22)$$

A resistência de convecção térmica interna no evaporador,  $R_{conv,int,e}$ , é definida de acordo com a Eq.(6.23),

$$R_{conv,int,e} = \frac{1}{h_{int,e} \cdot A_{ext}} \quad (6.23)$$

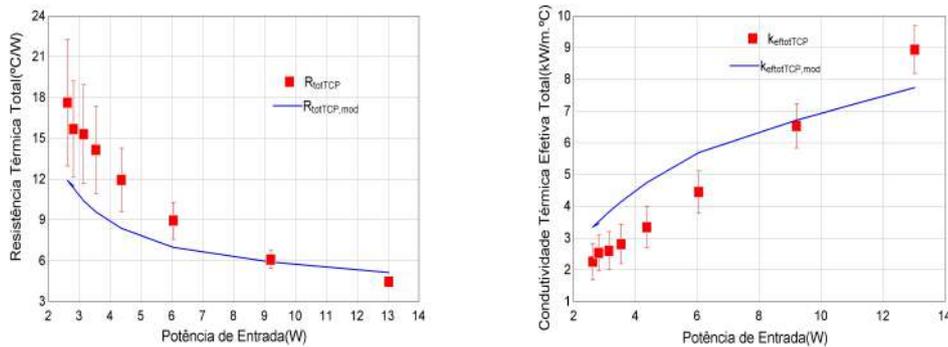
A condutividade térmica efetiva total modelada,  $k_{eftotTCP,mod}$ , do tubo de calor pulsante é dada pela Eq.(6.24),

$$k_{eftotTCP,mod} = \frac{L}{R_{totTCP,mod} \cdot A_{trans,total}} \quad (6.24)$$

A resistência térmica da região adiabática de tubo de calor pulsante,  $R_{lvTCP}$ , é dada pela Eq.(2.17).

A Fig. 152a apresenta os valores para a resistência térmica total,  $R_{totTCP}$  e total modelada  $R_{totTCP,mod}$ , o erro médio absoluto foi igual a 24%. A Fig. 152b apresenta os valores para a condutividade térmica efetiva total,  $k_{eftotTCP}$ , e total modelada,  $k_{eftotTCP,mod}$ , o erro médio absoluto foi igual a 33%. A resistência  $R_{lvTCP}$  usada neste gráfico provém dos valores experimentais deste trabalho.

Figura 152 – Comparação entre as resistências térmicas e condutividades térmicas efetivas para tubo de calor pulsante na posição vertical assistida pela gravidade (+90°) com única volta na seção adiabática, diâmetro igual a 2,0 mm utilizando com R134a e fração de enchimento igual a 60%.



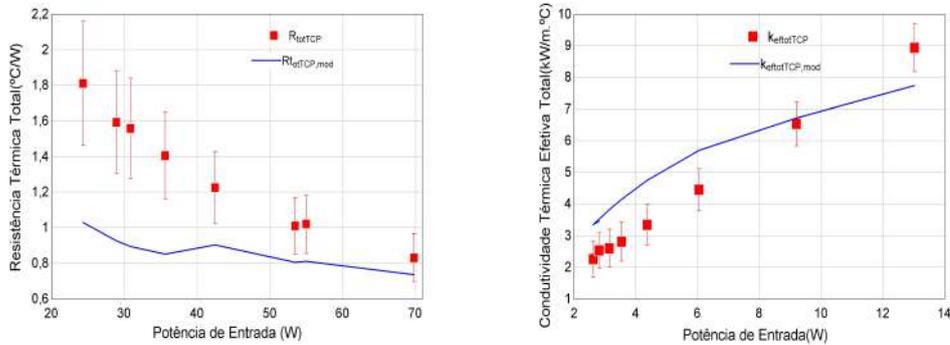
(a) Resistências térmicas totais.

(b) Condutividade térmica efetiva total.

Fonte: Autor.

A Fig. 153a apresenta os valores para a resistência térmica total,  $R_{totTCP}$  e total modelada  $R_{totTCP,mod}$ , o erro médio absoluto foi igual a 30%. A Fig. 153b apresenta os valores para a condutividade térmica efetiva total,  $k_{eftotTCP}$ , e total modelada,  $k_{eftotTCP,mod}$ , o erro médio absoluto foi igual a 45%.

Figura 153 – Comparação entre as resistências térmicas e condutividades térmicas efetivas para tubo de calor pulsante na posição vertical assistida pela gravidade (+90°) com multivoltas volta na seção adiabática(80 voltas), diâmetro igual a 1,6 mm utilizando com R134a e fração de enchimento igual a 60%.



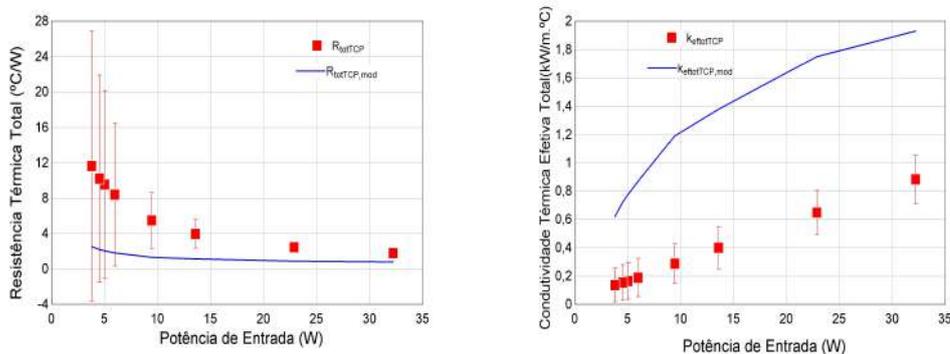
(a) Resistências térmicas totais.

(b) Condutividade térmica efetiva total.

Fonte: Autor.

A Fig. 154a apresenta os valores para a resistência térmica total,  $R_{totTCP}$  e total modelada  $R_{totTCP,mod}$ , o erro médio absoluto foi igual a 72%. A Fig. 154b apresenta os valores para a condutividade térmica efetiva total,  $k_{ef,totTCP}$ , e total modelada,  $k_{ef,totTCP,mod}$ , o erro médio absoluto foi igual a 287%.

Figura 154 – Comparação entre as resistências térmicas e condutividades térmicas efetivas para tubo de calor pulsante na posição vertical não assistida pela gravidade (−90°) com multivoltas volta na seção adiabática(80 voltas), diâmetro igual a 1,6 mm utilizando com R134a e fração de enchimento igual a 60%.



(a) Resistências térmicas totais.

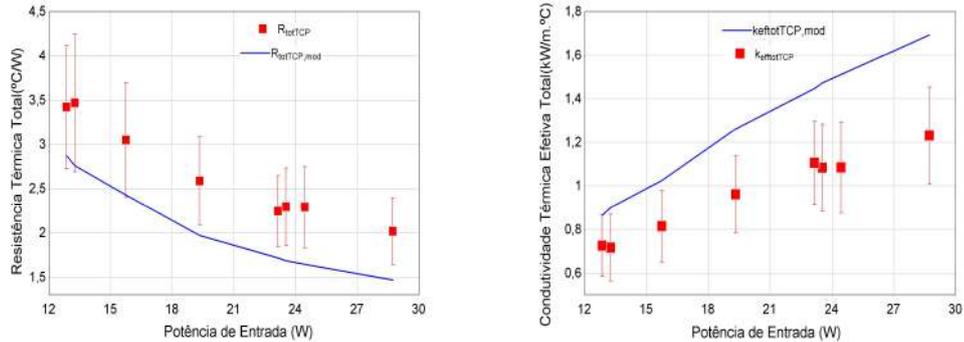
(b) Condutividade térmica efetiva total.

Fonte: Autor.

A Fig. 155a apresenta os valores para a resistência térmica total,  $R_{totTCP}$  e externa modelada  $R_{totTCP,mod}$ , o erro médio absoluto foi igual a 23%. A Fig. 155b apresenta os

valores para a condutividade térmica efetiva total,  $k_{ef\,tot\,TCP}$ , e total modelada,  $k_{ef\,tot\,TCP,mod}$ , o erro médio absoluto foi igual a 30%.

Figura 155 – Comparação entre as resistências térmicas e condutividades térmicas efetivas para tubo de calor pulsante na posição horizontal ( $0^\circ$ ) com multivoltas volta na seção adiabática(40 voltas), diâmetro igual a 1,6 mm utilizando com R134a e fração de enchimento igual a 60%.



(a) Resistências térmicas totais.

(b) Condutividade térmica efetiva total.

Fonte: Autor.

A Tab. 22 apresenta os valores das resistências térmicas do evaporador,  $R_{conv,int,e}$ , resistência interna do condensador,  $R_{conv,int,c}$ , resistência da parede do evaporador,  $R_{par,e}$ , resistência da parede do condensador,  $R_{par,c}$ , e a resistência térmica da região adiabática de tubo de calor pulsante  $R_{lv\,TCP}$ , para o caso do para tubo de calor pulsante na posição vertical assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ), com única volta na seção adiabática, e 80 voltas na seção adiabática, com diâmetro igual a 2,0 mm utilizando R134a e fração de enchimento igual a 60%.

Tabela 22 – Valores das resistências térmicas para o caso do para tubo de calor pulsante na posição vertical assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ), com 1 e 80 voltas na seção adiabática, com diâmetro igual a 2,0 mm utilizando R134a e fração de enchimento igual a 60%.

Voltas na seção adiabática(N)	$R_{lv\,TCP}(\text{°C/W})$	$R_{conv,int,e}(\text{°C/W})$	$R_{conv,int,c}(\text{°C/W})$	$R_{par,c} = R_{par,e}(\text{°C/W})$
1	1,236	0,1318	0,3542	1,197
80	0,1677	0,005156	0,0004234	0,02206

Fonte: Autor.

Analisando os dados da Tab.22 o caso com 1 volta na seção adiabática, a resistência da região adiabática de tubo de calor pulsante  $R_{lv\,TCP}$  e a resistência da parede,  $R_{par,e}$ , apresentam as mesmas ordens de grandeza( $10^1$ ), mas o caso com 80 voltas, a resistência

da parede,  $R_{par,e}$ , apresenta ordem inferior a da resistência da região adiabática de tubo de calor pulsante  $R_{lvTCP}$ , ( $10^{-2}$ ) e ( $10^1$ ), respectivamente. Isto mostra que mesmo materiais de parede de baixa condutividade térmica, como o Nylon, tem desempenho considerável em aplicações de tubos de calor pulsantes.

