



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA  
"JÚLIO DE MESQUITA FILHO"  
Campus de Ilha Solteira

JOÃO VITOR ZAGO

**COMPORTAMENTO TÉRMICO E HIDRODINÂMICO DA EBULIÇÃO  
CONVECTIVA DO HFE-7100 EM MICRODISSIPADOR DE CALOR  
BASEADO EM MICROCANAIS**

Ilha Solteira

2019

JOÃO VITOR ZAGO

**COMPORTAMENTO TÉRMICO E HIDRODINÂMICO DA EBULIÇÃO  
CONVECTIVA DO HFE-7100 EM MICRODISSIPADOR DE CALOR  
BASEADO EM MICROCANAIS**

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira - UNESP como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica. Área de Conhecimento: Ciências Térmicas.

Prof.<sup>a</sup> Dra. Elaine Maria Cardoso

**Orientadora**

Dr. Reinaldo Rodrigues de Souza

**Co-orientador**

Ilha Solteira

2019

FICHA CATALOGRÁFICA

Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

Z18c Zago, João Vitor.  
Comportamento térmico e hidrodinâmico da ebulição convectiva do HFE-7100 em microdissipador de calor baseado em microcanais / João Vitor Zago. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2019  
160 f. : il.

Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia. Área de conhecimento: Ciências Térmica , 2019

Orientador: Elaine Maria Cardoso

Co-orientador: Reinaldo Rodrigues De Souza

Inclui bibliografia



1. Ebulição convectiva. 2. Microcanais. 3. Hfe-7100. 4. Transferência de calor. 5. Queda de pressão. 6. Mudança de fase.

**CERTIFICADO DE APROVAÇÃO**

**TÍTULO DA DISSERTAÇÃO:** Comportamento térmico e hidrodinâmico da ebulição convectiva do HFE7100 em microdissipador de calor baseado em microcanais.

**AUTOR: JOÃO VITOR ZAGO**

**ORIENTADORA: ELAINE MARIA CARDOSO**

**COORIENTADOR: REINALDO RODRIGUES DE SOUZA**


Aprovado como parte das exigências para obtenção do Título de Mestre em ENGENHARIA MECÂNICA, área: Ciências Térmicas pela Comissão Examinadora:

  
Prof. Dra. ELAINE MARIA CARDOSO

Coordenadoria de Curso de Engenharia Aeronáutica / Campus Experimental de São João da Boa Vista - UNESP

  
Prof. Dr. JOAO BATISTA CAMPOS SILVA

Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira - UNESP

  
Prof. Dr. EDUARDO XAVIER BARRETO

Departamento de Engenharia Mecânica / Universidade Federal de Santa Maria - UFSM

Ilha Solteira, 29 de novembro de 2019

## **AGRADECIMENTOS**

O autor agradece primeiramente a Deus, fonte infinita de sabedoria e confiança.

A Prof.<sup>a</sup> Dr.<sup>a</sup> Elaine Maria Cardoso pela oportunidade e confiança em mim depositada.

Aos colegas de laboratório pela ajuda na realização do trabalho.

Ao PPGEM-UNESP/FEIS e CNPq pelo apoio financeiro.

## RESUMO

Dissipadores de calor compactos, baseados em microcanais, têm se mostrado um meio eficaz para o resfriamento de dispositivos de alta densidade de energia, tais como microprocessadores, além de proporcionarem redução de material utilizado para a fabricação e do inventário de fluido refrigerante necessário. Sistemas bifásicos que operam com fluidos refrigerantes proporcionam coeficientes de transferência de calor elevados para baixos valores de velocidade mássica e uma distribuição de temperatura mais uniforme na superfície. O presente estudo teve por objetivo avaliar experimentalmente o desempenho de um dissipador de calor baseado em microcanais, em condições de ebulição convectiva saturada do fluido HFE-7100. O dissipador, em cobre eletrolítico, possui 33 microcanais de seção retangular com dimensões de 10 mm de comprimento, 200  $\mu\text{m}$  de largura, 500  $\mu\text{m}$  de altura e espaçados 100  $\mu\text{m}$  entre si. A eficiência térmica do dissipador foi avaliada utilizando como fluido de trabalho o HFE-7100 (fluido refrigerante com baixo *ozone depleting potencial*, ODP, e *global warming potential*, GWP). Dados experimentais para o coeficiente de transferência de calor (CTC) e perda de pressão foram obtidos em condições de escoamento monofásico e bifásico saturados, para diferentes valores de velocidades mássicas. As condições testadas foram de fluxo de calor imposto (*footprint*) variando de 50 a 700  $\text{kW}/\text{m}^2$ , com velocidades mássicas do fluido entre 392 e 875  $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ , obtendo coeficientes de transferência de calor (CTC) de até 60  $\text{kW}/\text{m}^2\text{K}$  e quedas de pressões de até 12 kPa. Notou-se um aumento no CTC com a diminuição do subresfriamento de entrada e da velocidade mássica; notou-se também um aumento da queda de pressão com um aumento da velocidade mássica e com a diminuição do subresfriamento de entrada. As correlações que melhor predisseram o CTC na região bifásica foram a de Liu e Wu (2010) e Kim e Mudawar (2013), com aproximadamente 91% e 84% dos dados previstos com erro menores que 30%, respectivamente; para a queda de pressão na região bifásica as correlações de Zhang *et al.* (2010) e Kim e Mudawar (2012) apresentaram 58,3% dos dados previstos com erro na faixa de  $\pm 30\%$ .

**Palavras-chave:** HFE-7100. Ebulição convectiva. Microcanais. Queda de pressão. Coeficiente de transferência de calor.

## ABSTRACT

Microchannel-based heat sinks have been shown to be an effective way of cooling high-density energy devices such as microprocessors, as well as reducing the material used to manufacture the exchangers and the required refrigerant inventory. Two-phase flow systems that operate with refrigerant fluids provide high heat transfer coefficients with low mass flux values and more uniform temperature distribution on the surface. The present study aimed to evaluate experimentally the performance of a heat sink based on microchannels under saturated conditions of convective boiling of HFE-7100 fluid. The analyzed heat sink has 33 rectangular section microchannels measuring 10 mm length, 200  $\mu\text{m}$  wide, 500  $\mu\text{m}$  high and spaced 100  $\mu\text{m}$  apart. The heat sink was evaluated using HFE-7100 (low ozone-depleting potential, ODP, and global warming potential, GWP) as working fluid. Experimental data for the heat transfer coefficient and pressure drop were obtained under saturated single and two-phase flow conditions for different values of mass velocities. An experimental apparatus was assembled and validated for the accomplishment of testing. As experimental conditions, the heat flux was applied in a range from 50 to 700  $\text{kW}/\text{m}^2$ , with mass flux from 392 and 875  $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ , obtaining a heat transfer coefficient of 60  $\text{kW}/\text{m}^2$  and pressure drop up to 12 kPa. By decreasing the mass flux and the input of the subcooling the HTC increases; the pressure drop increases monotonically with the increase in the mass flux and the decrease in the subcooling at the inlet. The correlations of Liu and Wu (2010) and Kim and Mudawar (2013), for HTC in two-phase flow, predicted 91% and 84% of the data within the  $\pm 30\%$  error bands, respectively; for the pressure drop, the correlations of Zhang *et al.* (2010) and Kim and Mudawar (2012) predicted 58.3% of data with error within  $\pm 30\%$ .

**Keywords:** HFE-7100. Convective boiling. Microchannels. Pressure drop. Heat transfer coefficient.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 -	Comprimento dos processadores utilizados pela INTEL nos últimos anos.....	22
Figura 2 -	Número de publicações sobre microcanais nos últimos anos.....	24
Figura 3 -	Representação das diferentes geometrias de microcanais: (a) retangular; (b) circular; (c) triangular; (d) trapezoidal.....	32
Figura 4 -	Padrão de escoamento bifásico no interior de um duto convencional vertical, onde x corresponde ao título de vapor (aumenta à medida que a fase líquida se evapora ao longo do comprimento do canal).....	35
Figura 5 -	Padrão de escoamento bifásico no interior de um duto convencional horizontal.....	37
Figura 6 -	Representação do crescimento da bolha de vapor em tubos convencionais (1) e de diâmetros.....	38
Figura 7 -	Padrões de escoamento adiabáticos verticais e horizontais, respectivamente.....	41
Figura 8 -	Escoamento borbulhado com bolhas dispersas (acima) e transição bolhas/plug (abaixo).....	42
Figura 9 -	Escoamento intermitente slug (acima) e churn (abaixo).....	42
Figura 10 -	Escoamento semianular (acima), anular agitado (centro), anular liso (abaixo).....	43
Figura 11 -	Mapa de escoamento horizontal adiabático.....	44
Figura 12 -	Mapa de padrões de escoamento para um tubo horizontal de 13,84 mm, $R22$ , $G = 100 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ , $T_{\text{sat}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ e $q'' = 2,1 \text{ kW/m}^2 \dots$	44
Figura 13 -	Padrões de escoamento para um tubo horizontal de 1,03 mm de diâmetro interno (a) e de 3,04 mm de diâmetro interno (b), fluido $R236\text{fa}$ e $T_{\text{sat}} = 31 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	45
Figura 14 -	Foto da bancada de testes projetada e montada para o presente estudo.....	61
Figura 15 -	Bloco/suporte de cobre contendo a localização dos termopares....	62
Figura 16 -	Vista superior do dissipador de calor analisado.....	62

Figura 17 -	Destaque para a região dos microcanais do dissipador de calor analisado.....	63
Figura 18 -	Base dos microcanais soldada no suporte/tarugo de cobre. (a) vista lateral; (b) vista superior.....	64
Figura 19 -	Vista em perspectiva da parte superior da seção de testes.....	64
Figura 20 -	Vista lateral dos pontos de entrada e saída do fluido nos microcanais.....	65
Figura 21 -	Posição dos termopares alocados próximos à superfície dos microcanais.....	65
Figura 22 -	Vista explodida da montagem da seção de testes.....	66
Figura 23 -	Diagrama do circuito principal.....	67
Figura 24 -	Bomba de engrenagem junto ao motor de passo.....	68
Figura 25 -	Seção de testes acoplada a bancada.....	68
Figura 26 -	Foto do aparato experimental com indicações de cada item descrito anteriormente.....	69
Figura 27 -	Diagrama pressão-entalpia dos processos termodinâmicos do fluido ao longo do circuito principal.....	70
Figura 28 -	Posicionamento da câmera na visualização do escoamento.....	73
Figura 29 -	Esquematização dos fluxos de calor footprint (à esquerda) e efetivo (à direita).....	76
Figura 30 -	Comprimento de desenvolvimento hidrodinâmico no presente microcanal em escoamento laminar e monofásico.....	86
Figura 31 -	Fator de atrito experimental.....	87
Figura 32 -	Comparação estatística entre dados experimentais e a correlação de Shah e London (1978) com barras de erro de $\pm 20\%$ (HFE-7100).....	87
Figura 33 -	Comprimento de desenvolvimento térmico no presente microcanal em escoamento laminar e monofásico.....	88
Figura 34 -	Número de Nusselt experimental comparado com resultados da literatura.....	89
Figura 35 -	Comparação estatística para o número de Nusselt entre os dados experimentais e a correlação de Shah e London (1978) com barras de erro de $\pm 20\%$ (HFE-7100).....	90

Figura 36 -	Comparação estatística para o número de Nusselt entre dados experimentais e a correlação de Stephan e Prauber (1979) com barras de erro de $\pm 20\%$ (HFE-7100).....	90
Figura 37 -	Comparação estatística para o número de Nusselt entre os dados experimentais e a correlação de Copeland (2000) com barras de erro de $\pm 20\%$ (HFE-7100).....	91
Figura 38 -	Porcentagem de calor efetivo para cada vazão.....	92
Figura 39 -	Porcentagem de calor perdido ao ambiente para cada vazão.....	92
Figura 40 -	Curva parcial de ebulição para $G = 392 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e níveis de subresfriamento de 5 e $10^\circ\text{C}$ .....	94
Figura 41 -	Curva parcial de ebulição para $G = 634 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e níveis de subresfriamento de 5 e $10^\circ\text{C}$ .....	95
Figura 42 -	Curva parcial de ebulição para $G = 875 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e níveis de subresfriamento de 5 e $10^\circ\text{C}$ .....	95
Figura 43 -	Indicação do ONB nas curvas parciais de ebulição.....	96
Figura 44 -	Curva parcial de ebulição com subresfriamento de entrada de $5^\circ\text{C}$ .....	97
Figura 45 -	Curva parcial de ebulição com subresfriamento de entrada de $10^\circ\text{C}$ .....	98
Figura 46 -	Coeficiente de transferência de calor para $G = 392 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T = 5$ e $10^\circ\text{C}$ .....	99
Figura 47 -	Coeficiente de transferência de calor para $G = 634 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T = 5$ e $10^\circ\text{C}$ .....	99
Figura 48 -	Coeficiente de transferência de calor para $G = 875 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T = 5$ e $10^\circ\text{C}$ .....	100
Figura 49 -	Coeficiente de transferência de calor para um subresfriamento de entrada de $5^\circ\text{C}$ .....	101
Figura 50 -	Coeficiente de transferência de calor para um subresfriamento de entrada de $10^\circ\text{C}$ .....	101
Figura 51 -	Comparação estatística para o coeficiente de transferência de calor bifásico entre dados experimentais e a correlação de Li e Wu (2010) com barras de erro de $\pm 30\%$ (HFE-7100).....	103

Figura 52 -	Comparação estatística para o coeficiente de transferência de calor bifásico entre dados experimentais e a correlação de Kim e Mudawar (2013) com barras de erro de $\pm 30\%$ (HFE-7100).....	103
Figura 53 -	Comparação estatística para o coeficiente de transferência de calor bifásico entre dados experimentais e a correlação de Liu e Winterton (1991) com barras de erro de $\pm 30\%$ (HFE-7100).....	104
Figura 54 -	Comparação estatística para o coeficiente de transferência de calor bifásico entre dados experimentais e a correlação de Mahmoud e Karayiannis (2013) com barras de erro de $\pm 30\%$ (HFE-7100).....	105
Figura 55 -	Comparação estatística para o coeficiente de transferência de calor bifásico entre dados experimentais e a correlação de Chen (1966) com barras de erro de $\pm 30\%$ (HFE-7100).....	106
Figura 56 -	Queda de pressão para $G = 392 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T = 5$ e $10 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	107
Figura 57 -	Queda de pressão para $G = 634 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T = 5$ e $10 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	107
Figura 58 -	Queda de pressão para $G = 875 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T = 5$ e $10 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	108
Figura 59 -	Queda de pressão para $\Delta T = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ e velocidades mássicas de 392, 634 e $875 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .....	109
Figura 60 -	Queda de pressão para $\Delta T = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ e velocidades mássicas de 392, 634 e $875 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .....	109
Figura 61 -	Comparação estatística para a queda de pressão bifásica entre dados experimentais e a correlação de Kim e Mudawar (2012) com barras de erro de $\pm 30\%$ (HFE-7100).....	111
Figura 62 -	Comparação estatística para a queda de pressão bifásica entre dados experimentais e a correlação de Zhang <i>et al.</i> (2010) com barras de erro de $\pm 30\%$ (HFE-7100).....	111
Figura 63 -	Comparação estatística para a queda de pressão bifásica entre dados experimentais e a correlação de Sempertegui-Tápia e Ribatski (2016) com barras de erro de $\pm 30\%$ (HFE-7100).....	112
Figura 64 -	Comparação estatística para a queda de pressão bifásica entre dados experimentais e a correlação de Lockhart e Martinelli (1949) com barras de erro de $\pm 30\%$ (HFE-7100).....	113

Figura 65 -	Comparação estatística para a queda de pressão bifásica entre dados experimentais e a correlação de Müller-Steinhagen e Heck (1986) com barras de erro de $\pm 30\%$ (HFE-7100).....	113
Figura 66 -	Comparação estatística para a queda de pressão bifásica entre dados experimentais e a correlação de Modelo Homogêneo de Cicchitti <i>et al.</i> (1960) com barras de erro de $\pm 30\%$ (HFE-7100)...	114
Figura 67 -	Efeito do título de vapor médio no CTC para subresfriamentos diferentes.....	115
Figura 68 -	Efeito do título de vapor médio na queda de pressão para subresfriamentos diferentes.....	115
Figura 69 -	Efeito do título de vapor médio no CTC para velocidades mássicas diferentes.....	116
Figura 70 -	Efeito do título de vapor médio na queda de pressão para velocidades mássicas diferentes.....	117
Figura D.1 -	Coefficiente de transferência de calor bifásica para $G = 392$ Kg/m <sup>2</sup> s e $\Delta T = 5$ °C.....	148
Figura D.2 -	Queda de pressão bifásica para $G = 392$ Kg/m <sup>2</sup> s e $\Delta T = 5$ °C.....	149
Figura D.3 -	Coefficiente de transferência de calor bifásica para $G = 392$ kg/m <sup>2</sup> s e $\Delta T = 10$ °C.....	149
Figura D.4 -	Queda de pressão bifásica para $G = 392$ Kg/m <sup>2</sup> s e $\Delta T = 10$ °C.....	150
Figura D.5 -	Coefficiente de transferência de calor bifásica para $G = 634$ kg/m <sup>2</sup> s e $\Delta T = 5$ °C.....	150
Figura D.6 -	Queda de pressão bifásica para $G = 634$ Kg/m <sup>2</sup> s e $\Delta T = 5$ °C.....	151
Figura D.7 -	Coefficiente de transferência de calor bifásica para $G = 634$ kg/m <sup>2</sup> s e $\Delta T = 10$ °C.....	151
Figura D.8 -	Queda de pressão bifásica para $G = 634$ Kg/m <sup>2</sup> s e $\Delta T = 10$ °C.....	152
Figura D.9 -	Coefficiente de transferência de calor bifásica para $G = 875$ kg/m <sup>2</sup> s e $\Delta T = 5$ °C.....	152
Figura D.10 -	Coefficiente de transferência de calor bifásica para $G = 875$ kg/m <sup>2</sup> s e $\Delta T = 10$ °C.....	153
Figura E.1 -	Fator de atrito experimental com as respectivas barras de erro.....	154
Figura E.2 -	Número de Nusselt experimental com as respectivas barras de erro comparado com re-sultados da literatura.....	154

Figura E.3 -	Curva parcial de ebulição para $G = 392 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e níveis de sub-resfriamento de 5 e 10 °C com as respectivas barras de erro.....	155
Figura E.4 -	Curva parcial de ebulição para $G = 634 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e níveis de sub-resfriamento de 5 e 10 °C com as respectivas barras de erro.....	155
Figura E.5 -	Curva parcial de ebulição para $G = 875 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e níveis de sub-resfriamento de 5 e 10 °C com as respectivas barras de erro.....	156
Figura E.6 -	Curva parcial de ebulição com subresfriamento de entrada de 5 °C com as respectivas barras de erro.....	156
Figura E.7 -	Curva parcial de ebulição com subresfriamento de entrada de 10 °C com as respectivas barras de erro.....	157
Figura E.8 -	Coefficiente de transferência de calor para $G = 392 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T = 5$ e 10 °C com as respectivas barras de erro.....	157
Figura E.9 -	Coefficiente de transferência de calor para $G = 634 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T = 5$ e 10 °C com as respectivas barras de erro.....	158
Figura E.10 -	Coefficiente de transferência de calor para $G = 875 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T = 5$ e 10 °C com as respectivas barras de erro.....	158
Figura E.11 -	Coefficiente de transferência de calor para um subresfriamento de entrada de 5 °C com as respectivas barras de erro.....	159
Figura E.12 -	Coefficiente de transferência de calor para um subresfriamento de entrada de 10 °C com as respectivas barras de erro.....	159
Figura E.13 -	Queda de pressão para $G = 392 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T = 5$ e 10 °C com as respectivas barras de erro.....	160
Figura E.14 -	Queda de pressão para $G = 634 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T = 5$ e 10 °C com as respectivas barras de erro.....	160
Figura E.15 -	Queda de pressão para $G = 875 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $\Delta T = 5$ e 10 °C com as respectivas barras de erro.....	161
Figura E.16 -	Queda de pressão para $\Delta T = 5$ °C e velocidades mássicas de 392, 634 e 875 $\text{kg/m}^2\text{s}$ com as respectivas barras de erro.....	161
Figura E.17 -	Queda de pressão para $\Delta T = 10$ °C e velocidades mássicas de 392, 634 e 875 $\text{kg/m}^2\text{s}$ com as respectivas barras de erro.....	162

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 -	Propriedades termofísicas dos FCs, HFEs e da água.....	26
Tabela 2 -	Resumo dos trabalhos apresentados desde Tuckerman e Pease (1981).....	28
Tabela 3 -	Correlações para Coeficiente de Transferência de Calor bifásico.....	50
Tabela 4 -	Correlações de queda de pressão bifásica.....	58
Tabela 5 -	Padrões geométricos e dimensões dos microcanais.....	63
Tabela 6 -	Incertezas fornecidas pelos fabricantes.....	83
Tabela 7 -	Incertezas dos instrumentos de medida utilizados.....	84
Tabela 8 -	Incertezas das variáveis calculadas ao longo de todos os testes.....	84
Tabela 9 -	Condições dos testes de validação.....	85
Tabela 10 -	Condições dos testes em escoamento bifásico.....	93
Tabela 11 -	Comparação dos resultados de CTC bifásico com algumas correlações da literatura.....	102
Tabela 12 -	Comparação dos resultados da queda de pressão bifásica com correlações da literatura.....	110
Tabela A.1 -	Resultados obtidos nos testes de validação.....	140
Tabela A.2 -	Resultados obtidos nos testes com mudança de fase.....	141
Tabela B.1 -	Valores de incerteza e de $Cl$ e $Ca$ para cada instrumento de medida.....	145

## LISTA DE SÍMBOLOS

Médios e derivativos:

$\overline{Nu}$	Número de Nusselt médio
$\bar{h}$	Coefficiente de transferência de calor médio, W/m <sup>2</sup> ·K
$\dot{m}$	Vazão mássica, kg/s
$\bar{T}$	Temperatura média, °C
$\dot{Q}$	Potência ou taxa de calor, W

Adimensionais:

$Bo = \frac{g \cdot (\rho_l - \rho_g) \cdot D^2}{\sigma}$	Número de Bond
$Co = \sqrt{\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_l - \rho_g) \cdot D^2}}$	Número de Confinamento
$Eo = \frac{g \cdot (\rho_l - \rho_g) \cdot D^2}{\sigma}$	Número de Eötvös (similar ao Bond)
$Fr = \frac{G^2}{\rho \cdot g \cdot D}$	Número de Froude
$p_r = \frac{p_{sat}}{p_{crítica}}$	Pressão reduzida
$Nu = \frac{h \cdot D}{k}$	Número de Nusselt
$Pr = \frac{Cp \cdot \mu}{k}$	Número de Prandtl
$Re = \frac{G \cdot D}{\mu}$	Número de Reynolds

$$We = \frac{G^2 \cdot D}{\sigma \cdot \rho}$$

Número de Webber

$$Kn = \frac{\lambda}{L}$$

Número de Knudsen

$$Gz = \frac{D \cdot Re \cdot Pr}{L}$$

Número de Graetz

$$Su = \frac{\sigma \cdot \rho \cdot D}{\mu^2}$$

Número de Suratman

Letras Romanas:

A	Área, m <sup>2</sup>
a-ct	Comprimento característico, m
d	Diâmetro, m
g	Aceleração gravitacional, m/s <sup>2</sup>
G	Velocidade mássica, kg/m <sup>2</sup> ·s
H	Altura do canal, m
h	Coefficiente de transferência de calor, W/m <sup>2</sup> ·°C
i	Entalpia, J/kg
k	Condutividade térmica, W/m·°C
L	Comprimento dos microcanais, m
M	Peso molar, kg/mol
N	Número de dados obtidos experimentalmente, [-]
p	Pressão, kPa
q''	Fluxo de calor, W/m <sup>2</sup>
T	Temperatura, °C
v	Velocidade, m/s
W	Largura do canal, m
Z	Cota Vertical, m
f	Fator de atrito, [-]
F	Fator de intensificação dos efeitos convectivos, [-]

S	Fator de intensificação dos efeitos ebulitivos, [-]
X	Parâmetro de Lockhart e Martinelli, [-]
x	Título de vapor, [-]

Letras Gregas:

$\theta$	Ângulo de contato, °
$\upsilon$	Volume específico, m <sup>3</sup> /kg
$\mu$	Viscosidade dinâmica, kg/m·s
$\alpha$	Fração de vazio
$\&$	Razão de aspecto
$\beta$	Fração volumétrica
$\Delta$	Incerteza de medida
$\lambda$	Comprimento do caminho livre médio molecular, m
$\Delta p$	Diferença de pressão, kPa
$\Delta T$	Diferença de temperatura, °C
$\varepsilon$	Rugosidade, m
$\nu$	Viscosidade cinemática, m <sup>2</sup> /s
$\rho$	Densidade, kg/m <sup>3</sup>
$\Phi$	Multiplicador bifásico
$\sigma$	Tensão superficial, N/m
$\Delta y$	Distância dos termopares a base inferior do microcanal, m

Subscritos:

1 $\phi$	Escoamento monofásico
2 $\phi$	Escoamento bifásico
2 $\phi$ , Exp	Resultado do escoamento bifásico experimental
2 $\phi$ , cor	Resultado do escoamento bifásico por correlação
atr,2 $\phi$	Atrito no escoamento bifásico
BI	Mistura bifásica
Conv	Convecção forçada
ND	Não desenvolvido
PD	Plenamente desenvolvido
Cu	Cobre

## Abreviaturas e Siglas:

DS	Desenvolvimento simultâneo
DT	Desenvolvimento térmico
t,l	Fase líquida turbulenta e fase vapor laminar
t,t	Fase líquida turbulenta e fase vapor turbulenta
e	Entrada
nb	Ebulição nucleada
cb	Ebulição convectiva
desh	Desenvolvimento hidrodinâmico
Eq	Equivalente
Exp	Experimental
f	Fluido
l	Líquido
lo	Somente líquido
l,e	Líquido na entrada
l,s	Líquido na saída
l,l	Fase líquida laminar e fase vapor laminar
l,t	Fase líquida laminar e fase vapor turbulenta
lam	Laminar
lv	Líquido-vapor
lv,e	Líquido-vapor na entrada
lv,s	Líquido-vapor na saída
Molh	Molhado
Mono	Monofásico
P	Parede do canal
pe	Plenum de entrada
ps	Plenum de saída
s	Saída
Sat	Saturado
Sec	Seção transversal
TD	Totalmente desenvolvido
turb	Turbulento

v	Vapor
vo	Somente vapor
v,e	Vapor na entrada
v,s	Vapor na saída
h	Hidráulico
atr	Atrito
term	Termopar
acel	Aceleracional
efet	Efetivo
abs	Absorvido

## SUMÁRIO

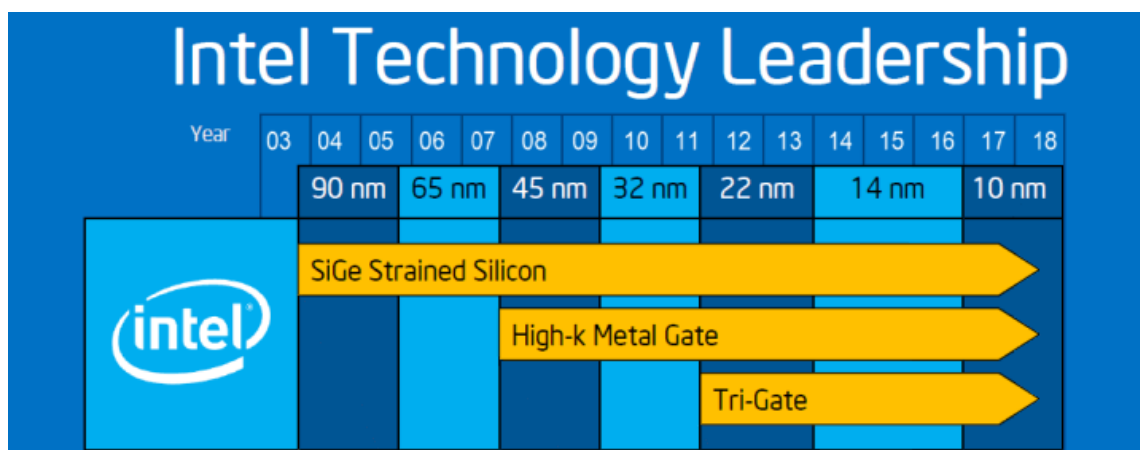
<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>22</b>
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>28</b>
2.1	ESTUDOS EXPERIMENTAIS DA LITERATURA SOBRE MICRO- CANALIS.....	28
2.2	FUNDAMENTOS DA EBULIÇÃO CONVECTIVA.....	33
2.3	CRITÉRIOS DE TRANSIÇÃO ENTRE MACRO E MICROESCALA....	38
2.4	PADRÕES DE ESCOAMENTO E MÉTODOS DE PREDIÇÃO.....	40
2.5	FLUXO DE CALOR CRÍTICO.....	46
2.6	COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	47
<b>2.6.1</b>	<b>Coeficiente de transferência de calor em escoamento monofásico.....</b>	<b>48</b>
<b>2.6.2</b>	<b>Coeficiente de transferência de calor em escoamento bifásico.....</b>	<b>49</b>
2.7	QUEDA DE PRESSÃO.....	51
<b>2.7.1</b>	<b>Correlações para a queda de pressão em escoamentos monofásicos.....</b>	<b>51</b>
<b>2.7.2</b>	<b>Modelos para queda de pressão em escoamentos bifásicos.....</b>	<b>52</b>
<b>3</b>	<b>MATERIAIS E MÉTODOS.....</b>	<b>61</b>
3.1	APARATO EXPERIMENTAL.....	61
<b>3.1.1</b>	<b>Circuito principal e linha <i>by-pass</i>.....</b>	<b>66</b>
<b>3.1.2</b>	<b>Tubulações.....</b>	<b>71</b>
<b>3.1.3</b>	<b>Válvulas.....</b>	<b>71</b>
3.2	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL.....	71
<b>3.2.1</b>	<b>Testes de validação do aparato experimental.....</b>	<b>72</b>
<b>3.2.2</b>	<b>Testes bifásicos.....</b>	<b>72</b>
<b>3.2.3</b>	<b>Visualização do escoamento.....</b>	<b>73</b>
<b>4</b>	<b>METODOLOGIA.....</b>	<b>74</b>
4.1	TESTES EM ESCOAMENTO MONOFÁSICO (VALIDAÇÃO).....	74
<b>4.1.1</b>	<b>Transferência de calor.....</b>	<b>74</b>
<b>4.1.2</b>	<b>Queda de pressão.....</b>	<b>76</b>
<b>4.1.3</b>	<b>Análise de perdas.....</b>	<b>77</b>
4.2	TESTES EM ESCOAMENTO BIFÁSICO.....	78
4.2.1	TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	78
<b>4.2.2</b>	<b>Queda de pressão.....</b>	<b>81</b>

<b>4.2.3</b>	<b>Título de vapor.....</b>	<b>82</b>
4.3	QUEDA DE PRESSÃO.....	83
<b>5</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO.....</b>	<b>85</b>
5.1	VALIDAÇÃO.....	85
<b>5.1.1</b>	<b>Queda de pressão nos testes de validação.....</b>	<b>85</b>
<b>5.1.2</b>	<b>Transferência de calor nos testes de validação.....</b>	<b>88</b>
<b>5.1.3</b>	<b>Análise de perdas.....</b>	<b>91</b>
5.2	ESCOAMENTO BIFÁSICO.....	93
<b>5.2.1</b>	<b>Curvas parciais de ebulição.....</b>	<b>93</b>
<b>5.2.2</b>	<b>Curvas para o coeficiente de transferência de calor – CTC.....</b>	<b>98</b>
<b>5.2.3</b>	<b>Comparação com métodos de previsão do CTC.....</b>	<b>102</b>
<b>5.2.4</b>	<b>Curvas para a queda de pressão.....</b>	<b>106</b>
<b>5.2.5</b>	<b>Comparação com métodos de previsão da queda de pressão.....</b>	<b>110</b>
<b>5.2.6</b>	<b>Efeito da variação do título médio de vapor.....</b>	<b>114</b>
<b>6</b>	<b>CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS...</b>	<b>118</b>
6.1	CONCLUSÕES.....	118
6.2	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	119
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>120</b>
	<b>APÊNDICE A.....</b>	<b>140</b>
	<b>APÊNDICE B.....</b>	<b>144</b>
	<b>APÊNDICE C.....</b>	<b>146</b>
	<b>APÊNDICE D.....</b>	<b>148</b>
	<b>APÊNDICE E.....</b>	<b>154</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Com o surgimento de novas tecnologias houve uma significativa diminuição no tamanho dos aparelhos eletroeletrônicos, tanto no âmbito doméstico quanto no industrial, o que requerem a necessidade de dissiparem grandes quantidades de calor. Hoje, essa miniaturização é algo tão evidente que é possível fabricar um *chip* de processamento com comprimento de 10 nm - tamanho nove vezes menor que há 15 anos - como mostrado por Tyson (2016) na Figura 1.

Figura 1 - Comprimento dos processadores utilizados pela INTEL nos últimos anos.



Fonte: (TYSON, 2016).

Essa diminuição no tamanho dos dispositivos eletrônicos acarretou em um aumento do fluxo de calor dissipado. De acordo com a empresa INTEL (2012), os processadores eletroeletrônicos fabricados até os anos 2000 dissipavam cerca de 350 kW/cm<sup>2</sup> durante o uso de sua capacidade máxima. Porém estima-se, segundo a mesma empresa, que até o ano de 2020 esse fluxo de calor gerado pelos dispositivos eletrônicos se torne superior a 700 kW/cm<sup>2</sup>.

Para o bom funcionamento desses dispositivos e para manter a integridade física dos equipamentos faz-se necessário o uso de técnicas de intensificação da transferência de calor. A utilização de trocadores de calor baseados em microcanais (denominação comumente adotada para canais com diâmetro hidráulicos inferiores a 3 mm) parece ser uma alternativa viável para a extração de calor de dispositivos de volumes reduzidos. Isso ocorre porque, segundo Qu e Mudawar (2003) e Ribatski *et al.* (2007) uma diminuição do diâmetro do canal por onde o fluido escoar acarreta em um aumento entre a relação da área de contato do fluido refrigerante pelo volume do trocador de calor, diminuindo o inventário de fluido refrigerante nos sistemas térmicos.

Atualmente, dissipadores de calor compactos baseados em microcanais são utilizados em sistemas de ar condicionado automotivo, sistema de resfriamento de *laser* de alta potência, resfriamento de *microchips*, células combustíveis, microreatores, além de resfriamento de células fotovoltaicas de alta concentração (LEÃO, 2014).

Em células fotovoltaicas o uso de técnicas de refrigeração mais eficientes surgiu a partir da relação concentrador solar e a própria célula. Isso permitiu a redução da área da célula fotovoltaica para a produção de energia, diminuindo o custo da implementação dessa tecnologia. Nesse caso, o sistema de resfriamento utilizado deve retirar o calor não utilizado pela célula e mantê-la a uma temperatura inferior a 50 °C, visto que a eficiência da célula fotovoltaica diminui com o aumento da temperatura (CHOW, 2010). Royne, Dey e Millis (2005) estudaram a refrigeração de células fotovoltaicas com concentração solar. Eles afirmam que para painéis solares (*arrays*) com concentrações acima de 150 sóis torna-se necessário a utilização de um sistema ativo como, jato incidente (*jet impingement*) e microcanais.

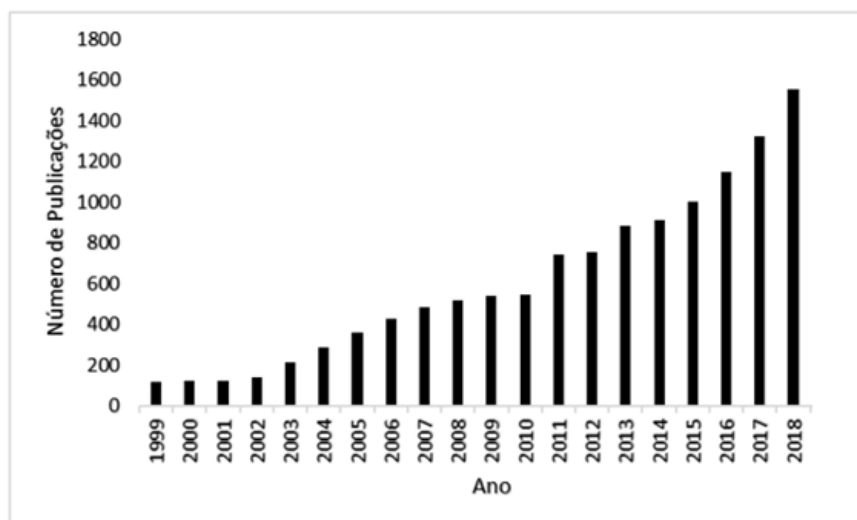
Nas células fotovoltaicas o controle da temperatura é algo importante, visto que grande parte da energia solar incidente se transforma em calor, e não em energia elétrica. Também destaca-se o fato de que a vida útil da célula está relacionada à sua temperatura média e uniformidade de sua superfície. Segundo Royne e Dey (2005), o uso de jatos incidentes para a refrigeração das células fotovoltaicas não propicia uma temperatura uniforme ao longo da superfície da célula, ao contrário dos dissipadores de calor baseados em microcanais operando com o fluido de trabalho em mudança de fase.

Trocadores de calor com sistemas de microcanais apresentam vantagens quando comparados aos convencionais, sendo estas: (i) dimensões reduzidas, o que requer menos material para sua fabricação e, conseqüentemente, menor custo; (ii) tolerância quanto a seu uso em altas pressões devido às características estruturais; (iii) maior razão entre a área de troca de calor por volume do líquido refrigerante; (iv) redução de volume de fluido refrigerante usado, acarretando em menor impacto ambiental; (v) coeficientes de transferência de calor elevados permitindo, segundo Kandlikar *et al.* (2005), a dissipação de fluxos de calor superiores a 10 MW/m<sup>2</sup>.

Projetos de microtrocadores de calor que se utiliza de ebulição convectiva ainda são realizados com base em tentativa e erro. De acordo com Nascimento (2012) isso ocorre devido à falta de métodos de predição eficientes para o coeficiente de transferência de calor e perda de pressão. A importância desse assunto pode ser vista na quantidade de publicações (SCIENCE, 2018) nos últimos anos, visto na Figura 2.

Esses estudos abordam diferentes configurações e dimensões dos microcanais, bem como, diferentes fluidos de trabalho, visando à compreensão dos mecanismos físicos responsáveis pelos altos valores de coeficiente de transferência de calor encontrados, do comportamento do fluxo de calor crítico e da perda de pressão ao longo do escoamento. Por exemplo, Yang *et al.* (2011) estudaram o comportamento do fluido HFE-7100 em trocadores de calor baseados em microcanais, com diâmetro hidráulico de 480  $\mu\text{m}$  e 790  $\mu\text{m}$ . Os resultados experimentais mostraram que o trocador de calor com diâmetro hidráulico menor apresentou maior CTC; além disso, os autores indicaram que o coeficiente de transferência de calor é independente do fluxo de calor aplicado, para ambos os trocadores de calor testados com vazões mássicas de 200 a 400  $\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$ .

Figura 2 - Número de publicações sobre microcanais nos últimos anos.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Fu, Lee e Pan (2013) estudaram a influência da geometria dos microcanais em dissipadores de calor. Para isso foram realizados testes em ebulição convectiva utilizando como fluido de trabalho o HFE-7100 para seis trocadores de calor diferentes, com razões de aspecto médio (relação de profundidade e largura) de 0,83; 0,99; 1,65; 2,47; 4,23 e 6,06, sendo que todas as seções de testes apresentavam o mesmo diâmetro hidráulico de 1,12 mm. Os microcanais que apresentaram a maior capacidade de remoção de calor foram obtidos com a razão de aspecto de 0,99 e, sob a condição de mesma vazão; em relação ao fluxo crítico, este aumenta com o aumento da relação de aspecto, devido ao aumento da área de troca de calor.

Hsu *et al.* (2015) realizaram uma avaliação experimental sobre a influência da inclinação dos microcanais (com diâmetro hidráulico de 440  $\mu\text{m}$ ) em relação ao plano horizontal na ebulição convectiva do HFE-7100 e constataram que, para vazões de 100 e 200  $\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$  e fluxo de calor inferior a 25  $\text{kW/m}^2$ , os valores do coeficiente de transferência de calor aumentaram à medida que a inclinação dos microcanais aumentou. Os valores de queda de pressão também foram obtidos para cada inclinação testada e comparados com correlações presentes na literatura, sendo a correlação de Kandlikar e Balasubramanian (2004) o melhor método de predição, com um desvio médio de 29,04%.

Fu *et al.* (2017) fizeram um estudo sobre dissipadores de calor baseados em microcanais com deposição de material (cobre) sobre sua superfície alterando a pressão de trabalho. Os autores constataram que, na ebulição convectiva do HFE-7100, o fluxo de calor crítico (que corresponde ao máximo valor de fluxo de calor que pode ser retirado da superfície de aquecimento sem a exposição desta ao vapor) aumentou com a deposição de estruturas do tipo dente de serra na superfície do trocador de calor e o mesmo efeito ocorreu devido ao aumento da pressão.

Visando a aplicação em componentes eletrônicos, três fatores devem ser considerados na escolha do fluido de trabalho: desempenho, segurança e sustentabilidade. A segurança deve ser sempre respeitada, desse modo, fluidos como n-pentano, metanol e amônia, devem ser evitados por serem inflamáveis ou tóxicos. Outro ponto a ser considerado são as regulações ambientais, como o potencial de depleção de ozônio (ODP, *Ozone Depletion Potential*) e o potencial de aquecimento global (GWP, *Global Warming Potential*) que limitam o uso de clorofluorocarbonos (CFCs), hidroclorofluorocarbonos (HCFCs) e hidrofluorocarbonos (HFCs). Deve-se também optar por um fluido pouco volátil para prevenir o alto custo de transporte e armazenamento. Além disso, a temperatura de saturação deve ser levada em consideração na escolha do fluido de trabalho (TUMA, 2006).

Devido ao contato direto do componente aquecido com o fluido de trabalho, os fluidos dielétricos tais como os fluorcarbonos (FC-72, FC-87) e os hidrofluoroéteres (HFE-7000, HFE-7100, HFE-7300) são boas opções devido a sua compatibilidade química, inércia elétrica e alta rigidez dielétrica. Além disso, possuem baixo ponto de ebulição, sendo uma ótima escolha para preservar os componentes eletrônicos que geralmente trabalham abaixo de 80  $^{\circ}\text{C}$  (LEONG; HO; WONG, 2017). Dentre os FCs e HFEs, pesquisadores estão optando pelos HFEs devido ao seu baixíssimo valor de GWP (MISALE; GUGLIELMINI; PRIARONE, 2009).

Assim, os HFEs se apresentam como as melhores opções para solucionar os problemas de dissipação de calor em eletrônicos. Eles oferecem vantagens como: (a) baixa temperatura de saturação; (b) bom contato térmico com todos os componentes; (c) excelente compatibilidade química com qualquer material; (d) baixa toxicidade e boas características ambientais (PRODUCT INFORMATION, 2009). A Tabela 1 apresenta suas propriedades termofísicas comparada aos FCs e também a água na pressão atmosférica.

Tabela 1 – Propriedades termofísicas dos FCs, HFEs e da água.

	FC-72	FC-87	HFE-7000	HFE-7100	HFE-7300	Água
Ponto de ebulição (°C)	56	30	34	61	98	100
Densidade (kg/m <sup>3</sup> )	1680	1650	1400	1510	1660	997
Viscosidade dinâmica (g/m·s)	64	45	45	58	118	86
Calor específico (J/kg·K)	110	110	1300	1183	1140	4182
Condutividade térmica (W/m·K)	0,057	0,056	0,075	0,069	0,063	0,61
Calor latente de vaporização (kJ/kg)	88	103	142	112	102	2257
Tensão superficial (mN/m)	10	9	12,4	13,6	15	72

Fonte: Elaborado pelo autor.

Dentro do contexto apresentado insere-se o presente projeto, cujo objetivo é o desenvolvimento de um aparato experimental a fim de avaliar experimentalmente o desempenho de um dissipador de calor compacto baseado em microcanais (33 microcanais com 10 mm de comprimento, 200 µm de largura e 500 µm de altura) para condições de ebulição convectiva saturada do fluido HFE-7100. O fluido de trabalho a ser utilizado possui temperatura de saturação próxima às temperaturas de trabalho dos equipamentos eletrônicos, além de apresentar características inertes quando em contato com outros materiais, como as abordadas no parágrafo anterior. Foram obtidos dados experimentais para

o coeficiente de transferência de calor e para a queda de pressão em função do fluxo de calor, velocidade mássica, título de vapor e pressão de saturação. Os resultados experimentais foram comparados com modelos/métodos de predição existentes na literatura.

A motivação desse trabalho vem em resposta à crescente demanda por sistemas compactos, que necessitam de alta capacidade de remoção de calor, visto que os dissipadores de calor constituídos de microcanais paralelos são considerados uma boa solução tecnológica para obtenção de coeficientes de transferência de calor bastante elevados, além de suportar uma maior pressão de operação e proporcionar uma maior área de contato com o fluido por unidade de volume se comparado aos canais convencionais. Outra motivação para o estudo de escoamento bifásico em microcanais está relacionada ao seu peso reduzido, bem como, espaço ocupado, economia de energia e de materiais em relação aos trocadores de calor de tamanhos convencionais.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Esse tópico apresenta uma revisão dos trabalhos presentes na literatura referentes a escoamento em microcanais, bem como, conceitos necessários para a compreensão da física do problema como, ebulição convectiva, padrões de escoamento, e queda de pressão.

### 2.1 ESTUDOS EXPERIMENTAIS DA LITERATURA SOBRE MICROCANAIS

O primeiro estudo que se tem registro na literatura a respeito de trocadores de calor baseados em microcanais é o de Tuckerman e Pease (1981). Esses autores analisaram as características térmicas e hidrodinâmicas do escoamento monofásico da água em multimicrocanais. Em seus estudos, o fluxo de calor dissipado pelo trocador de calor chegou a  $790 \text{ W/cm}^2$ , com a temperatura da superfície inferior a  $71 \text{ }^\circ\text{C}$ . A Tabela 2 mostra um resumo dos trabalhos apresentados na área desde então.

Tabela 2 - Resumo dos trabalhos apresentados desde Tuckerman e Pease (1981)  
(continua).

Autor	Geometria dos canais	$D_h$ ( $\mu\text{m}$ ) / Nº canais	Fluido / Nº fases ( $\emptyset$ )	$G$ ( $\text{kg/m}^2\text{s}$ )	$q''$ ( $\text{kW/m}^2$ )
Tuckerman e Pease (1981)	Paralelo/retangular	142 a 246 / 100	Água / $1\emptyset$	2622 a 5695	1810 a 7900
Peng e Wang (1993)	Paralelo/retangular	731 / 3	Água / $1\emptyset$ e $2\emptyset$	1500 a 4000	4,4 a $\approx 400$
Peng, Peterson e Wang (1996)	Paralelo/retangular	195 a 390 / 8	Metanol- água / $2\emptyset$	78 a 4000	10 a $\approx 101$
Yan e Lin (1998)	Paralelo/retangular	2000 / 28	R134a / $2\emptyset$	50 a 200	5,2 a 21
Rahman (2000)	Paralelo/retangular	473 a 595 / 4 e 12	Água / $1\emptyset$	290 a 3300	1090
Qu e Mudawar (2002)	Paralelo/retangular	458 / 21	Água / $2\emptyset$	130 a 1440	Até $\approx 170$
Hetsroni et al. (2002)	Paralelo/triangular	168 / 21	Vertrel XF / $2\emptyset$	52 a 290	22,6 a 36
Qu e Mudawar (2003a e 2003b)	Paralelo/retangular	458 / 21	Água / $2\emptyset$	135 a 402	400 a 1300
Qu e Mudawar (2004)	Paralelo/retangular	474 / 21	Água / $2\emptyset$	86 a 368	$\approx 15$ a 184,5
Steinke e Kandlikar (2004)	Paralelo/retangular	233 / 6	Água / $1\emptyset$ e $2\emptyset$	157 a 1782	5 a 930
Zhang et al. (2005)	Paralelo/retangular	731 / 21	Água / $1\emptyset$	189 a 1893	278 a 850
Xu et al. (2005a)	Paralelo/retangular	553 / 26	Metanol e água / $2\emptyset$	20 a 1200	131 a 588

Tabela 2 - Resumo dos trabalhos apresentados desde Tuckerman e Pease (1981)  
(continuação).

Xu <i>et al.</i> (2005b e 2005c)	Paralelo/triangular	201 / 10	Acetona / 2Ø	50 a 1200	83 a 829
Lee e Mudawar (2005a e 2005b)	Paralelo/retangular	458 / 53	R134a / 2Ø	127 a 654	159 a 938
Liu, Lee e Garimella (2005)	Paralelo/retangular	467 a 1407 / 10	Água / 1Ø	100 a 2360	≈ 450
Hetsroni <i>et al.</i> (2005)	Paralelo/triangular	168 / 21	Água / 2Ø	95 a 340	80 a 330
Yun, Heo e Kim. (2006)	Paralelo/retangular	1549 e 1654 / 7 e 8	R410a / 2Ø	200 a 400	20 a 40
Chen e Garimella (2006)	Paralelo/retangular	439 / 24	FC-77 / 2Ø	267 a 458	542 a 730
Wang, Cheng e Huiying (2007)	Paralelo/trapezoidal	243 / 8	Água / 2Ø	38 a ≈ 600	227 a 498
Chang e Pan (2007)	Paralelo/retangular	94 / 15	Água / 2Ø	22 a 110	Até ≈ 95
Hardt <i>et al.</i> (2007)	Paralelo/retangular	34 e 56 / 16 e 300	2-propanol e água / 2Ø	Até ≈ 120	--
Schneider, Kosar e Peles. (2007)	Paralelo/retangular	259 / 5	R123 / 2Ø	622 a 1368	Até 2130
Cullion <i>et al.</i> (2007)	Ramificado/retangular	138 a 276 / 16 a 256	Água / 2Ø	195 a 781	58
Henning <i>et al.</i> (2007)	Paralelo/retangular	160 / 68 e 103	Água / 2Ø	49	--
Liu e Garimella (2007)	Paralelo/retangular	471 e 741 / 25	Água / 2Ø	221 a 1283	Até 1290
Kuo e Peles (2007)	Paralelo/retangular	253 / 5	Água / 2Ø	83 a 303	Até 6430
Jang <i>et al.</i> (2008)	Paralelo/circular	2000 e 4000 / 9	FC-72 / 2Ø	133 a 663	9 a 942
Dixit <i>et al.</i> (2008)	Paralelo/retangular	160 / 300	Água / 1Ø	1042	510
Agostini <i>et al.</i> (2008a, 2008b, 2008c)	Paralelo/retangular	439 / 67	R236fa e R245fa / 2Ø	276 a 1501	36 a 2500
Bertsch, Groll e Garimella (2008)	Paralelo/retangular	1360 / 17	R134a / 2Ø	20 a 81	Até 605
Bogojevic <i>et al.</i> (2008)	Paralelo/retangular	195 / 40	Água / 2Ø	97 a 325	213 a 713
Wang, Cheng e Berligles (2008)	Paralelo/trapezoidal	243 / 8	Água / 2Ø	38 a ≈ 600	227 a 498
Phillips (2008)	Paralelo/retangular	278 / 26	Água / 1Ø	≈ 464 a 5797	--
Lee e Mudawar (2009)	Paralelo/retangular	219 a 371 / 11 e 24	HFE-7100 / 2Ø	671 a 2216	1831 a 6930
Lu e Pan (2009)	Paralelo/ retangular	98 a 233 / 10	Água / 2Ø	99 a 297	Até 475
Kuo e Peles (2009)	Paralelo/retangular	253 / 5	Água / 2Ø	86 a 520	Até ≈ 2400
Kosar, Ozdemir e Keskinöz (2009)	Cruzado/retangular	124 e 249 / 6 e 12	Água e R123 / 2Ø	976 a 2349	190 a 3120

Tabela 2 - Resumo dos trabalhos apresentados desde Tuckerman e Pease (1981)  
(continuação).

Harirchian e Gari- mella (2009)	Paralelo/retangular	219 a 1674 / 2 a 60	FC-77 / 2Ø	214 a 1461	Até 596
Xu <i>et al.</i> (2009)	Paralelo/triangular	130 / 5	Acetona / 2Ø	378 a 898	439 a 936
Megahed e Hassan (2009)	Paralelo/retangular	281 / 45	FC-72 / 2Ø	341 a 531	60 a 131
Park e Thome (2010)	Paralelo/retangular	438 e 1552 / 20 e 29	R134a, R245fa e R236fa / 2Ø	100 a 4000	370 a 3420
Mauro <i>et al.</i> (2010)	Ramificado/retangular	438 / 29	R134a, R245fa e R236fa / 2Ø	250 a 1500	Até 3300
Krebs <i>et al.</i> (2010)	Ramificado/retangular	178 a 357 / 16 a 256	Água / 2Ø	41 a 165	26
Seok <i>et al.</i> (2010)	Paralelo/retangular	279 a 391 / 33	R123 / 2Ø	30 a 91	40 e 120
Daniels <i>et al.</i> (2011)	Ramificado/retangular	138 a 276 / 16 a 256	Água / 2Ø	434 a 3906	--
Costa-Patry <i>et al.</i> (2011a, 2011b)	Paralelo/retangular	246 / 135	R236fa e R245fa / 1Ø e 2Ø	499 a 1100	130 a 1400
Hu <i>et al.</i> (2011)	Paralelo/retangular	1427 / 14	FC-72 / 1Ø e 2Ø	71 a 250	250 a 1400
Megahed (2011)	Cruzado/retangular	281 / 45	FC-72 / 2Ø	99 a 290	7 a 104
Kaew-on, Sakamatapan e Wongwises. (2011)	Paralelo/retangular	1261 e 1436 / 8 e 14	R134a / 2Ø	350 a 980	18 a 80
Bogojevic <i>et al.</i> (2011)	Paralelo/retangular	228 / 40	Água / 2Ø	173	Até ≈ 675
Wang, Luburdy e Pence (2012)	Paralelo/retangular	1152 / 7	HFE-7100 / 2Ø	100 a 300	25 e 38
Harirchian e Gari- mella (2012)	Paralelo/retangular	109 a 1674 / 2 a 63	FC-77 / 2Ø	214 a 1427	65 a 500
Costa-Patry, Olie- ver e Thome. (2012)	Paralelo/retangular	569 / 52	R134a, R1234ze e R245fa / 1Ø e 2Ø	205 a 569	130 a 2950
Nascimento (2012)	Paralelo/retangular	167 / 50	R134a / 1Ø e 2Ø	400 a 1500	Até 310
Balasubramanian <i>et al.</i> (2013a)	Paralelo/retangular	≈ 300 / 16 a 40	Água / 2Ø	98 a 664	Até 3700
Balasubramanian <i>et al.</i> (2013b)	Paralelo/retangular	480 / 16 e 40	Água / 2Ø	98 a 751	Até 3700
Alam <i>et al.</i> (2013)	Paralelo/retangular	275 / 30	Água / 2Ø	400 a 1000	Até 850
Fu, Lee e Pan (2013)	Paralelo/triangular	1120 / 6	HFE-7100 / 2Ø	39 a 180	Até 200
Leão (2014)	Paralelo/retangular	167 / 50	R245fa e R407c / 1Ø e 2Ø	400 a 1500	Até 310
Yang <i>et al.</i> (2014)	Paralelo/retangular	234 / 5	Água / 2Ø	Até 404	Até 125

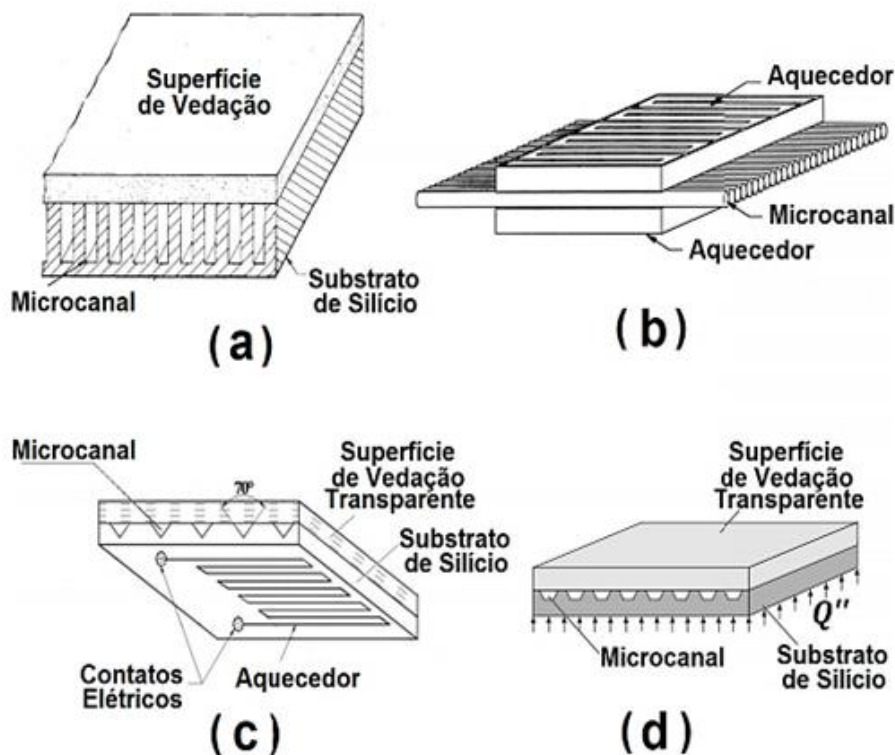
Tabela 2 - Resumo dos trabalhos apresentados desde Tuckerman e Pease (1981)  
(conclusão).

Lee <i>et al.</i> (2014)	Paralelo/retangular	375 / 80	FC-72 / 2Ø	Até 620	Até 98
Law e Lee (2015)	Paralelo/retangular	480 / 40	FC-72 / 2Ø	Até 349	Até 1200
Prajapati, Pathak e Khan (2015)	Paralelo/retangular Paralelo/triangular Cruzado/retangular	522 / 12	Água / 2Ø	100 a 350	10 a 350
Hsu <i>et al.</i> (2015)	Paralelo/retangular	440 / --	HFE-7100 / 2Ø	100 e 200	25 a 40
Azizi, Alamdari e Malayeri (2015)	Paralelo/retangular	560 / 86	Água / 2Ø	--	35 e 50
Markal, Aydin e Avci (2016)	Paralelo/retangular	150 / 29	Água / 2Ø	51 a 93	59,3 a 84,1
Liu e Wang (2016)	Paralelo/retangular	500 a 800 / 15	HFE-7100 / 2Ø	100 a 300	--
Lee e Mudawar (2016)	Paralelo/retangular	160 a 800 / 6 a 49	HFE-7100, água e R134a / 2Ø	19 a 2738	Até 20000
Thiangtham <i>et al.</i> (2016)	Paralelo/retangular	421 / 27	R134a / 2Ø	150 a 600	3 a 127
Fayyadh <i>et al.</i> (2017)	Paralelo/retangular	420 / 25	R134a / 2Ø	50 a 300	11 a 403
Drummond <i>et al.</i> (2018)	Paralelo/retangular	21, 27 e 29 / 50	HFE-7100 / 2Ø	1300 a 2900	Até 9100

Fonte: (Adaptada de LEÃO, 2014).

Como mostrado na Tabela 2, a maioria dos trabalhos publicados na área são com microcanais paralelos e retangulares, principalmente nos últimos cinco anos. Isso acontece, pois microcanais com esse tipo de configuração apresentam um processo de fabricação mais simples, mesmo que os resultados obtidos com configurações diferentes (PRAJAPATI; PATHAK; KHAN, 2015) apresentem uma melhor eficiência tanto para a queda de pressão quanto para o CTC. Existem trabalhos que dedicaram seus estudos para geometria de microcanais não convencionais, que são os casos de geometria circular (HETSRONI *et al.*, 2005), triangular (YAN; LIN, 1998) e trapezoidal (WANG; CHENG; BERGLES, 2008) que são apresentados na Figura 3 a seguir.

Figura 3 - Representação das diferentes geometrias de microcanais: (a) retangular; (b) circular; (c) triangular; (d) trapezoidal.



Fonte: (NASCIMENTO, 2012).

E outros autores, que dedicaram seus estudos em formas de distribuição de canais não convencionais, como o caso de distribuição ramificada (DANIELS; LUBURDY; PENCE, 2011) e cruzada (KOSAR; OZDEMIR; KESKINOZ, 2009).

Dissipadores de calor, na maioria dos casos, são feitos de cobre ou de silício, materiais com alta condutividade térmica, o que auxilia na transferência de calor. Os processos de fabricação mais utilizados em sua manufatura são: microusinagem, eletroerosão, deposição e corrosão química. Esses processos permitem um acabamento superficial que garante a uniformidade das sessões transversais e sua rugosidade.

Qu e Mudawar (2003b) notaram uma instabilidade quando se analisa microcanais em ebulição convectiva. Eles observaram que quando se tem essa configuração ocorre um escoamento reverso das bolhas de vapor devido ao aumento do volume de fluido compressível à montante do microcanal. Para evitar esse tipo de instabilidade os autores sugerem um estrangulamento do escoamento à montante dos microcanais. Outra instabi-

lidade observada pelos autores foi a presença de um gradiente de pressão entre os microcanais, devido a diferente formação de bolhas em cada microcanal. Assim, os autores sugeriram um estrangulamento do escoamento à jusante dos microcanais.

Alguns trabalhos listados na Tabela 2 apresentam resultados da queda de pressão durante a ebulição convectiva (YAN; LIN, 1998; QU; MUDAWAR, 2003B; LEE; MUDAWAR, 2005; CHEN; GARIMELLA, 2006; LIU; GARIMELLA, 2007, 2008; MEGAHED; HASSAN, 2009; LU; PAN, 2009; MEGAHED, 2011; COSTA-PATRY *et al.*, 2012; LEE *et al.*, 2014; PRAJAPATI, PATHAK; KHAN, 2015; KIM; MUDAWAR, 2016; THIANGTHAM *et al.*, 2016; FAYYADH *et al.*, 2017; DRUMMOND *et al.*, 2018). Esses trabalhos mostram um aumento linear da queda de pressão com o aumento do fluxo de calor, título de vapor e velocidade mássica.

Analisando a Tabela 2, nota-se que os estudos com escoamento bifásico predominam nos últimos anos quando comparados aos estudos com escoamento monofásico (MARKAL; AYDIN; AVCI, 2016; LIU; WANG, 2016; DRUMMOND *et al.*, 2018). Isso ocorre devido ao escoamento bifásico apresentar taxas de transferências de calor maiores para áreas menores quando comparado ao escoamento monofásico, o que é compatível com as exigências atuais de diferentes setores da indústria, como já mencionado.

Também, como mostrado na Tabela 2, o fluido de trabalho mais utilizado é a água como nos trabalhos de Prajapati, Pathak e Khan (2015) e Yang *et al.* (2014). Esta apresenta propriedades, como baixa viscosidade e alto calor específico, que são boas para que a troca de calor ocorra eficientemente, além de ser um fluido barato e de fácil acesso. Porém, nos últimos anos, essa preferência pela água como fluido de trabalho vem mudando; autores têm preferido usar fluidos mais inertes e com temperatura de ebulição menor, como HFE-7100 e o FC-72 que podem ser vistos nos trabalhos de Hsu *et al.* (2015) e Liu e Wang (2016), acarretando em um aumento da vida útil dos microtrocaadores de calor.

Finalmente, como apresentado, os estudos envolvendo microtrocaadores/dissipadores de calor compactos são feitos desde 1981, porém conceitos que envolvem o assunto, como ebulição convectiva, padrões de escoamento, queda de pressão e transferência de calor em escoamentos multifásico vêm sendo estudados há mais tempo.

## 2.2 FUNDAMENTOS DA EBULIÇÃO CONVECTIVA

A ebulição convectiva ocorre quando se tem a junção de dois fenômenos de transferência de calor: a convecção forçada, correspondendo à transferência de calor através

da movimentação de fluido de forma forçada (por diferença de pressão ou ação da gravidade) na superfície de um material, e a ebulição, que corresponde à formação de bolhas de vapor no fluido em contato com essa mesma superfície (DARIO, 2013).

A formação de bolhas de vapor no fluido refrigerante se inicia devido à presença do superaquecimento (em relação à temperatura de saturação do fluido refrigerante) da superfície a ser resfriada e das imperfeições presentes nessa superfície, os chamados sítios de nucleação.

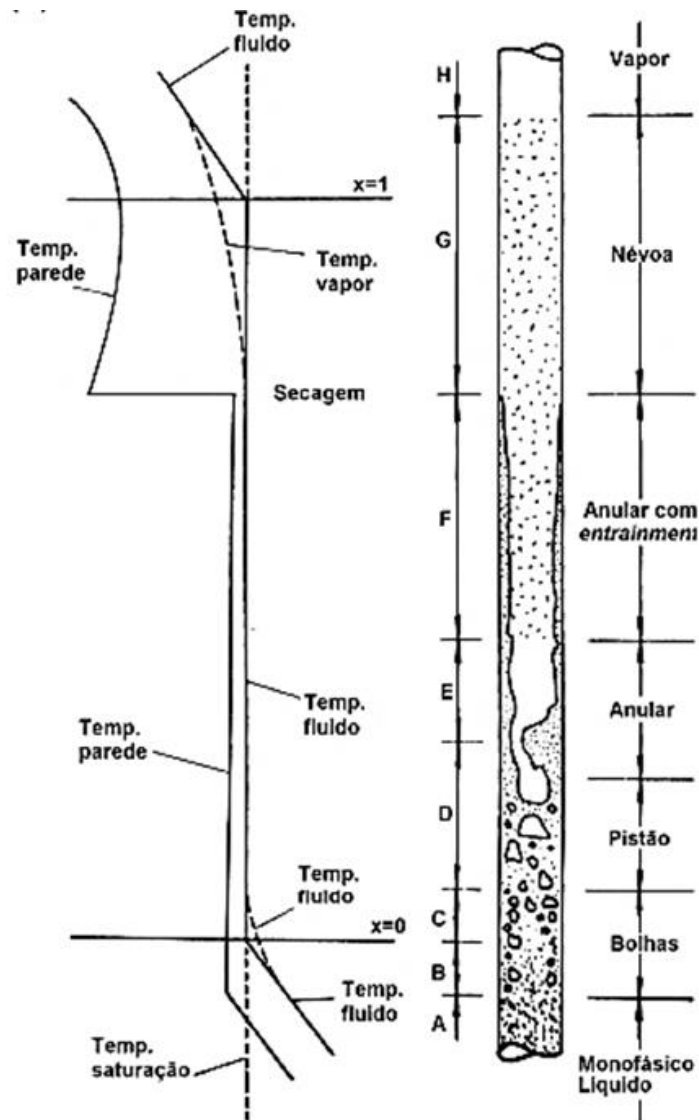
Assim, na ebulição convectiva predominam os mecanismos de transferência de calor por ebulição nucleada e por condução através do filme líquido com a evaporação na interface. O primeiro predomina em condições de título de vapor<sup>1</sup>,  $x$ , e velocidades mássicas<sup>2</sup>,  $G$ , baixas e fluxo de calor e temperaturas de saturação altos. Já o segundo, predominantemente convectivo, é o principal mecanismo em condições opostas às especificadas anteriormente (COLLIER; THOME, 1996).

Na ebulição convectiva no interior de um canal, a distribuição das fases líquida e gasosa é um importante aspecto para a caracterização do padrão de escoamento; por exemplo, em canais de diâmetro reduzido, a determinação do padrão de escoamento é muito importante para a compreensão dos fenômenos de transferência de calor e queda de pressão. O padrão de escoamento depende de parâmetros como fração de vazio ( $\alpha$ ), velocidade mássica ( $G$ ), pressão, fluxo de calor, geometria e inclinação do canal, e propriedades do fluido de trabalho; e, usualmente, sua identificação se dá de forma subjetiva, a partir da visualização do escoamento. Na Figura 4 tem-se uma representação dos padrões de escoamento existentes em um escoamento interno com mudança de fase, em um tubo na posição vertical e com fluxo de calor prescrito.

<sup>1</sup> Relação entre a massa de vapor pela massa total da mistura bifásica.

<sup>2</sup> Razão entre a velocidade mássica de cada fase,  $G_v$  ou  $G_l$ , e a área interna da secção transversal do canal.

Figura 4 - Padrão de escoamento bifásico no interior de um duto convencional vertical, onde  $x$  corresponde ao título de vapor (aumenta à medida que a fase líquida se evapora ao longo do comprimento do canal).



Fonte: (COLLIER; THOME, 1996).

Na Figura 4 tem-se a presença de seis padrões de escoamento definidos, representados pelas letras de A - F. Na região A, o líquido se encontra em regime monofásico e a transferência de calor ocorre apenas por convecção forçada.

À medida que fluxo de calor é transferido ao fluido, os sítios de nucleação começam a ser ativados com o fluido em uma temperatura abaixo da de saturação (estado sub-resfriado). Nesta região, B-C, a temperatura da parede apresenta um leve superaqueci-

mento em relação à temperatura de saturação do fluido e a fase vapor se apresenta distribuída segundo bolhas discretas na fase contínua de líquido. Esta região é chamada de escoamento borbulhado (*bubbly flow*).

Na região D, o fluido encontra-se a uma temperatura média igual à temperatura de saturação; as bolhas formadas começam um processo de coalescência, formando pistões de vapor ao longo do escoamento. As bolhas de dimensões comparáveis ao diâmetro do duto, denominadas de bolhas de Taylor, escoam de modo intermitente, com frequência regular. Entre duas bolhas consecutivas escoam um pistão de líquido onde, no seu interior, podem ser encontradas bolhas de vapor. Esta região é denominada de escoamento pistonado (*slug* ou *plug flow*). Quando a “ponte” de líquido é rompida, por ação hidrodinâmica, forma-se um escoamento com as fases separadas e interface irregular, chamada de escoamento agitado (*churn flow*).

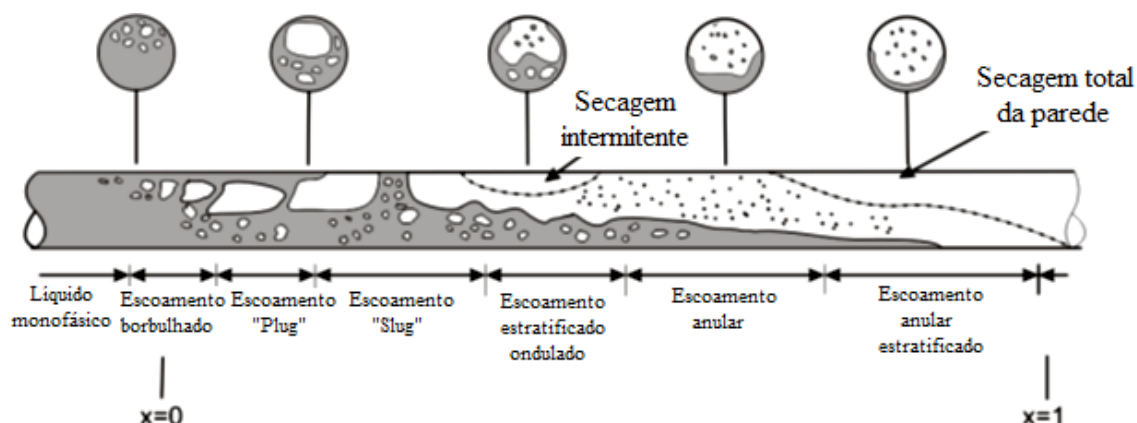
Na região E-F o vapor é predominante (título de vapor elevado), com a presença de uma película de líquido entre o vapor e a parede, responsável pela alta taxa de transferência de calor nessa região. Gotículas de líquido podem ser arrastadas para a região de vapor. Esta região é chamada de escoamento anular (*anular flow*).

Com a secagem parcial (*dryout*) dessa película de líquido, tem-se início a região G, onde ocorre uma diminuição na taxa de transferência de calor (devido à falta de contato do líquido com a parede do canal), acarretando em um aumento acentuado da temperatura da parede em comparação às outras regiões.

Finalmente, na região H tem-se a evaporação de toda a fase líquida, o escoamento retorna à condição monofásica com a fase vapor e a transferência de calor ocorre apenas por convecção forçada. Essa região apresenta a menor taxa de transferência de calor ao longo das seis regiões descritas.