A Tab.23 apresenta os valores das resistências térmicas axiais da parede do tubo de calor pulsante  $R_{axial,par,t}$ , para material do tubo igual ao Nylon e cobre. Para fins de comparação utilizou-se diâmetro externo igual 3,2 mm, interno igual a 1,6 mm, com 1 única volta na seção adiabática e 80 voltas na seção adiabática.

Tabela 23 – Resistências térmicas axiais na parede do tubo de calor pulsante  $R_{axial,par,t}$ .

Material do tubo	Nº de voltas	$R_{axial,par,t} (^{\circ}\text{C}/\text{W})$ ,
Nylon	1	500000
	80	6200
Cobre	1	310
	80	4

Analisando os dados da Tab.23 pode-se observar que a resistência térmica axial na parede do tubo de calor pulsante de Nylon  $R_{axial,par,t}$  tendendo ao  $\infty$  para ambos os valores do número de voltas, podendo ser desprezada. Utilizando o cobre como material de parede do tubo, o valor para número de voltas igual a 80 na seção adiabática, apresenta ordem de grandeza ( $10^1$ ) igual a resistência térmica total,  $R_{tot,TCP}$ , do tubo de calor pulsante, em alguns casos essa resistência térmica axial do cobre pode ser menor que a resistência térmica total,  $R_{tot,TCP}$ . Devido o alto valor da resistência térmica axial na parede do tubo de calor pulsante,  $R_{axial,par,t}$ , de Nylon, esse material permitiu avaliar com menor interferência a resistência adiabática do tubo de calor pulsante,  $R_{lvTCP}$ .

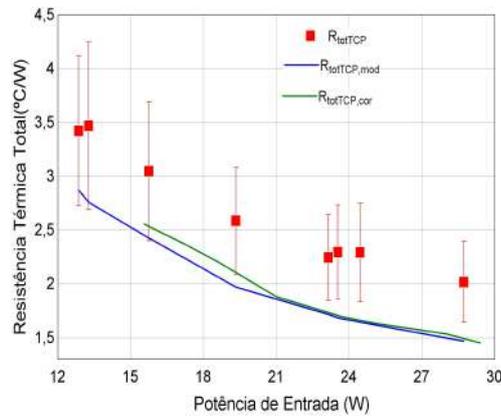
Pode-se concluir, a partir dos resultados obtidos, que o erro médio absoluto para resistência térmica total modelada está na faixa de 23% a 72% e o erro médio absoluto associado a condutividade térmica efetiva total modelada está na faixa de 30% a 287%. Para dados experimentais com potências mais elevadas, associados com incertezas menores, o modelo de resistência térmica total se aproximou melhor dos resultados experimentais.

Para a posição horizontal( $0^{\circ}$ ) a resistência térmica total,  $R_{totTCP,cor}$ , foi calculada de acordo com a Eq.(6.25),

$$R_{totTCP,cor} = R_{conv,ext,e} + R_{conv,ext,c} + R_{conv,int,e} + R_{conv,int,c} + R_{par,c} + R_{par,e} + R_{lvTCP,cor} \quad (6.25)$$

onde o termo,  $R_{lvTCP,cor}$ , provém da nova correlação Eq.(6.5). A Fig. 156 apresenta a a resistência térmica total,  $R_{totTCP,cor}$ , na posição horizontal( $0^{\circ}$ ), diâmetro interno igual a 1,6 mm e 40 voltas na seção adiabática, R134a e fração de enchimento igual a 60%. O erro médio absoluto obtido é igual a 28%.

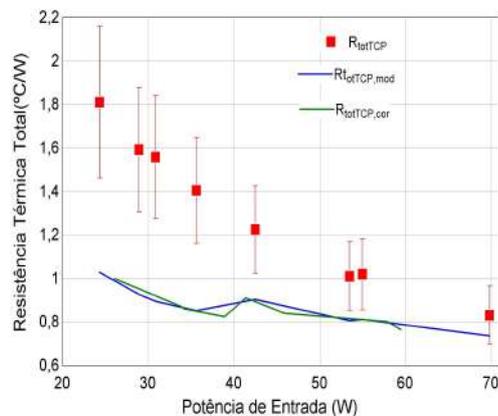
Figura 156 – Comparação entre as resistências térmicas do tubo de calor pulsante na posição horizontal ( $0^\circ$ ) com multivoltas volta na seção adiabática(40 voltas), diâmetro igual a 1,6 mm utilizando com R134a e fração de enchimento igual a 60%.



Fonte: Autor.

Utilizando o termo,  $R_{wTCP,cor}$ , a partir da nova correlação, Eq.(6.14), na posição vertical assistida pela gravidade( $+90^\circ$ ), a comparação entre as resistências térmicas do tubo de calor pulsante com multivoltas volta na seção adiabática(80 voltas), diâmetro igual a 1,6 mm utilizando com R134a e fração de enchimento igual a 60% é apresentada na Fig. 157. O erro médio absoluto foi igual a 30%.

Figura 157 – Comparação entre as resistências térmicas do tubo de calor pulsante na posição vertical assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ) com multivoltas volta na seção adiabática(80 voltas), diâmetro igual a 1,6 mm utilizando com R134a e fração de enchimento igual a 60%.

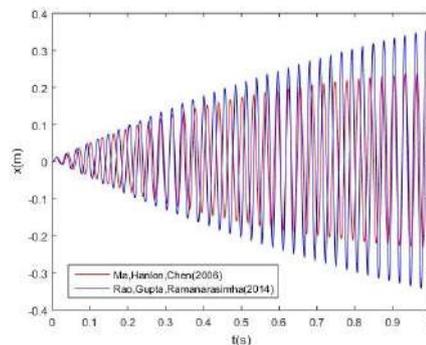


Fonte: Autor.

## 6.7 Modelos dinâmicos

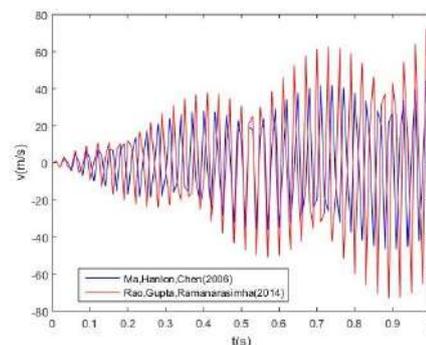
Baseado nos modelos dinâmicos propostos por Ma, Hanlon e Chen (2006) e de Rao, Gupta e Ramanarasimha (2014) o movimento oscilatório do tubo de calor pulsante com diâmetros internos iguais a 1,6 mm e 2,0 mm foram estudados. As Fig.158 e Fig.161 apresentam o deslocamento,  $x(m)$ , e a velocidade,  $v(m/s)$ , dos pistões de líquido para tubo de calor pulsante com 1 volta na posição vertical assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ), utilizando R134a com fração de enchimento igual a 60% para o caso do diâmetro interno igual a 1,6 mm. Como pode-se observar na Fig.158 a frequência de oscilação do deslocamento utilizando o modelo do Ma, Hanlon e Chen (2006) e o modelo de Rao, Gupta e Ramanarasimha (2014) apresentaram frequência do oscilação, a 20 Hz e período igual a 0,05 s, mas apresentam amplitudes diferentes. Na Fig. 159 a frequência de oscilação utilizando o modelo do Ma, Hanlon e Chen (2006) e o modelo de Rao, Gupta e Ramanarasimha (2014) foi igual a 50 Hz e período igual a 0,02 s.

Figura 158 – Deslocamento do pistão  $x(m)$  do pistão de líquido baseado nos modelos dinâmicos propostos por Ma, Hanlon e Chen (2006) e Rao, Gupta e Ramanarasimha (2014) para diâmetro igual a 1,6 mm.



Fonte: Autor.

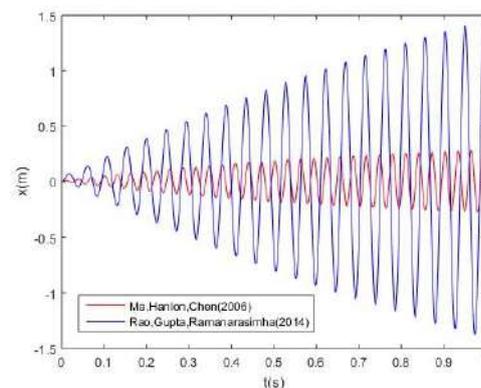
Figura 159 – Velocidade  $v(m/s)$  do pistão de líquido baseado nos modelos dinâmicos propostos por Ma, Hanlon e Chen (2006) e Rao, Gupta e Ramanarasimha (2014) para diâmetro igual a 1,6 mm.



Fonte: Autor.

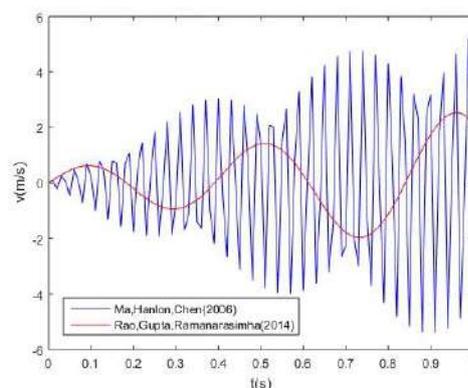
As Fig.160 e Fig.161 apresentam o deslocamento,  $x(m)$ , e a velocidade,  $v(m/s)$ , dos pistões de líquido para tubo de calor pulsante com 1 volta posição vertical assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ) utilizando R134a com fração de enchimento igual a 60% para o caso do diâmetro interno igual a 2,0 mm. Como pode-se observar na Fig.160 a frequência de oscilação do deslocamento utilizando o modelo do Ma, Hanlon e Chen (2006) foi igual a 50 Hz e período igual a 0,02 s, com o modelo de Rao, Gupta e Ramanarasimha (2014) a frequência do oscilação foi igual a 20 Hz e periodo igual a 0 05 s. na Fig.161 a frequência de oscilação da velocidade utilizando o modelo do Ma, Hanlon e Chen (2006) foi igual a 100 Hz e período igual a 0,01 s, com o modelo de Rao, Gupta e Ramanarasimha (2014) a frequência do oscilação foi igual a 2,5 Hz e periodo igual a 0,4 s.

Figura 160 – Deslocamento do pistão  $x(m)$  do pistão de líquido baseado nos modelos dinâmicos propostos por Ma, Hanlon e Chen (2006) e Rao, Gupta e Ramanarasimha (2014) para diâmetro igual a 2,0 mm.



Fonte: Autor.

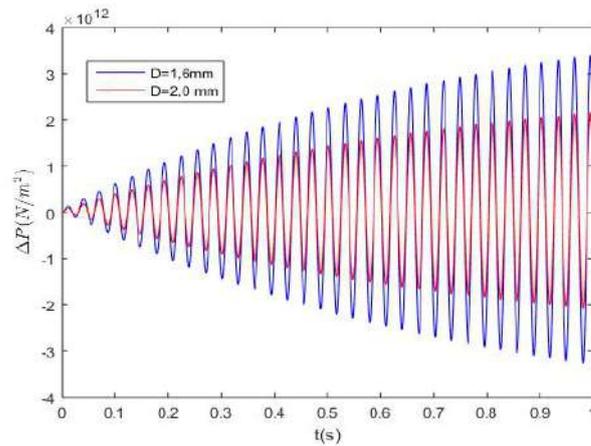
Figura 161 – Velocidade  $v(m/s)$  do pistão de líquido baseado nos modelos dinâmicos propostos por Ma, Hanlon e Chen (2006) e Rao, Gupta e Ramanarasimha (2014) para diâmetro igual a 2,0 mm.



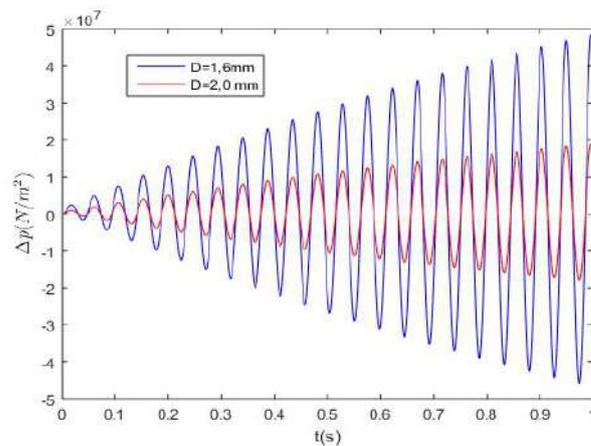
Fonte: Autor.

A Fig. 162 apresenta a variação da pressão utilizando o modelo do Ma, Hanlon e Chen (2006) e o modelo de Rao, Gupta e Ramanarasimha (2014) para os diâmetro igual a 1,6 mm e 2,0 mm.

Figura 162 – Variação de pressão,  $\Delta p$ , baseado nos modelos dinâmicos propostos por Ma, Hanlon e Chen (2006) e Rao, Gupta e Ramanarasimha (2014) para diâmetro igual a 1,6 mm.



(a) Ma, Hanlon e Chen (2006).



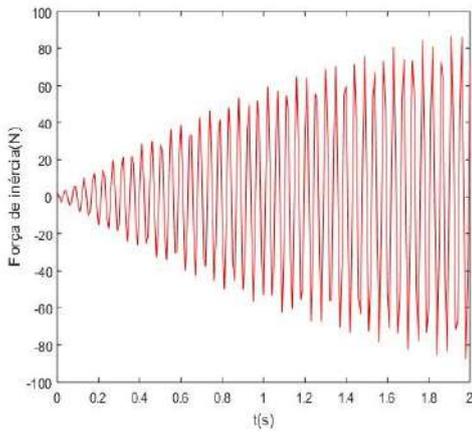
(b) Rao, Gupta e Ramanarasimha (2014).

Fonte: Autor.

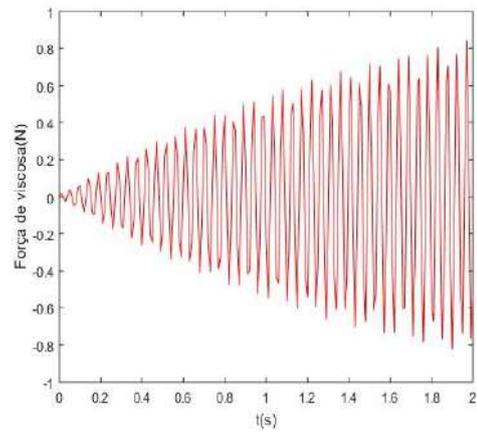
Pode-se concluir que as frequências experimentais medidas foram de uma ordem inferior (0,05 a 0,2 Hz), e esses modelos carecem de melhor validação com experimentos.

A Fig.163 apresenta a influências das forças,  $F_i$  de inércia, da força viscosa,  $F_{visc}$  e da força associada a pressão de vapor,  $F_v$  no desempenho do tubo de calor pulsante, como pode-se observar a força associada a pressão de vapor,  $F_v$  é a força predominante.

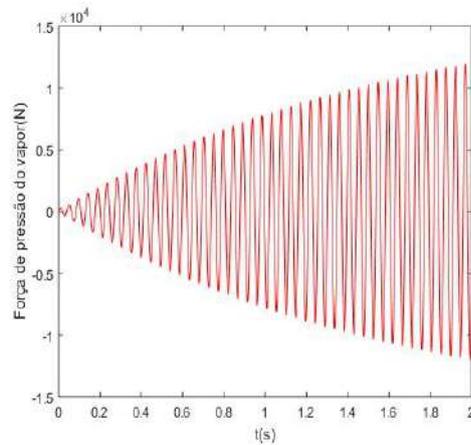
Figura 163 – Influências das forças,  $F_i$  de inércia, da força viscosa,  $F_{visc}$  e da força associada a pressão de vapor,  $F_v$  no desempenho do tubo de calor pulsante, com R134a na vertical assistida pela gravidade(+90°) com 1 voltas na seção adiabática e diâmetro igual a 2,0 mm.



(a) Força inercial.



(b) Força viscosa.



(c) Força associada a pressão de vapor.

Fonte: Autor.



## 7 CONCLUSÃO

No presente trabalho foi desenvolvida uma bancada experimental que possibilitou a investigação teórica-experimental do desempenho de tubos de calor pulsantes poliméricos em diversas configurações, onde foi avaliado o efeito do número de voltas, do diâmetro do tubo, da fração de enchimento, ângulos de inclinação e da temperatura de operação. As principais conclusões deste trabalho são apresentadas a seguir:

- (i) Baseado na revisão bibliográfica identificou-se diversas aplicações onde tubos de calor pulsantes já são utilizados para aumentar a eficiência de sistemas térmicos. Adicionalmente, verificou-se que o desempenho destes dispositivos depende da influência dos parâmetros geométricos, parâmetros operacionais e das propriedades físicas do fluido de trabalho. A resistência térmica e condutividade térmica efetiva são os principais parâmetros utilizados para descrever o desempenho de um tubo de calor pulsante. Identificou-se uma quantidade expressiva de trabalhos com modelagem teórica de tubos de calor pulsantes mas estes ainda carecem de validação experimental cautelosa. Poucos trabalhos investigaram tubos de calor pulsantes poliméricos.
- (ii) Analisando os resultados experimentais obtidos, conclui-se que frações de enchimentos baixas (20%, 30% e 40%) apresentaram os piores desempenhos, devido aos altos valores das resistências térmicas  $2^{\circ}\text{C}/\text{W}$  a  $7^{\circ}\text{C}/\text{W}$ , para a faixa de potência de 0,1 W a 10 W. As frações de enchimento elevadas (60%, 70%, e 80%) apresentaram os melhores desempenhos, devido aos baixos valores das resistências térmicas,  $0,375^{\circ}\text{C}/\text{W}$  a  $2,5^{\circ}\text{C}/\text{W}$ , na faixa de potência de 5 W a 41 W. A partir da análise dos resultados, conclui-se que a fração de enchimento igual a 60%, é a fração ótima nesse caso estudado, pois apresenta a menor resistência térmica em toda a faixa de 5 W a 41 W, igual a  $0,375^{\circ}\text{C}/\text{W}$  em 41 W. Nos trabalhos de Rahman et al. (2016), Samadi e Bahman (2016), Islam et al. (2017) e Babu e Reddy (2018), a fração de enchimento ótima obtida foi igual a 60%, logo pode-se concluir que a fração ótima obtida experimentalmente neste trabalho, está condizente com a literatura.
- (iii) O diâmetro interno é um dos critérios para o funcionamento do tubo de calor pulsante. Quando comparado o desempenho de diâmetros iguais a 1,6 mm e 2,0 mm, os resultados mostraram que a resistência térmica do tubo com diâmetro igual a 1,6 mm foi menor. Em 40 W a resistência térmica foi igual a  $0,36^{\circ}\text{C}/\text{W}$  e condutividade térmica efetiva igual a  $17\text{ kW}/\text{m}^{\circ}\text{C}$ .
- (iv) O número de voltas é um parâmetro geométrico importante para a determinação do funcionamento do tubo de calor pulsante, principalmente na posição horizontal( $0^{\circ}$ ).

Na posição vertical assistida pela gravidade ( $+90^\circ$ ) com diâmetro interno igual  $D_i = 1,6$  mm utilizando-se 80 voltas na seção adiabática e potência de 70 W apresentou o menor valor para resistência térmica, igual a  $0,17^\circ\text{C}/\text{W}$ . Na posição horizontal ( $0^\circ$ ) com diâmetro interno igual a  $D_i = 1,6$  mm, o menor valor para resistência térmica foi obtido com 80 voltas na seção adiabática, para a potência de 37,5 W o valor obtido foi igual a  $0,46^\circ\text{C}/\text{W}$ . Como podemos observar nos resultados descritos anteriormente, para a configuração com multivoltas na seção adiabática, há uma tendência da resistência térmica e da condutividade térmica diminuírem com o aumento do número de voltas. Para a configuração com volta única na seção adiabática e multivoltas na diabática, o aumento do número de voltas também causa diminuição da resistência térmica, mas ocorre o aumento da condutividade térmica efetiva. Logo pode-se concluir que para aumentar o desempenho do tubo de calor pulsante, a configuração com volta única na seção adiabática e multivoltas na diabática apresentará os melhores resultados, exceto para a posição horizontal ( $0^\circ$ ), que apresentou melhor desempenho com o aumento do número de voltas na seção adiabática.