Devido ao efeito gravitacional, os padrões de escoamento presentes em dutos horizontais não são os mesmos que aqueles dos dutos verticais. Na Figura 5 é feita uma representação esquemática dos padrões de escoamento em dutos convencionais horizontais com fluxo de calor prescrito.

Figura 5 - Padrão de escoamento bifásico no interior de um duto convencional horizontal.



Fonte: (COLLIER; THOME, 1996).

Nesse tipo de escoamento ocorre uma estratificação das fases onde as bolhas, por ação das forças de empuxo, tendem a se concentrar na região superior do tubo. Assim, para escoamentos horizontais, além das topologias ilustradas na Figura 5, tem-se os seguintes padrões:

- Estratificado liso (*stratified flow*): o líquido se posiciona na região inferior do duto e o vapor escoava pela região superior, com a interface de separação relativamente lisa. Esta situação somente se verifica para velocidades mássicas relativamente baixas;
- Estratificado ondulado (*wavy flow*): por ação da força de arrasto, a interface apresenta ondulações.

Na região anular, a espessura do filme de líquido é maior na região inferior do duto devido à ação da gravidade.

Para a análise do processo de ebulição convectiva faz-se necessário determinar a região da superfície aquecida para a qual ocorre a ativação dos sítios de nucleação (início da formação de bolhas de vapor). O início da ebulição (*ONB, onset nucleate boiling*) em escoamento forçado no interior de um duto é semelhante ao processo de nucleação heterogênea que ocorre em ebulição em piscina, tendo como principal diferença a espessura da camada limite térmica que, em escoamento forçado, pode ser considerada como finita e estável.

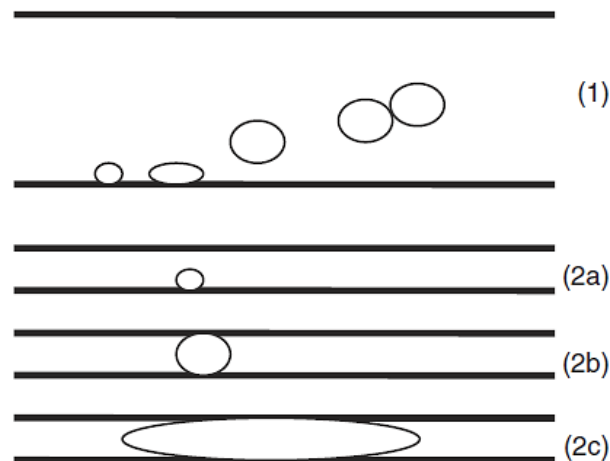
Kandlikar *et al.* (2005) propôs um método de predição para a temperatura de *ONB* em canais convencionais e também de diâmetros reduzidos. A Equação (1) considera as propriedades do fluido na pressão local do escoamento e o fluxo de calor aplicado:

$$\Delta T_{sat.ONB} = \left( \frac{8,8 \cdot \sigma \cdot T_{sat} \cdot q''}{i_{lv} \cdot k_l \cdot \rho_v} \right)^{0,5} \quad (1)$$

sendo  $\Delta T_{sat.ONB}$  o grau de superaquecimento [K];  $T_{sat}$ , a temperatura de saturação em [K];  $q''$ , o fluxo de calor [ $W/m^2$ ];  $i_{lv}$ , a entalpia de vaporização [J/kg];  $\rho_v$ , a massa específica do vapor [ $kg/m^3$ ]; e  $k_l$ , a condutividade térmica da fase líquida [ $W/m \cdot ^\circ C$ ].

Segundo Kandlikar *et al.* (2005), o diâmetro hidráulico do tubo exerce grande influência na dinâmica de crescimento e partida das bolhas de vapor, podendo esse efeito ser mais bem visualizado na Figura 6, a seguir.

Figura 6 - Representação do crescimento da bolha de vapor em tubos convencionais (1) e de diâmetros reduzidos (2a - 2c).



Fonte: (KANDLIKAR *et al.*, 2005).

Na Figura 6 pode-se identificar que, em tubos de diâmetros reduzidos, a bolha de vapor fica confinada no canal onde ocorre o escoamento, deformando-se e apresentando comportamento distinto de regimes de escoamento, transferência de calor e queda de pressão, quando comparado a tubos convencionais.

### 2.3 CRITÉRIOS DE TRANSIÇÃO ENTRE MACRO E MICROESCALA

O processo de ebulição convectiva no interior de microcanais apresenta comportamento distinto para a transferência de calor, queda de pressão e padrões de escoamentos quando comparados aos canais convencionais. Portanto, faz-se necessário caracterizar o critério de transição entre macro e microescala. (BECKERLE, 2015).

Não existe um consenso sobre o critério de transição de macro e microescala. Alguns foram propostos baseados apenas nas dimensões dos canais e nos processos de manufatura, sem considerarem aspectos mecanicistas de transferência de calor e queda de pressão. Outros, mais recentes, consideram que a transição entre macro e microescala é função do balanço entre forças inerciais, gravitacionais, de tensão superficial e de efeitos de molhabilidade, e não somente das condições de confinamento das bolhas de vapor.

Mehendale, Jacob e Shah. (2000) basearam-se somente no diâmetro hidráulico dos canais e suas aplicações. A seguinte classificação foi considerada: microcanais, diâmetro hidráulico de 1 a 100  $\mu\text{m}$ ; macrocanais,  $1 < D_h < 6$  mm; e canais convencionais,  $D_h > 6$  mm. Já, Kandlikar e Grande (2003) consideraram na classificação as aplicações dos tubos e efeitos de rarefação de gases por meio do número adimensional de Knudsen,  $Kn$ , sendo que diâmetros superiores a 3 mm foram denominados de convencionais;  $200 \mu\text{m} < D_h < 3$  mm (dimensões típicas de trocadores de calor compactos), denominou-se de minicanais. Os canais com  $10 \mu\text{m} < D_h < 200 \mu\text{m}$  foram chamados de microcanais, entre 1 e  $10 \mu\text{m}$  de microcanais de transição e, para diâmetros inferiores a  $0,1 \mu\text{m}$ , tem-se os nanocanais.

As classificações baseadas em métodos de fabricação e aplicações não evidenciam alterações de comportamentos de parâmetros de projetos como a queda de pressão, o coeficiente de transferência de calor e o fluxo de calor crítico. Isto faz com que sua adoção não seja razoável para o desenvolvimento de métodos de previsão destes parâmetros.

Segundo Kew e Cornwell (1997), a transição entre macro e microescala está relacionada ao grau de confinamento no interior de um canal de uma bolha destacando-se da superfície em um meio infinito. Segundo os autores, a transição é definida por meio do número de confinamento,  $Co$ , dado pela Equação (2):

$$Co = \frac{1}{D_h} \left( \frac{4 \cdot \sigma}{g \cdot (\rho_l - \rho_v)} \right)^{0,5} \quad (2)$$

sendo  $\sigma$  a tensão superficial [N/m],  $g$  a aceleração da gravidade [ $\text{m/s}^2$ ],  $\rho_l$  a massa específica do líquido [ $\text{kg/m}^3$ ] e  $\rho_v$  a massa específica do vapor [ $\text{kg/m}^3$ ].

Quando  $Co > 0,5$ , os efeitos de confinamento se tornam significativos (bolhas de vapor deformam-se devido ao diâmetro do canal), portanto tem-se um escoamento em microcanais. Este critério é mais razoável, pois quando o diâmetro de desprendimento de bolha torna-se superior a dimensão característica do canal, o processo de crescimento da

bolha é limitado pela geometria, afetando a dinâmica do escoamento bifásico e o processo de transferência de calor.

Triplett *et al.* (1999) também propuseram um critério baseado no número de confinamento, no qual comportamentos em microescala são verificados para  $Co \geq 1$ . Ullman e Brauner (2007) observaram que métodos de previsão de padrões de escoamento desenvolvidos para canais convencionais não são adequados para condições com número de Eötvös inferiores a 1,6 ( $Eo < 1,6$ ). Assim, este valor foi adotado por pesquisadores para caracterizar a transição entre minicanais e canais convencionais. O número de Eötvös é definido como a razão entre as forças de empuxo e de tensão superficial, sendo o inverso do quadrado do número de confinamento,  $Co$ .

Kandlikar (2010) indicou cinco forças durante a ebulição convectiva e como as magnitudes relativas se alteram com a variação do diâmetro do canal, são elas: forças de inércia, tensão superficial, cisalhamento, gravitacional e de evaporação causada pela expansão do líquido devido à mudança de fase. A partir da análise da escala de magnitude destas forças, Kandlikar (2009) apontou que em microescala forças de tensão superficial e de evaporação são predominantes.

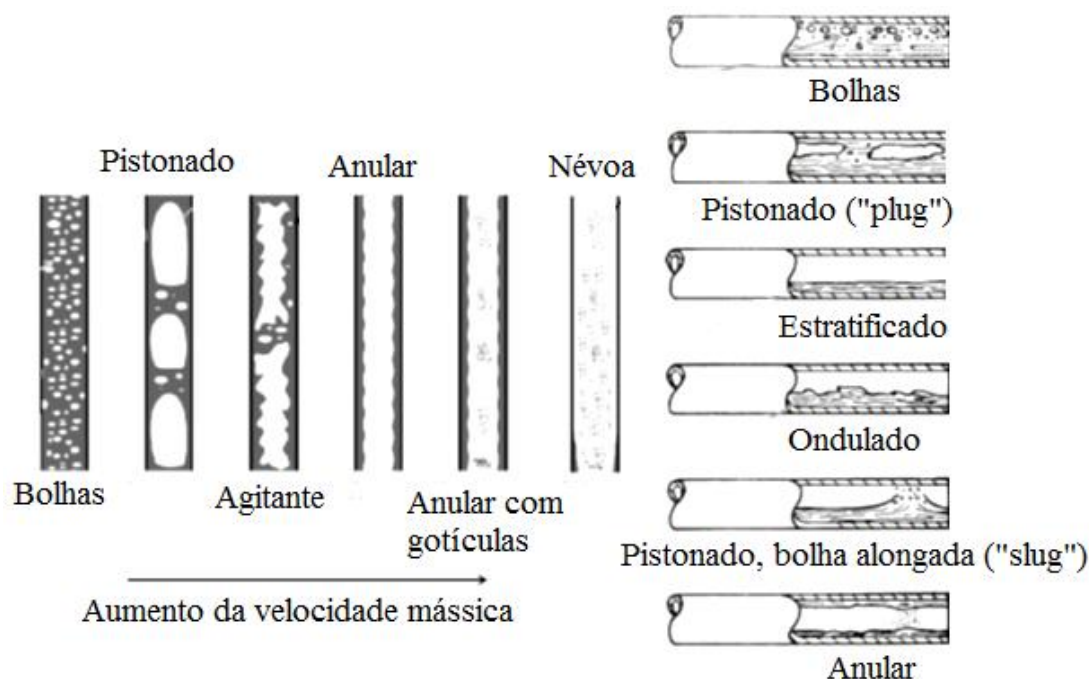
Harirchian e Garimella (2010) incluíram a velocidade do escoamento para análise do critério de transição entre macro e microescala. Segundo os autores, o diâmetro de partida das bolhas de vapor e as condições de confinamento são influenciados por tal parâmetro. Desta forma, eles propuseram o número de confinamento convectivo, definido como o produto entre o número de Bond,  $Bo$  (definição similar ao número de Eötvös), e de Reynolds assumindo a mistura bifásica escoando como líquido.

## 2.4 PADRÕES DE ESCOAMENTO E MÉTODOS DE PREDIÇÃO

A ebulição convectiva no interior de canais pode ocorrer com diferentes distribuições das fases, cujas características são denominadas de padrões de escoamento. A identificação dos padrões se dá normalmente de forma subjetiva, a partir da visualização do escoamento e o que acontece em macroescala muitas vezes não é verificado em microescala, devido à magnitude e relevância das forças presentes no escoamento se alterarem com a diminuição do diâmetro hidráulico.

Como mencionado, o fato do escoamento ser adiabático ou diabático, ser na vertical ou horizontal, ocorrer em macro ou micro escala influencia o estabelecimento dos padrões de escoamento. A Figura 7 ilustra padrões usualmente encontrados em escoamentos adiabáticos verticais e horizontais.

Figura 7 - Padrões de escoamento adiabáticos verticais e horizontais, respectivamente.



Fonte: (CHENG; RIBATSKI; THOME, 2007).

No escoamento horizontal ocorre a estratificação da fase líquida na parte inferior do canal devido aos efeitos de empuxo. À medida que as velocidades das fases aumentam, o padrão de escoamento se altera até atingir o padrão anular e, incrementos adicionais de velocidades da fase gasosa causam o aumento do *entrainment* (desprendimento de gotas de líquido que passam a escoar no interior da fase gasosa) até a fase líquida se dispersar por completo no interior da fase gasosa.

Os padrões em escoamentos diabáticos são similares, porém ocorre o incremento da quantidade de vapor da mistura bifásica à medida que o fluido evapora ao longo do comprimento do canal.

Kandlikar (2010) analisou a influência das forças durante o escoamento diabático em microcanais diversos, com diâmetros hidráulicos entre 10 a 0,1 mm para diversos números de Reynolds,  $Re$ . Nesse experimento se constatou a diminuição da influência da força gravitacional, o aumento do cisalhamento e da tensão superficial, e a diminuição da intensidade de estratificação da fase líquida com a diminuição do diâmetro hidráulico.

Na observação de padrão de escoamento em microcanais, Revellin e Thome (2007), com uma câmera de alta velocidade, constataram a presença de diferentes padrões de escoamento para os fluidos R134a e R245fa, em microcanais de diâmetro de 0,5 e 0,8 mm. No padrão de bolhas, Figura 8, existe a presença de pequenas bolhas no escoamento

(com diâmetros inferiores ao diâmetro do canal), podendo ser bolhas dispersas ou *plug*, que são pequenos pistões de vapor que caracterizam uma transição do escoamento borbulhado para o intermitente. Esse escoamento tem como característica uma predominância da fase líquida e uma velocidade mássica da fase líquida alta.

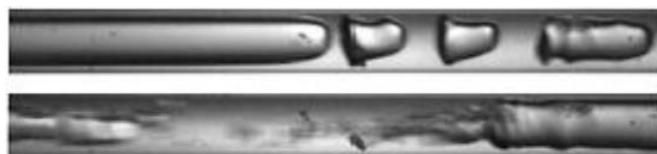
Figura 8 - Escoamento borbulhado com bolhas dispersas (acima) e transição bolhas/*plug* (abaixo).



Fonte: (REVELLIN; THOME, 2007).

O escoamento intermitente ou agitante, Figura 9, apresenta uma mistura de pistões alongados e bolhas dispersas. Ocorrem situações em que as bolhas apresentam face frontal arredondada, conhecido como *slug flow* e bolhas que apresentam face frontal deformada, ou escoamento agitado, conhecido com *churn flow*, sendo esta a transição entre o escoamento intermitente e o semianular.

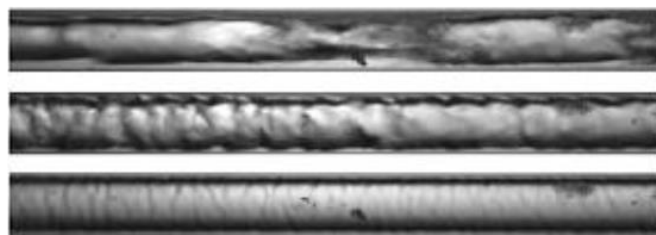
Figura 9 - Escoamento intermitente *slug* (acima) e *churn* (abaixo).



Fonte: (REVELLIN; THOME, 2007).

No escoamento anular, Figura 10, existe uma predominância de vapor contínuo na região central do escoamento, envolvido por uma fina camada de líquido em contato com a parede do canal. Nesse padrão de escoamento tem-se a presença do escoamento semianular, onde a fase líquida começa a se aglomerar na parede do canal. Também, o escoamento anular agitado, onde ocorre a separação da fase líquida e de vapor. Após essa separação, tem-se o escoamento anular suave ou liso.

Figura 10 - Escoamento semianular (acima), anular agitado (centro), anular liso (abaixo).



Fonte: (REVELLIN; THOME, 2007).

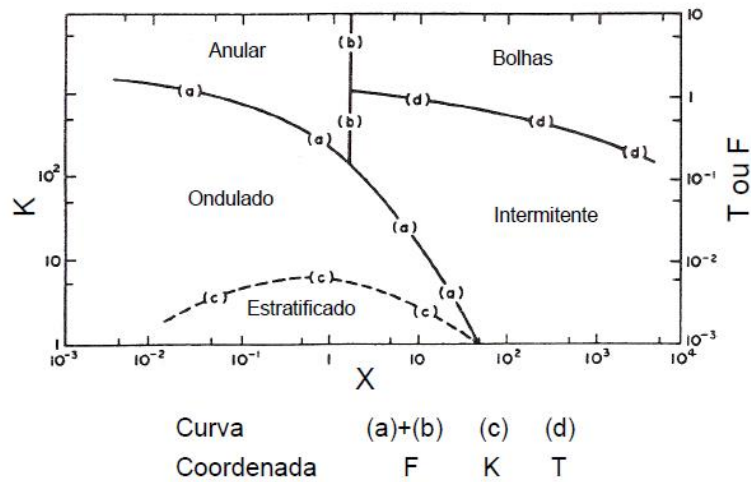
Devido às mudanças das características ao longo do escoamento, se tornam necessários métodos de predição do padrão de escoamento a fim de predizer com melhor confiabilidade dados como, queda de pressão e transferência de calor. Para tanto, são utilizados mapas de padrões de escoamento, geralmente descritos a partir de dois parâmetros independentes que determinam o padrão de escoamento de cada caso.

De acordo com Garcia (2005), não há uma regra para a utilização ou criação desses mapas, eles podem ter eixos estruturados com dimensões ou adimensionais, de acordo com a necessidade do escoamento. Geralmente os eixos mais usados são os de velocidade mássica ( $G$ , em  $\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$ ), fração de vazão ( $\alpha$ ) e título de vapor ( $x$ ).

A maioria dos mapas de padrões é proposta para escoamentos adiabáticos, como ar e água, nitrogênio e água, ar e óleo. Essa preferência se deve a simplicidade desse tipo de escoamento (TIBIRIÇA, 2011).

Na Figura 11 é apresentado o mapa de padrão de escoamento de Taitel e Dukler (1976), desenvolvido para escoamento adiabático a partir de análises fenomenológicas e expresso em termos de parâmetros adimensionais.

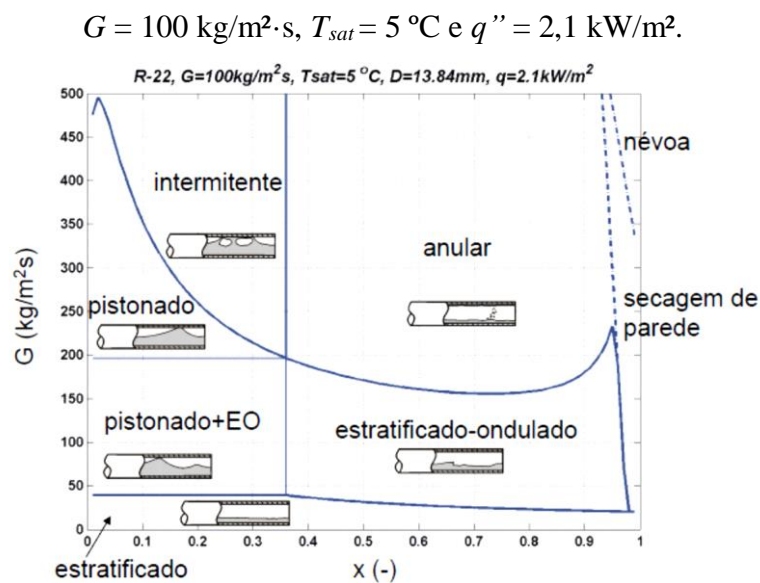
Figura 11 - Mapa de escoamento horizontal adiabático.



Fonte: (TAITEL; DUKLER, 1976).

Wojtan, Ursenbacher e Thome (2005) propuseram outro mapa, Figura 12, para escoamentos em canais convencionais. Os dados experimentais obtidos para obtenção do mapa foram realizados em canais de diâmetros hidráulicos de 8 mm a 13,84 mm, para os fluidos R22 e R410a (ambos em condições saturadas), para velocidades mássicas no intervalo de 70 a 700  $\text{kg/m}^2\text{s}$  e fluxos de calor entre 2 a 57,5  $\text{kW/m}^2$ .

Figura 12 - Mapa de padrões de escoamento para um tubo horizontal de 13,84 mm, R22,



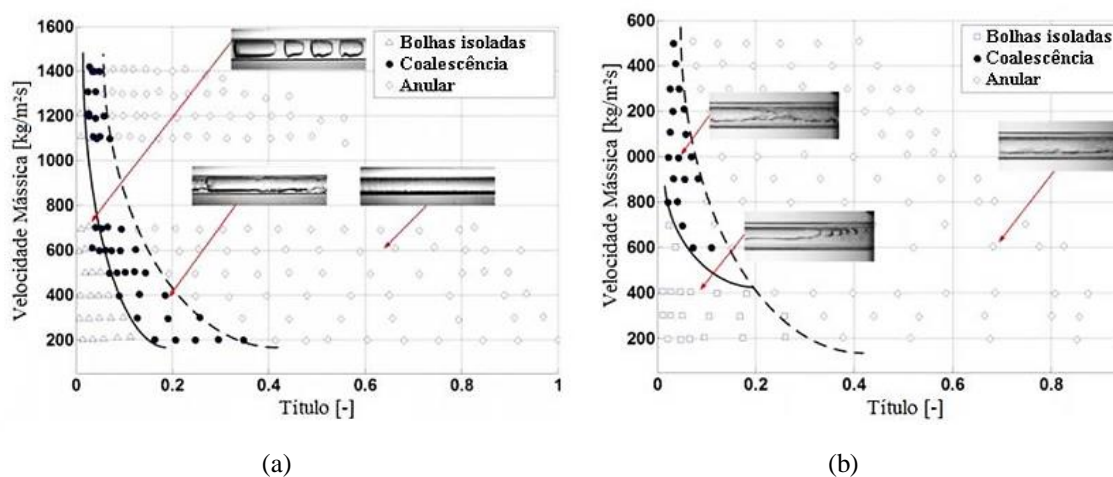
Fonte: (WOJTAN; URSENBACHER; THOME, 2005).

Segundo os autores, o escoamento é classificado em oito padrões de escoamento distintos levando-se em consideração os processos de transferência de calor conforme a morfologia do escoamento.

Revellin e Thome (2007) propuseram um mapa de padrões de escoamento para microcanais baseados em resultados para os fluidos R134a e R245fa com tubos de diâmetros de 0,5 e 0,8 mm. Eles classificaram, inicialmente, seis padrões: bolhas, bolhas/pistonado, pistonado, pistonado/semianular, semianular e anular. Entretanto, o mapa proposto inclui apenas três transições: bolhas isoladas - bolhas coalescentes, bolhas coalescentes - anular e anular - secagem de parede.

Ong e Thome (2011) modificaram o método proposto por Revellin e Thome (2007), incluindo três fluidos diferentes: R134a, R236fa e R245fa, em microcanais de diferentes diâmetros, 1,03; 2,2 e 3,04 mm. Na elaboração desse mapa, três padrões foram identificados: bolhas isoladas, bolhas coalescentes e anular. Os autores consideraram os efeitos do confinamento, inércia, viscosidade, tensão superficial e atrito por meio dos números adimensionais de confinamento ( $Co$ ), de Froude ( $Fr$ ), de Reynolds ( $Re$ ) e o número de Weber ( $We$ ).

Figura 13 - Padrões de escoamento para um tubo horizontal de 1,03 mm de diâmetro interno (a) e de 3,04 mm de diâmetro interno (b), fluido R236fa e  $T_{sat} = 31\text{ }^{\circ}\text{C}$ .



Fonte: (ONG; THOME, 2011).

Sempértégui-Tapia (2016) utilizou o algoritmo de agrupamento  $k$ -means para propor um mapa de padrões de escoamento, baseando-se em um método objetivo de caracterização de escoamentos. Ele tratou simultaneamente os sinais a partir de um par

diodo/sensor laser acoplados em seção em quartzo através da qual ocorria o escoamento; um transdutor piezoelétrico determinou a variação de pressão local do escoamento.

## 2.5 FLUXO DE CALOR CRÍTICO

O fluxo de calor crítico (FCC) corresponde à máxima capacidade de dissipação de calor em condições seguras de operação. O fluxo de calor crítico resulta em uma redução substancial do coeficiente de transferência de calor local, provocada pela interrupção do acesso do líquido à parede aquecida, elevando a temperatura desta e, por conseguinte, acarretando na falha do dispositivo a ser resfriado. Diversos fatores influenciam o fluxo de calor crítico, como por exemplo, a velocidade mássica, propriedades termofísicas do fluido de trabalho, geometria e comprimento do canal, título de vapor na entrada do escoamento, presença ou não de instabilidades no escoamento, entre outros.

Em escoamentos onde a temperatura do fluido é inferior à temperatura de saturação (escoamento subresfriado), observa-se a ocorrência do fluxo de calor crítico para condições de título de vapor termodinâmico inferiores a zero, escoamentos com elevadas velocidades mássicas e grau de subresfriamento e reduzidas razões entre o comprimento aquecido e o diâmetro do canal. Para escoamento saturado, observa-se a ocorrência do fluxo de calor crítico para reduzidas velocidades mássicas e grau de subresfriamento e elevada razão entre o comprimento aquecido e diâmetro do canal.

Segundo Lee e Mudawar (2009), para a ebulição saturada um aumento abrupto na fração de vazio acarreta em uma alteração no padrão de escoamento. O padrão anular apresenta elevada fração de vazio, no qual a transferência de calor é sustentada por uma película líquida na superfície. Logo, o fluxo de calor crítico leva à secagem dessa película fazendo com que a superfície entre em contato direto com o vapor. Para a ebulição subresfriada, o padrão borbulhado se mantém ao longo do comprimento do canal e o fluxo de calor crítico ocorre quando as bolhas de vapor coalescem na parede, formando uma película de vapor sobre esta.

Katto e Ohno (1984) propuseram uma correlação para o FCC durante a ebulição convectiva em um único canal. Trata-se de uma correlação baseada em um extenso banco de dados dos autores cobrindo canais convencionais com diâmetros a partir de 1 mm e validada para escoamentos em condições saturadas ou subresfriada.

Qu e Mudawar (2004), baseando-se em Katto e Ohno (1984), desenvolveram uma correlação ajustada para dados experimentais obtidos para canais com diâmetros inferiores a 1,0 mm, utilizando água e R113 como fluidos de trabalho e dissipadores de calor

composto de multimicrocanais. Em um trabalho anterior, Qu e Mudawar (2003) identificaram instabilidades no escoamento, os quais proporcionam escoamentos reversos que, por sua vez, ocasionam a redução do fluxo de calor crítico.

As instabilidades térmicas são responsáveis por oscilações abruptas na vazão, pressão e temperatura do escoamento, afetando a ebulição convectiva em microescala e causando alterações no funcionamento térmico do sistema. Em dissipadores de calor baseados em multimicrocanais, as instabilidades térmicas estão relacionadas à má distribuição do fluido, ebulição explosiva e escoamento reverso.

Alguns autores (WU; CHENG, 2004; LEE; MUDAWAR, 2005; CHEN; GARI-MELLA, 2006) verificaram um aumento na amplitude das oscilações à medida que o fluxo de calor aumentou, favorecendo a ocorrência de FCC menores.

A fim de uniformizar a distribuição do fluido nos multimicrocanais e minimizar as oscilações no escoamento, autores têm sugerido restrições geométricas ao escoamento. Estas são capazes de reduzir os efeitos de escoamento reverso e instabilidades térmicas, permitindo o alcance de fluxos de calor crítico superiores. (LEE; LIU; YAO, 2010; SZCZUKIEWICZ; BORHANI; THOME, 2013a, 2013b, 2013c).

## 2.6 COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Os métodos de previsão do coeficiente de transferência de calor (CTC) durante a ebulição convectiva podem ser classificados em três grupos:

- Modelos fenomenológicos: baseia-se na modelagem física do fenômeno, considerando as equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia.

- Métodos semiempíricos: utiliza uma fundamentação teórica embasada em critérios físicos para construção do modelo, ajustando coeficientes com base em um banco de dados experimentais. Por exemplo, métodos baseados em padrões de escoamento foram propostos por Kattan, Thome e Favrat. (1998), Wojtan, Ursenbacher e Thome. (2005) e Cheng, Ribatski e Thome. (2008). Como os mecanismos físicos distintos estão associados a cada tipo de padrão de escoamento, acaba-se tendo o desenvolvimento de métodos mais exatos.

- Métodos empíricos: advém da observação experimental de quais parâmetros estão relacionados ao processo em questão, a partir da qual uma correlação envolvendo grupos adimensionais é ajustada aos dados experimentais. A ebulição convectiva é tratada como uma ponderação entre efeitos de ebulição nucleada e convecção forçada. Assim,

correlações são combinadas com fatores de ajustes empíricos para obtenção de novas correlações para ebulição convectiva.

### 2.6.1 Coeficiente de transferência de calor em escoamento monofásico

Para um escoamento laminar plenamente desenvolvido, o número de Nusselt (parâmetro adimensional relacionado ao coeficiente de transferência de calor) apresenta valores constantes, dependendo somente de parâmetros geométricos do canal onde ocorre o escoamento e das condições do escoamento, porém, em microcanais a região de desenvolvimento térmico do escoamento apresenta uma parcela significativa do comprimento do dissipador de calor.

Correlações para o cálculo do Número de Nusselt em escoamento monofásico como as de Shah e London (1978), Stephan e Preuber (1979) e Copeland (2000) levam em consideração essa parcela de desenvolvimento da camada limite termodinâmica, sendo, portanto, métodos de predição muito utilizados em microcanais em escoamentos monofásicos laminares.

O Número de Nusselt para cada uma dessas correlações podem ser obtidos a partir das seguintes relações:

Método de Shah e London (1978):

$$\overline{Nu}_{lam} = 1,953 \cdot \left( \frac{Re \cdot Pr \cdot D_h}{L} \right)^{\frac{1}{3}} ; se \frac{Re \cdot Pr \cdot D_h}{L} > 33,3 \quad (3)$$

$$\overline{Nu}_{lam} = 4,364 + 0,0722 \cdot \frac{Re \cdot Pr \cdot D_h}{L} ; se \frac{Re \cdot Pr \cdot D_h}{L} < 33,3 \quad (4)$$

Método de Stephan e Preuber (1979):

$$\overline{Nu}_{lam} = 4,364 + \frac{0,086 \cdot \left( \frac{Re \cdot Pr \cdot D_h}{L} \right)^{1,33}}{1 + 0,1 \cdot Pr \cdot \left( \frac{Re \cdot D_h}{L} \right)^{0,83}} \quad (5)$$

Método de Copeland (2000):

$$G_{copeland} = \frac{(W/H)^2 + 1}{(W/H + 1)^2} \quad (6)$$

$$\overline{Nu}_{lam} = \left( 2,22 \cdot \left( \frac{Re \cdot Pr \cdot D_h}{L} \right)^{0,33} \right)^3 + (8,31 \cdot G_{copeland} - 0,02)^3)^{\frac{1}{3}} \quad (7)$$

Já para regimes turbulentos plenamente desenvolvidos, com número de Reynolds superiores a 10000 e comprimentos de canal superiores a 20 vezes o diâmetro hidráulico, o número de Nusselt pode ser calculado por meio da correlação de Dittus-Boelter (1930), como mostrado na Equação abaixo:

$$\overline{Nu}_{turb} = 0,023.Re^{0,8}.Pr^{0,4} \quad (8)$$

Quando se compara os valores do número de Nu com os teóricos, em regime laminar de escoamento monofásico em microcanais, alguns autores observam que há uma tendência de que os valores experimentais sejam superiores aos valores teóricos (PENG; PETERSON, 1996; RAHMAN, 2000; PHILLIPS, 2008). Assim existe uma “especulação” de que a transição entre escoamento laminar e turbulento ocorra para número de Reynolds inferior a 2300.

### 2.6.2 Coeficiente de transferência de calor em escoamento bifásico

Para Chen (1966) o coeficiente de transferência de calor local de ebulição convectiva é dado por:

$$h = S.h_{nb} + F.h_{cb} \quad (9)$$

no qual  $h_{nb}$  pode ser obtido a partir da correlação de ebulição em piscina de Forster e Zuber (1955), já o  $h_{cb}$  é a contribuição da ebulição convectiva que pode ser obtida utilizando a correlação de Dittus-Boelter (1930) desenvolvida para um escoamento monofásico, considerando todo o escoamento como sendo líquido. Nesse método,  $S$  corresponde ao fator de supressão de ebulição nucleada, e  $F$ , corresponde ao fator de intensificação da convecção. Diversos autores têm proposto variações do modelo, inclusive para abordagens em ebulição convectiva em microcanais.

Recentemente, Kim e Mudawar (2014) realizaram uma revisão abrangente de artigos publicados na literatura que revelou que a vasta maioria dos métodos preditivos disponíveis para o CTC para ebulição convectiva em microcanais é empírica, nas quais a transferência de calor é representada por correlações para ebulição nucleada, ebulição convectiva ou ambos como mostrado por Li e Wu (2010) e Mahmoud e Karayiannis (2013).

Liu e Winterton (1991) se basearam no método de Chen (1966) para a elaboração de sua correlação propondo que a soma dos fenômenos convectivos e de ebulição geraria

uma intensificação no CTC de ambos, por esse motivo os autores colocaram em sua Equação um expoente assintótico igual a 2 introduzido nas parcelas da ebulição nucleada e da convecção forçada, obtendo valores de CTC superestimados para títulos de vapor elevados e subestimados para títulos menores.

O método para predição do CTC para microcanais proposto por Kandlikar e Balasubramanian (2004) modificou o método apresentado por Kandlikar (1991) para ebulição convectiva em canais convencionais, levando em consideração as condições de escoamento laminar e desprezando os efeitos de estratificação devido à gravidade. Os autores mantiveram os valores das constantes empíricas propostas no modelo de Kandlikar (1991) para canais convencionais.

O CTC proposto por Kim e Mudawar (2013) que coletaram 10805 dados experimentais de transferência de calor (para  $x$  inferiores ao início do *dryout*) de 31 estudos independentes, correspondendo a 18 tipos de fluidos de trabalho; diâmetro hidráulico de 0,19 a 6,5 mm; velocidade mássica de 19 a 1608 kg/m<sup>2</sup>s; número de Reynolds de 57 a 49820 e pressão reduzida de 0,005 - 0,69. Os autores propuseram um modelo baseado na superposição dos efeitos de ebulição nucleada e convectivos para microcanais.

Kanizawa, Tibiriça e Ribatski (2016) modificaram o método de predição do CTC proposto por Saitoh, Daiguji e Hihara (2007) por meio de novos parâmetros empíricos com base em sua extensa base de dados (1970 dados experimentais) para microcanais e diâmetros de tubos 0,38 a 2,32 mm.

Na Tabela 3 são mostradas as principais correlações para os coeficientes de transferência de calor bifásicos comentadas anteriormente.

Tabela 3 - Correlações para Coeficiente de Transferência de Calor bifásico (continua).

Correlação	Equação	Comentários
Chen (1966)	$h_{2\phi} = F \cdot h_{cb} + S \cdot h_{nb}$ $F = 2,35 \cdot \left(0,213 + \frac{1}{X}\right)^{0,736}$ $S = \left(1 + 0,00000253 \cdot Re_{tp}^{1,17}\right)^{-1}$ $h_{cb} = 0,023 \cdot Re_l^{0,8} \cdot Pr_l^{0,4} \cdot \frac{k_l}{D_h}$ $h_{nb} = 0,001222 \cdot \frac{k_l^{0,79} \cdot C_{pl}^{0,45} \cdot \rho_l^{0,49}}{\sigma^{0,5} \cdot \mu_l^{0,29} \cdot h_{lv}^{0,24} \cdot \rho_g^{0,24}} \cdot \Delta T_{sat}^{0,24} \cdot \Delta P_{sat}^{0,75}$ $X = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \cdot \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0,1}$	Macrocanais. Água, metanol, ciclo-hexano, heptano, pentano e benzeno. Canais circulares e configuração anular. P = 55 a 3503 kPa.

Tabela 3 - Correlações para Coeficiente de Transferência de Calor bifásico (conclusão).