- (v) O efeito do ângulo de inclinação foi estudado para diferentes números de voltas na seção adiabática e diabática. A partir do número de voltas na seção adiabática e diabática associada ao ângulo de inclinação, o tubo de calor pulsante apresentou desempenhos diferentes. Uma volta única na seção adiabática e ângulo de inclinação igual a  $30^\circ$ , a menor resistência térmica foi obtida para o  $0,8^\circ\text{C}/\text{W}$  e maior condutividade térmica  $45 \text{ kW}/\text{m}^\circ\text{C}$  em 14 W. Volta única na seção adiabática e 2 voltas na seção diabática, e inclinação igual a  $45^\circ$  a menor resistência térmica, apresentou valor igual  $0,8^\circ\text{C}/\text{W}$  em 14 W, e menor condutividade térmica efetiva,  $49 \text{ kW}/\text{m}^\circ\text{C}$  para a mesma potência. De forma geral o desempenho térmico para ângulos positivos foram equivalentes, mas para ângulos na horizontal e negativos o desempenho foi inferior com tubos de poucas voltas da seção adiabática.
- (vi) A partir da resposta térmica transiente do tubo de calor a frequência fundamental de oscilação e o período dos sinais da pressão e temperatura do tubo de calor pulsante foram obtidas. O sinal de temperatura apresentou frequência igual a 0,05 Hz e período igual a 20s. O sinal de pressão apresentou frequência na faixa de 0,05 Hz a 10 Hz e período na faixa de 0,1 s a 20s. Pode-se concluir que as frequências do sinal de pressão e temperatura foram baixas, muito menores que as frequências de nucleação das bolhas que podem chegar a ordem de kHz.
- (vii) Através da medição ótica o escoamento pistonado foi visualizado nos diferentes ângulos de inclinação e número de voltas para tubo com diâmetro interno igual a 1,6 mm, as velocidades do pistão de líquido,  $v_l$ , apresentaram a faixa de  $0,195 \times 10^{-3} \text{ m/s}$  até  $45 \times 10^{-3} \text{ m/s}$ , e o fluxo mássico, apresentou valores na faixa de  $0,23 \text{ kg}/\text{m}^2 \text{ a}$

53,08 kg/m<sup>2</sup>. Estes resultados são importantes para verificação de modelos teóricos do funcionamento de tubos de calor pulsantes.

- (viii) Os valores para o diâmetro crítico mínimo  $D_{crit,min}$ , obtidos neste trabalho na posição vertical assistida pela gravidade(+90°), variaram na faixa de 0,13 mm a 0,78 mm, para número de voltas na seção adiabática de 1 até 80. Na posição horizontal (0°), os valores foram 1,0 mm e 1,6 mm, para 40 e 80 voltas na seção adiabática, respectivamente. Pode-se concluir que os diâmetros utilizados neste trabalho, 1,6 mm e 2,0 mm, estão dentro das faixas em ambas as inclinações e que dependendo da aplicação, a faixa operacional de diâmetros, para tubos de calor pulsantes, pode ser relativamente estreita.
- (ix) Os limites de operacionais dos tubos de calor pulsantes analisados nesse trabalho ficaram dentro dos limites apresentados por Drolen e Smooth (2017).
- (x) Baseado nos modelos dinâmicos propostos por Ma, Hanlon e Chen (2006) e de Rao, Gupta e Ramanarasimha (2014) o movimento oscilatório do tubo de calor pulsante com diâmetros internos iguais a 1,6 mm e 2,0 mm foram estudados. Utilizando diâmetro interno igual a 1,6 mm o deslocamento apresentou a mesma a frequência do oscilação, 20 Hz e período, 0,05 s, para ambos os modelos estudados. Para a velocidade a frequência de oscilação foi igual a 200 Hz e período igual a 0,02 s. Estas frequências são consideravelmente maiores que os valores experimentais medidos. Utilizando diâmetro interno igual a 2,0 mm a frequência de oscilação do deslocamento utilizando o modelo do Ma, Hanlon e Chen(2006) foi igual a 50 Hz e período igual a 0,02 s, com o modelo de Rao, Gupta e Ramanarasimha (2014) a frequência do oscilação foi igual a 20 Hz e periodo igual a 0,05 s. A frequência de oscilação da velocidade utilizando o modelo do Ma, Hanlon e Chen (2006) foi igual a 100 Hz e período igual a 0,01 s, com o modelo de Rao, Gupta e Ramanarasimha (2014) a frequência do oscilação foi igual a 2,5 Hz e período igual a 0,4 s. Novamente, estas frequências se mostraram consideravelmente maiores que as obtidas pelos sinais de pressão e temperatura nos experimentos.
- (xi) Utilizando a analogia com circuitos elétricos a resistência térmica total do tubo de calor pulsante foi modelada. O erro médio absoluto associado à resistência térmica total modelada na posição vertical assistida pela gravidade (+90°) com única volta na seção adiabática, foi igual ao erro médio absoluto obtida na posição horizontal(0°), com multivoltas na seção adiabática(80 voltas), de 24%. Para a condutividade térmica efetiva total modelada, o erro médio absoluto obtido foi igual a 33% em ambas as inclinações. O maior erro médio absoluto obtido para a resistência térmica total modelada ocorreu na posição vertical não assistida pela gravidade(-90°), 70% e o erro associado a condutividade térmica efetiva total modelada foi igual a 267%.

Valores elevados de incertezas ocorreram principalmente para experimentos de baixa potência térmica, associados com incertezas experimentais elevadas. Os tubos de calor poliméricos, estudados neste trabalho, mostraram que o uso de material de parede de baixa condutividade térmica é uma opção para tubos de calor pulsantes e tendo um projeto adequado pode atender a necessidades de várias aplicações nos quais o uso de materiais metálicos sejam restritivos.

- (xii) Ao comparar-se os resultados experimentais obtidos para a resistência térmica na região adiabática,  $R_{lvTCP}$ , com as correlações da literatura, seção 2.5, e com as novas correlações desenvolvidas, Eq.(6.5) e Eq.(6.14), através do erro médio absoluto analisado, na posição horizontal( $0^\circ$ ), a correlação de Rittidech et al. (2003) apresentou os melhores resultados, com erro médio absoluto na faixa de 6,3% a 67%. A correlação proposta, Eq.(6.5), apresentou erro médio absoluto na faixa de 11% a 54%. Na posição vertical assistida pela gravidade( $+90^\circ$ ) a correlação de Xingyu e Li(2016) apresentou melhor desempenho, com erro médio absoluto na faixa de 25% a 60%. A correlação proposta, Eq.(6.14) apresentou erro médio absoluto na faixa de 8,5% a 28%. Pode-se concluir que, a correlação proposta para a posição vertical assistida pela gravidade( $+90^\circ$ ), ajusta-se bem aos dados experimentais, pois, apresenta a menor faixa para o erro médio absoluto. A correlação para posição horizontal( $0^\circ$ ), ajusta os dados de forma parecida com a correlação de Rittidech et al. (2003), apresentando praticamente a mesma faixa para o erro médio absoluto.

## 7.1 Sugestão de trabalhos futuros

Sugestões para os trabalhos futuros visando a continuidade deste estudo:

- Testar os limites de operação de tubos de calor pulsantes com a utilização de diâmetros menores, faixa de temperaturas mais amplas e diferentes fluidos.
- Obter novas correlações para resistência térmica da seção adiabática considerando a utilização de banco de dados ampliado (novos fluidos, inclinações, temperaturas, diâmetros)
- Aprimorar os modelos dinâmicos e comparar com resultados transientes utilizando sensoriamento para frequências acima de 1 kHz.
- Aprofundar estudo de nucleação, crescimento de bolhas e instabilidades térmicas em tubos de calor pulsantes.

## Referências

ABAD, H.K.S. et al. A Novel integrated solar desalination system with a pulsating heat pipe. **Desalination**, n. 311, p. 206 – 210, 2013.

ABERNETHY, R.B.; THOMPSON, J.W. **Handbook uncertainty in gas turbine measurements**. Tennessee: Arnold Engineering Development Center, Arnold Air Force Station, 1973.

AKACHI, H. **Structure of a heat pipe**. Depositante: Astronics Kabushiki Kaisha. US 4.921.041. Depósito: 15 June 1988. Concessão: 1 May 1990.

AKACHI, H. **L-Type heat stink**. Depositante: Astronics Kabushiki Kaisha. US 5.490.558. Depósito: 4 June 1993. Concessão: 13 Feb. 1996.

AKACHI, H.; POLASEK, F. **Pulsating heat pipe review of the present state of the art**. Chutung: ITRI-ERL, 1995. (Technical Report ITRI-ERL).

AKACHI, H.; POLASEK, F.; STULC, P. Pulsating heat pipes. In: AKBARZADEH, a. ET AL. (Ed.). **Heat pipe technology: theory, applications and prospect: proceedings of the 5<sup>th</sup> international heat pipe symposium, Melbourne, Australia, 17-20 November 1996**. Oxford: Pergamon, 1997. p. 208-217.

ANDO, M. et al. On-orbit demonstration of oscillating heat pipe with check valves for space application. **Applied Thermal Engineering**, n. 130, p. 552 – 560, 2018.

ARSLAN, G.; OZDEMIR, M. Correlation to predict heat transfer of an oscillating loop heat pipe consisting of three interconnected columns. **Energy Conversion and Management**, v. 49, n. 8, p. 2337–2344, 2008.

AYEL, V. et al. Experimental study of pulsating heat pipes in horizontal and vertical position. In: INTERNATIONAL HEAT PIPE CONFERENCE, 15., 2010, Clemson. **Proceedings [...]**. Norwood: Advanced Thermal Solutions, 2010.

AYEL, V. et al. Experimental study of a closed loop flat plate pulsating heat pipe under a varying gravity force. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 96, p. 23–34, Oct. 2015.

AYEL, V. et al. Visualization of flow patterns in closed loop flat plate pulsating heat pipe acting as hybrid thermosyphons under various gravity levels. **Heat Transfer Engineering**, v. 40, n. 3–4, p. 227–237, 2019.

BABU, E.R.; REDDY, G.V.G. Effect of working fluid and filling ratio on performance of a closed loop pulsating heat pipe. **Journal of Engineering Science and Technology**, v. 11, n. 6, p. 872–880, 2016.

BABU, E.R.; REDDAPPA, H.N; REDDY, G.V.G. Effect of filling ratio on thermal performance of closed loop pulsating heat pipe. **International Conference on Advances in Science & Engineering ICASE**, v. 5, p. 22229 – 22236, 2017.