Liu e Winterton (1991)	$h_{2\phi} = ((F \cdot h_{cb})^2 + (S \cdot h_{nb})^2)^{0,5}$ $F = (1 + x \cdot Pr_l \cdot (\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1))^{0,35}$ $S = (1 + 0,055 \cdot E^{0,1} \cdot Re_{l0}^{0,16})^{-1}$ $h_{nb} = 55 \cdot Pr_r^{0,12-0,434 \cdot Ln(Rp)}$ $(-\log Pr_r)^{-0,55} \cdot M_m^{-0,5} \cdot q''_{efetivo}{}^{0,67}$ $h_{cb} = 0,023 \cdot Re_l^{0,8} \cdot Pr_l^{0,4} \cdot \frac{k_l}{D_h}$	Macrocanais. 4202 dados. Água, R11, R12, R22, R113, R114, R134a, água + etileno-glicol. Canais circulares com $D = 2,95$ a $32$ mm; $p_r$ de $0,0023$ a $0,895$ ; $G$ de $12,4$ a $8179,3$ kg/m <sup>2</sup> s; $q'' = 0,35$ a $2620$ kW/m <sup>2</sup> e $x$ entre $0$ e $0,948$ .
Li e Wu (2010)	$h_{2\phi} = 334 \cdot Bo^{0,3} \cdot (Bo \cdot Re_l^{0,36})^{0,4} \cdot \frac{k_l}{D_h}$	Microcanais. 4228 pontos da literatura. 24 fluidos. Canais circulares e retangulares; $D = 0,19$ a $3,0$ mm; $G = 20,3$ a $2000$ kg/m <sup>2</sup> s; $q'' = 1,0$ a $715$ kW/m <sup>2</sup> e $x = 0$ a $1,0$ .
Mahmoud e Karayiannis (2013)	$h_{2\phi} = F \cdot h_{cb} + S \cdot h_{nb}$ $F = (1 + \frac{2,812 \cdot Co^{-0,408}}{X})^{0,64}$ $S = (1 + 0,00000253 \cdot (Re_l \cdot E^{1,25})^{1,17})^{-1}$ $h_{cb} = 4,36 \cdot \frac{k_l}{D_h}$ $h_{nb} = 55 \cdot Pr_r^{0,12-0,434 \cdot Ln(Rp)}$ $(-\log Pr_r)^{-0,55} \cdot M_m^{-0,5} \cdot q''_{efetivo}{}^{0,67}$ $X = (\frac{1-x}{x})^{1,0} \cdot (\frac{\rho_g}{\rho_l})^{0,5} \cdot (\frac{\mu_l}{\mu_g})^{0,5}$	Microcanal único com $D = 0,52$ a $4,26$ mm. 5152 pontos da Literatura. Fluido: apenas o R134a. $G = 100$ a $700$ kg/m <sup>2</sup> s.
Kim e Mudawar (2013)	$h_{2\phi} = ((F \cdot h_{cb})^2 + (S \cdot h_{nb})^2)^{0,5}$ $F = 1$ $S = 1$ $h_{cb} = (2345 \cdot Bo^{0,7} \cdot Pr_r^{0,38} \cdot (1-x)^{-0,51}) \cdot (0,023 \cdot Re_l^{0,8} \cdot Pr_l^{0,4} \cdot \frac{k_l}{D_h})$ $h_{nb} = (5,2 \cdot Bo^{0,08} \cdot We_{fo}^{-0,54} + 3,5 \cdot (\frac{1}{X})^{0,94} \cdot (\frac{\rho_g}{\rho_l})^{0,25}) \cdot (0,023 \cdot Re_l^{0,8} \cdot Pr_l^{0,4} \cdot \frac{k_l}{D_h})$	Micro e minicanais. 10805 dados com 18 fluidos diferentes. $D = 0,19$ a $6,5$ mm; $p_r$ de $0,005$ a $0,69$ ; $G$ de $19$ a $1600$ kg/m <sup>2</sup> s.

Fonte: Elaborado pelo autor.

## 2.7 QUEDA DE PRESSÃO

### 2.7.1 Correlações para a queda de pressão em escoamentos monofásicos

A queda de pressão em escoamentos monofásicos é calculada pela correlação que leva em consideração o coeficiente de atrito,  $f$ , a velocidade mássica,  $G$ , a densidade do fluido,  $\rho_l$ , e o diâmetro hidráulico do escoamento,  $D_h$ , expressa por:

$$\Delta P_{atr} = \frac{2 \cdot f \cdot G^2}{\rho \cdot D_h} \cdot L \quad (10)$$

O coeficiente de atrito expresso na Equação (10) é o coeficiente tipo Fanning para escoamento laminar em canais retangulares lisos, sendo este de acordo com Shah e London (1978) dado por:

$$f = \frac{L_{desh} \cdot f_{lamND} + (L - L_{desh}) \cdot f_{lamPD}}{L} \quad (11)$$

sendo  $L_{desh}$  o comprimento de desenvolvimento hidrodinâmico do escoamento [m] e  $f_{lamPD}$  e  $f_{lamND}$  os fatores de atrito das regiões plenamente desenvolvidas e em desenvolvimento respectivamente [-], calculados de acordo com as equações a seguir:

$$f_{lamPD} = \frac{24}{Re} \cdot (1 - 1,3553 \cdot \& + 1,9467 \cdot \&^2 - 1,7012 \cdot \&^3 + 0,9564 \cdot \&^4 - 0,2537 \cdot \&^5) \quad (12)$$

$$f_{lamND} = \left( \left( \frac{0,8}{0,5 \cdot L^{+0,57}} \right)^2 + (f_{lamPD} \cdot Re)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{1}{Re} \quad (13)$$

$$L^+ = L / D_h Re \quad (14)$$

$$L_{desh} = 0,05 D_h Re \quad (15)$$

onde  $\&$  é a razão entre a largura e a altura dos microcanais [-].

No caso do regime de escoamento turbulento, em canais lisos e em condição plenamente desenvolvida, o coeficiente de atrito pode ser estimado por meio da correlação de Blasius (1911) e White (1998):

$$f = 0,079 / Re^{0,25} \quad (16)$$

### 2.7.2 Modelos para queda de pressão em escoamentos bifásicos

Em escoamentos bifásicos, o gradiente de pressão total é composta da soma das parcelas devido aos efeitos gravitacionais, aceleracionais e de atrito:

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_{total} = \left(\frac{dp}{dz}\right)_{grav} + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{acel} + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{atr} \quad (17)$$

sendo cada parcela relacionada aos seguintes efeitos:

- $(dp/dz)_{grav}$  *gradiente de pressão gravitacional*, devido à diferença da cota do escoamento (desprezível para escoamentos horizontais) dada por:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{grav} = \rho_{2\phi} g \text{sen}(\theta) \quad (18)$$

onde  $\theta$  é o ângulo entre o eixo axial do tubo e o plano horizontal e  $\rho_{2\phi}$  é a densidade da mistura bifásica, indicando-se para sua determinação a Equação a seguir:

$$\rho_{2\phi} = [x/\rho_v + (1-x)/\rho_l]^{-1} \quad (19)$$

➤  $(dp/dz)_{acel}$  *gradiente de pressão aceleracional (ou inercial)*, decorre da variação de velocidade do escoamento; sua ocorrência está relacionada à mudança de fase, efeitos de compressibilidade e alterações na seção transversal do escoamento. Para um duto com geometria constante e sob condições de mudança de fase é dado pela seguinte Equação:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{acel} = G^2 \frac{d}{dz} \left[ \frac{x^2}{\rho_v \alpha} + \frac{(1-x)^2}{\rho_l (1-\alpha)} \right] \quad (20)$$

cuja solução para um determinado comprimento  $L$  de tubulação resulta em:

$$\Delta p_{acel} = G^2 \left\{ \left[ \frac{x^2}{\rho_v \alpha} + \frac{(1-x)^2}{\rho_l (1-\alpha)} \right]_s - \left[ \frac{x^2}{\rho_v \alpha} + \frac{(1-x)^2}{\rho_l (1-\alpha)} \right]_e \right\} \quad (21)$$

com os subscritos  $e$  e  $s$  correspondendo, respectivamente, às condições de entrada e saída do trecho considerado.

➤  $(dp/dz)_{atr}$  *gradiente de pressão por atrito*, decorre de efeitos de dissipação viscosa entre o fluido e a parede do canal e, para escoamento bifásico, além deste tem-se a dissipação relacionada à interação entre as fases de líquido e vapor. O gradiente de pressão devido ao atrito em escoamentos bifásicos corresponde à maior parcela do gradiente de pressão total.

A parcela do atrito do gradiente de pressão total devido à dissipação viscosa é calculada a partir da tensão cisalhante média dos fluidos agindo sobre o perímetro molhado da mistura na parede. Geralmente, avalia-se esta parcela a partir da definição do coeficiente de atrito, que neste caso é tratado como do tipo Fanning. A contribuição do atrito para o gradiente de pressão total é um dos tópicos em escoamentos bifásicos que tem atraído grande atenção de pesquisadores devido à impossibilidade de sua determinação analítica.

Assim, métodos para determinação da fração de vazio superficial tornam-se importantes, pois embora métodos analíticos existam para determinação das parcelas gravitacional e aceleracional, estes dependem da correta determinação da fração de vazio. Além disso, a determinação empírica da parcela de queda de pressão devido ao atrito tem seu valor estimado a partir das correlações propostas para as parcelas aceleracional e gravitacional, que são subtraídas da queda de pressão total.

### ***Modelo homogêneo***

Métodos de previsão da fração de vazio superficial são necessários para a estimativa da parcela gravitacional e aceleracional da queda de pressão total. Também são utilizados para a previsão de padrões de escoamento e para o cálculo das propriedades médias da mistura em modelos que estimam a parcela devido ao atrito. Estes métodos são geralmente baseados em multiplicadores bifásicos e modelos denominados de cinemáticos que envolvem a solução da velocidade relativa entre as fases.

O modelo homogêneo considera que a mistura bifásica se comporta como um pseudofluido monofásico com propriedades físicas médias que são ponderadas por meio do título de vapor e da fração de vazio superficial, além das velocidades das fases líquidas e de vapor serem similares, com perfil uniforme ao longo da seção transversal. (COLLIER; THOME, 1996; CAREY, 1992). Assim, este modelo é indicado para escoamentos em que uma fase encontra-se dispersa na outra, conforme observado para os padrões de bolhas e névoa.

Para a aplicação do modelo homogêneo os seguintes procedimentos são encontrados na literatura para a estimativa da densidade da mistura bifásica através da ponderação entre as propriedades das fases líquida e vapor:

$$\rho_{2\phi} = x\rho_v + (1 - x)\rho_l \quad (22)$$

$$\rho_{2\phi} = \alpha\rho_v + (1 - \alpha)\rho_l \quad (23)$$

$$\rho_{2\phi} = [x/\rho_v + (1 - x)/\rho_l]^{-1} \quad (24)$$

Para a viscosidade da mistura bifásica diferentes autores propuseram correlações para a sua estimativa, como as de McAdams, Woods e Heroman (1942), Davidson et al. (1943), Cicchitti *et al.* (1960), Owens (1961) e Dukler, Wicks e Cleveland (1964) apresentadas no livro de Collier e Thome (1994).

$$\mu_{2\emptyset} = [x/\mu_v + (1 - x)/\mu_l]^{-1} \quad (25)$$

$$\mu_{2\emptyset} = \mu_l [1 + x(\rho_{vl}/\rho_v)] \quad (26)$$

$$\mu_{2\emptyset} = x\mu_v + (1 - x)\mu_l \quad (27)$$

$$\mu_{2\emptyset} = \mu_l \quad (28)$$

$$\mu_{2\emptyset} = \rho_{2\emptyset} [x(\mu_v/\rho_v) + (1 - x)(\mu_l/\rho_l)] \quad (29)$$

Assim, a partir da razão entre as vazões volumétricas das fases líquido e vapor é possível obter a seguinte Equação, relacionando a fração de vazio e o título de vapor:

$$\alpha = \frac{1}{1 + S \frac{(1-x)\rho_v}{x\rho_l}} \quad (30)$$

onde  $S$  é a razão de deslizamento entre as fases (*slip ratio*) definida como  $V_v/V_l$ , que no caso do modelo homogêneo é igual a unidade. A partir da razão entre as vazões volumétricas das fases líquido e vapor é possível demonstrar que, para o modelo homogêneo, a fração de vazio superficial e a fração volumétrica são similares ( $\alpha = \beta$ ).

A partir da viscosidade dinâmica média da mistura calcula-se o número de Reynolds e o fator de atrito tipo Fanning dados por:

$$Re = \frac{G \cdot D}{\mu} \quad (31)$$

$$f = \frac{16}{Re} \quad (32)$$

sendo a Equação (32) para  $Re$  menor que 2300. Caso o  $Re$  seja maior que 2300, deve-se usar para o cálculo do fator de atrito a Equação de Blasius (1911) e White (1998) indicada na Equação (16).

Finalmente calcula-se o gradiente de pressão devido ao atrito por meio da Equação a seguir:

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_{atr,2\emptyset} = \frac{2 \cdot f_m \cdot G^2}{D \cdot \rho_m} \quad (33)$$

### ***Modelo de fases separadas***

O modelo de fases separadas considera o efeito da separação de fases na queda de pressão por atrito, ou seja, a velocidade da fase líquido e vapor escoam cada qual com suas respectivas velocidades médias.

Os multiplicadores bifásicos foram introduzidos por Lockhardt e Martinelli (1949) com o objetivo de correlacionar o gradiente de pressão por atrito do escoamento bifásico a partir do escoamento monofásico. Os seguintes multiplicadores foram definidos:

$$\phi_v^2 = \frac{(dp/dz)_{2\phi}}{(dp/dz)_v} \quad (34)$$

$$\phi_l^2 = \frac{(dp/dz)_{2\phi}}{(dp/dz)_l} \quad (35)$$

onde  $(dp/dz)_v$  e  $(dp/dz)_l$  são os gradientes de pressão considerando apenas as parcelas de vapor ou de líquido que escoam isoladamente em um duto com a mesma dimensão [-]. Analogamente, definem-se os multiplicadores bifásicos considerando a mistura bifásica escoando como líquido ou vapor em um canal com as mesmas dimensões. Estes multiplicadores são dados pelas seguintes equações:

$$\phi_{vo}^2 = \frac{(dp/dz)_{2\phi}}{(dp/dz)_{vo}} \quad (36)$$

$$\phi_{lo}^2 = \frac{(dp/dz)_{2\phi}}{(dp/dz)_{lo}} \quad (37)$$

A partir da razão entre os multiplicadores bifásicos para as fases vapor e líquido escoando isoladamente no tubo, equações (36) e (37), e assumindo o escoamento de ambas as fases turbulento, com o fator de atrito dado pela Equação de Blasius (Equação 16), obtêm-se o parâmetro de Lockhardt e Martinelli,  $X$ , dado pela seguinte Equação:

$$X_{t,t} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,1} \quad (38)$$

Os multiplicadores bifásicos segundo a forma generalizada por Chisholm (1967) são dados por:

$$\phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (39)$$

$$\phi_v^2 = 1 + C \cdot X + X^2 \quad (40)$$

sendo a primeira para  $Re_l$  menor ou igual a 4000 e a segunda para  $Re_l$  maior que 4000.

O parâmetro de Chisholm,  $C$ , é uma função das propriedades do fluido e das condições experimentais. Para o escoamento turbulento de duas fases, o parâmetro de Martelli,  $X_{t,t}$ , é calculado pela Equação (38), conforme mostrado em Collier e Thome (1996).

Correlações para a queda de pressão baseadas em multiplicadores bifásicos são comumente encontradas na literatura. Friedel (1979) propôs um método empírico baseado nos multiplicadores bifásicos. As constantes empíricas deste método foram ajustadas através de um amplo banco de dados contendo aproximadamente 25000 resultados experimentais, incluindo dados para escoamentos horizontais e verticais. O autor incluiu o número de Froude a fim de capturar efeitos de estratificação do escoamento; o número de Weber da mistura para relacionar efeitos inerciais e de tensão superficial associado à rugosidade interfacial e a perturbações na interface relacionadas à transição entre padrões de escoamento.

Cioncolini, Thome e Lombard. (2009) propuseram um modelo para a previsão da queda de pressão por atrito em escoamentos bifásicos segundo o padrão anular válido para condições de macro e microescala. Este modelo considera efeitos da velocidade do vapor, da fração de líquido entranhada no vapor e da espessura média do filme líquido.

Lee e Mudawar (2005) mediram a queda de pressão por atrito em um micro dissipador de calor usado em sistemas de refrigeração. As dimensões dos canais foram de 0,231 mm de largura e 0,713 mm de profundidade. Os autores propuseram uma nova correlação, baseados em seus dados experimentais, para melhor predizer a parcela de queda de pressão por atrito. Além da viscosidade e das propriedades físicas, o efeito da tensão superficial e das condições de escoamento foram levadas em consideração.

Sun e Mishima (2009) coletaram 2092 dados de queda de pressão por atrito. O intervalo do diâmetro hidráulico dos microcanais utilizados foi de 0,506 a 12 mm. Por meio de método estatístico, eles propuseram uma correlação que relaciona o parâmetro  $C$  e o número de Reynolds para a fase líquido e vapor, principalmente para valores superiores a 2000. Neste estudo também, onze correlações para o cálculo da queda de pressão por atrito em escoamentos bifásicos foram avaliadas. Os resultados mostraram que os

métodos de Lockhart e Martinelli (1949) previam satisfatoriamente os dados experimentais na região laminar; enquanto que a correlação de Müller-Steinhagen e Heck (1986) estava entre as mais precisas para a região turbulenta.

Sempértegui-Tapia e Ribatski (2016) se basearam na correlação de Müller-Steinhagen e Heck (1986) e em experimentos em microcanais com 1468 dados experimentais com fluidos como R134a, R1234ze(E), R1234yf e R600a, sessão transversal de microcanais circular, quadrada e triangular com diâmetro hidráulicos de 1,1; 0,977 e 0,835 mm, respectivamente para desenvolverem sua própria correlação.

Kim e Mudawar (2012) coletaram 2378 dados experimentais de queda de pressão de 36 fontes diferentes sobre ebulição convectiva e propuseram um modelo para queda de pressão baseado em multiplicadores bifásicos para canais de diâmetro reduzido. Eles buscaram capturar efeitos viscosos, inerciais, de tensão superficial e fluxo de calor, por meio dos números adimensionais de Reynolds, Weber e Bond. Eles também consideraram a relação de densidades das fases e as variações de pressão reduzida.

Li e Wu (2010) fizeram uma correlação para queda de pressão a partir dos multiplicadores bifásicos baseado em um banco de dados com 769 pontos de resultados experimentais com 12 fluidos diferentes e diâmetro hidráulico variando entre 0,148 a 3,25 mm.

Zhang *et al.* (2010), assim como Li e Wu (2010) também fizeram uma correlação para a queda de pressão a partir dos multiplicadores bifásicos, baseado em um banco de dados com 4402 pontos experimentais com 12 fluidos diferentes e diâmetro hidráulico variando entre 0,007 a 6,25 mm.

Observa-se na Tabela 4 as correlações de queda de pressão bifásica comentadas nesse tópico.

Tabela 4 - Correlações de queda de pressão bifásica (continua).

Correlação	Equação	Comentários
Lockhardt e Martinelli (1949)	$\left(\frac{dp}{dz}\right)_l = \frac{2 \cdot f_l \cdot G^2 \cdot (1-x)^2}{\rho_l \cdot D_h}$	Adiabático, ar-benzeno, ar-querosene, ar-água, ar-óleos, $D = 1,488$ a $25,83$ mm.
	$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{atr,2\phi} = \left(\frac{dp}{dz}\right)_l \cdot \phi_l^2$	
	$\phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2}$	
	$C_{l,l} = 5$	
	$C_{l,t} = 12$	
	$X = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,5}$	

Tabela 4 - Correlações de queda de pressão bifásica (continuação).

Modelo Homogêneo de Cicchitti <i>et al.</i> (1960)	$\rho_{2\phi} = x\rho_v + (1-x)\rho_l$ $\mu_{2\phi} = x\mu_v + (1-x)\mu_l$ $\left(\frac{dp}{dz}\right)_{atr,2\phi} = \frac{2 \cdot f_{2\phi} \cdot G^2}{D \cdot \rho_{2\phi}}$	---
Müller-Steinhagen e Heck (1986)	$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{atr,2\phi} = C \cdot (1-x)^{\frac{1}{3}} + B \cdot x^3$ $C = A + (B - A) \cdot x$ $A = 2 \cdot f_l \cdot \frac{G^2}{D_h \cdot \rho_l}$ $B = 2 \cdot f_v \cdot \frac{G^2}{D_h \cdot \rho_v}$	Água-ar, água-vapor, água-óleo, R11, R12, R22, Argônio, N2 e Neon. Com multimicrocanais circulares, retangulares e quadrados; $D = 4$ a 203 mm.
Li e Wu (2010)	$\left(\frac{dp}{dz}\right)_l = \frac{2 \cdot f_l \cdot G^2 \cdot (1-x)^2}{\rho_l \cdot D_h}$ $\left(\frac{dp}{dz}\right)_{atr,2\phi} = \left(\frac{dp}{dz}\right)_l \cdot \phi_l^2$ $\phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2}$ $C = 11,9 \cdot Bo^{0,45}; \text{ se } Bo < 1,5$ $C = 109,4 \cdot Bo^{0,45}; \text{ se } Bo > 1,5$ $X = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,5}$	769 dados de micro e minicanais com escoamentos bifásicos adiabáticos de 12 fluidos diferentes. $D = 0,148$ a 3,25 mm.
Zhang <i>et al.</i> (2010)	$\left(\frac{dp}{dz}\right)_l = \frac{2 \cdot f_l \cdot G^2 \cdot (1-x)^2}{\rho_l \cdot D_h}$ $\left(\frac{dp}{dz}\right)_{atr,2\phi} = \left(\frac{dp}{dz}\right)_l \cdot \phi_l^2$ $\phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2}$ $C = 21 \cdot \left(1 - \text{EXP}\left(\frac{-0,358}{La}\right)\right)$ $X = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,5}$	4402 dados de micro e minicanais com escoamentos bifásicos adiabáticos. $D = 0,07$ a 6,25 mm.

Tabela 4 - Correlações de queda de pressão bifásica (conclusão).

Kim e Mudawar (2012)	$\left(\frac{dp}{dz}\right)_l = \frac{2 \cdot f_l \cdot G^2 \cdot (1-x)^2}{\rho_l \cdot D_h}$ $\left(\frac{dp}{dz}\right)_{atr,2\phi} = \left(\frac{dp}{dz}\right)_l \cdot \phi_l^2$ $\phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2}$ $C_{l,l} = \frac{35}{10^6} \cdot Re_{l0}^{0,44} \cdot Su_{vo}^{0,5} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,48}$ $C_{l,t} = \frac{15}{10^4} \cdot Re_{l0}^{0,59} \cdot Su_{vo}^{0,19} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,36}$ $Su_{vo} = \frac{\rho_v \cdot \sigma \cdot D_h}{\mu_v^2}$ $X_{l,l} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,5}$ $X_{l,t} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{1,0} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,5}$	7115 dados a partir de 36 estudos independentes da literatura. 17 fluidos. Com multimicrocanais de $D = 0,0695$ a $6,22$ mm; $G = 4$ a $8528$ kg/m <sup>2</sup> s; $x = 0$ a $1$ e $p_r = 0,0052$ a $0,91$
Sempértegui-Tapia e Ribatski (2016)	$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{atr,2\phi} = C \cdot (1-x)^{\frac{1}{2,31}}$ $+ B \cdot x^{2,31}$ $C = A + \omega \cdot (B - A) \cdot x$ $A = 2 \cdot f_l \cdot \frac{G^2}{D_h \cdot \rho_l}$ $B = 2 \cdot f_v \cdot \frac{G^2}{D_h \cdot \rho_v}$ $\omega = 3,01.$ $EXP(-0,00464 \cdot Re_{l0}/1000)$	1468 dados experimentais para R134a, R1234ze(E), R1234yf e R600a. microcanal único com seção transversal circular, quadrada e triangular com $D = 1,1$ ; $0,977$ e $0,835$ mm, respectivamente. $G = 100$ a $1600$ kg/m <sup>2</sup> s; $T_{sat} = 31$ e $41$ °C e $x = 0,05$ a $0,95$

Fonte: Elaborado pelo autor.

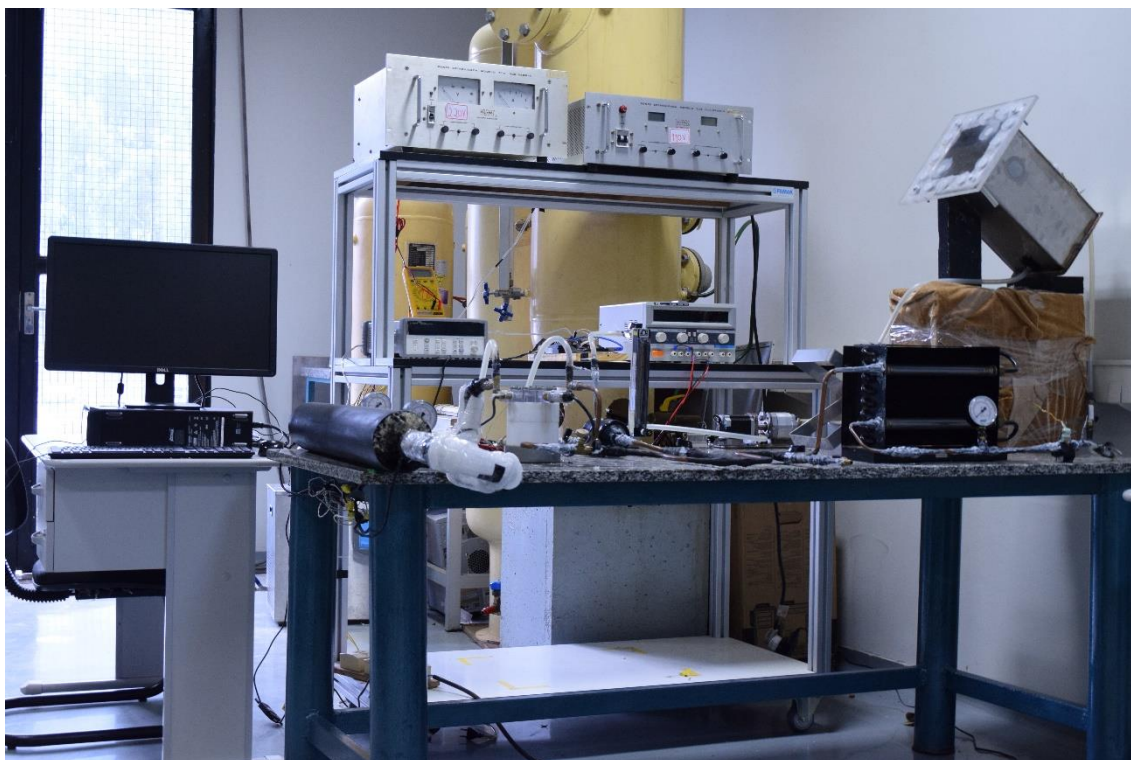
### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

Este Capítulo descreve a montagem da bancada experimental utilizada, além dos procedimentos adotados para obtenção dos dados experimentais referentes ao presente estudo.

#### 3.1 APARATO EXPERIMENTAL

Visto que a presente pesquisa tem um enfoque experimental, uma bancada de testes foi projetada e montada nas dependências do Laboratório de escoamento Bifásico da UNESP/Câmpus de Ilha Solteira para a realização do estudo, como mostrado na Figura 14. Os resultados experimentais foram adquiridos utilizando um microtrocador de calor baseado em microcanais submetido a um fluxo de calor prescrito. Desta forma, foi possível analisar o desempenho térmico e hidrodinâmico do fluido nos microcanais para diferentes condições de trabalho como, vazão do escoamento, fluxo de calor imposto e o subresfriamento de entrada nos microcanais.

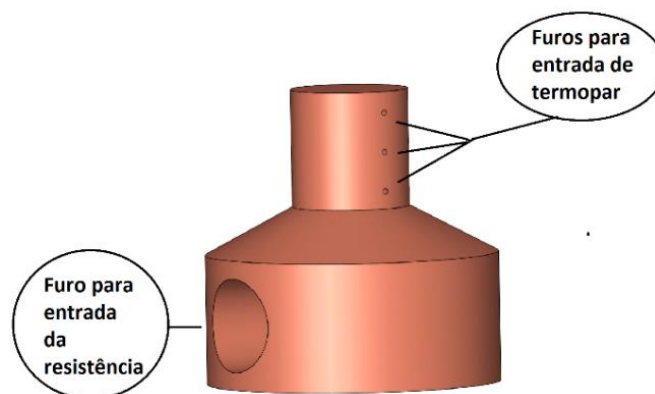
Figura 14 - Foto da bancada de testes projetada e montada para o presente estudo.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

O fluxo de calor foi imposto por meio de uma resistência elétrica do tipo cartucho (250 W/220 V), alimentada por uma fonte de potência (Tectrol, Modelo TCA 300-05BR1A) e encaixada em um suporte/bloco de cobre (Figura 15), no qual o microtrocador de calor está acoplado. O isolamento térmico de toda a seção de testes consistiu de uma peça de politetrafluoretileno.

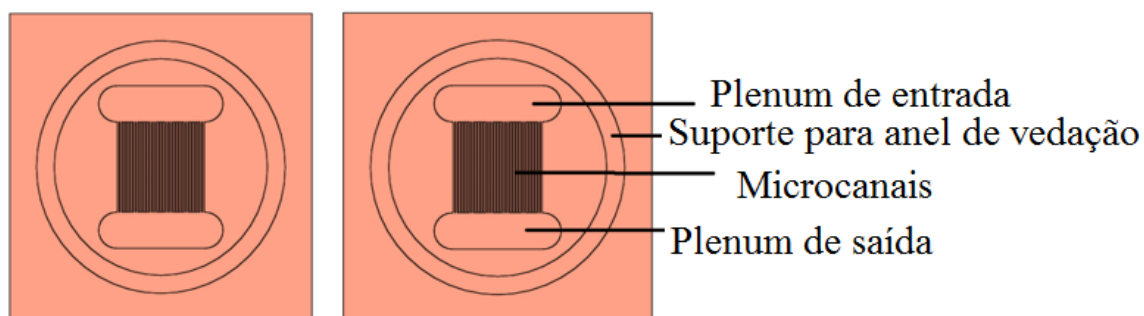
Figura 15 - Bloco/suporte de cobre contendo a localização dos termopares.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

O bloco de cobre possui três termopares tipo K, fixados no interior de três orifícios localizados ao longo do tarugo de cobre, com o objetivo de determinar o perfil de temperatura no tarugo e o fluxo de calor entregue ao dissipador e ao fluido de trabalho. O dissipador de calor analisado (Figuras 16 e 17) possui 33 microcanais de seção retangular com dimensões de 10 mm de comprimento, 200  $\mu\text{m}$  de largura, 500  $\mu\text{m}$  de altura e espaçados 100  $\mu\text{m}$  entre si (todas essas geometrias presentes na Tabela 5). Os testes foram realizados utilizando como fluido de trabalho o HFE-7100, cuja temperatura de saturação é de 61  $^{\circ}\text{C}$ , à pressão atmosférica local.

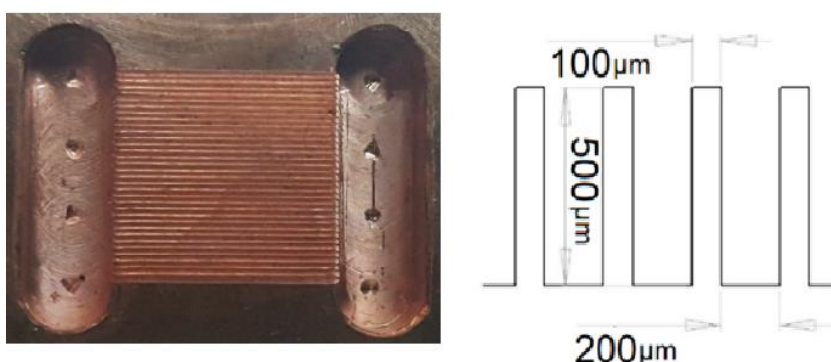
Figura 16 - Vista superior do dissipador de calor analisado.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Os microcanais foram fabricados pelo processo de fresamento, por meio de fresadora CNC da Hermile modelo C800U localizada no Núcleo de Manufatura Avançada da Escola de Engenharia de São Carlos. As incertezas do processo, como largura, altura e comprimento dos microcanais, são devido ao disco de corte utilizado, referente a  $5\ \mu\text{m}$  segundo seu fabricante. O material utilizado na fabricação foi o cobre eletrolítico, devido a sua alta condutividade térmica ( $398\ \text{W/m}^2\text{K}$  a  $25\ ^\circ\text{C}$ ) que auxilia na troca térmica.

Figura 17 - Destaque para a região dos microcanais do dissipador de calor analisado.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Os *plenums* de entrada e de saída foram fabricados por fresagem de topo e tem a função de homogeneizar a distribuição de fluido no interior dos microcanais e facilitar a drenagem destes. Suas dimensões são de 3 mm de profundidade, 4 mm de comprimento, 10 mm de largura e bordas laterais arredondadas com raio de 2 mm cada. O furo circular para encaixe do anel de vedação foi fabricado pelo mesmo processo, com dimensões de 26 mm de diâmetro, profundidade de 1,3 mm e largura de 1,8 mm.

Tabela 5 - Padrões geométricos e dimensões dos microcanais.

Número de microcanais [-]	33
Comprimento dos microcanais (m)	0,01
Área superficial dos <i>plenums</i> (m <sup>2</sup> )	0,00015
Área <i>footprint</i> (m <sup>2</sup> )	0,0001
Diâmetro hidráulico (m)	0,000286
Largura dos microcanais (m)	0,0002
Altura dos microcanais (m)	0,0005
Condutividade térmica do cobre a $25\ ^\circ\text{C}$ (W/m·K)	398

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Para haver o mínimo de resistência térmica de contato entre a peça de cobre e o microcanal, as duas peças foram soldadas com a adição de latão, formando uma única peça (Figura 18).

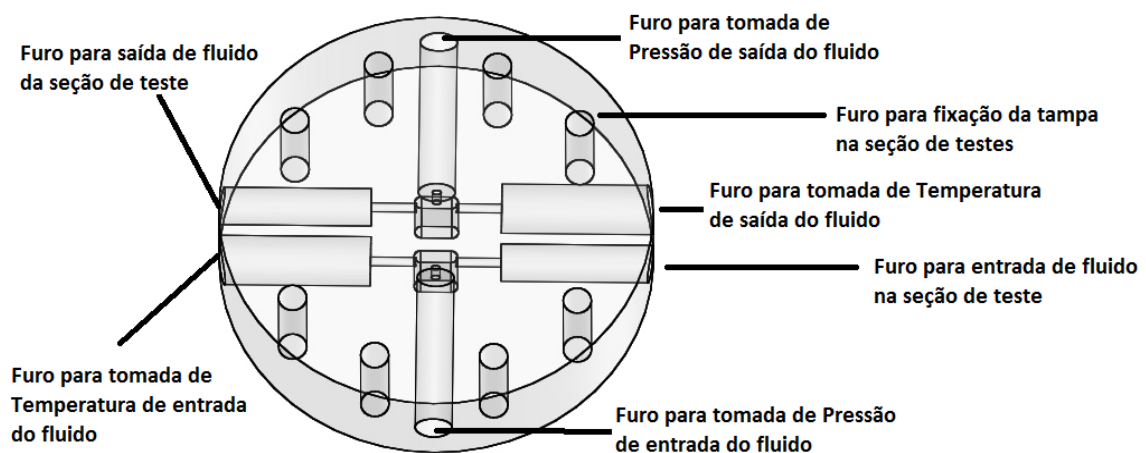
Figura 18 - Base dos microcanais soldada no suporte/tarugo de cobre. (a) vista lateral; (b) vista superior.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

A parte superior do trocador de calor foi isolada por uma peça de policarbonato transparente a fim de permitir a visualização do escoamento, como mostra a Figura 19:

Figura 19 - Vista em perspectiva da parte superior da seção de testes.

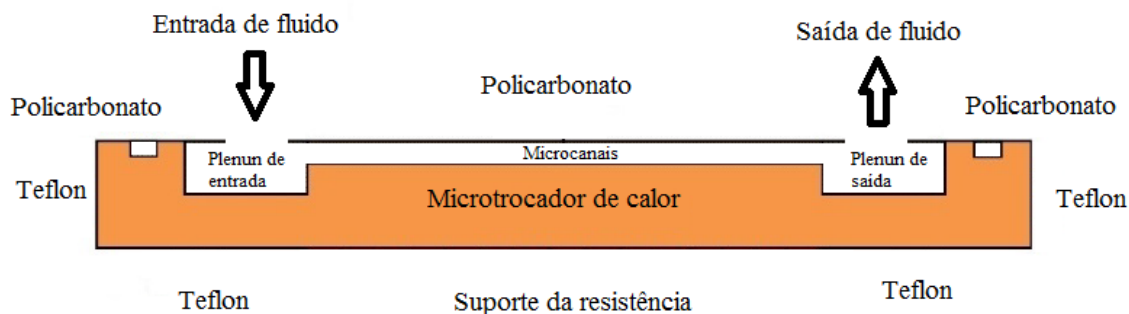


Fonte: Elaboração do próprio autor.

Na Figura 19 estão localizados os furos para o posicionamento dos termopares e dos transdutores de pressão nos canais de distribuição, além dos canais de entrada e saída

que permitem que o HFE-7100 entre e seja drenado na seção de testes passando obrigatoriamente pelos microcanais, como esquematizado na Figura 20.

Figura 20 - Vista lateral dos pontos de entrada e saída do fluido nos microcanais.

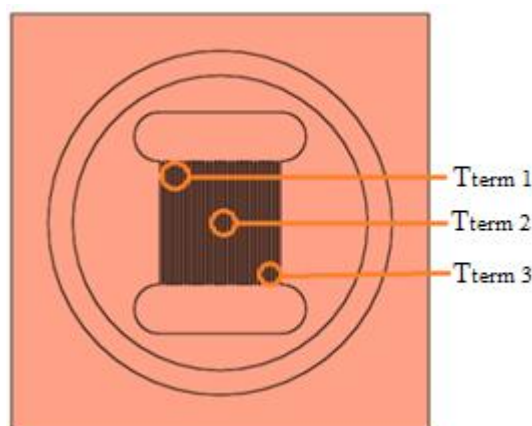


Fonte: Elaboração do próprio autor.

A pressão foi medida na entrada e saída dos microcanais a fim de obter a queda de pressão no escoamento, por meio de dois transdutores de pressão da marca OMEGA modelo PX309 com faixa de medição de 0 a 2 bar em pressão absoluta e erro de medição fornecida pelo fabricante de 0,4 kPa, ambos fixados na peça de polycarbonato.

A temperatura na seção de testes foi medida por meio de termopares do tipo K, previamente calibrados, em cinco posições: no distribuidor de entrada do fluido (em contato com o este), no distribuidor de saída do fluido (também em contato com este) e as três últimas na base inferior dos microcanais (4 mm abaixo de sua superfície) nas posições mostradas na Figura 21, a fim de obter maior precisão das temperaturas do fluido e do dissipador de calor ao longo do escoamento.

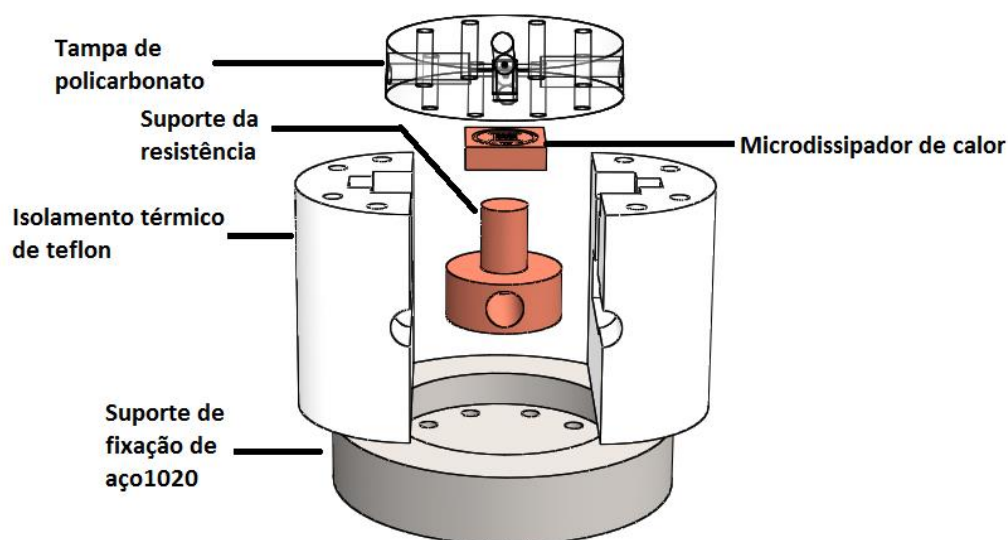
Figura 21 - Posição dos termopares alocados próximos à superfície dos microcanais.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

A montagem da seção de testes foi feita como mostrada na Figura 22, com duas peças de politetrafluoretileno envolvendo totalmente a seção de testes com a função de garantir o isolamento térmico do sistema. A peça maior de teflon possui furos com diâmetro de 2 mm para passagem dos termopares.

Figura 22 - Vista explodida da montagem da seção de testes.



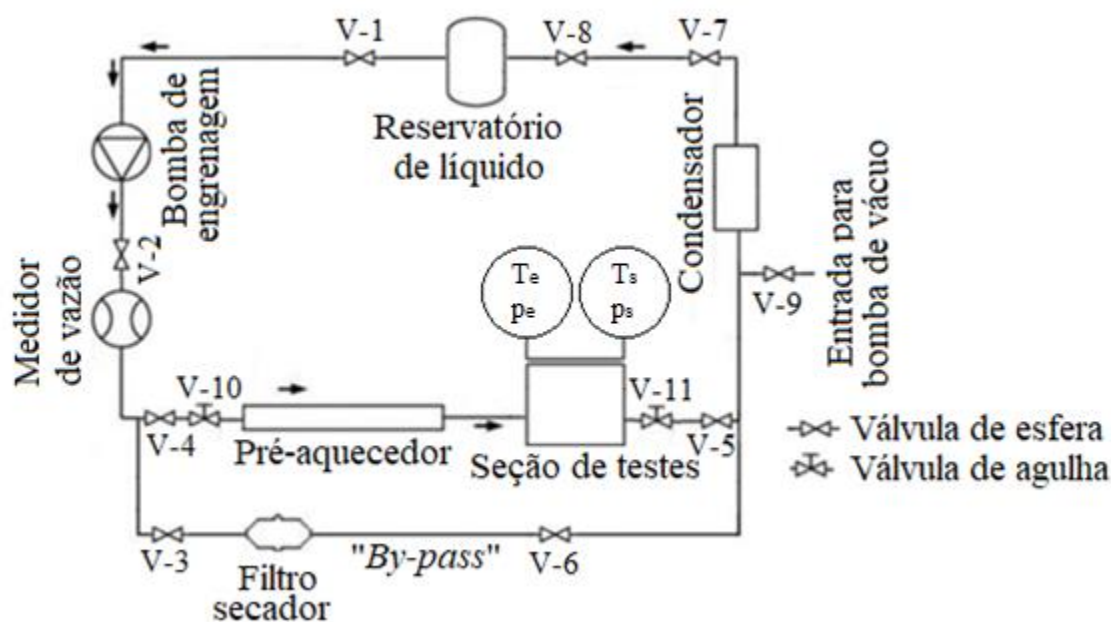
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Os itens mostrados na Figura 22 foram fixados com oito barras roscadas e dezesseis porcas e arruelas colocadas na parte superior e inferior da seção de testes. O suporte de fixação, de aço 1020, possui papel fundamental na absorção das tensões provenientes do aperto das porcas.

### 3.1.1 Circuito principal e linha *by-pass*

A fim de obter condições controladas na seção de testes, como vazão, temperatura e pressão de entrada, um circuito auxiliar foi montado. A montagem completa do aparato experimental está esquematizada na Figura 23.

Figura 23 - Diagrama do circuito principal.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Na Figura 23 encontra-se o circuito principal, destacado por setas que mostram o trajeto do fluido em seu interior, e o circuito *By-pass*. A seguir estão descritos cada componente do circuito e suas funções:

- Reservatório de fluido: local onde o fluido refrigerante se encontra na fase líquida, contendo um termopar e um manômetro para aferição da temperatura e pressão do reservatório. Um banho termostático faz o controle da temperatura no reservatório por meio da circulação forçada de água com etileno glicol.
- Bomba de engrenagem: utiliza-se uma bomba de engrenagem comercial (Tuthill, Série D 0.19) acoplada a um motor de passo. Essa bomba apresenta baixa vazão e é controlada pelo motor de passo. Essa é responsável por manter o fluido em circulação na bancada, além de permitir um controle parcial da pressão e da vazão no sistema. Esses equipamentos estão visíveis na Figura 24.

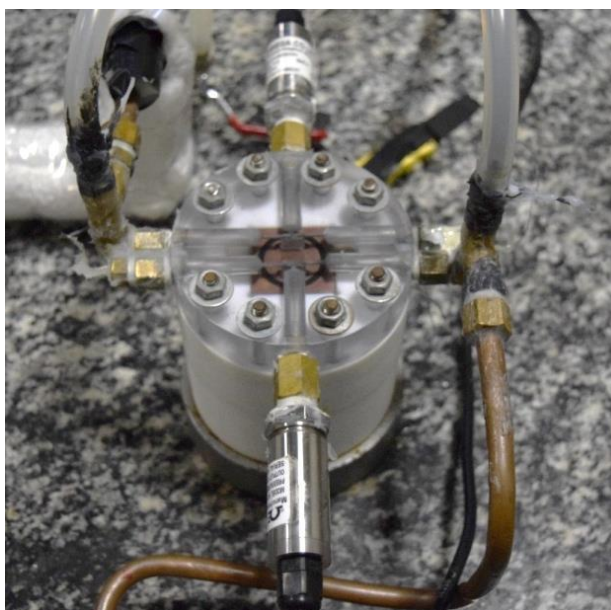
Figura 24 - Bomba de engrenagem junto ao motor de passo.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

- Medidor de vazão: utiliza-se um rotâmetro previamente calibrado, com faixa de operação entre 10 a 500 ml/min modelo OMEGA, o qual tem a função de aferir a vazão de líquido destinado à seção de testes.
- Pré-aquecedor: feito por meio de uma resistência elétrica de fita enrolada na tubulação de cobre isolado do meio ambiente por meio de espuma de poliuretano e PVC por onde escoo o fluido de trabalho aquecendo-o próximo a temperatura de saturação. Isto garante que o HFE-7100 entre na seção de testes em condições de baixo subresfriamento (5 e 10 °C).
- Seção de testes: conforme descrita anteriormente (mostrada na Figura 25).

Figura 25 - Seção de testes acoplada a bancada.

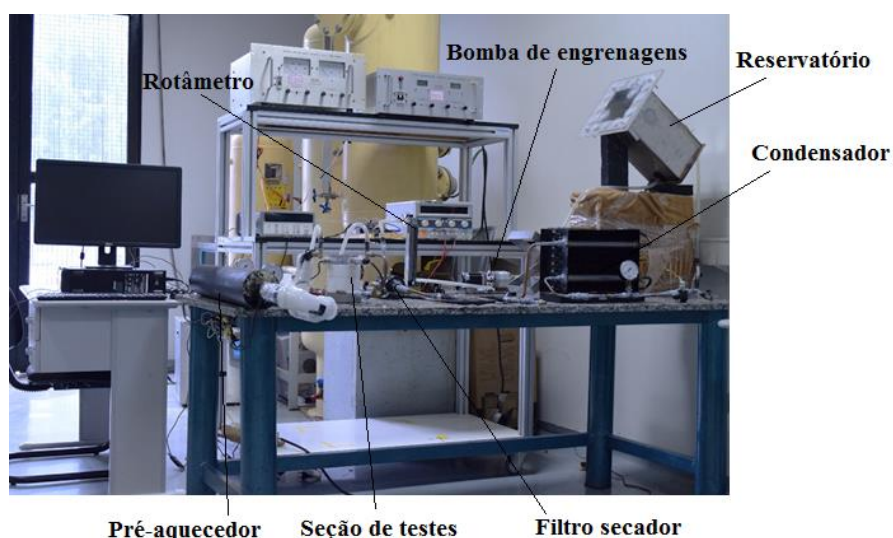


Fonte: Elaboração do próprio autor.

- Condensador: utiliza-se um condensador de convecção forçada de ar, como os utilizados em ciclos de refrigeração comerciais. Esse é responsável por reduzir a entalpia do fluido refrigerante fazendo-o retornar ao estado líquido e a temperatura ambiente. Para conferir que o fluido saia líquido subresfriado do condensador, um manômetro e um termopar foram fixados em sua saída.
- Filtro secador: o mesmo utilizado para fluidos como R134a, marca Danffos, que foi escolhido devido ao seu baixo custo e a baixa propensão do HFE-7100 em reagir com os elementos presentes na bancada, não necessitando de um filtro de alto desempenho. Este está colocado na bancada na linha *By-pass*, aberto e fechado por válvulas tipo esferas, não havendo a necessidade de o fluido passar pelo filtro toda vez que circula no sistema.
- Entrada para a bomba de vácuo: tem a função de permitir o acoplamento da bomba de vácuo na linha de fluido, retirando o ar da tubulação antes do carregamento do circuito com o fluido de trabalho.
- Linha *By-pass*: se trata de uma tubulação paralela à seção de testes e ao pré-aquecedor. Com o fechamento das válvulas V-4 e V-5 e abertura das válvulas V-3 e V-6, o fluido refrigerante circula pela linha *By-pass*, permitindo, além da passagem do fluido pelo filtro secador, a retirada e manutenção da seção de testes quando necessário.

A Figura 26 apresenta uma foto da bancada completa após sua montagem final.

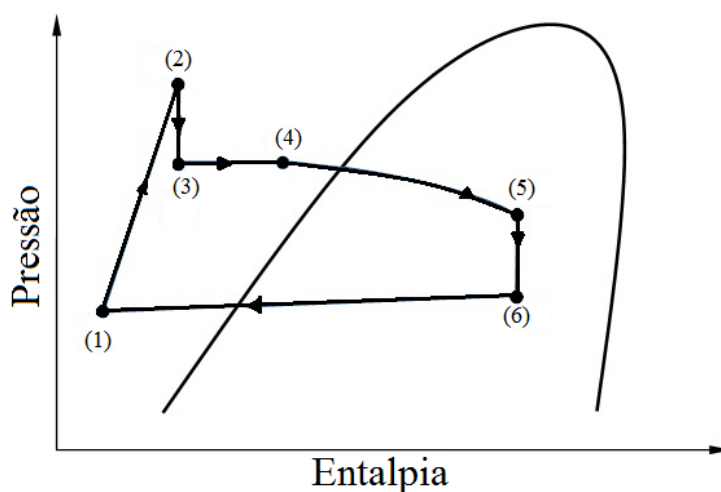
Figura 26 - Foto do aparato experimental com indicações de cada item descrito anteriormente.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

A Figura 27, através de um diagrama de pressão por entalpia, ilustra os processos termodinâmicos do HFE-7100 ao longo do circuito principal. O ponto 1 se refere ao fluido na saída do reservatório, anterior a bomba de engrenagem, que, ao passar por esse dispositivo, tem sua pressão e entalpia elevada chegando ao ponto 2. O processo 2-3 se deve aos medidores de vazão, temperatura e pressão presentes logo após o bombeamento, causando uma diminuição na pressão. Em seguida o escoamento passa pelo interior do pré-aquecedor, elevando sua temperatura até o subresfriamento desejado, esquematizado no diagrama pela região 3-4. Após essa etapa o fluido passa pela seção de testes, processo 4-5, revelando os estados termodinâmicos na entrada e na saída dos microcanais, tendo a queda de pressão intensificada com o aparecimento de bolhas e a entalpia aumentada linearmente ao longo do dissipador de calor. A queda de pressão do fluido saturado descrita entre os pontos 5-6 está relacionada à válvula de agulha presente a jusante da seção de testes. Em seguida o HFE-7100 passa pelo condensador, diminuindo sua entalpia até retornar ao estado termodinâmico presente no reservatório, representado pelo processo 6-1.

Figura 27 - Diagrama pressão-entalpia dos processos termodinâmicos do fluido ao longo do circuito principal.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

### 3.1.2 Tubulações

A tubulação utilizada para conectar os elementos do circuito é de cobre, com diâmetro externo de 3/8", similares às utilizadas em sistemas de refrigeração de ar-condicionado. Nas regiões próximas a seção de testes, a tubulação de cobre foi revestida por uma espuma isolante.

### 3.1.3 Válvulas

As válvulas utilizadas na bancada foram de dois tipos: válvulas do tipo esferas (válvulas V-1 a V-9), que foram usadas para a regulação da vazão do fluido, e válvulas do tipo agulha (válvulas V-10 e V-11), que foram utilizadas para a regulação da pressão do HFE-7100 no circuito principal reduzindo a propagação de efeitos de instabilidades térmicas a partir da seção de testes. Ambas as válvulas foram selecionadas de acordo com seu custo, tendo em vista que não foram necessárias válvulas de alto desempenho já que as pressões de trabalho não são elevadas.

## 3.2 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Com o aparato experimental montado, como descrito no tópico anterior, todo o sistema foi submetido a um teste de estanqueidade, a fim de garantir a manutenção do fluido ao longo dos testes; para isso, foi utilizado ar comprimido para verificação de possíveis vazamentos. Um compressor foi colocado após a bomba de engrenagens na bancada e acionado, sendo que antes desse procedimento todos os elementos da bancada foram revestidos com espuma (água e sabão) e observou-se o comportamento desta sobre a ação de ar na tubulação.

Após a garantia de estanqueidade todas as válvulas foram abertas e uma bomba de vácuo foi acoplada ao aparato experimental, com a finalidade de diminuir a pressão interna do sistema para introduzir o fluido na bancada mais facilmente.

Com a pressão interna da bancada abaixo da pressão ambiente, todas as válvulas foram fechadas e o reservatório de fluido desacoplado do sistema. O recipiente contendo o fluido refrigerante HFE-7100 foi aberto e seu conteúdo foi despejado no reservatório; após o término dessa etapa, todas as válvulas foram abertas novamente permitindo o deslocamento de todo o fluido pelo sistema, devido à diferença de pressão interna. Em seguida, o sistema *by-pass* foi aberto e a bomba ligada para que todo o fluido fosse filtrado antes de passar pelo microdissipador de calor.

### 3.2.1 Testes de validação do aparato experimental

Os testes de validação foram feitos sob 4 condições distintas, a fim de verificar se os resultados apresentavam coerência mesmo com fluxos de calor diferentes; o primeiro teste foi feito sem fluxo de calor, o segundo com fluxo de calor *footprint* de 198 kW/m<sup>2</sup>, o terceiro com fluxo de calor de 237 kW/m<sup>2</sup> e o quarto, com fluxo de calor de 146 kW/m<sup>2</sup> a 245 kW/m<sup>2</sup> sendo que durante todos os ensaios utilizou-se variadas vazões, correspondendo a faixa de números de Reynolds de 100 a 800.

Durante a validação, o pré-aquecedor foi mantido desligado, em virtude de que os testes realizados durante essa etapa foram feitos em regime monofásico.

Assim, durante os testes de validação da bancada, inicialmente, a vazão de fluido foi fixada com o ajuste da rotação da bomba e do rotâmetro, a fonte conectada à resistência em cartuxo foi ligada e colocada em uma potência média (suficiente para aquecer o fluido no microcanal, mas não tão elevada a ponto de fazê-lo ebulir); através de um sistema de aquisição de dados formado por dois conjuntos da marca AGILENT e um computador pessoal os valores de pressão e temperatura foram aferidos em intervalos de 10 em 10 segundos. Para a coleta dos dados, esperou-se o sistema entrar em regime permanente. Esse procedimento foi repetido para todos os outros fluxos de calor, variando-se a vazão e a tensão elétrica. A partir dos dados obtidos durante a etapa de validação, os mesmos foram comparados com correlações presentes na revisão bibliográfica e serão discutidos no próximo capítulo.

### 3.2.2 Testes bifásicos

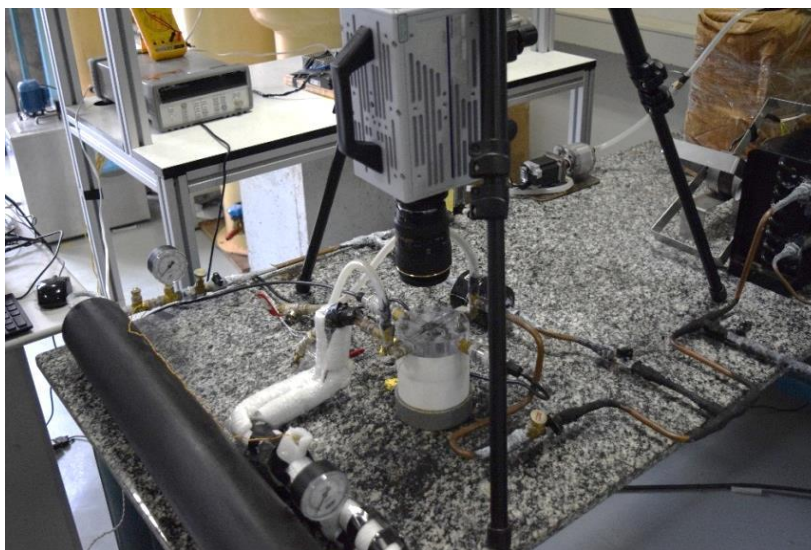
Os testes bifásicos foram realizados para dois níveis de subresfriamentos, de 5 °C e 10 °C, três velocidades mássicas, de 392, 634 e 875 kg/m<sup>2</sup>s, e para variados fluxos de calor *footprint* na faixa de 55 a 677 kW/m<sup>2</sup>.

Durante os testes com mudança de fase, a vazão foi fixada adotando o mesmo procedimento para os testes monofásicos, *i.e.*, por meio do ajuste da rotação da bomba e do rotâmetro; a fonte de tensão elétrica conectada à resistência do tipo cartuxo foi ligada inicialmente na potência mais baixa, o pré-aquecedor presente foi ajustado até que sua temperatura de saída fosse igual ao subresfriamento desejado, de 5 °C ou de 10 °C. Através do sistema de aquisição de dados, foi verificado se a entrada do sistema estava em regime permanente e assim iniciou-se a coleta de dados e o processo se repetiu sucessivamente para todos os fluxos de calor, vazões mássicas e subresfriamentos.

### 3.2.3 Visualização do escoamento

Dependendo do nível de subresfriamento na entrada do microdissipador, durante os testes bifásicos e para baixos fluxos de calor, não ocorreu a presença de bolhas de vapor em nenhuma região dos microcanais. Para a verificação de presença ou ausência de bolhas o escoamento foi filmado, sendo essa visualização efetuada para todos os pontos dos testes por uma câmera de alta velocidade (Photron FASTCAM SA3, com lente Tokina MACRO 100 mm, Figura 28).

Figura 28 - Posicionamento da câmera na visualização do escoamento.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Vale ressaltar que no texto não haverá a presença de figuras obtidas pela câmera, tendo em vista que nenhuma análise visual mais detalhada foi efetuada, já que as filmagens foram utilizadas apenas para a aferição do número de fases dos escoamentos.

## 4 METODOLOGIA

Neste Capítulo está presente o equacionamento utilizado para o tratamento de dados, assim como os métodos utilizados para encontrar o erro inerente ao processo experimental. Os cálculos mostrados foram feitos para todos os pontos das curvas testadas, tanto para aqueles obtidos durante a etapa de validação, em regime monofásico, quanto àqueles obtidos em regime bifásico.

Os dados obtidos pelos testes são os dos termopares imersos no fluido de trabalho, colocados na entrada e na saída do trocador de calor, ( $T_e$  e  $T_s$ ) [°C], dos transdutores de pressão instalados também na entrada e na saída da seção de testes ( $p_e$  e  $p_s$ ) [Pa], dos termopares fixados na base dos microcanais abaixo de sua superfície ( $T_{term\ 1}$ ,  $T_{term\ 2}$  e  $T_{term\ 3}$ ) [°C] e da tensão elétrica fornecida pela fonte conectada à resistência do tipo cartucho ( $V_{fonte}$ ) [V]. Os valores de cada variável correspondem à média dos dados aferidos ao longo dos últimos três minutos de regime permanente.

### 4.1 TESTES EM ESCOAMENTO MONOFÁSICO (VALIDAÇÃO)

#### 4.1.1 Transferência de calor

No processo de validação, a temperatura média dos microcanais foi determinada a partir da média dos valores aferidos nos termopares fixados próximo a sua superfície e da Lei de Fourier como mostrado nas equações a seguir:

$$\overline{T_{term}} = \frac{(T_{term\ 1} + T_{term\ 2} + T_{term\ 3})}{3} \quad (41)$$

$$\overline{T_p} = \overline{T_{term}} - \frac{q''_{footprint} \cdot \Delta y}{k_{cu}} \quad (42)$$

sendo  $\overline{T_p}$  a temperatura média das paredes dos microcanais [°C],  $q''_{footprint}$  o fluxo de calor que chega à base dos microcanais [W/m<sup>2</sup>],  $k_{cu}$  a condutividade térmica do material do microdissipador [W/m·°C](neste caso, cobre) e  $\Delta y$  a distância entre a superfície dos microcanais e a posição dos termopares (4 mm como mencionado nos materiais métodos).

A temperatura média da superfície dos microcanais ( $\overline{T_p}$ ) foi considerada igual à temperatura média de sua base inferior, pois, como mostrado por Toro (2016), para microdissipadores de cobre com dimensões reduzidas, as paredes funcionam como aletas com eficiência térmica superior a 96%; logo a temperatura ao longo da altura das paredes dos microcanais apresentam valores muito próximos da temperatura de sua base, podendo assim ser consideradas iguais.

A temperatura média do fluido ( $\bar{T}_f$ ) [°C] foi obtida por meio de uma média feita entre as temperaturas aferidas pelos termopares de entrada e saída dos microcanais ( $T_e$  e  $T_s$ ):

$$\bar{T}_f = \frac{T_e + T_s}{2} \quad (43)$$

O calor transferido ao fluido nos microcanais durante os testes de validação ( $\dot{Q}_{efet}$ ) [W] foi obtido a partir da subtração entre o calor transferido aos *plenums* de entrada e de saída ( $\dot{Q}_{pe}$  e  $\dot{Q}_{ps}$ ) [W] e do calor absorvido pelo fluido em toda seção de testes ( $\dot{Q}_{abs}$ ) [W]:

$$\dot{Q}_{efet} = \dot{Q}_{abs} - (\dot{Q}_{pe} + \dot{Q}_{ps}) \quad (44)$$

sendo, o calor absorvido pelo líquido na seção de testes ( $\dot{Q}_{abs}$ ) calculado a partir das propriedades termodinâmicas do fluido na entrada e na saída da seção de testes, como mostrado na Equação (45), e a potência dissipada nos *plenums* de entrada e de saída ( $\dot{Q}_{pe}$  e  $\dot{Q}_{ps}$ ) calculada considerando apenas a perda que acontece exclusivamente na área em contato com o fluido, assim como descrito em Nascimento (2012) e Leão (2014) e mostrado na Equação (46):

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_f \cdot (i_s - i_e) \quad (45)$$

$$\dot{Q}_{pe \text{ ou } ps} = (h_{Stephan} \cdot P \cdot k \cdot A_{pe \text{ ou } ps})^{0,5} (T_p - T_f) \tanh \left( L \cdot \sqrt{\frac{h_{Stephan} \cdot P \cdot L}{k \cdot A_{pe \text{ ou } ps}}} \right) \quad (46)$$

onde  $h_{Stephan}$  é o coeficiente de transferência de calor para o fluido nos *plenums* de entrada ou saída, dado pela correlação de Stephan e Preuber (1979) para escoamento monofásico [W/m<sup>2</sup>·K].

Dividindo o calor fornecido aos microcanais ( $\dot{Q}_{efet}$ ) pela área de troca de calor de todos os microcanais ( $A_{efet}$ ) [m<sup>2</sup>], tem-se o fluxo de calor prescrito fornecido pelo microdissipador de calor ao fluido refrigerante ( $q''_{efet}$ ); e, dividindo o calor fornecido aos microcanais ( $\dot{Q}_{efet}$ ) pela área da base dos microcanais ( $A_{footprint}$ ), que é de 1 cm<sup>2</sup> para este trocador de calor, tem-se o fluxo de calor prescrito que chega à base dos microcanais ( $q''_{footprint}$ ). Ambos os fluxos estão esquematizados na Figura 29.

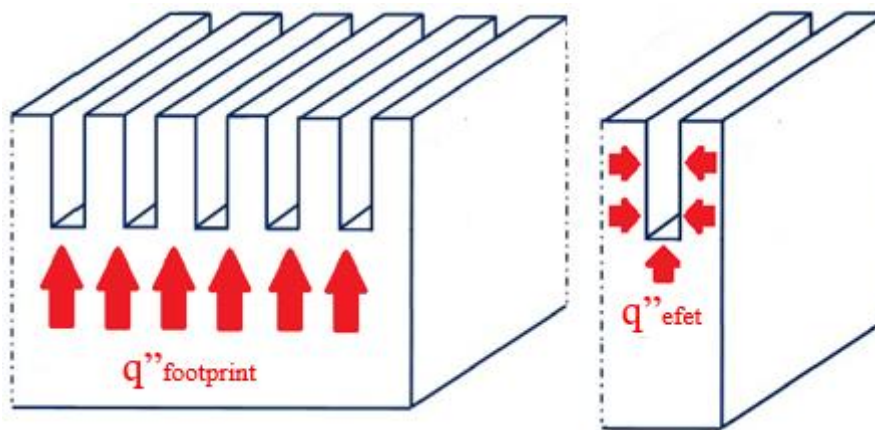
$$A_{efet} = 33.(2.H + W).L \quad (47)$$

$$q''_{efet} = \dot{Q}_{efet} / A_{efet} \quad (48)$$

$$q''_{footprint} = \dot{Q}_{efet} / A_{footprint} \quad (49)$$

onde  $H$  é a altura de cada microcanal,  $W$  é a largura dos microcanais e  $L$  o seu comprimento.

Figura 29 - Esquemática dos fluxos de calor *footprint* (à esquerda) e efetivo (à direita).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

O coeficiente de transferência de calor médio do escoamento ( $\bar{h}$ ) [W/m<sup>2</sup>K] é obtido através da Lei de resfriamento de Newton, mostrada na Equação (50), e o Nusselt experimental ( $\overline{Nu}$ ) [-] é determinado utilizando a Equação (51):

$$\bar{h} = \frac{q''_{efet}}{(T_p - T_f)} \quad (50)$$

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} \cdot D_h}{k_l} \quad (51)$$

#### 4.1.2 Queda de pressão

A queda de pressão do fluido refrigerante ao passar pelos microcanais ( $\Delta p_{microcanal}$ ) [Pa] foi calculada a partir da diferença entre os valores aferidos pelos transdutores de entrada e de saída da seção de testes ( $\Delta p_{medido}$ ) [Pa], retirando as parcelas

referentes a contração e expansão nos *plenums* ( $\Delta p_{contração}$  e  $\Delta p_{expansão}$ ) [Pa], como mostrado nas Equações (52) e (53), a seguir:

$$\Delta p_{medido} = p_e - p_s \quad (52)$$

$$\Delta p_{microcanal} = \Delta p_{medido} - \Delta p_{contração} - \Delta p_{expansão} \quad (53)$$

sendo as quedas de pressão devido a contração e expansão encontradas segundo o método de Chalfi e Ghiaasiaan (2008):

$$\Delta p_{contração} = (K_{contração} + 1 - \zeta^2) \cdot \frac{G^2}{2 \cdot \rho_e} \quad (54)$$

$$\Delta p_{expansão} = (K_{expansão} + \zeta^2 - 1) \cdot \frac{G^2}{2 \cdot \rho_s} \quad (55)$$

$$K_{contração} = \left(1 - \frac{1}{Cc}\right)^2 \quad (56)$$

$$Cc = 1 - \frac{1 - \zeta}{2,08 \cdot (1 - \zeta) + 0,5371} \quad (57)$$

$$K_{expansão} = (\zeta - 1)^2 \quad (58)$$

sendo  $\zeta$  a razão entre a área transversal do microcanal e o *plenum* respectivo ao microcanal [-],  $K_{contração}$  a constante de contração [-],  $K_{expansão}$  a constante de expansão [-],  $\rho_{entrada}$  e  $\rho_{saida}$  as densidade de entrada e saída do fluido nos microcanais [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ].

O fator de atrito experimental ( $f$ ) [-] foi encontrado pela equação de queda de pressão, mostrada na Equação (59):

$$f = \frac{\rho \cdot D_h \cdot \Delta p_{microcanal}}{2 \cdot G^2 \cdot L} \quad (59)$$

### 4.1.3 Análise de perdas

A análise de perdas foi feita a partir da potência elétrica fornecida à resistência em cartucho ( $Q_{fonte}$ ) [W], que foi encontrado pela Lei de Joule, mostrada na Equação (60):

$$Q_{fonte} = \frac{V_{fonte}^2}{R_{cartucho}} \quad (60)$$

Como nem toda a potência fornecida pela fonte ( $Q_{fonte}$ ) é entregue efetivamente aos microcanais ( $Q_{efet}$ ) - boa parte desta é entregue aos *plenums* de entrada e de saída

( $\dot{Q}_{ps}$  e  $\dot{Q}_{pe}$ ) e parte é perdida para o meio ambiente ( $\dot{Q}_{amb}$ ) [W] - para contabilizar essa potência efetiva e perdida para o ambiente uma média percentual dessas parcelas ( $\%_{efet}$  e  $\%_{amb}$ ) [-] foram calculadas:

$$\%_{efet} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{\dot{Q}_{efet}}{\dot{Q}_{fonte}} \quad (61)$$

$$\dot{Q}_{amb} = \dot{Q}_{fonte} - (\dot{Q}_{efet} + \dot{Q}_{pe} + \dot{Q}_{ps}) \quad (62)$$

$$\%_{amb} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{\dot{Q}_{amb}}{\dot{Q}_{fonte}} \quad (63)$$

## 4.2 TESTES EM ESCOAMENTO BIFÁSICO

Nos experimentos feitos em escoamento bifásico, a potência efetiva ( $\dot{Q}_{efet}$ ) assim como a potência perdida ao ambiente ( $\dot{Q}_{amb}$ ) foi encontrada através da potência fornecida pela fonte ( $\dot{Q}_{fonte}$ ) e pela análise de perdas feita no processo de validação; já os fluxos de calor efetivo e *footprint* ( $q''_{efet}$  e  $q''_{footprint}$ ) foram encontrados pelas mesmas equações utilizadas nos testes monofásicos, Equações (48) e (49).

A velocidade mássica ( $G$ ) [kg/m·s] é a razão entre a vazão mássica ( $\dot{m}$ ) e a área de passagem dessa vazão nos microcanais como mostrado na Equação a seguir:

$$G = \frac{\dot{m}}{33.W.H} \quad (64)$$

### 4.2.1 Transferência de calor

A temperatura média dos microcanais ( $\overline{T}_p$ ), assim como feito nos testes monofásicos, foi calculada a partir da média dos valores aferidos nos termopares fixados próximo a sua superfície ( $T_{term\ 1}$ ,  $T_{term\ 2}$  e  $T_{term\ 3}$ ) e pelas Equações (41) e (42).

A temperatura média do fluido ao longo dos microcanais ( $\overline{T}_f$ ) foi obtida a partir de uma média ponderada de sua temperatura ao longo do dissipador de calor. Se o fluido não mudou de fase ao longo de seu escoamento, a temperatura média deste foi calculada por meio da Equação (43); porém, se o escoamento apresentou mudança de fase a temperatura média foi obtida pela Equação a seguir:

$$\bar{T}_f = \frac{L_{1\emptyset} \cdot \overline{T_{f1\emptyset}} + (L - L_{1\emptyset}) \cdot \overline{T_{f2\emptyset}}}{L} \quad (65)$$

sendo  $L_{1\emptyset}$  o comprimento em que ocorre o surgimento das bolhas durante o regime de ebulição [m],  $\overline{T_{f1\emptyset}}$  a temperatura média do fluido monofásico [°C] e  $\overline{T_{f2\emptyset}}$  a temperatura média do fluido em regime bifásico [°C].