BAE, J.; LEE, S.Y.; KIM, S.J. Numerical investigation of effect of film dynamics on fluid motion and thermal performance in pulsating heat pipes. **Energy Conversion and Management**, v. 151, p. 296–310, 2017.

BEJAN, A. **Convection heat transfer**. 2<sup>nd</sup>ed. New York: John Wiley, 1995.

BEJAN, A.; KRAUS, A.D. **Heat transfer handbook**. New York: John Wiley, 2003.

BHUWAKIETKUMJOHN, N.; RITTIDECH, S. Internal flow patterns on heat transfer characteristics of a closed-loop oscillating heat-pipe with check valves using ethanol and a silver nano-ethanol mixture. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 34, n. 8, p. 1000–1007, 2010.

BITENCOURT, U.C.; JUNIOR, J.,A., S. ; DANA, S.,S. Análise e caracterização da performance térmica de tubos de calor pulsante. In: CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA E INDUSTRIAL, 17., 2017, Aracaju. **Anais [...]**. Brasília: FENEMI, 2017. p. 1- 20.

BORKAR, R.S.; PACHGHARE, P.R. Effect of working fluid, filling ratio and number of turns on pulsating heat pipe thermal performance. **Frontiers in Heat Pipes**, v. 6, n. 4, p. 1–6, 2015.

BOWERS, M.B. ; MUDAWAR, I. High heat flux boiling in low flow rate, low pressure drop mini-channel and micro-channel heat sinks. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 37, p. 321-332, 1994.

BRENT, S.T.; ANDREW, D.W. Review of pulsating heat pipe working fluid selection. **Journal of Thermophysics and Heat Transfer**, v. 26, n. 4, p. 651–656, 2012.

BRUCE, R. et al. Thermal performance of a meter-scale horizontal nitrogen pulsating heat pipe. **Cryogenics**, v. 93, p. 66-74, 2018.

BURBAN, G. et al. Experimental investigation of a pulsating heat pipe for hybrid vehicle applications. **Applied Thermal Engineering**, v. 50, n. 1, p. 94–103, 2013.

BUSSE, C.A. Theory of the ultimate heat transfer of cylindrical heat pipes. **International Journal Heat Mass Transfer**, v.16, p. 169-186, 1973.

CACHUTÉ, L.O. **Análise experimental e teórica de tubos de calor pulsativos em circuitos abertos**. 2014. Tese (Doutorado) - Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, São José dos Campos, 2014.

CAREY, V.P. **Liquid-vapor phase-change phenomena: an introduction to the thermophysics of vaporization and condensation processes in heat transfer equipment**. 2<sup>nd</sup>ed. New York:CRC, 2008.

CELSIA. **Heat pipe & vapor chamber technology overview**. Disponível em: <https://celsiainc.com/technology/heat-pipe/>. Acesso em: 20 Feb. 2020.

- CENGEL, Y.A. **Heat transfer** – a practical approach. New York: MCGraw Hill, 1998.
- CHAROENSAWAN, P.; TERDTON, P. Thermal performance of horizontal closed-loop oscillating heat pipes. **Applied Thermal Engineering**, v. 28, p. 460–466, 2008.
- CHAROENSAWAN, P. et al. Closed loop pulsating heat pipes part a: parametric experimental investigations. **Applied Thermal Engineering**, v. 23, n. 16, p. 2009–2020, 2003.
- CHAVAN, D.A.; KALE, V.M. Understanding effect of operating parameters on thermal performance of closed loop pulsating heat pipe: an experimental study. **International Journal of Current Engineering and Technology**, Special issue, p. 368 - 374, June 2016.
- CHEN, J. Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow. **Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development**, v. 5, n. 3, p. 322–329, 1966.
- CHI, R.G.; CHUNG, W.S.; RHI, S. Thermal characteristics of an oscillating heat pipe cooling system for electric vehicle li-ion batteries. **Energies**, v. 11, n. 665, p. 1-16, 2018.
- CHI, S.W. **Heat pipe theory and practice**. New York: McGraw-Hill Book, 1976.
- CHIANG, C.M. Theoretical study of oscillatory phenomena in a horizontal closed-loop pulsating heat pipe with asymmetrical arrayed minichannel. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 39, p. 923-930, 2012.
- CHURCHIL, S.W.; CHU, H.H.S. Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convection from a Horizontal Cylinder. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, n. 18, p. 1049-1053, 1975.
- CILLETA, W. **Desenvolvimento de um método teórico para estudo e simulação de tubos de calor pulsantes de parâmetros agrupados com múltiplos graus de liberdade**. 2016. Monografia (TCC) Curso de Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2016.
- CIONCOLINI, A.; THOME, J. Algebraic turbulence modeling in adiabatic and evaporating annular two-phase flow. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, n. 32 p. 805–817, 2011.
- CLEMENT, J.; WANG, X. Experimental investigation of pulsating heat pipe performance with regard to fuel cell cooling application. **Applied Thermal Engineering**, v. 50, n. 1, p. 268–274, 2013.
- COLLIER, J.; THOME, J.R. **Convective boiling and condensation**. 3<sup>rd</sup>ed. Oxford: Claredon, 1994.

COLMANETTI, A.R.A. **Estudo experimental de escoamento multifásico em duto anular de grande diâmetro**. 2016. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2016.

COTTER, T.P. **Heat pipe startup dynamics**. New México: Los Alamos Scientific Lab, 1968. (Technical Report LA-DC-9026; CONF – 671045-2).

CUI, X. et al. Combination study of operation characteristics and heat transfer mechanism for pulsating heat pipe. **Applied Thermal Engineering**, v. 65, n.1-2, p. 394-402, 2014.

DAS, S.P. et al. Thermally induced two-phase oscillating flow inside a capillary tube. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 53, p. 3905–3913, 2010.

DER, O.; MARENGO, M.; BERTOL, V. Thermal performance of pulsating heat stripes (PHS) built with plastic materials. **Journal of Heat Transfer**, v.141, n.9, 2019. DOI: <https://doi.org/10.115/1.4041952>.

DITTUS, F.W., BOELTER, L.M.K., Heat transfer in automobile radiator of the tubular type. University of California at Berkley Publ. Eng. n.2, p. 443-461, 1930.

DOBSON, R.T.; HARMS, T.M. Lumped parameter analysis of closed and open oscillatory heat pipe. In: INTERNATIONAL HEAT PIPE CONFERENCE, 11., 1999, Tokyo. **Proceedings [...]** Tokyo: Tokyo Japan Association for Heat Pipes, 1999. p. 137–142.

DROLEN, B.L.; SMOOT, C.D. Performance limits of oscillating heat pipes: theory and validation. **Journal of Thermophysics and Heat Transfer**, v. 31, n. 4, p. 920-936, 2017.

DUNBAR, N.; CADELL, P. Working fluids and figures of merit for CPL/LHP applications. In: CPL-98 WORKSHOP, 1998, El Segundo. **Proceedings [...]**. El Segundo: Aerospace Corporation, 1998.

EBRAHIMI, M.; SHAFII, M.; BIJARCHI, M.A. Experimental investigation of the thermal management of flat-plate closed-loop pulsating heat pipes with interconnecting channels. **Applied Thermal Engineering**, v. 90, p. 838–847, 2015.

FACIN, A.R. **Influência da geometria do canal em tubos de calor pulsantes unidos por difusão**. 2018. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2018.

FAGHRI, A. **Heat pipe science and technology**. Washington, DC: Taylor & Francis, 1995.

FAGHRI, A. Heat pipes: review, opportunities and challenges. **Frontiers in Heat Pipes**, v. 5, n. 1, 2014. DOI: <https://dx.doi.org/105098Fhp.5.1>.

FAGHRI, A.; ZHANG, Y. **Transport Phenomena in Multiphase Systems**. Amsterdã Elsevier, 2006.

FERREIRA, M.T.; MESSIAS, M.; VANDERLEI, L.C.M. Caracterização do comportamento caótico da variabilidade da frequência cardíaca (VFC) em jovens saudáveis. **Trends in Applied and Computational Mathematics**, v. 11, n. 2, p. 141-150, 2010.

GALUZZI, L. Alaska pipeline system. Disponível em: [www.wikimedia.org/wikipedia/commons/8/8f/trans Alaska pipeline system Luca Galuzzi 2005.jpg](http://www.wikimedia.org/wikipedia/commons/8/8f/trans_Alaska_pipeline_system_Luca_Galuzzi_2005.jpg). Acesso em: 19 fev. 2020.

GAUGLER, R.S. **Heat transfer devices**. US 2350348-1944. Depósito: 21 Dec. 1942. Concessão: 6 June 1944.

GOSHAYESHI, H.R. et al. Experimental investigation with different inclination angles on copper oscillating heat pipes performance using *fe2o3/kerosene* under magnetic field. **International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering**, v. 9, n. 11, p. 1811–1817, 2015.

GROENEVELD, G.; GERNER, H.J.V.; WITS, W.W. An Experimental study towards the practical application of closed-loop flat-plate pulsating heat pipes. In: INTERNATIONAL WORKSHOP ON THERMAL INVESTIGATIONS OF ICS AND SYSTEMS, 23., 2017, Amsterdam. **Proceedings** [...]. Piscataway: IEEE, 2017.

GROLL, M.; KHANDEKAR, S. Pulsating heat pipes: progress and prospects. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON ENERGY AND THE ENVIRONMENT, 2003, Shanghai. **Proceedings** [...]. New York: Elsevier, 2003. v. 1, p. 723–730.

GROLL, M.; KHANDEKAR, S. State of the art on pulsating heat pipes. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON MICROCHANNELS AND MINICHANNELS, 2004, Rochester. **Proceedings** [...]. New York: ASME, 2004.

GU, J.; KAWAJI, M.; FUTAMATA, R. Effects of gravity on the performance of pulsating heat pipes. **Journal of Thermophysics and Heat Transfer**, v. 18, n. 3, p. 370–378, 2004.

GÜRSEL, G. A Mass-spring-damper model of a pulsating heat pipe with a non-uniform and asymmetric filling. **Applied Thermal Engineering**, v. 91, p. 80–90, 2015.

HAN, X. et al. Review of the development of pulsating heat pipe for heat dissipation. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 59, p. 692 – 709, 2016.

HAN, Y.; SHIKAZONO, N. Thickness of liquid film formed in slug flow in micro tube. In: ECI INTERNATIONAL CONFERENCE ON HEAT TRANSFER AND FLUID FLOW IN MICROSCALE, 2008, Whistler, 2008. **Proceedings** [...]. Amsterdam: Elsevier, 2008. p. 21–26.