Para encontrar a temperatura média monofásica e bifásica no escoamento com mudanças de fase ( $\overline{T_{f1\emptyset}}$  e  $\overline{T_{f2\emptyset}}$ ) foi preciso saber a temperatura de saturação do fluido nos microcanais ( $T_{sat}$ ) [°C]. Sendo a temperatura de saturação ( $T_{sat}$ ) dependente da pressão de saturação ( $p_{sat}$ ) [Pa] e a pressão do fluido decrescente ao longo do escoamento, foi preciso montar um sistema de equações para obter os valores corretos da temperatura de saturação ( $T_{sat}$ ), pressão de saturação ( $p_{sat}$ ) e do comprimento em que ocorre o surgimento das bolhas de vapor durante a mudança de fase ( $L_{1\emptyset}$ ):

$$T_{(z=L_{1\emptyset})} = T_{(p_{sat})} = T_{sat} \quad (66)$$

$$L_{1\emptyset} = \frac{\dot{m} \cdot (i_{l(T_{sat})} - i_{(T_e)})}{33 \cdot (2 \cdot H + W) \cdot q''_{efet}} \quad (67)$$

$$p_{sat} = p_{(T_{sat})} = p_e - L_{1\emptyset} \cdot \left( \frac{dp}{dz} \right)_{Shah \ e \ London} \quad (68)$$

sendo  $\dot{m}$  a vazão mássica do fluido obtido através do medidor de vazão [kg/s],  $i_{l(T_{sat})}$  a entalpia do líquido saturado [j/kg],  $i_{(T_e)}$  a entalpia de entrada do líquido nos microcanais [j/kg] e  $\left( \frac{dp}{dz} \right)_{Shah \ e \ London}$  a queda de pressão por unidade de comprimento descrita pela correlação de Shah e London (1978) [Pa/m].

Através desse conjunto de Equações (66) a (68), também foi possível saber matematicamente se houve mudança de fase ao longo do dissipador de calor. Caso o valor de  $L_{1\emptyset}$  fosse maior do que  $L$ , o escoamento foi considerado apenas monofásico; caso contrário, o escoamento ao longo dos microcanais foi caracterizado como sendo bifásico.

Com os valores da temperatura de saturação ( $T_{sat}$ ) foi possível obter as temperaturas médias monofásicas ( $\overline{T_{f1\emptyset}}$ ) e bifásicas ( $\overline{T_{f2\emptyset}}$ ) ao longo do microcanal por uma média aritmética simples:

$$\overline{T_{f1\emptyset}} = \frac{T_e + T_{sat}}{2} \quad (69)$$

$$\overline{T_{f2\emptyset}} = \frac{T_s + T_{sat}}{2} \quad (70)$$

Através da Lei de Newton do resfriamento foram obtidos os valores do coeficiente de transferência de calor médio presente no escoamento nos microcanais ( $h_{efet}$ ) [W/m<sup>2</sup>K] e do coeficiente de transferência de calor médio referente à base dos microcanais ( $h_{footprint}$ ) [W/m<sup>2</sup>K]:

$$\Delta T = \bar{T}_p - \bar{T}_f \quad (71)$$

$$h_{efet} = \frac{q''_{efet}}{\Delta T} \quad (72)$$

$$h_{footprint} = \frac{q''_{footprint}}{\Delta T} \quad (73)$$

A fim de comparação dos resultados obtidos com correlações de transferência de calor presentes na literatura, foi calculado também o coeficiente de transferência de calor médio bifásico ( $h_{2\phi}$ ) [W/m<sup>2</sup>K]:

$$\Delta T_{2\phi} = \bar{T}_p - \bar{T}_{f2\phi} \quad (74)$$

$$h_{2\phi} = \frac{q''_{efet}}{\Delta T_{2\phi}} \quad (75)$$

Os resultados de CTC obtidos experimentalmente na região do microdissipador de calor sob efeito da ebulição convectiva ( $h_{2\phi}$ ) foram comparados com as correlações presentes na literatura por meio de seus Erros percentuais (*Erro*)[-] e dos Erros médios absolutos (*MAE*), calculados pelas equações (76) e (77):

$$Erro = \left| \frac{h_{2\phi,Exp} - h_{2\phi,cor}}{h_{2\phi,Exp}} \right| \quad (76)$$

$$MAE = \frac{1}{n_{2\phi}} \cdot \sum_{i=1}^{n_{2\phi}} \left| \frac{h_{2\phi,Exp} - h_{2\phi,cor}}{h_{2\phi,Exp}} \right| \quad (77)$$

sendo  $n_{2\phi}$  o número de dados obtidos ao longo dos testes com a presença de bolhas de ebulição em parte dos microcanais [-],  $h_{2\phi,Exp}$  o coeficiente de transferência de calor bifásico obtido experimentalmente [kW/m<sup>2</sup>K] e  $h_{2\phi,cor}$  o coeficiente de transferência de calor bifásico obtido pelas correlações presentes na literatura [kW/m<sup>2</sup>K].

#### 4.2.2 Título de vapor

Os títulos de vapor de entrada ( $x_e$ ) [-] e de saída ( $x_s$ ) [-] foram determinados por uma razão de diferenças de entalpias, obtidas a partir dos dados de pressão e temperatura do fluido em cada região do trocador de calor:

$$x_e = \frac{i_e - i_{l,e}}{i_{lv,e}} \quad (78)$$

$$x_s = \frac{i_s - i_{l,s}}{i_{lv,s}} \quad (79)$$

sendo  $i_e$  e  $i_s$  as entalpias de entrada e de saída do fluido nos microcanais [J/kg],  $i_{l,e}$  e  $i_{l,s}$  as entalpias do líquido saturado nas respectivas pressões [J/kg],  $i_{lv,e}$  e  $i_{lv,s}$  a diferença de entalpia entre o líquido saturado e vapor saturado nas pressões de entrada e saída do fluido nos microcanais [J/kg],

A entalpia de saída do fluido ( $i_s$ ) foi determinada por um balanço de energia através da expressão:

$$i_s = i_e + \frac{\dot{m}}{Q_{efet}} \quad (80)$$

O título médio de vapor do fluido ao longo do escoamento nos microcanais ( $\bar{x}$ ) foi encontrado a partir da média entre o título de entrada ( $x_e$ ) e o de saída ( $x_s$ ) dos microcanais [-]:

$$\bar{x} = \frac{x_e + x_s}{2} \quad (81)$$

#### 4.2.3 Queda de pressão

A queda de pressão que ocorre nos microcanais nos testes com mudança de fase ( $\Delta p_{microcanal}$ ), foi encontrada utilizando as Equações (52) e (53), sendo a parcela de contração ( $\Delta p_{contração}$ ) calculada pela Equação (54) e a parcela de expansão ( $\Delta p_{expansão}$ ) calculada pela Equação (55), se o escoamento não apresentou mudança de fase. Se o escoamento apresentou mudança de fase, o termo de expansão foi obtido pela Equação a seguir, de Chalfi e Ghiaasiaan (2008):

$$\Delta p_{expans\tilde{o}} = (\zeta^2 - \zeta) \cdot \frac{G^2}{\rho_{2\phi}} \quad (82)$$

Em condições testadas onde ocorreu o aparecimento de bolhas no escoamento, para calcular a queda de pressão do fluido em duas fases ( $\Delta p_{2\phi}$ ) [Pa] foi preciso retirar da queda de pressão dos microcanais ( $\Delta p_{microcanais}$ ) as parcelas proveniente de fatores inerentes ao escoamento, como a queda de pressão na parte monofásica do escoamento ( $\Delta P_{1\phi}$ ) [Pa] e a parcela devido ao aumento de velocidade do escoamento durante a mudança de fase ( $\Delta p_{acel}$ ) [Pa]. Assim a queda de pressão bifásica pode ser obtida a partir da Equação (83) a seguir:

$$\Delta p_{2\phi} = \Delta p_{micorcanais} - \Delta p_{1\phi} - \Delta p_{acel} \quad (83)$$

sendo  $\Delta p_{acel}$  estimada segundo a Equação (21) e  $\Delta p_{1\phi}$  estimada segundo Shah e London (1978), mostrada nas Equações (11) a (15).

Assim como feito no CTC bifásico ( $h_{2\phi}$ ) os resultados de queda de pressão bifásica ( $\Delta P_{2\phi}$ ) obtidos experimentalmente também foram comparados com correlações presentes na literatura por meio do Erro percentual (*Erro*)[-] e do Erro médio absoluto (*MAE*), como mostrado nas equações (84) e (85):

$$Erro = \left| \frac{\Delta P_{2\phi,Exp} - \Delta P_{2\phi,cor}}{\Delta P_{2\phi,Exp}} \right| \quad (84)$$

$$MAE = \frac{1}{n_{2\phi}} \cdot \sum_{i=1}^{n_{2\phi}} \left| \frac{\Delta P_{2\phi,Exp} - \Delta P_{2\phi,cor}}{\Delta P_{2\phi,Exp}} \right| \quad (85)$$

sendo  $\Delta P_{2\phi,Exp}$  a queda de pressão bifásica por atrito obtido experimentalmente [Pa] e  $\Delta P_{2\phi,cor}$  a queda de pressão bifásica por atrito obtido pelas correlações presentes na literatura [Pa].

Parâmetros importantes para o cálculo da queda de pressão aceleracional ( $\Delta p_{acel}$ ) como a densidade da mistura bifásica de saída ( $\rho_{2\phi}$ ) [Pa] e a fração de vazão de saída ( $\alpha_s$ ) [-], foram calculadas segundo Kanizawa e Ribatski (2016), conforme equações a seguir:

$$\rho_{2\phi} = \left( \frac{(1 - x_s)^2}{\rho_{l,s} \cdot (1 - \alpha_s)} + \frac{x_s^2}{\rho_{v,s} \cdot \alpha_s} \right)^{-1} \quad (86)$$

$$\alpha = (1,021 \cdot F_{rm}^{-0,092} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{-0,368} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{(1-x)}{x}\right)^{\frac{2}{3}} + 1)^{-1} \quad (87)$$

$$F_{rm} = \frac{G^2}{g \cdot D_h \cdot (\rho_l - \rho_v)^2} \quad (88)$$

onde  $\rho_{l,s}$  e  $\rho_{v,s}$  são as densidades do líquido e do vapor na temperatura e pressão de saída [kg/m<sup>3</sup>],  $\mu_l$  e  $\mu_v$  são as viscosidades do líquido e do vapor na temperatura e pressão de saída [kg/m·s] e  $g$  a aceleração gravitacional [m/s<sup>2</sup>].

#### 4.3 ANÁLISE DE INCERTEZAS

A incerteza de medida de parâmetros geométricos do dissipador de calor, como altura, largura e comprimento dos microcanais é dada a partir do seu processo de fabricação. Para a tensão da fonte de potência e a resistividade da resistência em cartucho, a incerteza dos valores obtidos experimentalmente é obtida a partir da incerteza dos instrumentos utilizados para a aferição de seus valores. Todas essas incertezas estão presentes na Tabela 6, a seguir.

Tabela 6 - Incertezas fornecidas pelos fabricantes.

Grandeza	Incerteza
H [mm]	0,005
W [mm]	0,005
L [mm]	0,005
Tensão [V]	0,1
Resistência [ $\Omega$ ]	1

Fonte: Elaboração do próprio autor.

No caso dos termopares, transdutores de pressão e do rotâmetro a incerteza dos resultados obtidos experimentalmente foi encontrada pelo método proposto por Abernethy e Thompson (1983) que correlaciona o erro em relação ao instrumento de medida através do desvio padrão médio em relação à curva de calibração.

Tabela 7 - Incertezas dos instrumentos de medida utilizados.

Grandeza	Incerteza
p [kPa]	0,4
T [°C]	0,3
Vazão [ml/min]	2,77

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Para as outras variáveis foi necessário utilizar um método de propagação de erros. O método escolhido foi o de Figliola e Beasley (2006) que por meio da soma das raízes quadradas fornece a incerteza das variáveis calculadas ao longo dos testes.

Tabela 8 - Incertezas das variáveis calculadas ao longo de todos os testes.

Grandeza	Incerteza	Grandeza	Incerteza
Re [-]	3% a 6%	$G$ [kg/m <sup>2</sup> s]	2% a 6%
$f$ [-]	4% a 10%	$h_{footprint}$ [kW/m <sup>2</sup> K]	2% a 8%
Nu [-]	2% a 5%	$\Delta p$ [kPa]	0,56
$q''_{footprint}$ [kW/m <sup>2</sup> ]	1% a 6%	$\Delta T$ [°C]	0,42

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Os métodos de Figliola e Beasley (2006) e de Abernethy e Thompson (1983) junto às curvas de calibração feitas para os termopares, transdutores de pressão e rotâmetro podem ser verificadas em detalhes nos APÊNDICES B e C.

## 5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste Capítulo serão mostrados os resultados obtidos experimentalmente realizados desde as etapas de validação da bancada até os dados aferidos em regime de escoamento bifásico, previamente tratados como mencionado no Capítulo de Metodologia, além de uma discussão desses em comparação com trabalhos publicados na literatura.

Afim de facilitar a análise dos resultados obtidos, tanto na validação quanto nos testes com mudança de fase, os gráficos mostrados nesse capítulo não apresentam as barras de erro devido à incerteza de medida, estando essas presentes nos gráficos mostrados no APÊNDICE E.

### 5.1 VALIDAÇÃO

O processo de validação tem como fim verificar a coerência dos resultados obtidos experimentalmente comparando-os com correlações bem aceitas da literatura. Sendo assim, a bancada experimental foi submetida a um conjunto de testes monofásicos sob diferentes condições. Esses testes foram feitos para 4 fluxos de calor diferentes, mostrados na Tabela 9, a fim de verificar a repetibilidade dos dados aferidos sob condições diversas.

Tabela 9 - Condições dos testes de validação.

	1º Teste de validação	2º Teste de validação	3º Teste de validação	4º Teste de Validação
Re (-)	118 a 703	118 a 703	118 a 703	118 a 703
$G$ (kg/m <sup>2</sup> s)	121 a 1840	121 a 1840	121 a 1840	121 a 1840
$q''_{efetivo}$ (kW/m <sup>2</sup> )	-	50	60	37 a 62
$q''_{footprint}$ (kW/m <sup>2</sup> )	-	180	216	133 a 223

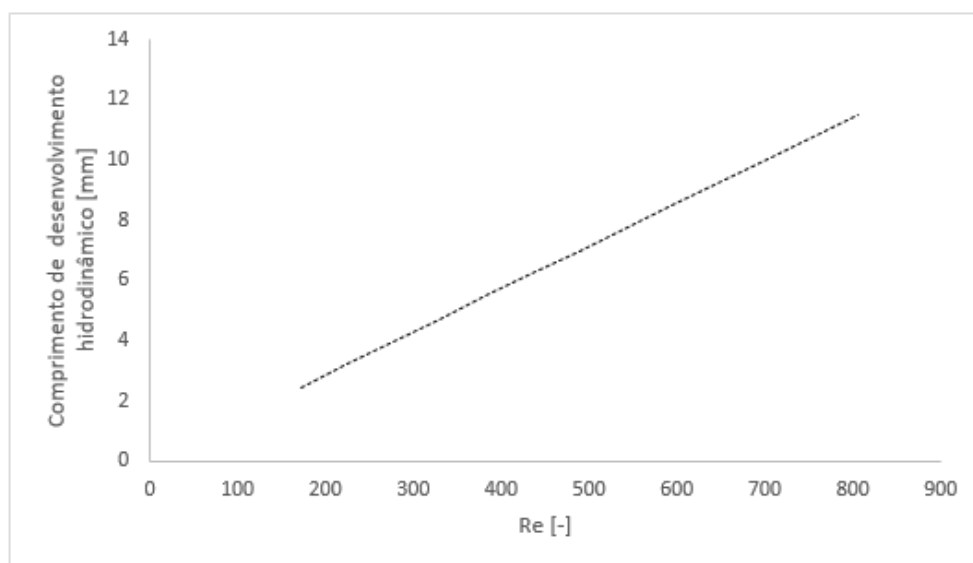
Fonte: Elaboração do próprio autor.

#### 5.1.1 Queda de pressão nos testes de validação

A queda de pressão obtida nos testes de validação foi comparada com correlações presentes na literatura através dos números de Fanning ( $f$ ). O número de Fanning utilizado no tratamento dos resultados obtidos experimentalmente foi tratado de acordo com as Equações (52) a (59) presentes no Capítulo 4 deste trabalho.

Os resultados obtidos foram comparados com a correlação de Shah e London (1978). A escolha por esse método se dá devido à importância da região de desenvolvimento hidrodinâmico em microcanais, como mostrado na Figura 30, que é levada em consideração em seus cálculos, e pelo fato de ser uma correlação desenvolvida para escoamento laminar em dutos retangulares, assim como os microcanais usados.

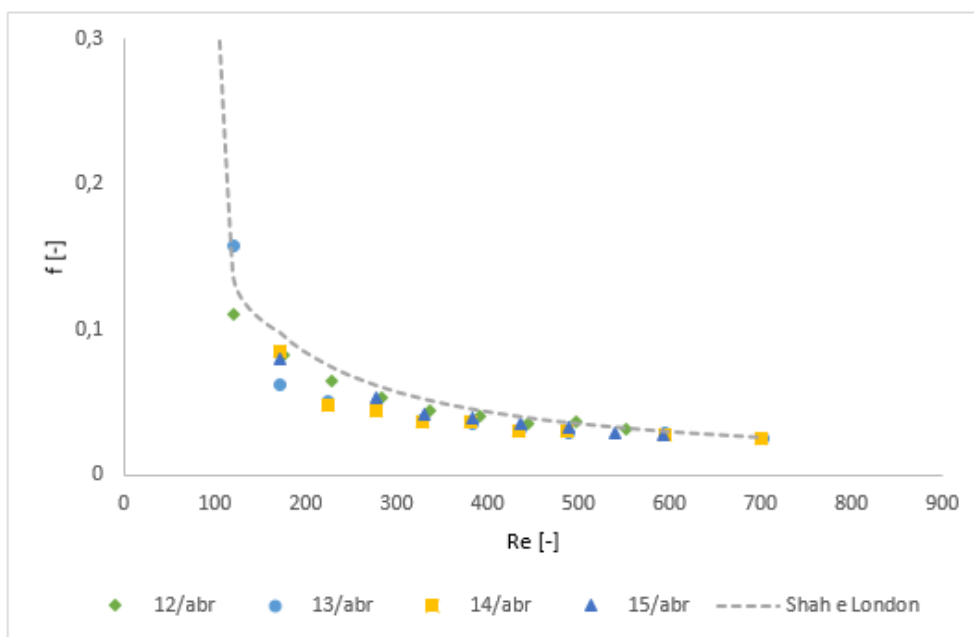
Figura 30 - Comprimento de desenvolvimento hidrodinâmico no presente microcanal em escoamento laminar e monofásico.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

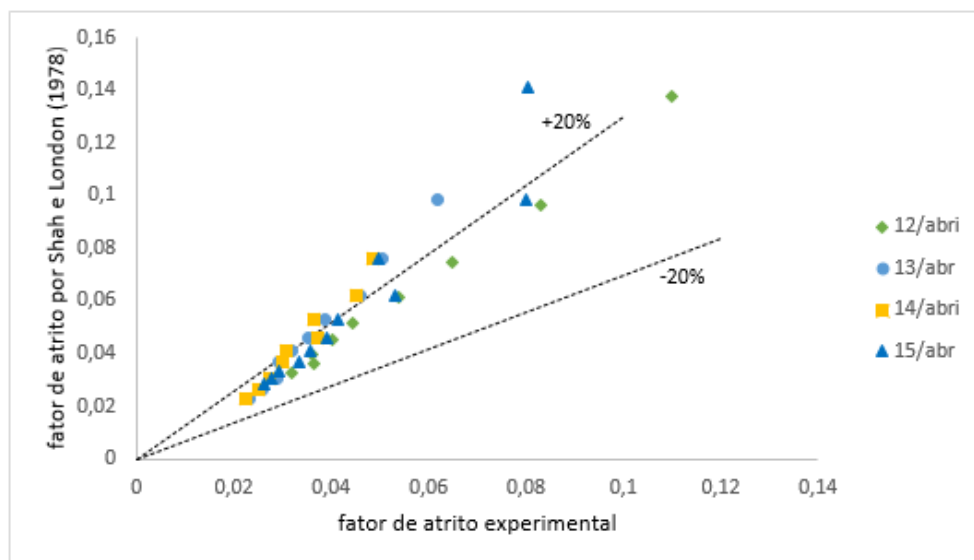
A Figura 31 mostra o comparativo dos resultados obtidos experimentalmente com a correlação de Shah e London (1978). Verifica-se um erro médio absoluto (MAE) de 21,9% dos dados aferidos, sendo que 55,5% dos dados possuem erro absoluto menor que 20%, como mostrado na Figura 32.

Figura 31 - Fator de atrito experimental.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 32 - Comparação estatística entre dados experimentais e a correlação de Shah e London (1978) com barras de erro de  $\pm 20\%$  (HFE-7100).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Mediante as comparações feitas entre os dados experimentais e a correlação de Shah e London (1978) conclui-se que, independente das condições de testes, os resultados apresentam valores próximos para o fator de atrito.

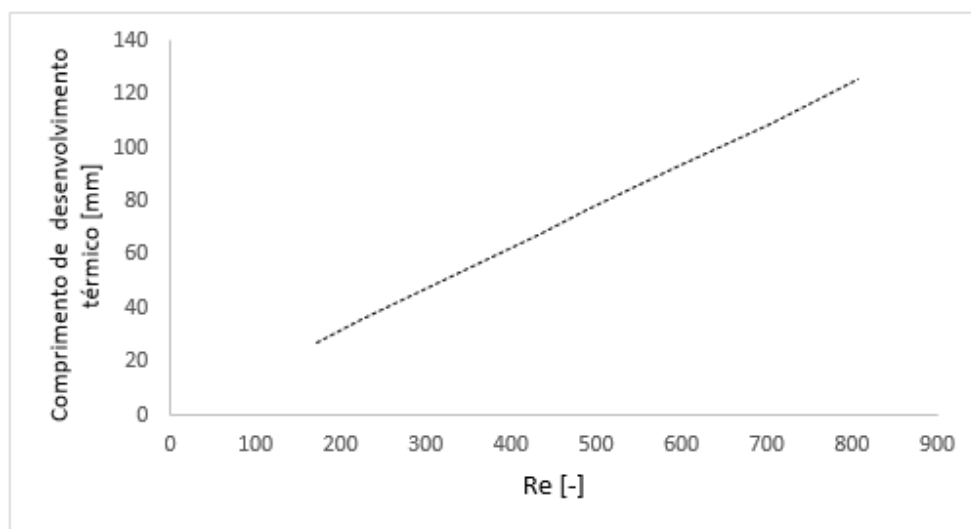
Peng *et al.* (1994) e Peng e Petersson (1996) observaram fatores de atrito superiores aos encontrados na literatura, o que gerou uma especulação de uma transição laminar-turbulento para números de Reynolds entre 200 e 700. Esse comportamento verificado pelos autores não foi evidenciado no presente estudo, visto que os valores obtidos experimentalmente apresentam a mesma tendência da correlação de Shah e London (1978), desenvolvida para escoamentos laminares, em toda faixa de Reynolds testada.

### 5.1.2 Transferência de calor nos testes de validação

Os dados de transferência de calor foram comparados com correlações de Nusselt ( $Nu$ ) presentes na literatura. O valor desse adimensional obtido experimentalmente, assim como o da queda de pressão, está mostrado no Capítulo 4 desse trabalho, nas Equações (47) a (51).

As correlações utilizadas para comparação com o número de Nusselt experimental foram as de Shah e London (1978), Stephan e Preuber (1979) e Copeland (2000). Essas correlações foram selecionadas, pois apesar de serem correlações desenvolvidas para tubos circulares, essas foram feitas para fluxos de calor prescrito e em condições de desenvolvimento térmico, assim como acontece no presente estudo, mostrado na Figura 33.

Figura 33 - Comprimento de desenvolvimento térmico no presente microcanal em escoamento laminar e monofásico.

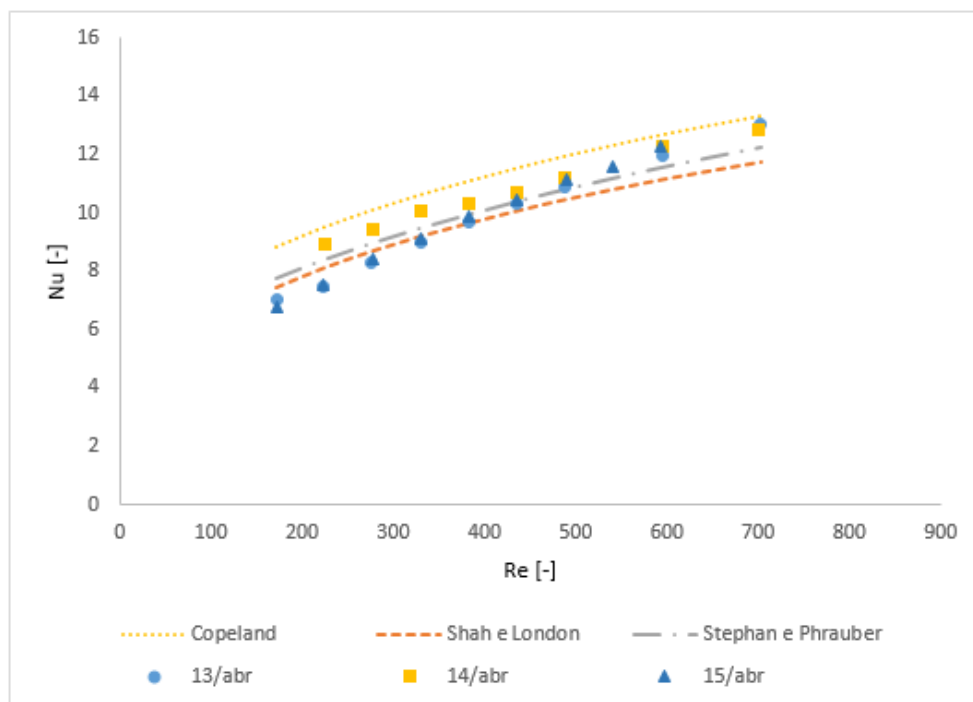


Fonte: Elaboração do próprio autor.

A Figura 34 apresenta a comparação entre os resultados fornecidos por métodos de previsão do número de Nusselt para escoamento laminar em desenvolvimento térmico.

Observa-se que os métodos da literatura e os resultados experimentais apresentam comportamento semelhante em relação ao aumento do número de Nusselt à medida que o número de Reynolds aumenta.

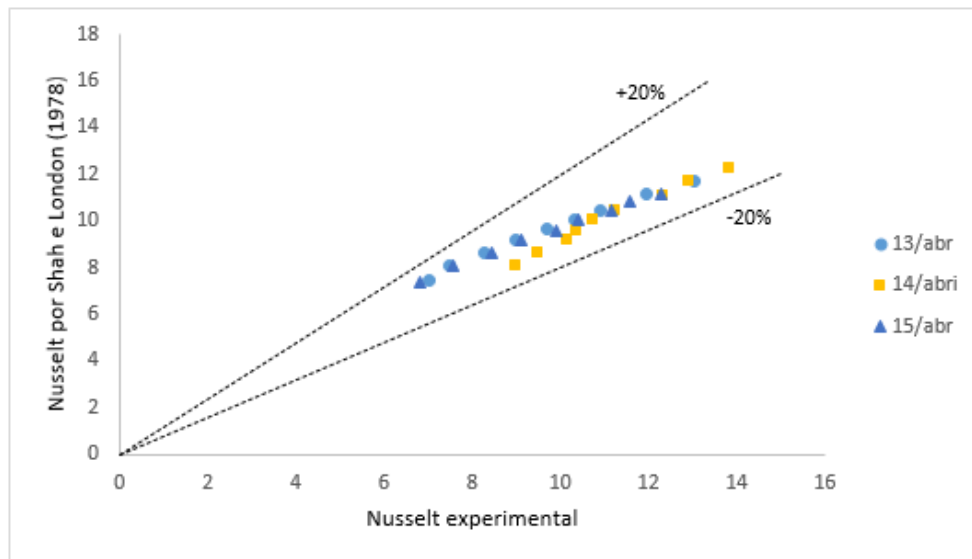
Figura 34 - Número de Nusselt experimental comparado com resultados da literatura.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

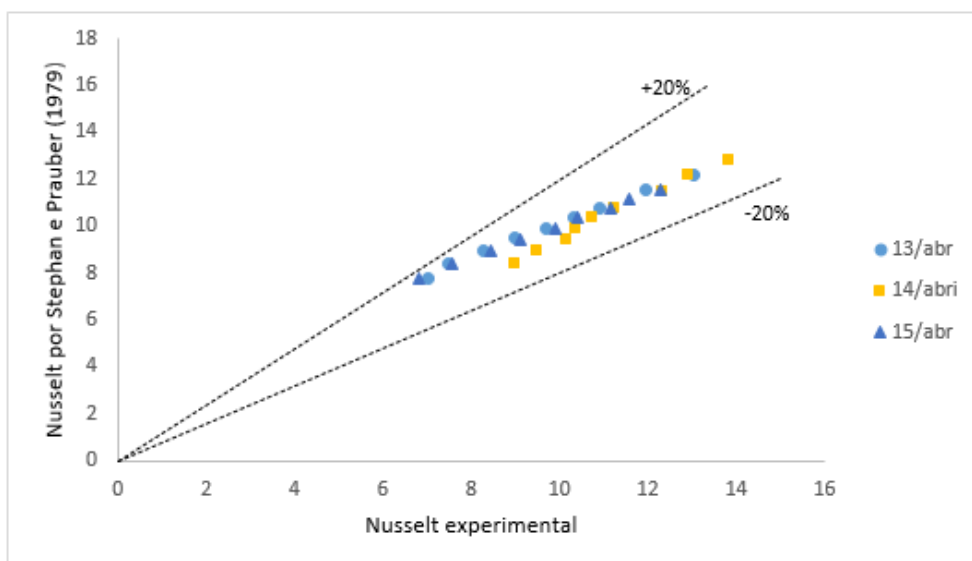
As correlações de Stephan e Preuber (1979) e Shah e London (1978) apresentaram respectivamente erro médio absoluto de 6,2% e 5,4% sendo que 100% dos dados aferidos estão na faixa  $\pm 20\%$ . Já a correlação de Copeland (2000), também para escoamento laminar não desenvolvido, apresentou um erro médio absoluto de 11,7% sendo que 81,6% dos dados estão dentro da faixa de erro  $\pm 20\%$ . As Figuras 35 a 37 ilustram a comparação dos resultados experimentais para o Nusselt médio com os três métodos utilizados.

Figura 35 - Comparação estatística para o número de Nusselt entre os dados experimentais e a correlação de Shah e London (1978) com barras de erro de  $\pm 20\%$  (HFE-7100).



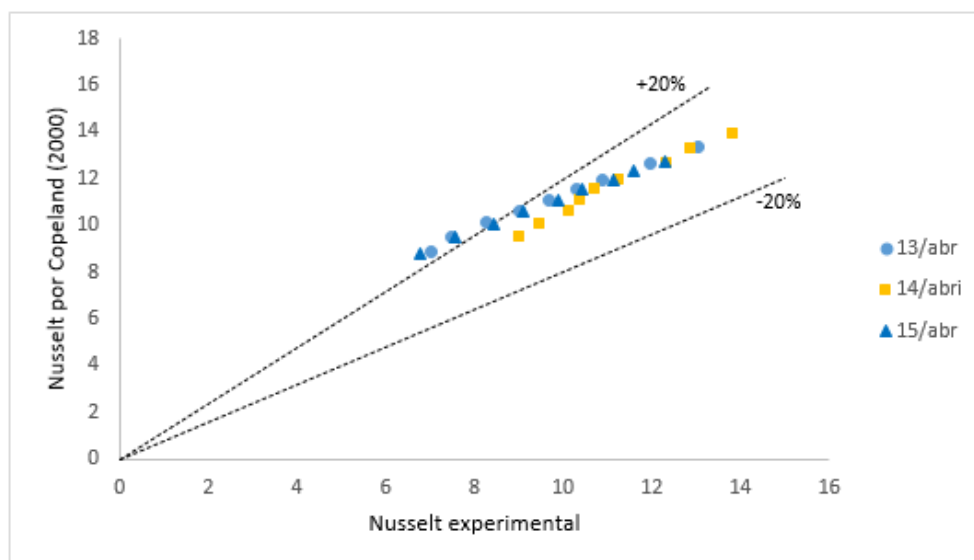
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 36 - Comparação estatística para o número de Nusselt entre dados experimentais e a correlação de Stephan e Prauber (1979) com barras de erro de  $\pm 20\%$  (HFE-7100).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 37 - Comparação estatística para o número de Nusselt entre os dados experimentais e a correlação de Copeland (2000) com barras de erro de  $\pm 20\%$  (HFE-7100).



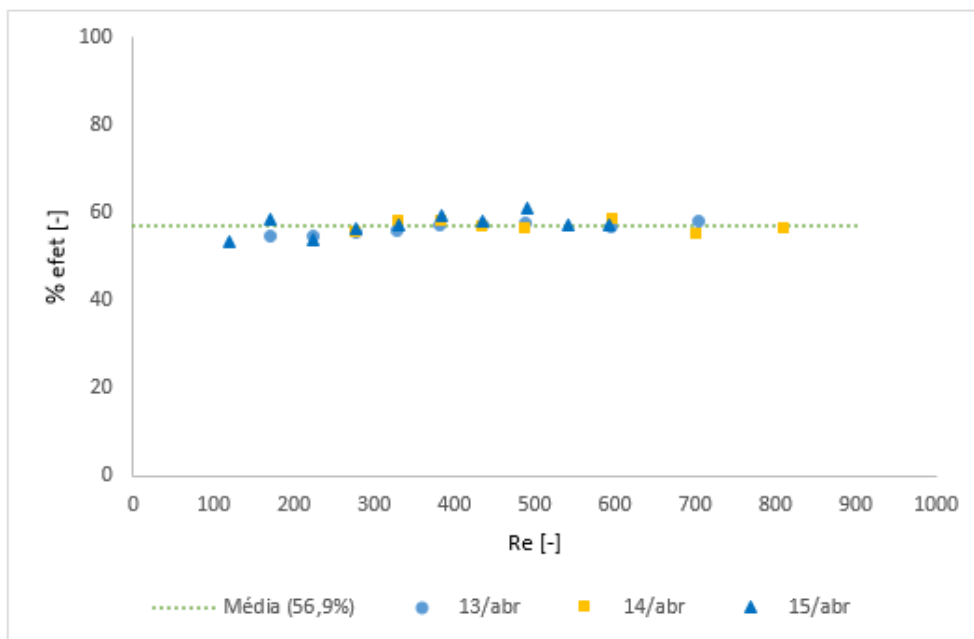
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Conclui-se que os resultados experimentais são satisfatoriamente próximos, em todas as condições testadas, aos valores fornecidos pela correlação de Stephan e Preuber (1979), Shah e London (1978) e Copeland (2000). Essa proximidade dos resultados experimentais com as correlações propostas mostra a adequação do aparato experimental, dos instrumentos de medição e da metodologia de regressão de dados adotada para o presente estudo.

### 5.1.3 Análise de perdas

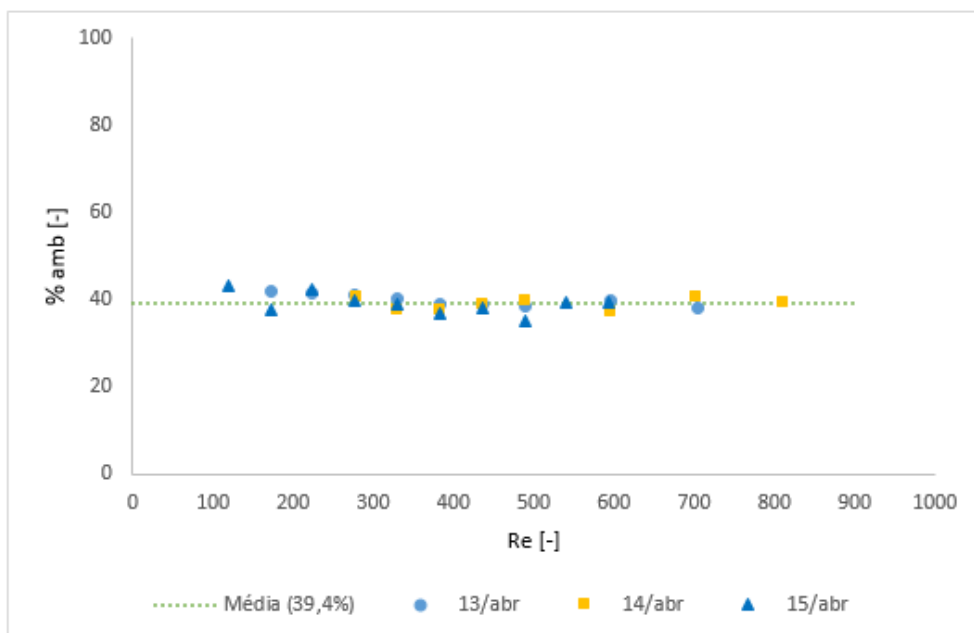
As análises de perdas foram feitas durante a validação devido à facilidade de se obter as propriedades termodinâmicas do fluido na saída da seção de testes durante essa etapa, com o fim de determinar a porcentagem de calor fornecido à seção de testes que é perdida ao meio ambiente e que é efetivamente entregue aos microcanais. Desta forma, os valores de temperatura e pressão ao longo dos testes monofásicos foram selecionados e tratados pelas Equações (60) a (63), sendo seus resultados mostrados nas Figuras 38 e 39.