HARICHIAN, T.; GARIMELLA, S. A Comprehensive flow regime map for microchannel flow boiling with quantitative transition criteria. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, n. 53, p. 694-702, 2010.

HAYKIN, S. **Redes neurais: princípios e prática**. 2.ed. Porto Alegre: Bookman, 2001.

HEMADRI, V.A.; GUPTA, A.; KHANDEKAR, S. Thermal radiators with embedded pulsating heat pipes: Infra-red thermography and simulations. **Applied Thermal Engineering**, n. 31, p. 1332-1346, 2011.

HIDEYAMA, F.; KOITO, Y. Heat transfer characteristics of an ABS polymer pulsating heat pipe fabricated by a 3-D printer. **Thermal Science and Engineering**, v. 27, n. 2, p. 59-66, 2019.

HOLLEY, B.; FAGHRI, A. Analysis of pulsating heat pipe with capillary wick and varying channel diameter. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 48, n. 13, p. 2635–2651, 2005.

ISLAM, F. et al. Effect of inner diameter on the thermal performance of closed loop pulsating heat pipe. In: THE IIER INTERNATIONAL CONFERENCE, 102., 2017, Singapore. **Proceedings** [...]. Ottawa: World Resarch Library, 2017.

JAFARI, D. et al. Unsteady experimental and numerical analysis of a two-phase closed thermosyphon at different filling ratios. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 81, p. 164-174, 2017.

JAHAN, S. A.; ALI, M.; ISLAM, M. Q. Effect of inclination angles on heat transfer characteristics of a closed loop pulsating heat pipe (clphp). **Procedia Engineering**, v. 56, p. 82–87, 2013.

JIA, H.; JIA, L.; TAN, Z. An Experimental investigation on heat transfer performance of nanofluid pulsating heat pipe. **Journal of Thermal Science**, v. 22, p. 484–490, 2013.

JIAO, A. J.; MA, H. B; CRISTSER, J. K. Experimental investigation of cryogenic oscillating heat pipes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 52, p. 3504–3509, 2009.

JOKAR, A. Simulation and optimization of a pulsating heat pipe using artificial neural network and genetic algorithm. **Heat Mass Transfer**, v. 52, p. 2437-2445, 2016.

KAMMUANG-LUE, N.; SAKULCHANGSATJATAI, P.; TERDTON, P. Effect of working fluids and internal diameters on thermal performance of vertical and horizontal closed-loop pulsating heat pipes with multiple heat sources. **Thermal Science**, v. 20, n. 1, p. 77–87, 2016.

KAMMUANG-LUE, N. et al. Correlation to predict the maximum heat flux of a vertical closed-loop pulsating heat pipe. **Heat Transfer Engineering**, v. 30, n. 12, p. 961-972, 2009.

KAMMUANG-LUE, N. et al. Investigation and prediction of optimum meandering turn number of vertical and horizontal closed-loop pulsating heat pipes. **Thermal Science**, v. 22, n. 1, pt. A, p. 273-284, 2018.

DOI: <https://doi.org/10.2298/TSCI150707161K>.

KARIMI, G.; CULHAM, J. R. Review and assessment of pulsating heat pipe mechanism for high heat flux electronic cooling. In: INTERNATIONAL SOCIETY CONFERENCE ON THERMAL PHENOMENA, 2004, Las Vegas. **Proceedings** [...]. [S.l.:s.n.], 2004. p. 52–58.

KARTHIKEYAN, V.K. et al. Effect of the number of turns on the temperature pulsations and corresponding thermal performance of pulsating heat pipe. **Journal of Enhanced Heat Transfer**, v. 20, p. 443–452, 2013.

KARTHIKEYAN, V.K. et al. Understanding thermo-fluidic characteristics of a glass tube closed loop pulsating heat pipe: flow patterns and fluid oscillations. **Heat and Mass Transfer**, v. 51, n. 12, p. 1669–1680, 2015.

KATPRADIT, T. et al. Correlation to predict heat transfer characteristics of a closed end oscillating heat pipe at critical state. **Applied Thermal Engineering**, v. 25, p. 2138–2151, 2005.

KAWARA, Z. et al. Visualization of flow in heat pipe by proton radiography. **Journal of the Visualization Society of Japan**, v. 16, n. 1, p. 23–26, 1996.

KEW, P.; CORNWELL, K. Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels. **Applied Thermal Engineering**, v. 17, n. 8, p. 705-715, 1997.

KHANDEKAR, S. **Thermo-hydrodynamics of closed loop pulsating heat pipes**. 2004. Thesis (PhD) - Institute of Nuclear Engineering and Energy Systems, Universitat Stuttgart, Germany, 2004.

KHANDEKAR, S.; GROLL, M. On the definition of pulsating heat pipes: an overview. In: MINSK INTERNATIONAL SEMINAR, 5., 2003, Minsk. **Proceedings** [...]. [S.l.:s.n.], 2003. p. 116–128.

KHANDEKAR, S.; GROLL, M. Roadmap to realistic modeling of closed loop pulsating heat pipes. In: INTERNATIONAL HEAT PIPE SYMPOSIUM, 9., 2008, Selangor. **Proceedings** [...]. Malaysia: Monash University, 2008. p. 17-20.

KHANDEKAR, S.; CUI, X.; GROLL, M. Thermal performance modelling of pulsating heat pipes by artificial neural network. In: INTERNATIONAL HEAT PIPE CONFERENCE, 12., 2002, Moscow. **Proceedings** [...]. [S.l.:s.n.], 2002. p. 215-219.

KHANDEKAR, S. et al. Pulsating heat pipes: thermo - fluidic characteristics and comparative study with single phase thermosyphon. In: INTERNATIONAL HEAT TRANSFER CONFERENCE, 12., 2002, Grenoble. **Proceedings** [...]. [S.l.:s.n.], 2002. p. 459–464.

KHANDEKAR, S. et al. Closed loop pul-178 sating heat pipes part b: visualization and semi-empirical modeling. **Applied Thermal Engineering**, v. 23, n. 16, p. 2021–2033, 2003.

KHUSTALEV, D.; FAGHRI, A. Heat transfer during evaporation on capillary-grooved structures of heat pipes. **ASME JOURNAL HEAT TRANSFER**, n. 117, p. 740-747, 1995.

KHUSTALEV, D.; FAGHRI, A. Thick-film phenomenon in high-heat-flux evaporation from cylindrical pores. **ASME JOURNAL HEAT TRANSFER**, n. 119, p. 272-278, 1997.

KUMAR, M. et al. Effect of surface tension variation of the working fluid on the performance of a closed loop pulsating heat pipe. **Heat Transfer Engineering**, v. 40, n. 7, p. 509-523, 2019.

LANDAU, L.; LEVICH, B. Dragging of a liquid by a moving plate. **Acta Physicochimica U.R.S.S.**, v. 1, n. 42, p. 42-54, 1942.

LEE, J.; JOO, Y.; KIM, S. J. Effects of the number of turns and the inclination angle on the operating limit of micro pulsating heat pipes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 124, p. 1172-1180, 2018.

LEVY, E. K. Theoretical investigation of heat pipes operating at low vapor pressure. **Journal of Engineering for Industry**, v. 90, p. 547–552, 1968.

LI, M.; LI, L.; XU, D. Effect of number of turns and configurations on the heat transfer performance of helium cryogenic pulsating heat pipe. **Cryogenics**, v. 96, p. 159-165, 2018.

LI, M.; LI, L.; XU, D. Effect of filling ratio and orientation on the performance of a multiple turns helium pulsating heat pipe. **Cryogenics**, n. 100, p. 62-68, 2019.

LIANG, S.; MA, H. Oscillating motions of slug flow in capillary tubes. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 31, n. 3, p. 365–375, 2004.

LIM, J.; KIM, S. J. Fabrication and experimental evaluation of a polymer-based flexible pulsating heat pipe. **Energy Conversion and Management**, v. 156, p. 358–364, 2018.

LIN, L.; PONNAPPAN, R.; LELAND, J. Experimental investigation of oscillating heat pipe. In: INTERNATIONAL ENERGY CONSERVATION ENGINEERING CONFERENCE AND EXHIBIT, 35., 2000, Las Vegas. **Proceedings [...]**. Reston: AIAA, 2000. v. 2, p. 827–834.

LIPS, S. et al. Experimental evidences of distinct heat transfer regimes in pulsating heat pipes (php). **Applied Thermal Engineering**, v. 30, n. 8/9, p. 900–907, 2010.

LIU, X. et al. High-speed visual analysis of fluid flow and heat transfer in oscillating heat pipes with different diameters. **Applied Sciences**, v. 6, n. 11, p. 1–16, 2016.

LIU, X. D.; CHEN, Y. P.; SHI, M. H. Dynamic performance analysis on start-up of closed-loop pulsating heat pipes. **International Journal Thermal Sciences**, v. 65, p. 224–233, 2013.

MA, H. **Oscillating heat pipes**. New York: Springer, 2015.

MA, H. B.; HANLON, M. A.; CHEN, C. L. An Investigation of oscillating motions in a miniature pulsating heat pipe. **Microfluidics and Nanofluidics**, v. 2, n. 2, p. 171–179, 2006.

MAESAWA, S. et al. Thermal performance of capillary tube thermosyphon. In: INTERNATIONAL HEAT PIPE CONFERENCE, 9., 1995, Albuquerque. **Proceedings** [...]. New México: Los Alamos National Lab, 1995. p. 791–795.

MAMELI, M.; MARENGO, M.; KHANDEKAR, S. Towards quantitative validation of a closed loop pulsating heat pipe numerical model. In: INTERNATIONAL HEAT PIPE CONFERENCE, 16., 2012, Lyon. **Proceedings** [...]. New México: Los Alamos National Lab, 1995.

MAMELI, M.; MARENGO, M.; KHANDEKAR, S. Local heat transfer measurement and thermo-fluid characterization of a pulsating heat pipe. **International Journal of Thermal Sciences**, n.75, p. 140-152, 2014.

MAMELI, M.; MARENGO, M.; ZINNA, S. Numerical investigation of the effects of orientation and gravity in a closed loop pulsating heat pipe. **Microgravity Science Technology**, v. 24, p. 79–92, 2012.

MAMELI, M. et al. Thermal instability of a closed loop pulsating heat pipe: combined effect of orientation and filling ratio. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 59, p. 222–229, 2014a.

MAMELI, M. et al. Thermal response of a closed loop pulsating heat pipe under a varying gravity force. **International Journal of Thermal Sciences**, n. 80, p. 11-22, 2014b.

MAMELI, M. et al. Start-up in microgravity and local thermodynamic states of a hybrid loop thermosyphon/ pulsating heat pipe. **Applied Thermal Engineering**, v.158, 2019. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.113771>.

MANGINI, D. et al. A Pulsating heat pipe for space applications: ground and microgravity experiments. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 95, p. 53–63, 2015.

MANGINI, D. et al. Hybrid pulsating heat pipe for space applications with non-uniform heating patterns: ground and microgravity experiments. **Applied Thermal Engineering**, v. 126 p. 1029-1043, 2017.

MANZONI, M. et al. Advanced numerical method for a thermally induced slug flow: application to a capillary closed loop pulsating heat pipe. **International Journal for Numerical Methods in Fluids**, n. 82, p. 375-397, 2016.

MARCUS, B. D. **On the operation of heat pipes**. Redondo Beach: TRW, 1965. (Report 9895-6001-TU-000).

MAYDANIK, Y. F.; DMITRIN, V. I.; PASTUKHOV, V. G. Compact cooler for electronics on the basis of a pulsating heat pipe. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, n. 17, p. 3511–3517, 2009.

MEENA, P.; RITTIDECH, S.; POOMSA, A. N. Closed - loop oscillating heat -pipe with check valves(clohpcvs) air pre heater for reducing relative humidity in drying systems. **Applied Energy**, v. 84, n. 4, p. 363–373, 2007.

MIKIC, B. B.; ROHSENOW, W. M. A New correlation of pool-boiling data including the effect of heating surface characteristics. **Journal Heat Transfer**, n. 91, p. 245-250, 1969.

MISHKINIS, D.; OCHTERBECK, J. Loop heat pipes: criteria approach. In: MINSK INTERNATIONAL SEMINAR, 5., 2003, Minsk. **Proceedings...** [S.l.:s.n.], 2003.

MOFFAT, R. J. Describing the uncertainties in experimental results. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 1, n. 1, p. 3-17, 1988.

MOHAMMADI, M. et al. Experimental investigation of thermal resistance of a ferro fluid closed-loop pulsating heat pipe. **Heat Transfer Engineering**, v. 35, n. 1, p. 25–33, 2014.

MORETTIN, P. A.; TOLOI, C. M. C. **Análise de séries temporais**. São Paulo: Edgard Blucher, 2006.

NAIK, R. et al. Experimental investigation and performance evaluation of a closed loop pulsating heat pipe. **Journal of Applied Fluid Mechanics**, v. 6, n. 2, p. 267–275, 2013.

NATSUME, K. et al. Development of a flat cryogenic oscillating heat pipe for improving HTS magnetic cooling. **Physics Procedia**, v. 45, p. 233-236, 2013.

NAZARI, M. A. et al. How to improve the thermal performance of pulsating heat pipes: A review on working fluid. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 91, p. 630-638, 2018.

NEMATI, R.; SHAFII, M. B. Advanced heat transfer analysis of a U-shaped pulsating heat pipe considering evaporative liquid film trailing from its liquid slug. **Applied Thermal Engineering**, v. 138, p. 475–489, 2018.

NEMEC, P.; ČAJA, A.; MALCHO, M. Mathematical model for heat transfer limitations of heat pipe. **Mathematical and Computer Modelling**, v. 57, n. 1, p. 126-136, 2013.

NEKRASHEVYCH, I.; NIKOLAYEV, V. S. Pulsating heat pipe simulations: impact of PHP orientation. **Microgravity Science and Technology**, v.31, p. 241-248, 2019.

NIKOLAYEV, V. S. A Dynamic film model of the pulsating heat pipe. **Journal of Heat Transfer**, v. 133 , p. 081504-1-081504-9, 2011.

NUNTAPHAN, A. et al. Use of oscillating heat pipe technique as extended surface in wire - on - tube heat exchanger for heat transfer enhancement. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 3, n. 37, p. 287–292, 2010.

OCHTERBECK, J. M. Heat Transfer in electronic equipment. In: BEJAN, A.; KRAUS, A. D. **Heat Transfer Handbook**. New Jersey: John Wiley, 2003. Chap.16, p.1181-1230.

PACHGHARE, P. R.; MAHALLE, A. M.; KHEDKAR, S. Effect of working fluid on thermal performance of closed loop pulsating heat pipe: a review. **International Journal of Computer Application**, n. 9, p. 27-31, 2012.

PANYOYAI, N.; TERDTON, P.; SAKULCHANGSATJATAI, P. Effects of aspect ratios and number of meandering turns on performance limit of an inclined closed-loop oscillating heat pipe. **Energy Research Journal**, v. 1, n. 2, p. 91–95, 2010.

PARK, Y. H. et al. Characterizing pressure fluctuation into single - loop oscillating heat pipe. **Journal of Central South University**, v. 19, n. 9, p. 2578–2583, 2012.  
PASTUKHOV, V. G.; MAYDANIK, Y. F. Development of a pulsating heat pipe with a directional circulation of a working fluid. **Applied Thermal Engineering**, v. 109, Part A, p. 155–161, 2016.

PATEL, V. M.; MEHTA, H. B. Thermal performance prediction models for a pulsating heat pipe using artificial neural network (ANN) and regression/correlation analysis (RCA). **Sadhana**, v. 43, n. 184, p. 1- 8, 2018.

PATEL, M. S. et al. Comparison of heat transfer rate of closed loop micro pulsating heat pipes having different number of turns. **The International Journal of Engineering and Science**, v. 6, n. 7, p. 1-12, 2017.

PETERSON, G. P. **An Introduction heat pipes: modeling, testing and application**. New York: John Wiley, 1994.

POURYOUSSEFI, S. M.; ZHANG, Y. Nonlinear analysis of chaotic flow in a three-dimensional closed-loop pulsating heat pipe. **ASME Journal of Heat Transfer**, v. 138, n.12, 2016

POURYOUSSEFI, S. M.; ZHANG, Y. Chaos in pulsating heat pipes. In: ZHANG, Y. (Ed.). **Heat pipes: design, applications and technology**. Hauppauge: New Science, 2018. Chap. 5.

PRADEEP, G. V.; NARASIMHA, K. R. Thermal performance of a vertical closed loop pulsating heat pipe and analysis using dimensionless numbers. **Journal of Mechanical Engineering and Sciences**, v. 11, n. 4, p. 3240-3255, 2017.

PRADEEP, G. V.; NARASIMHA, K. R. Experimental investigations on the thermal performance of a vertical closed loop pulsating heat pipe using binary mixture of fluids. **International Journal of Engineering**, v. 31, n. 5, p. 805-811, 2018.

PACHGHARE, P. R.; MAHALLE, A. M. Thermo-hydrodynamics of closed loop pulsating heat pipe: an experimental study. In No 3387-3394 INDIA, 2014.

QU, J.; WU, H. Flow visualization of silicon-based micro pulsating heat pipes. **Science China Technological Sciences**, v. 53, n. 4, p. 984–990, 2010.

QU, J.; WU, H. Thermal performance comparison of oscillating heat pipes with SiO<sub>2</sub>/water and Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/water nanofluids. **International Journal of Thermal Sciences**, n. 50, p. 1954-1962, 2011a.

QU, J.; WU, H. Thermal performance of micro pulsating heat pipe. **CIESC Journal**, v. 11, n. 62, p. 3046–3052, 2011b.

QU, J.; WANG, Q.; SUN, Q. Lower limit of internal diameter for oscillating heat pipes: a theoretical model. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 110, p. 174–185, 2016.

QU, J.; WU, H.; CHENG, P. Experiment study on thermal performance of a silicon based micro pulsating heat pipe. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON MICRO/NANOSCALE HEAT AND MASS TRANSFER, 2., 2009, Shanghai. **Proceedings** [...]. New York: ASME, 2009. v. 3, p. 629–634.

QU, J.; WU, H.; CHENG, P. Start-up heat transfer and flow characteristics of silicon – based micro pulsating heat pipes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 55, n. 21, p. 6109–6120, 2012.

QU, W.; YANG, B. Performances of flat plate pulsating heat pipes. **Journal of Energy and Power Engineering**, v. 4, n. 8, p. 1–8, 2010.

RAHMAN, L. et al. Effect of filling ratio and orientation on the thermal performance of closed loop pulsating heat pipe using ethanol. **AIP Conference Proceedings**, v.1754, n.1, 2016. DOI: <https://doi.org/10.1063/1.4958402>.

RAO, C. S.; GUPTA, A.; RAMANARASIMHA, K. Parametric investigations on the flow characteristics of a closed loop pulsating heat pipe - a numerical study. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON CURRENT TRENDS IN ENGINEERING AND MANAGEMENT, 2., 2014,. **Proceedings** 2014. p. 271-279.

REAY, D. A.; KEW, P. A.; MCGLEN, R. J. **Heat pipe: theory, design and applications**. 6<sup>th</sup>ed. Waltham: Elsevier, 2014.

RIEHL, R. R.; SANTOS, N. Water-copper nanofluid application in an open loop pulsating heat pipe. **Applied Thermal Engineering**, v. 42, p. 6-10, 2012.

RIEHL, R. R. **Characteristics of an open loop pulsating heat pipe**. Warrendale: SAE International, 2004. (SAE Technical Paper, 2004-01-2509).

RITTIDECH, S.; SANGIAMSUK, S. Internal flow patterns on heat transfer performance of a closed-loop oscillating heat pipe with check valves. **Experimental Heat Transfer**, v. 25, n. 1, p. 48–57, 2012.

RITTIDECH, S.; WANNAPAKNE, S. Experimental study of the performance of a solar collector by closed-end oscillating heat pipe (ceohp). **Applied Thermal Engineering**, v. 27, n. 11/12, p. 1978–1985, 2007.

RITTIDECH, S.; BOONYAEM, A.; TIPNET, P. Cpu cooling of desktop pc by closed-end oscillating heat-pipe (ceohp). **American Journal of Applied Sciences**, v. 12, n. 2, p. 1574–1577, 2005.

RITTIDECH, S.; DANGETON, W.; SOPONRONNARIT, S. Closed-ended oscillating heat-pipe (ceohp) air-pre heater for energy thrift in a dryer. **Applied Energy**, v. 81, n. 2, p. 198–208, 2005.