Figura 38 - Porcentagem de calor efetivo para cada vazão.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 39 - Porcentagem de calor perdido ao ambiente para cada vazão.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Observa-se que, independente do fluxo de calor ou da vazão aplicada, a porcentagem de calor efetivo se mantém próximo à média dos pontos, que é de aproximadamente 58%. O mesmo comportamento se nota na porcentagem de calor perdida ao ambiente, com média de 39%, aproximadamente.

Sendo assim pode-se considerar, para todos os testes seguintes, que a porcentagem de calor efetivo é de 60% da potência fornecida à seção de testes e que 40% dessa potência é perdida para o ambiente.

Uma análise de perdas semelhante à feita para a seção de testes, foi feita para o pré-aquecedor a fim de saber qual a porcentagem de calor fornecida a este é entregue ao HFE-7100, sendo o resultado uma porcentagem de 72%.

## 5.2 ESCOAMENTO BIFÁSICO

Os testes para obtenção de resultados no escoamento com duas fases foram feitos sob 6 condições distintas, com variação na velocidade mássica do escoamento e no subresfriamento de entrada do fluido na seção de testes. As condições impostas estão presentes na Tabela 10.

Tabela 10 - Condições dos testes em escoamento bifásico.

	1° Teste	2° Teste	3° Teste	4° Teste	5° Teste	6° Teste
$G$ (kg/m <sup>2</sup> s)	392	392	634	634	875	875
$q''_{efetivo}$ (kW/m <sup>2</sup> )	14 a 171	14 a 171	14 a 171	14 a 171	14 a 171	14 a 171
$q''_{footprint}$ (kW/m <sup>2</sup> )	58 a 680	58 a 680	58 a 680	58 a 680	58 a 680	58 a 680
Subresfriamento de entrada (°C)	5	10	5	10	5	10
$\bar{x}$ (-)	-0,02 a 0,21	-0,08 a 0,19	-0,03 a 0,11	-0,08 a 0,08	-0,04 a 0,05	-0,09 a -0,01
Pressão média do fluido (bar)	0,98 a 1,3	0,98 a 1,3	0,98 a 1,3	0,98 a 1,3	0,98 a 1,3	0,98 a 1,3

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Os resultados obtidos a partir dos testes estão presentes na sequência, por meio de gráficos da curva parcial de ebulição, do CTC e da queda de pressão.

### 5.2.1 Curvas parciais de ebulição

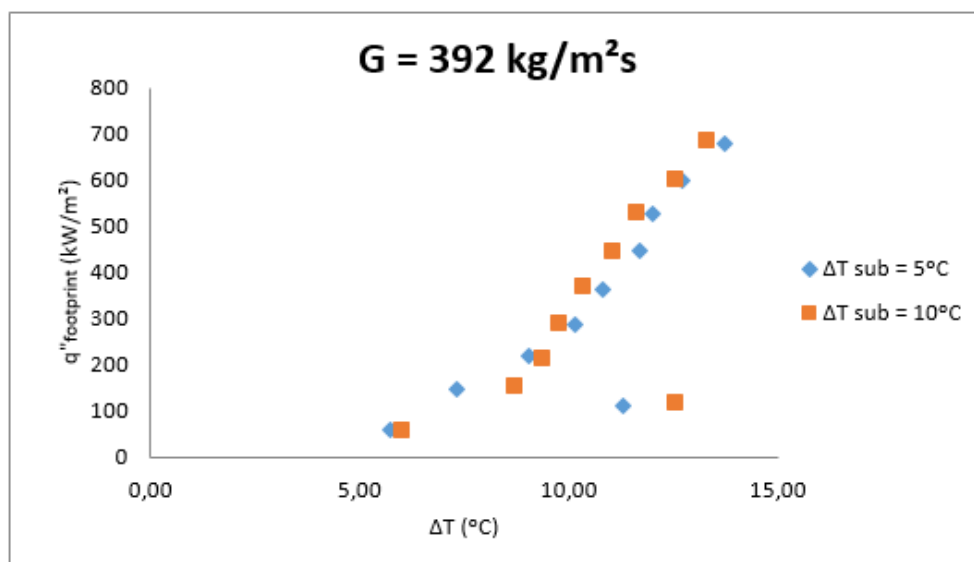
Nesta etapa são apresentadas as curvas parciais de ebulição obtidas experimentalmente a partir dos ensaios em regime de escoamento bifásico; essas relacionam o fluxo de calor específico na base dos microcanais ( $q''_{footprint}$ ) em função da diferença entre as

temperaturas médias do fluido e da temperatura de superfície do dissipador de calor ( $\Delta T$ ) e são utilizadas para avaliação da transferência de calor nos fenômenos envolvidos na ebulição convectiva, como as mudanças no início de nucleação de bolhas e o comportamento de tais parâmetros em fluxos de calor mais elevados.

### *Efeito do subresfriamento de entrada do líquido*

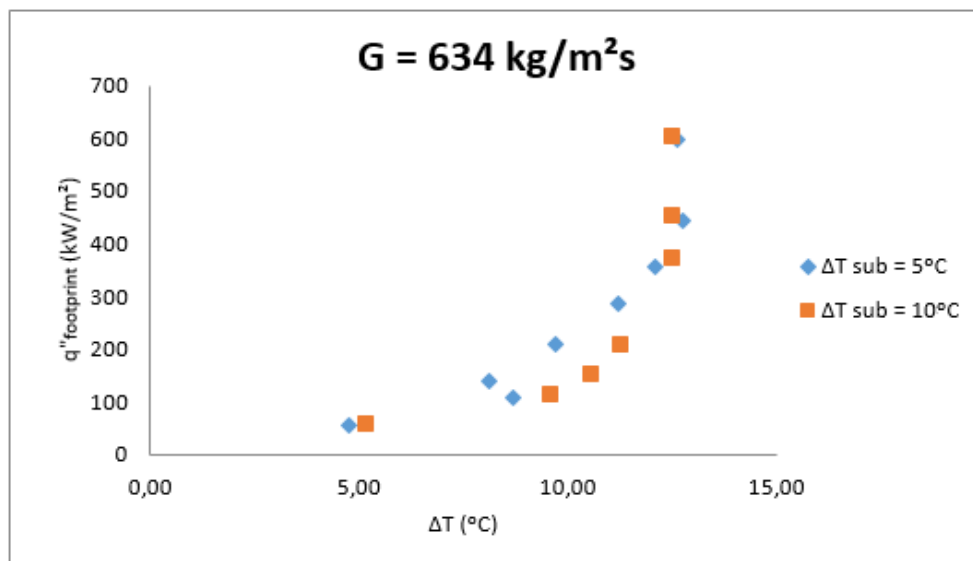
As Figuras 40 a 42 mostram os efeitos dos diferentes níveis de subresfriamentos do fluido na entrada dos microcanais (5 e 10 °C) sobre as curvas parciais de ebulição. Como mostrado nas figuras, o aumento do subresfriamento na entrada do microdissipador provoca um deslocamento da curva de ebulição para a direita, comportamento semelhante ao encontrado por Leão, Nascimento e Ribatski (2014); de acordo com os autores isso acontece devido a menor temperatura do fluido na entrada dos microcanais em subresfriamentos maiores, o que provoca uma diminuição da parcela do dissipador sob efeitos da ebulição convectiva. Desta forma, há uma maior região dos canais sob os efeitos da convecção forçada cujo coeficiente de transferência de calor para as mesmas condições de fluxo de calor e vazão é inferior quando comparado com a ebulição convectiva, o que justifica esse deslocamento na curva apresentada.

Figura 40 - Curva parcial de ebulição para  $G = 392 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e níveis de subresfriamento de 5 e 10 °C.



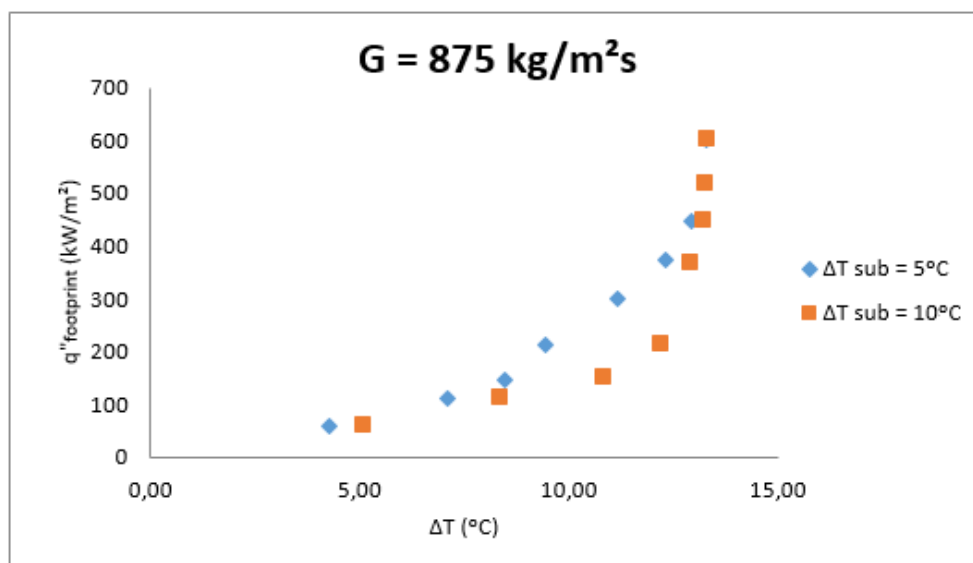
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 41 - Curva parcial de ebulição para  $G = 634 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e níveis de subresfriamento de 5 e 10 °C.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 42 - Curva parcial de ebulição para  $G = 875 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e níveis de subresfriamento de 5 e 10 °C.



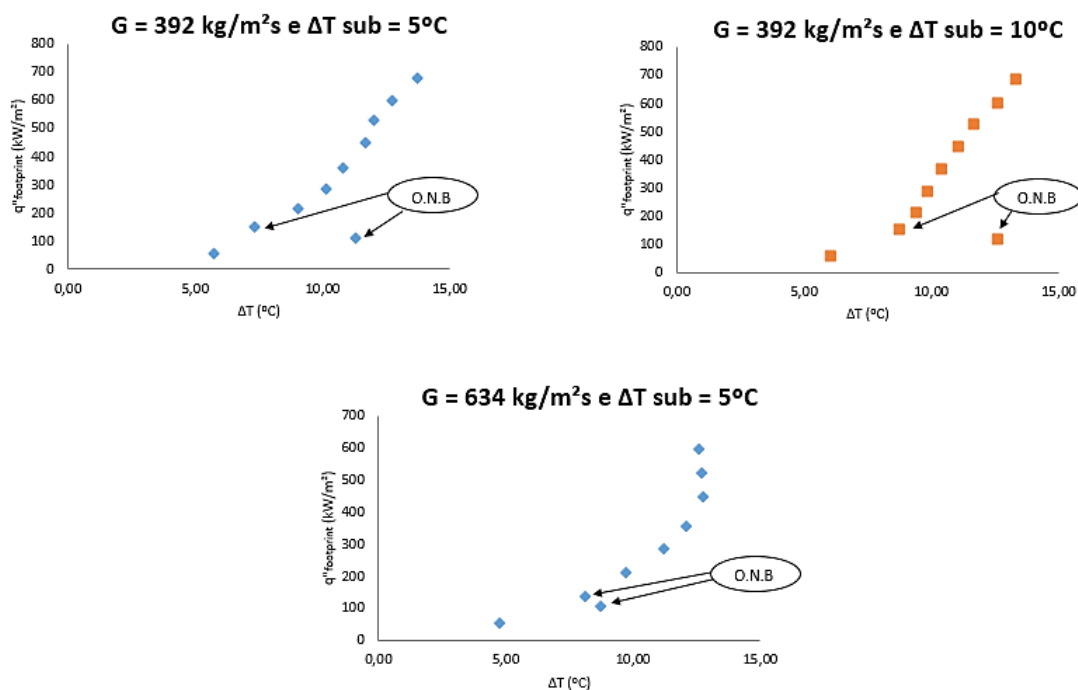
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Para fluxos de calor maiores, nota-se um encontro das curvas para a mesma velocidade mássica, coerente aos resultados obtidos por Park e Thome (2010); contudo, essa junção é tardia em velocidades maiores. Esse comportamento pode ser explicado pelo fato de que, para fluxos de calor maiores, a parcela do fluido no estado monofásico pre-

sente no dissipador de calor tende a ser cada vez menor e esse efeito torna-se mais acentuado em velocidades mássicas menores, sendo o fluido na transição de fase o maior responsável pela transferência de calor, fazendo com que a diferença de 5 °C do subresfriamento de entrada seja insignificante para esses pontos.

Ademais, observa-se uma descontinuidade a partir de um superaquecimento da superfície, melhor ilustrado na Figura 43, que caracteriza o início da ebulição nucleada (do inglês, *Onset of Nucleate Boiling* - ONB). Esse processo se deve ao superaquecimento necessário para a ativação dos sítios de nucleação com o consequente início do processo de ebulição (TORO, 2016). Tal fenômeno também é chamado de *temperature overshooting*.

Figura 43 - Indicação do ONB nas curvas parciais de ebulição.



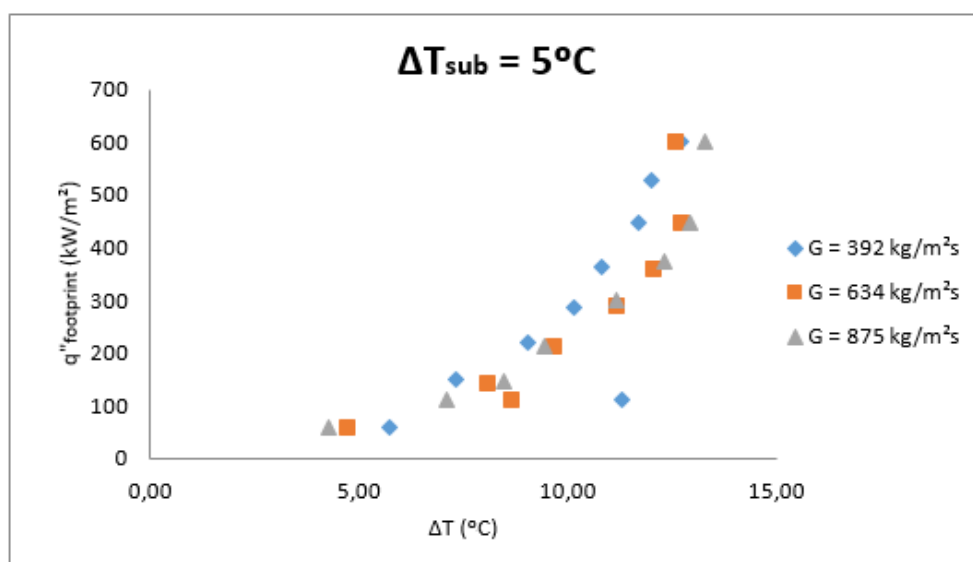
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Este superaquecimento de início da ebulição não se apresenta nos demais gráficos; as curvas onde tal fenômeno não é observado são as com velocidades mássicas maiores, de 634 e 875 kg/m<sup>2</sup>s (Figuras 41 e 42). Esse comportamento também foi evidenciado no trabalho de Nascimento (2012) em velocidades mássicas de 1000 kg/m<sup>2</sup>s no escoamento do R134a em microcanais; segundo o autor, a ausência dessa descontinuidade nas curvas parciais de ebulição estaria relacionada à elevada queda de pressão na região monofásica, facilitando a ativação de núcleos de vapor pela queda da pressão (efeito *flashing*).

### *Efeito da velocidade mássica*

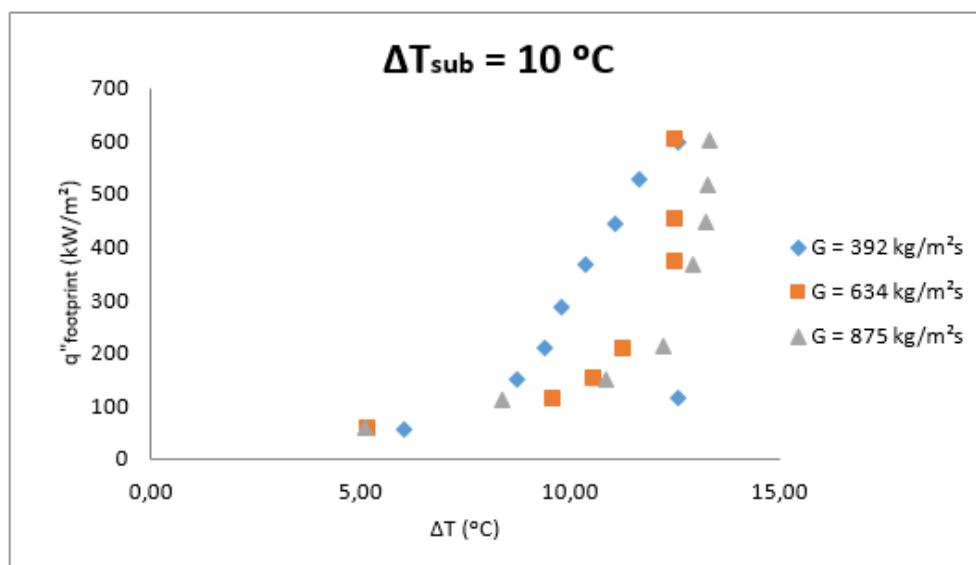
As Figuras 44 e 45 mostram os efeitos de diferentes velocidades mássicas (392, 634 e 875 kg/m<sup>2</sup>s) nas curvas parciais de ebulição. Como mostrado nas figuras o aumento da velocidade mássica provoca um deslocamento das curvas para a direita em fluxos de calor médios e altos, condições onde há presença de mudança de fase em parte do dissipador de calor. Esse deslocamento também pode ser explicado devido à porcentagem dos microcanais sob o efeito da ebulição convectiva, pois em velocidades mássicas maiores o fluido necessita de uma potência maior para iniciar a mudança de fase, e assim, para um mesmo fluxo de calor nos microcanais o fluido em regime monofásico aparece em uma maior parcela no dissipador de calor, diminuindo o CTC médio e conseqüentemente deslocando a curva parcial de ebulição para direita.

Figura 44 - Curva parcial de ebulição com subresfriamento de entrada de 5 °C.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 45 - Curva parcial de ebulição com subresfriamento de entrada de 10 °C.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Nas Figuras 44 e 45, para baixos fluxos de calor, a curva parcial de ebulição se inicia à direita para velocidades mássicas menores. Isso acontece, pois nessas condições o fluido se encontra apenas no estado monofásico e o fenômeno de transferência de calor atuante é a convecção forçada; o aumento da velocidade do fluido causa um aumento do CTC deslocando a curva parcial para a esquerda em seu início.

Observa-se nas curvas parciais de ebulição para diferentes velocidades mássicas uma maior tendência de encontro das três curvas para fluxos de calor maiores. Segundo Harirchian e Garimella (2008) isso ocorre devido ao domínio gradual da ebulição sob a convecção no processo de transferência de calor com o aumento do fluxo de calor imposto.

### 5.2.2 Curvas para o coeficiente de transferência de calor - CTC

Nas Figuras 46 a 48 estão presentes as curvas para o coeficiente de transferência de calor em relação ao fluxo de calor fornecido na base dos microcanais. Analisando esses gráficos percebe-se com mais clareza alguns comportamentos presentes nas curvas parciais de ebulição.

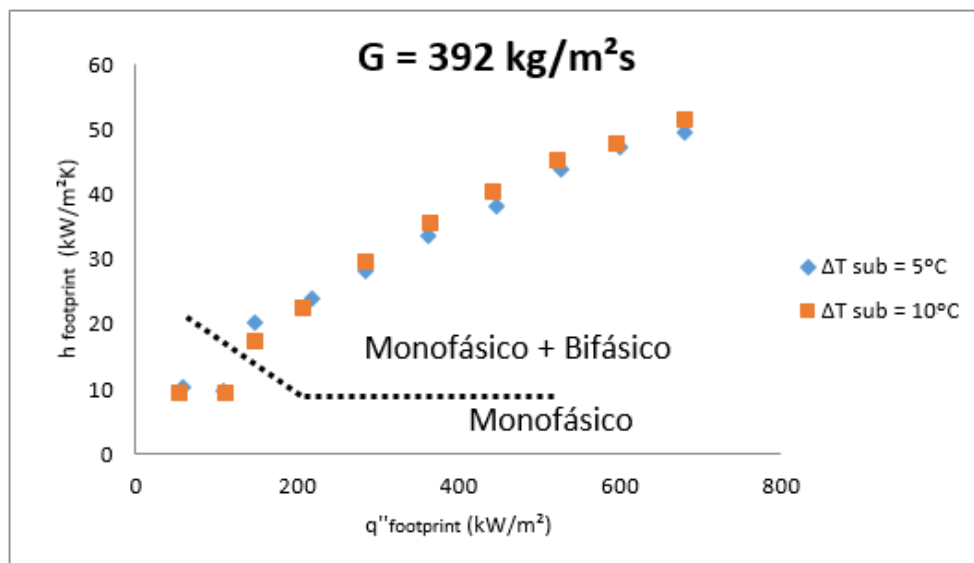
#### *Efeito do subresfriamento de entrada do líquido*

Em geral, na região monofásica, para a mesma velocidade mássica os valores de CTC apresentam-se constantes em relação ao subresfriamento e ao fluxo de calor, sendo este comportamento explicado pela pequena mudança nas propriedades do fluido e no

escoamento enquanto todo o fluido presente nos microcanais se encontra no estado líquido.

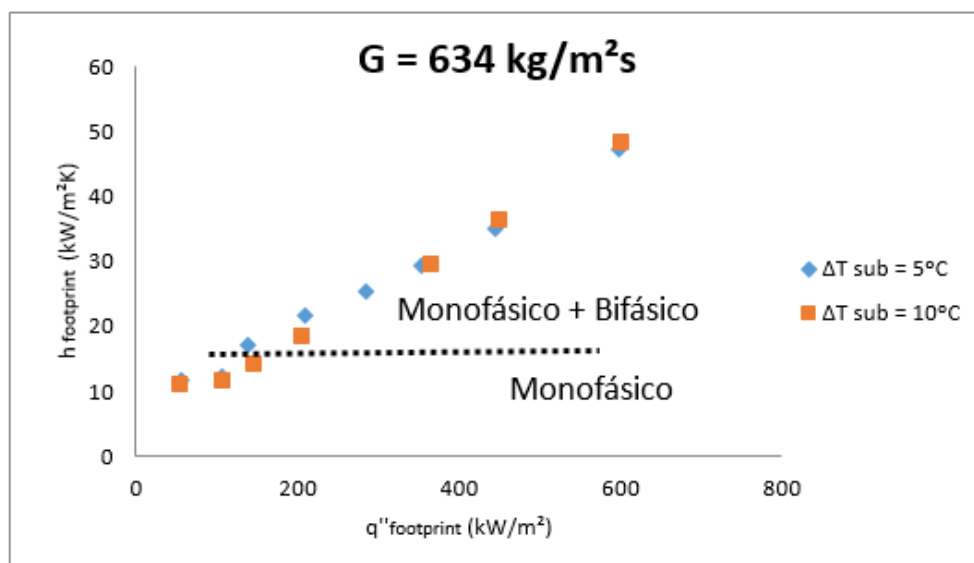
No início da região bifásica, para baixos fluxos de calor, o CTC médio apresenta valores maiores com a diminuição do subresfriamento de entrada, porém essa diferença diminui com o aumento do fluxo de calor; efeito que pode ser previsto pelo comportamento das curvas parciais de ebulição devido à fórmula de cálculo do CTC médio, mostrado na Equação (73).

Figura 46 - Coeficiente de transferência de calor para  $G = 392 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e  $\Delta T = 5$  e  $10 \text{ }^\circ\text{C}$ .



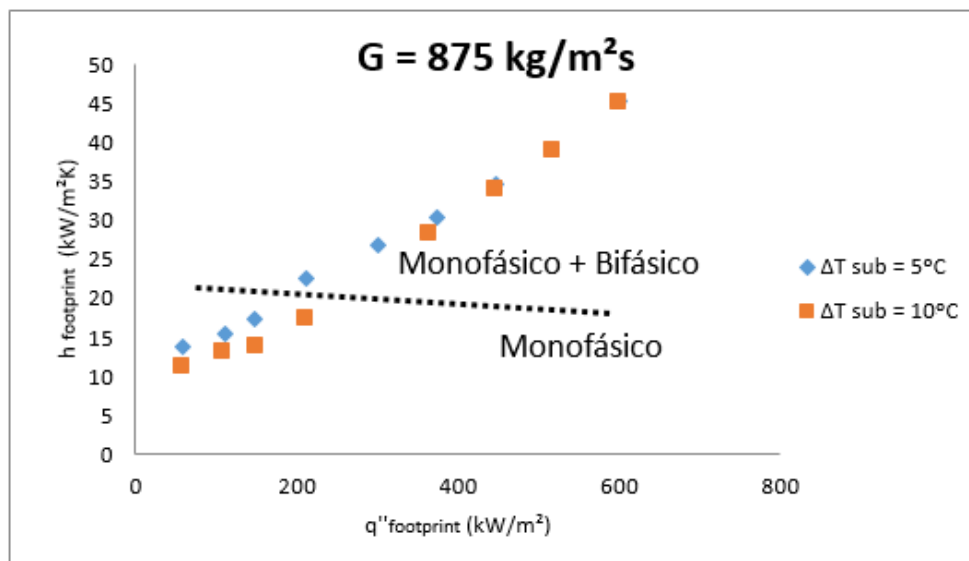
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 47 - Coeficiente de transferência de calor para  $G = 634 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e  $\Delta T = 5$  e  $10 \text{ }^\circ\text{C}$ .



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 48 - Coeficiente de transferência de calor para  $G = 875 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e  $\Delta T = 5$  e  $10 \text{ }^\circ\text{C}$ .



Fonte: Elaboração do próprio autor.

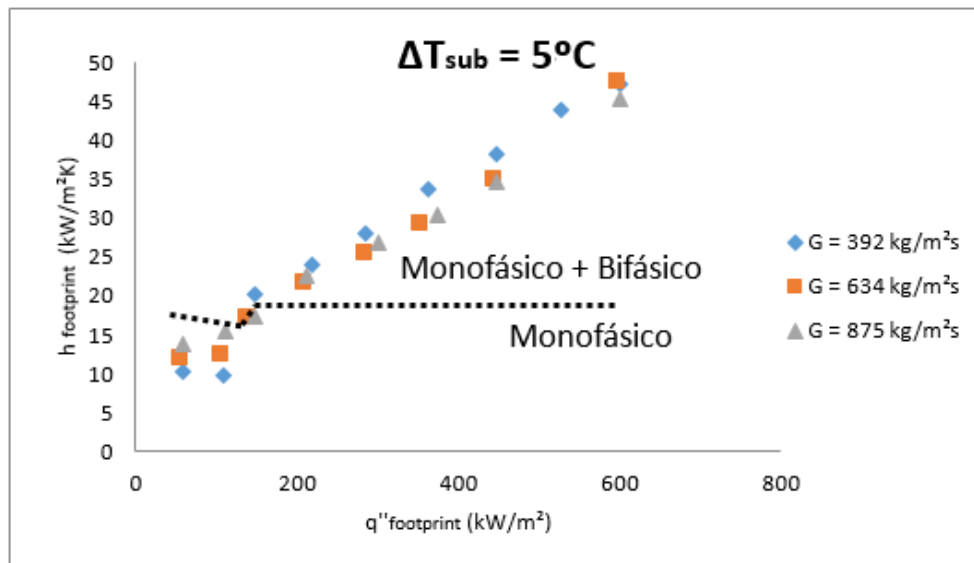
Nas Figuras 46 a 48, nos pontos onde ocorre o início da nucleação o coeficiente de transferência de calor apresenta um “salto” e tende a aumentar quase linearmente até os fluxos de calor mais elevados, como também constatado por Deng *et al.* (2015), devido ao fato da ebulição convectiva ser um fenômeno de transferência de calor mais eficaz que a convecção forçada.

#### ***Efeito da velocidade mássica***

Nas Figuras 49 e 50 observa-se as comparações dos CTCs em relação ao fluxo de calor com mesmo subresfriamento de entrada, porém com velocidades mássicas diferentes.

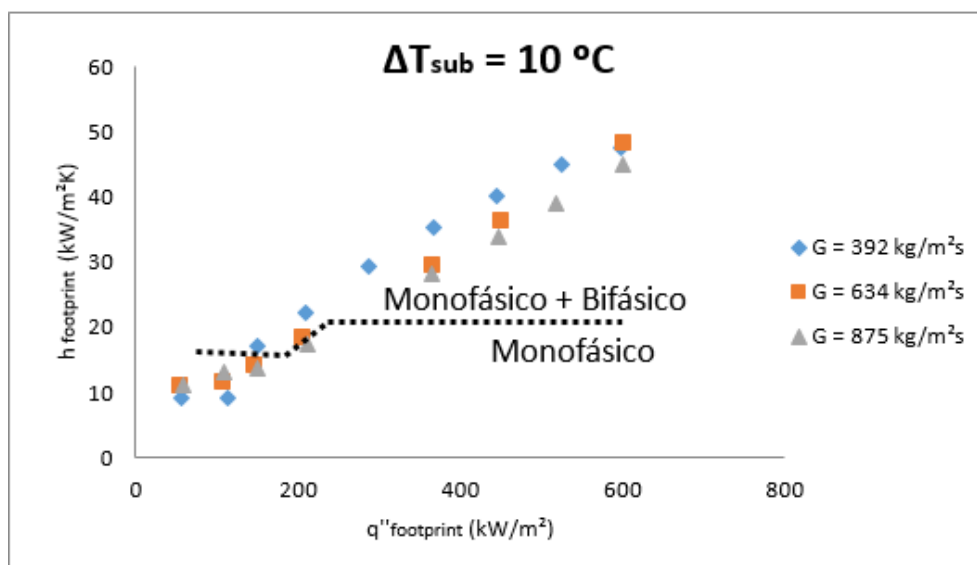
Observa-se que no início da curva os valores mais elevados de CTC são para a velocidade mássica maior ( $875 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ), porém com o início da ebulição ocorre uma inversão. Esse comportamento é devido ao fenômeno de transferência de calor atuante em cada fase. Em fluxos de calor menores o fluido se apresenta apenas no estado monofásico, sendo a convecção forçada o mecanismo físico responsável pela transferência de calor (eleva-se com o aumento da velocidade mássica). Já em fluxos de calor mais elevados o fluido entra em ebulição, com uma maior intensidade para velocidades menores, sendo a ebulição convectiva o principal mecanismo responsável pela transferência de calor, causando essa inversão nas curvas. Efeito que pode ser notado anteriormente nas curvas parciais de ebulição.

Figura 49 - Coeficiente de transferência de calor para um subresfriamento de entrada de 5 °C.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 50 - Coeficiente de transferência de calor para um subresfriamento de entrada de 10 °C.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Assim como visto nas curvas parciais de ebulição, Figuras 44 e 45, nas curvas de CTC para o mesmo subresfriamento e velocidades mássicas diferentes nota-se uma tendência de encontro dessas para fluxos de calores maiores, comportamento devido a uma intensificação da ebulição, provocando uma maior aproximação dos valores de CTC em velocidades mássicas distintas com o aumento da potência dissipada.

Diferentemente dos resultados obtidos por Dalkiliç *et al.* (2018) não se observa uma queda dos valores de CTC para fluxos de calor mais elevados. Segundo o autor, essa queda ocorre devido ao processo de secagem da parede dos microcanais (do inglês, *dryout*) o que causa uma diminuição da eficiência da ebulição convectiva na transferência de calor. A ausência dessa queda mostra que para os valores de fluxo de calor, velocidade mássica e subresfriamento utilizados nos testes não há ocorrência de secagem da parede.

### 5.2.3 Comparação com métodos de previsão do CTC

Os resultados obtidos experimentalmente para o CTC foram comparados com aqueles propostos na literatura. Como as correlações foram desenvolvidas para escoamento bifásico, a parcela do coeficiente de transferência de calor pertencente à região monofásica foi suprimida dos gráficos que serão mostrados a seguir. Os desvios dos resultados obtidos na comparação para cada correlação são mostrados na Tabela 11 e nas Figuras 51 a 55.

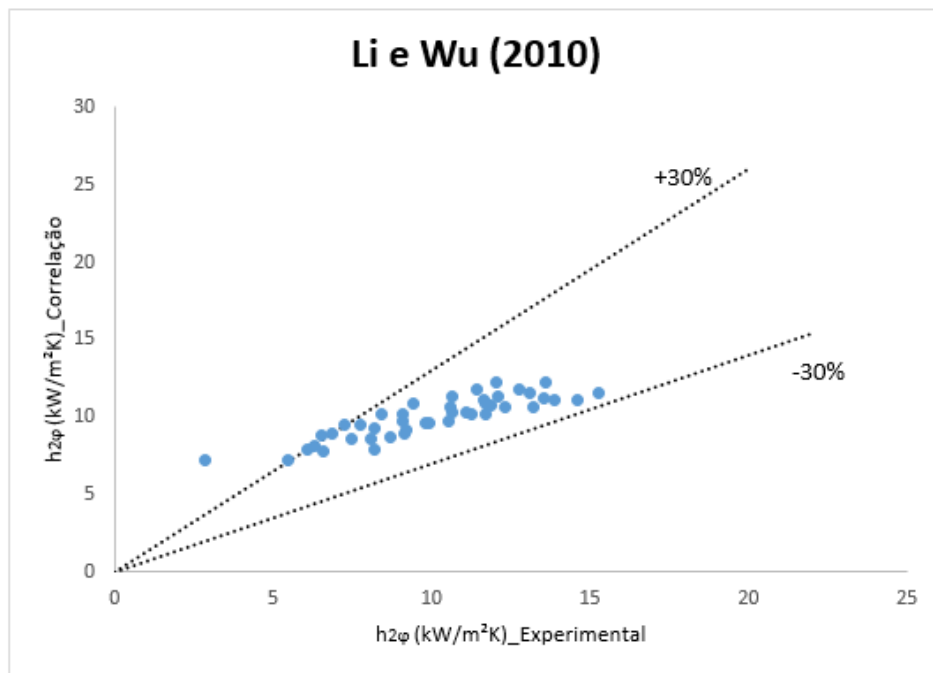
Tabela 11 - Comparação dos resultados de CTC bifásico com algumas correlações da literatura.

Correlação	Erro médio absoluto (MAE)	Valores na faixa de $\pm 30\%$ ( $\lambda_{30\%}$ )
Li e Wu (2010)	16,1 %	90,9 %
Kim e Mudawar (2013)	17,3 %	84,1 %
Liu e Winterton (1991)	34,6 %	36,4 %
Mahmoud e Karayiannis (2013)	42,6 %	2,3 %
Chen (1966)	71,2 %	0,0 %

Fonte: Elaboração do próprio autor.