RITTIDECH, S.; DONMAUNG, A.; KUMSOMBUT, K. Experimental study of the performance of a circular tube solar collector with closed-loop oscillating heat-pipe with check valve (clohp/ cv). **Renewable Energy**, v. 34, n. 10, p. 2234–2238, 2009.

RITTIDECH, S.; YODLUK, L.; SONGSORN, K. Effect of internal flow patterns of a closedend oscillating heat pipe at vertical position. **American Journal of Applied Sciences**, v. 4, n. 12, p. 1071–1074, 2007.

RITTIDECH, S. et al. Correlation to predict heat transfer characteristics of a closed-end oscillating heat pipe at normal operating condition. **Applied Thermal Engineering**, v. 23, p. 497–510, 2003.

SAHA, M. et al. Thermal performance of an open loop closed end pulsating heat pipe. **Heat and Mass Transfer**, v. 48, n. 2, p. 259–265, 2012.

SAKULCHANGSATJATAI, P. et al. Correlations to predict thermal performance affected by working fluids properties of vertical and horizontal closed-loop pulsating heat pipe. **Thermal Science**, v. 20, n. 5, p. 1555–1564, 2016.

- SENJAYA, R.; INOUE, T. Bubble generation in oscillating heat pipe. **Applied Thermal Engineering**, n. 60, p. 251-255, 2013.
- SHAFII, M. B.; FAGHRI, A.; ZHANG, Y. Thermal modeling of unlooped and looped pulsating heat pipes. **Journal Heat Transfer**, v. 123, n. 6, p. 1159–1172, 2001.
- SHAFII, M. B.; FAGHRI, A.; ZHANG, Y. Analysis of heat transfer in unlooped and looped pulsating heat pipes. **International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow**, v. 12, n. 5, p. 585–609, 2002.
- SHAFII, M. B. et al. Experimental investigation of pulsating heat pipes and a proposed correlation. **Heat Transfer Engineering**, v. 31, n. 10, p. 854–861, 2010.
- SHAH, M. M. A General correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 22, n. 4, p. 547-556, 1979.
- SHAHARE, P. V.; JAIN, K. Review of unsolved matter related to pulsating heat pipes. **International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research**, v. 1, n. 2, p. 220-228, 2012.
- SHI, S. et al. A Study of the heat transfer performance of a pulsating heat pipe with ethanol-based mixtures. **Applied Thermal Engineering**, v. 102, p. 1219-1227, 2016.
- SHIOGA, T.; MIZUNO, Y. T. Micro loop heat pipe for mobile electronics applications. In: THERMAL MEASUREMENT, MODELING & MANAGEMENT SYMPOSIUM, 31., 2015, San Jose. **Proceedings** [...]. Piscataway: IEEE, 2015. p. 50-55.
- SILVA, I. N.; SPATTI, D. H.; FLAUZINO, R. A. **Redes neurais artificiais para engenharia e ciências aplicadas**. São Paulo: Artliber, 2010.
- SINGH, A. K. **Numerical analysis of performance of closedloop pulsating heat pipe**. 2013. Dissertation (M.Sc.) – Department of Mechanical Engineering, National Institute of Technology, Rourkela, 2013.
- SONG, Y.; XU, J. Chaotic behavior of pulsating heat pipes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 52, n. 13/14, p. 2932–2941, 2009.
- SOUZA, F. A. S. **Análise de tubos de calor pulsantes de baixa temperatura com ênfase na estimativa do coeficiente de transferência de calor**. 2012. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2010.
- SRIKRISHNA, P. et al. Experimental investigation of flat plate closed loop pulsating heat pipe. **Heat and Mass Transfer**, v. 55, p. 2637-2649, Mar. 2019. DOI: 10.1007/s00231-019-02607-z.

SUETH JUNIOR, I. L. S. **Análise teórico** - experimental do desempenho térmico de micros tubos de calor. 2018. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2018.

SUPIRATTANAKUL, P.; RITTIDECH, S.; BUBPHACHOT, B. Application of a closed-loop oscillating heat pipe with check valves (clohp/cv) on performance enhancement in air conditioning system. **Energy and Building**, v. 43, n. 7, p. 1531–1535, 2011.

SURESHA, J. V.; BHRAMARA, P. CFD analysis of copper closed loop pulsating heat pipe. **Materials Today: proceedings**, v. 5, p. 5487–5495, 2018.

TIBIRIÇÁ, C. B.; RIBATSKI, G. Flow boiling phenomenological differences between micro - and macroscale channels. **Heat Transfer Engineering**, v. 36, p. 937-942, 2015.

TIBIRIÇÁ, C. B. **Estudo teórico experimental da transferência de calor e do fluxo crítico durante a ebulição convectiva em micro canais**. 2011. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2011.

TICIANELI, E. A.; GONZALEZ, E. R. Células combustíveis: uma alternativa promissora para geração de eletricidade. **Quimica Nova**, v. 12, n. 3, p. 268-272, 1988.

TONG, B.; WONG, T.; OOI, K. Closed-loop pulsating heat pipe. **Applied Thermal Engineering**, v. 21, n. 18, p. 1845–1862, 2001.

VERMA, B.; YADAV, V. L.; SRIVASTAVA, K. K. Experimental studies on thermal performance of a pulsating heat pipe with methanol/di water. **Journal of Electronics Cooling and Thermal Control**, n. 3, p. 27–34, 2013.

VISWANATH, R. et al. Thermal performance challenges from silicon to systems. **Intel Technology Journal**, 3<sup>rd</sup> quarter, 2000.

WALLIS, G. **One-dimensional two-phase flow**. New York: Mcgraw – Hill, 1969.

WANG, C. H.; DHIR, V. K. Effect of surface wettability on active nucleation site density during pool boiling of water on a vertical surface. **Journal Heat Transfer**, v. 115, p. 659-669, 1993.

WANG, H.; GARIMELLA, S.V.; MURTHY, J. Y. Characteristics of an evaporating thin film in a microchannel. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 50, n. 19/20, p. 3933-3942, 2007.

WANG, H.; ZHENAI, P.; ZHAO, C. Thin-liquid-film evaporation at contact line. **Frontiers of Energy and Power Engineering in China**, v. 3, p. 141-151, 2009.

WANG, X. et al. Experimental investigation of the influence of surfactant on the heat transfer performance of pulsating heat pipe. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 83, p. 586-590, 2015.

WANG, Y. Experimental investigations on operating characteristics of a closed loop pulsating heat pipe. **Frontiers in Energy**, v. 9, n. 2, p. 134–141, 2015.

WANNAPAKHE, S. et al. Heat transfer rate of a closed-loop oscillating heat pipe with check valves using silver nanofluid as working fluid. **Journal of Mechanical Science and Technology**, v. 23, n. 6, p. 1576–1582, 2009.

WEIXIU, S.; LISHENG, P. Influence of filling ratio and working fluid thermal properties on starting up and heat transferring performance of closed loop plate oscillating heat pipe with parallel channels. **Journal of Thermal Science**, v. 26, n. 1, p. 73-81, 2017.

WIKIPEDIA: the free encyclopedia. Disponível em: [https://en.wikipedia.org/wiki/Heat\\_pipe](https://en.wikipedia.org/wiki/Heat_pipe). Acesso em: 20 fev. 2020.

WONG, T. N. et al. Theoretical modeling of pulsating heat pipe. In: INTERNATIONAL HEAT PIPE CONFERENCE, 11., 1999, Tokyo. **Proceedings** [...]. Tokyo: Tokyo Japan Association for Heat Pipes, 1999. p. 159–163.

XIAN, H. et al. Thermal characteristics and flow patterns of oscillating heat pipe with pulse heating. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 79, p. 332–341, 2014.

XIAO, L.; CAO, Y. Recent advances in pulsating heat pipes and its derivatives. **Journal of Enhanced Heat Transfer**, v. 19, n. 3, p. 213-231, 2012.

XINGYU, W.; LI, J. Experimental study on heat transfer performance of pulsating heat pipe with refrigerants. **Journal of Thermal Science**, v. 25, n. 5, p. 449–453, 2016.

YANG, H.; KHANDEKAR, S.; GROLL, M. Operational limit of closed loop pulsating heat pipes. **Applied Thermal Engineering**, v. 28, p. 49–59, 2008.

YANG, X. S.; LUAN, T. Modelling of a pulsating heat pipe and startup asymptotics. **International Conference on Computational Science**, v. 9, p. 784-791, 2012.

YIMIN, X.; QIANG, L. Heat transfer enhancement of nanofluids. **International Journal Heat and Fluid Flow**, v. 21, p. 58–64, 2010.

YUAN, D.; QU, W.; MA, T. Flow and heat transfer of liquid plug and neighboring vapor slugs in a pulsating heat pipe. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 53, n. 7/8, p. 1260–1268, 2010.

ZHANG, Y.; FAGHRI, A. Heat transfer in a pulsating heat pipe with open end. **International Journal Heat Mass Transfer**, v. 45, p. 755–764, 2002.

ZHANG, Y.; FAGHRI, A. Advances and unsolved issues in pulsating heat pipes. **Heat Transfer Engineering**, v. 29, n. 1, p. 20–44, 2008.

---

ZHANG, X. M.; XU, J. L.; ZHOU, Z. Q. Experimental study of a pulsating heat pipe using FC-72, ethanol, and water as working fluids. **Experimental Heat Transfer**, v. 17, p. 47-67, 2004.

ZHIHU, X.; WEI, Q. Experimental study on effect of inclination angles to ammonia pulsating heat pipe. **Chinese Journal of Aeronautics**, v. 27, n. 5, p. 1122–1127, 2014.

ZHU, Y. et al. The Study on the difference of the start-up and heat-transfer performance of the pulsating heat pipe with wateracetone mixtures. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 77, p. 834-842, 2014.

ZUO, Z. J.; NORTH, M. T. Miniature high heat flux heat pipes for cooling electronics. In: SYMPOSIUM ON ENERGY ENGINEERING IN 21<sup>st</sup> CENTURY, 2000, Hon Kong. **Proceedings** [...]. New York: Begel House, 2000. v. 1, p. 573–579.

ZUO, Z. J.; NORTH, M. T.; WERT, K. L. High heat flux heat pipes for cooling of electronics. **IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies**, v. 24, n. 2, p. 220–225, 2001.