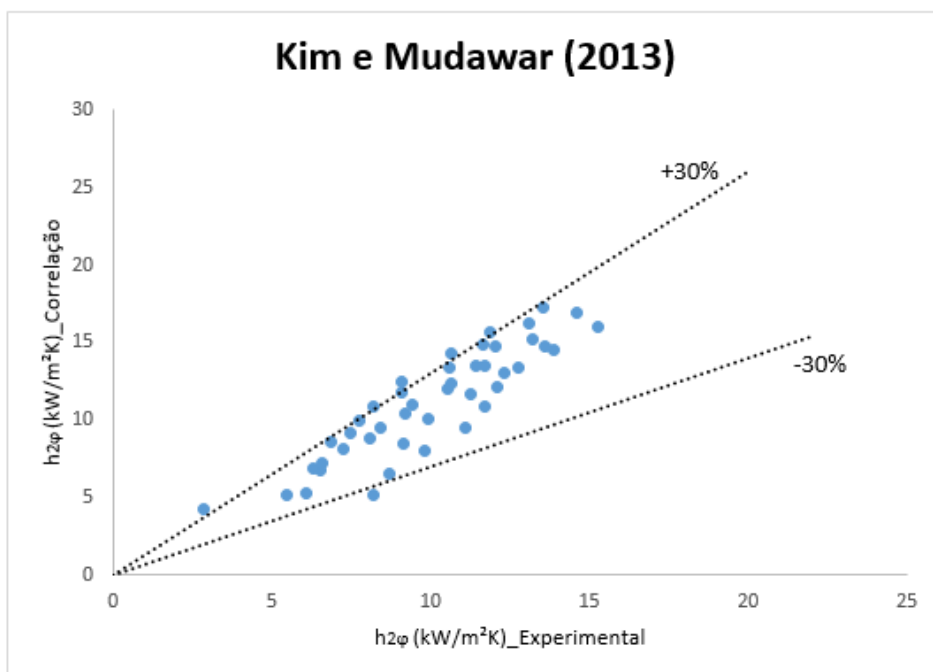
Observa-se que as correlações que apresentaram as melhores predições dos dados foram as correlações de Li e Wu (2010) e Kim e Mudawar (2013), com erros médios absolutos de 16,14% e 17,34%, com cerca de 90% e 84,1% dos valores entre as curvas de  $\pm 30\%$ . Essas correlações foram desenvolvidas a partir de um vasto banco de dados (4228 e 10805 dados, respectivamente) para diferentes fluidos refrigerantes (24 fluidos para o primeiro e 18 fluidos para o segundo). A faixa de diâmetro hidráulico dos dados abordados nas correlações inclui o diâmetro hidráulico usado no presente estudo (0,28 mm), razão que pode explicar os bons resultados de predição dessas correlações.

Figura 51 - Comparação estatística para o coeficiente de transferência de calor bifásico entre dados experimentais e a correlação de Li e Wu (2010) com barras de erro de  $\pm 30\%$  (HFE-7100).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 52 - Comparação estatística para o coeficiente de transferência de calor bifásico entre dados experimentais e a correlação de Kim e Mudawar (2013) com barras de erro de  $\pm 30\%$  (HFE-7100).

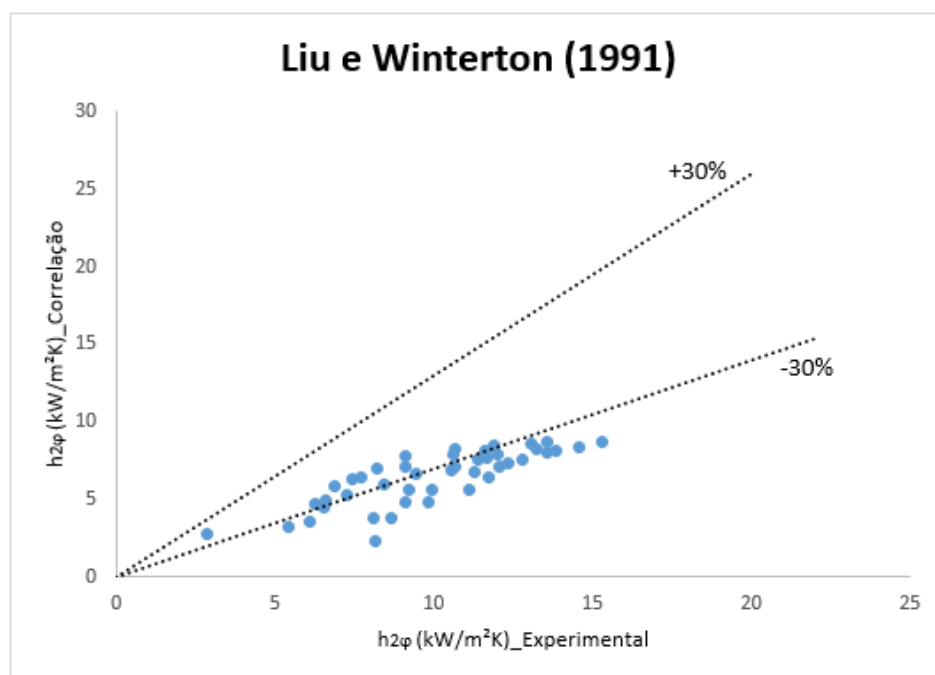


Fonte: Elaboração do próprio autor.

Nota-se que a correlação de Li e Wu (2010), apesar de possuir a melhor predição entre os resultados obtidos no estudo apresenta uma tendência de subestimar os coeficientes de transferência de calor, diferentemente da correlação de Kim e Mudawar (2013), que mesmo obtendo um erro médio absoluto maior apresenta no gráfico uma distribuição dos resultados mais próxima do meio das barras de erro de  $\pm 30\%$  para toda a faixa de CTC abordada.

A correlação de Liu e Winterton (1991) apresentou um desvio médio de 34,6% sendo que 36,6 % dos valores estão dentro da faixa de  $\pm 30\%$ . O fato dessa correlação não apresentar um resultado de predição tão boa quanto às correlações discutidas anteriormente, pode ser devido aos diferentes valores de diâmetro dos microcanais utilizados por esses autores. Essas correlações abrangem dados de micro e minicanais com diâmetros variando de 2,95 a 32 mm, sendo essa faixa distante dos 0,28 mm do presente estudo.

Figura 53 - Comparação estatística para o coeficiente de transferência de calor bifásico entre dados experimentais e a correlação de Liu e Winterton (1991) com barras de erro de  $\pm 30\%$  (HFE-7100).

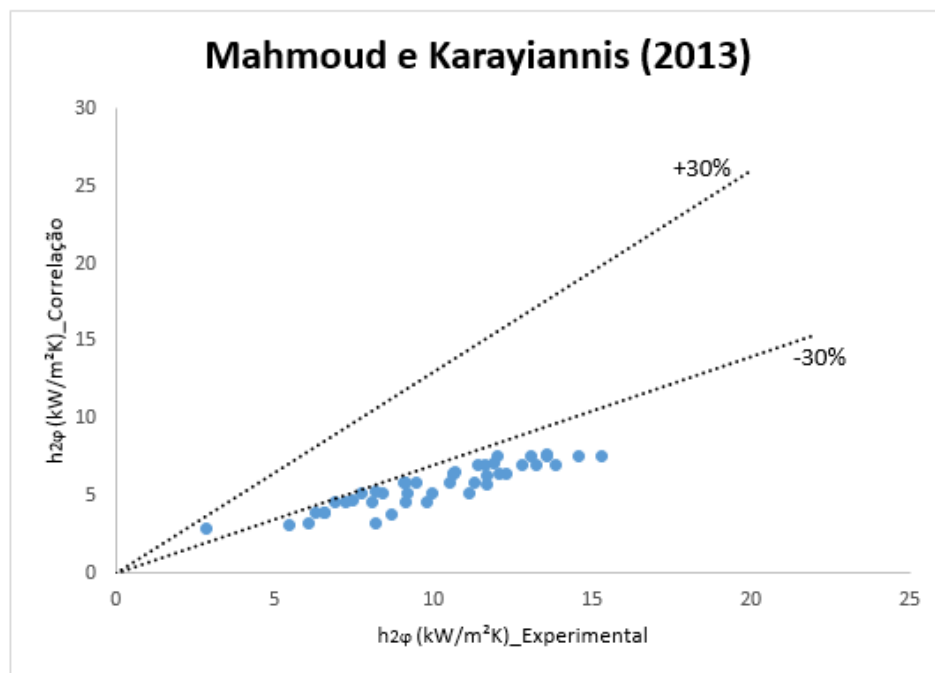


Fonte: Elaboração do próprio autor.

As correlações que apresentaram piores desempenhos na predição do CTC foram as de Mahmoud e Karayiannis (2013) e a de Chen (1966), apresentando erros médios de 42,6% e 71,2%, respectivamente. Esse desempenho ruim na predição do CTC pode ser explicado pela baixa variabilidade de fluido utilizada nas duas correlações - somente o

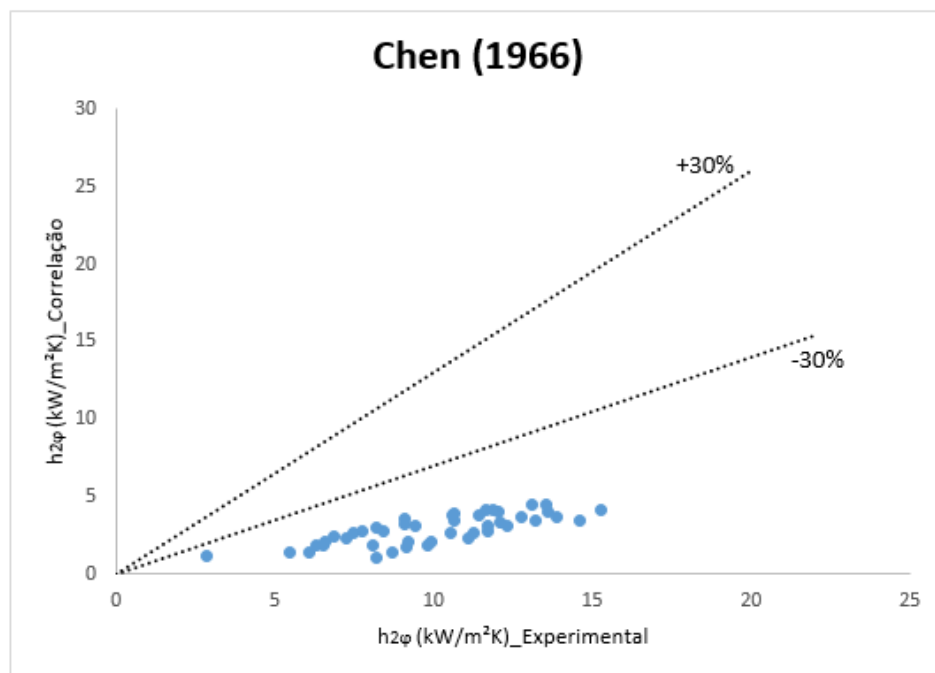
R134a para Mahmoud e Karayiannis (2013) e, água, metanol, ciclo-hexano, heptano, pentano e benzeno para Chen (1966) - o que acaba limitando a eficácia da predição do CTC por parte dessas correlações.

Figura 54 - Comparação estatística para o coeficiente de transferência de calor bifásico entre dados experimentais e a correlação de Mahmoud e Karayiannis (2013) com barras de erro de  $\pm 30\%$  (HFE-7100).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 55 - Comparação estatística para o coeficiente de transferência de calor bifásico entre dados experimentais e a correlação de Chen (1966) com barras de erro de  $\pm 30\%$  (HFE-7100).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Observa-se que a correlação de Mahmoud e Karayiannis (2013) subestima os valores do CTC para toda a faixa experimental testada, assim como também mostrado nos resultados de Jayaramu, Gedupudi e Dias (2019). Esse mesmo comportamento dos resultados também é observado com a correlação de Chen (1966).

#### 5.2.4 Curvas para a queda de pressão

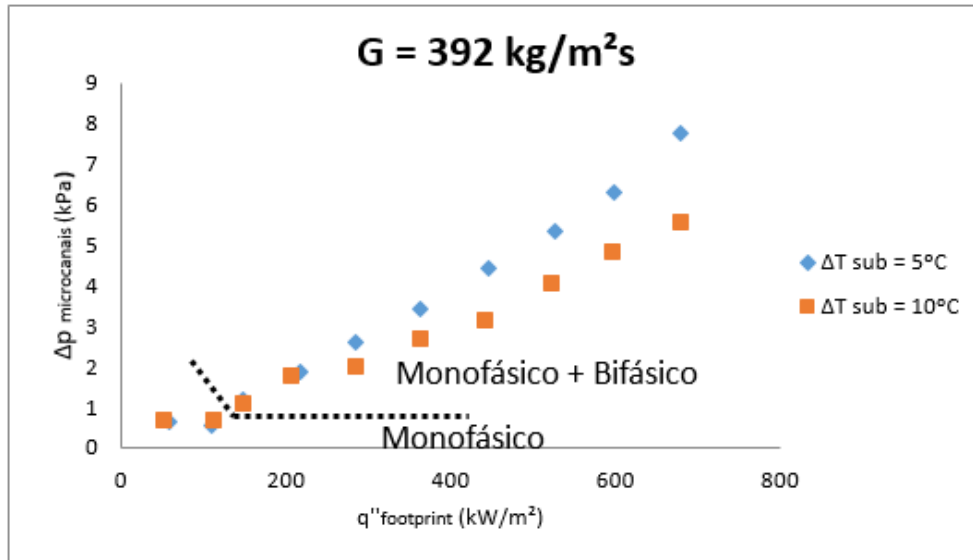
A seguir, nas Figuras 56 a 60, são apresentados os resultados obtidos experimentalmente para a queda de pressão nos microcanais, analisados para diferentes graus de subresfriamento e para diferentes velocidades mássicas.

##### *Efeito do subresfriamento de entrada do líquido*

Nas Figuras 56 a 58 percebe-se valores constantes e/ou mais próximos na região de escoamento monofásico, assim como nas curvas de CTC, o que se explica pela pequena alteração das propriedades do fluido e do escoamento. No entanto, quando ocorre a mudança de fase os valores se elevam, comportamento também constatado no trabalho de Toro (2016), sendo tal efeito relacionado ao incremento do título de vapor médio ao

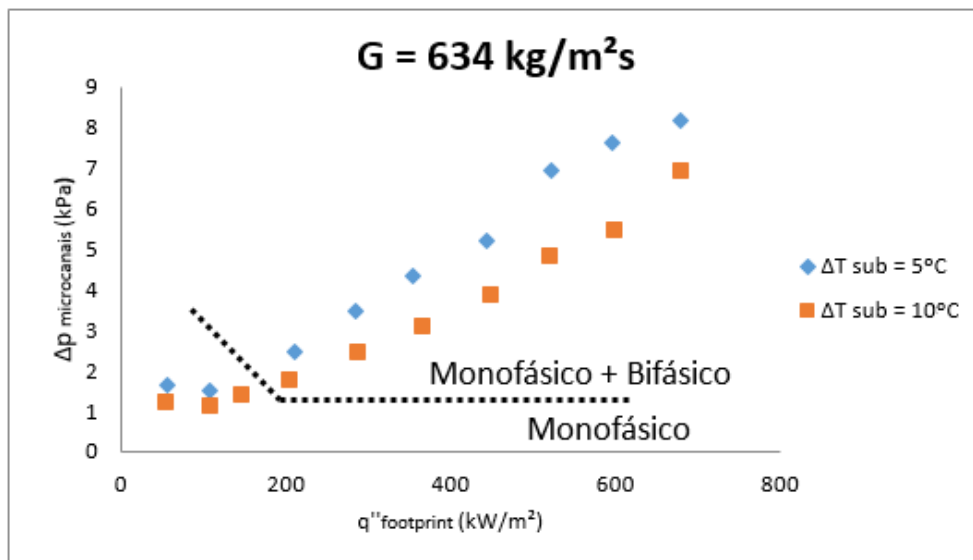
longo do dissipador de calor a partir deste ponto, o que aumenta a velocidade média do escoamento bem como a queda de pressão ao longo do dissipador.

Figura 56 - Queda de pressão para  $G = 392 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e  $\Delta T = 5$  e  $10 \text{ }^\circ\text{C}$ .



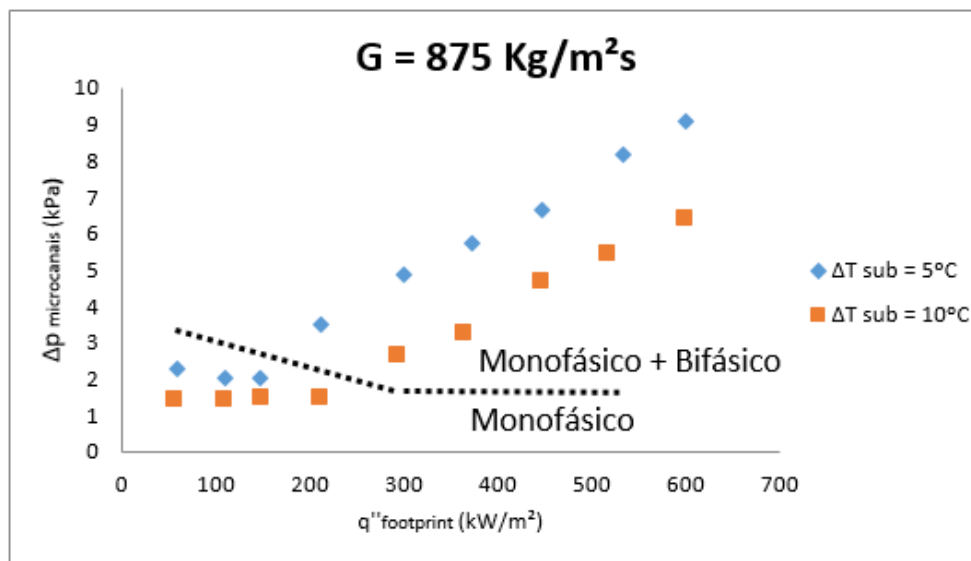
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 57 - Queda de pressão para  $G = 634 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e  $\Delta T = 5$  e  $10 \text{ }^\circ\text{C}$ .



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 58 - Queda de pressão para  $G = 875 \text{ Kg/m}^2\text{s}$  e  $\Delta T = 5$  e  $10 \text{ }^\circ\text{C}$ .



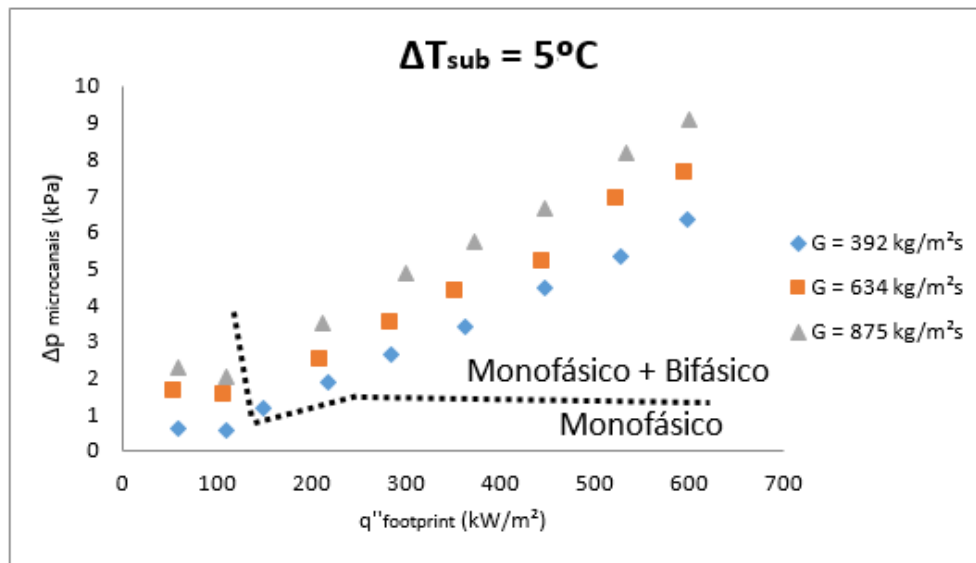
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Observa-se também que para um subresfriamento de entrada menor ( $5 \text{ }^\circ\text{C}$ ) e para o mesmo fluxo de calor, ocorre uma queda de pressão maior, independente da velocidade mássica. Isso porque com subresfriamentos menores o fluido se apresenta, já na entrada da seção de testes, mais próximo da saturação, e nesses casos o título de vapor tende a ser maior ao longo dos microcanais, o que gera uma maior queda de pressão (comportamento também observado por Sempértegui-Tapia e Ribatski, 2017).

#### ***Efeito da velocidade mássica***

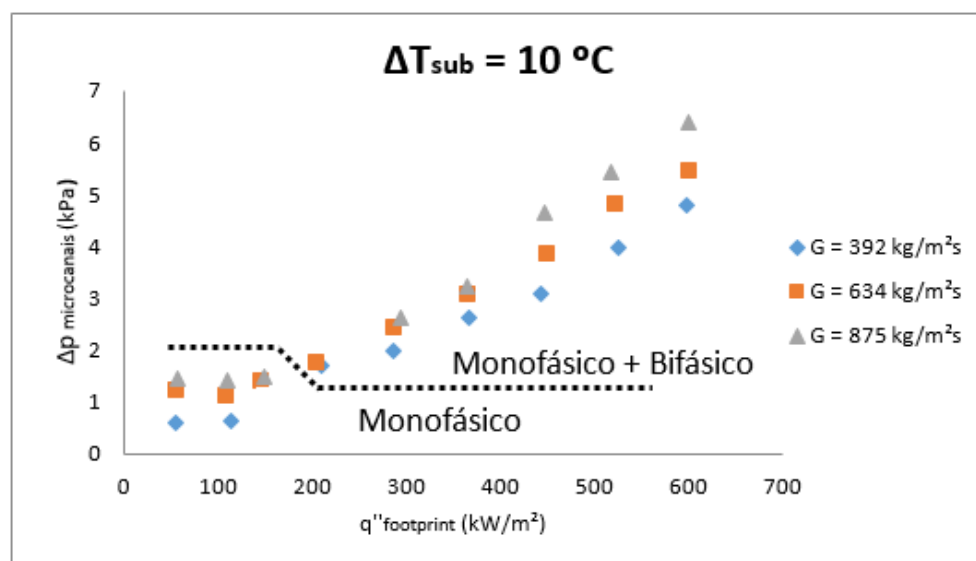
Tanto na Figura 59 quanto na Figura 60 nota-se que o aumento da velocidade mássica provoca um aumento na queda de pressão para todos os fluxos de calor impostos. Com o aumento do fluxo de calor as curvas se afastam uma das outras devido ao aumento do número de bolhas no escoamento para velocidades mássicas maiores.

Figura 59 - Queda de pressão para  $\Delta T = 5^\circ\text{C}$  e velocidades mássicas de 392, 634 e 875  $\text{kg/m}^2\text{s}$ .



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 60 - Queda de pressão para  $\Delta T = 10^\circ\text{C}$  e velocidades mássicas de 392, 634 e 875  $\text{kg/m}^2\text{s}$ .



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Nota-se ainda que, para o mesmo fluxo de calor, os valores obtidos para a queda de pressão em função do nível de subresfriamento de  $5^\circ\text{C}$ , mostrado na Figura 59, apresentam curvas mais distantes uma das outras se comparada com os valores obtidos para a queda de pressão e subresfriamento de  $10^\circ\text{C}$ , apresentado na Figura 60. Isso acontece

devido à presença de maior número de bolhas com a diminuição do nível de subresfriamento na entrada dos microcanais, provocando uma maior queda de pressão para todas as velocidades mássicas e sendo mais acentuado para velocidades mássicas mais elevadas.

### 5.2.5 Comparação com métodos de previsão da queda de pressão

Os resultados da queda de pressão obtidos experimentalmente, assim como os do CTC, foram comparados com as correlações presentes na revisão bibliográfica. As correlações que serão apresentadas na sequência consideram apenas a região de escoamento bifásico, dessa maneira a parcela dos valores de queda de pressão pertencente à região monofásica do escoamento foi retirada. Os desvios dos resultados obtidos na comparação para cada correlação estão descritos na Tabela 12 e nas Figuras de 61 a 66.

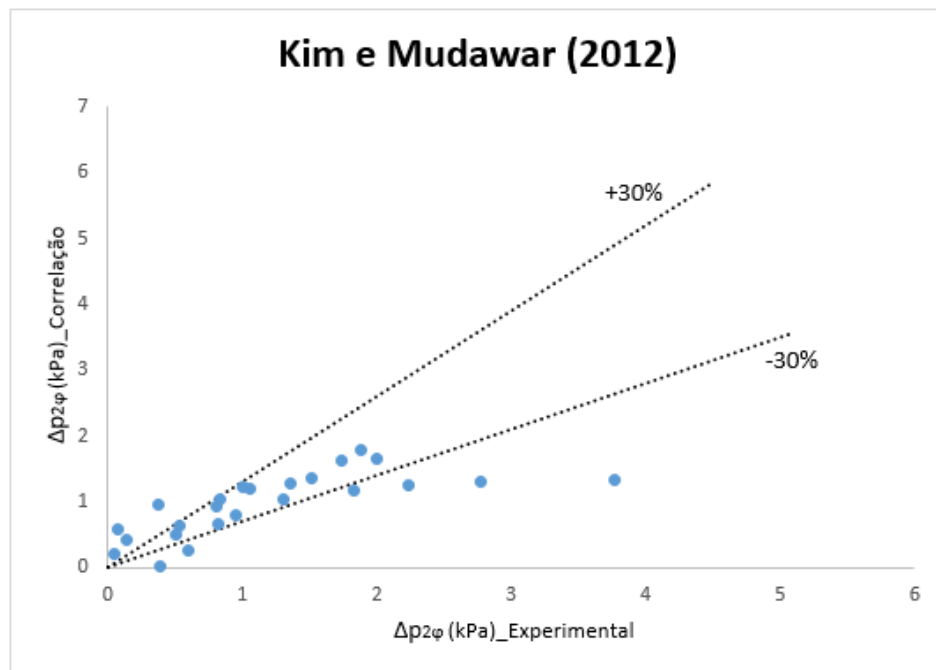
Tabela 12 - Comparação dos resultados da queda de pressão bifásica com correlações da literatura.

Correlação	Erro médio absoluto (MAE)	Valores na faixa $\pm 30\%$ ( $\lambda_{30\%}$ )
Li e Wu (2010)	117,7%	33,3%
Zhang <i>et al.</i> (2010)	76,6%	58,3%
Modelo Homogêneo de Cicchitti <i>et al.</i> (1960)	85%	4,2%
Müller-Steinhagen e Heck (1986)	70,7%	4,2%
Sempertegui-Tápia e Ribatski (2016)	334,8%	8,3%
Kim e Mudawar (2012)	79,3%	58,3%
Lockhart e Martinelli (1949)	133,1%	16,7%

Fonte: Elaboração do próprio autor.

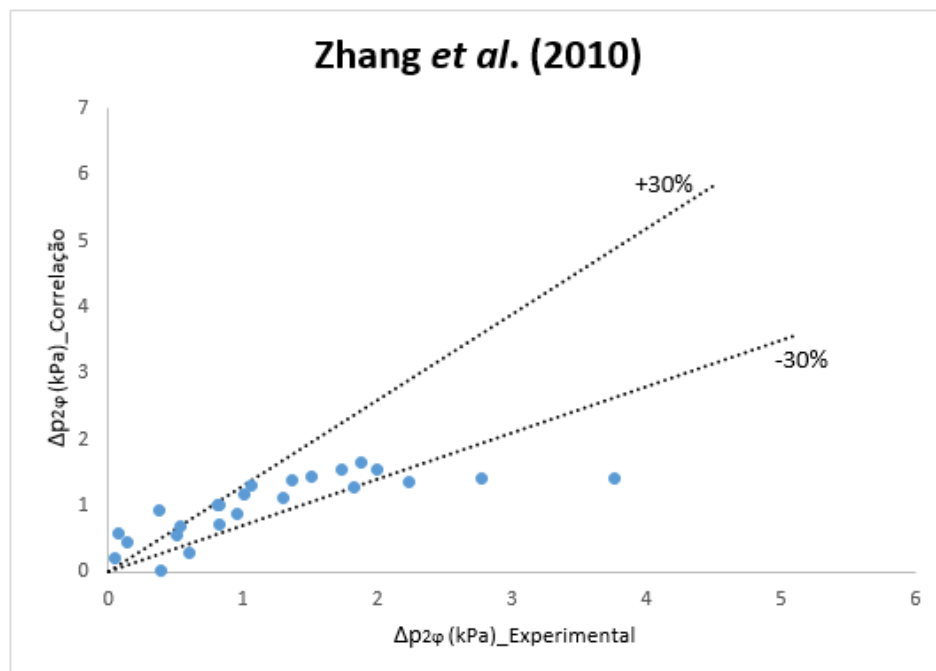
Assim como no CTC, as correlações que apresentam melhor predição para a queda de pressão são as desenvolvidas a partir de um vasto banco de dados com diferentes fluidos refrigerantes e com faixa de diâmetro hidráulico incluindo aquele do presente estudo (0,28 mm); é o caso das correlações de Kim e Mudawar (2012) e Zhang *et al.* (2010), ambas com 58,3% dos valores experimentais dentro da faixa de  $\pm 30\%$ .

Figura 61 - Comparação estatística para a queda de pressão bifásica entre dados experimentais e a correlação de Kim e Mudawar (2012) com barras de erro de  $\pm 30\%$  (HFE-7100).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

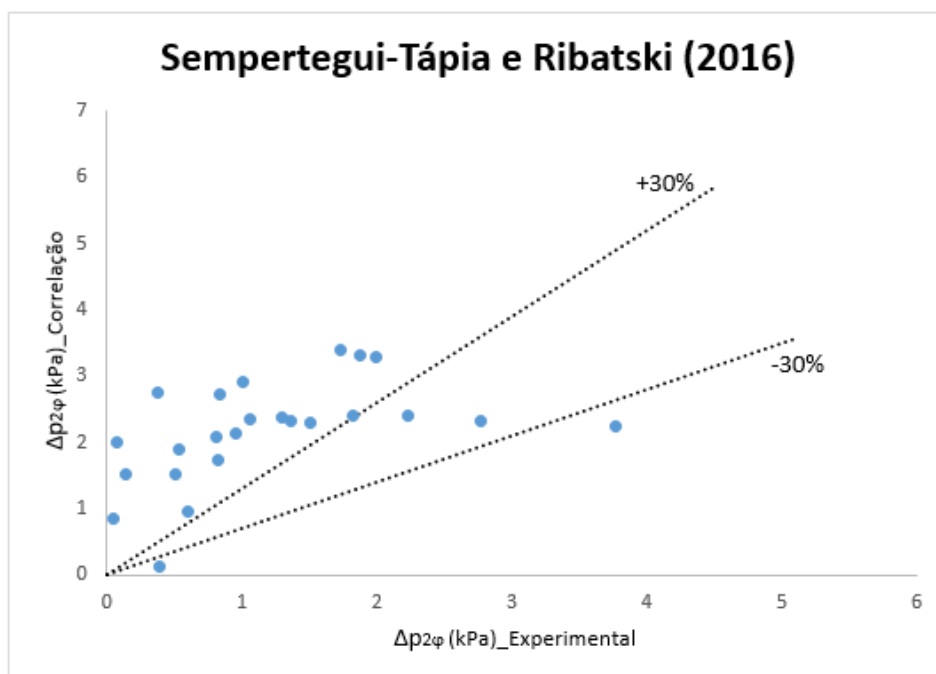
Figura 62 - Comparação estatística para a queda de pressão bifásica entre dados experimentais e a correlação de Zhang *et al.* (2010) com barras de erro de  $\pm 30\%$  (HFE-7100).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

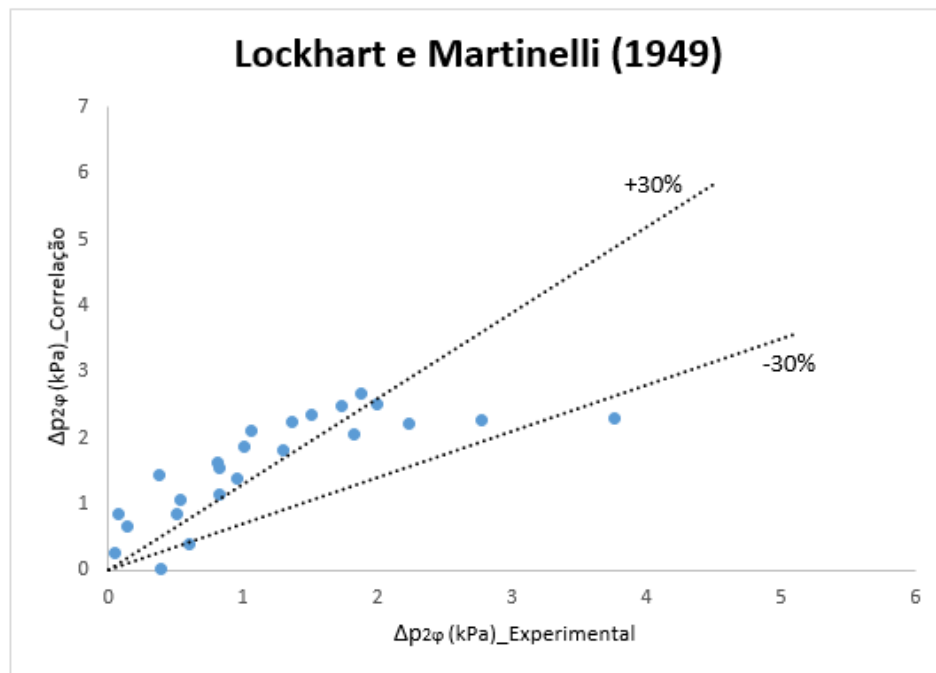
As correlações de Sempertegui-Tápia e Ribatski (2016), Lockhart e Martinelli (1949) e Müller-Steinhagen e Heck (1986) apresentaram respectivamente 8,3%, 16,7% e 4,2% dos dados experimentais com erro na faixa de  $\pm 30\%$ . O fato dessas correlações não apresentarem um resultado de predição tão bom pode estar relacionada a efeitos de instabilidade térmica no caso de multimicrocanais, os quais são responsáveis por flutuações na pressão e escoamento reverso causando interações entre os microcanais através dos *plenums* de alimentação e drenagem.

Figura 63 - Comparação estatística para a queda de pressão bifásica entre dados experimentais e a correlação de Sempertegui-Tápia e Ribatski (2016) com barras de erro de  $\pm 30\%$  (HFE-7100).



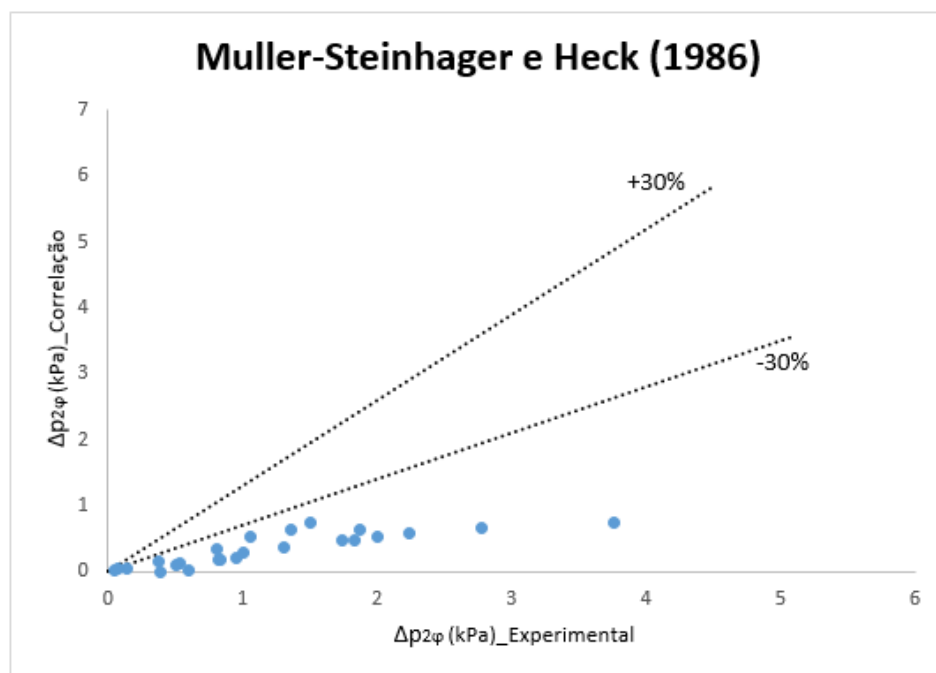
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 64 - Comparação estatística para a queda de pressão bifásica entre dados experimentais e a correlação de Lockhart e Martinelli (1949) com barras de erro de  $\pm 30\%$  (HFE-7100).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

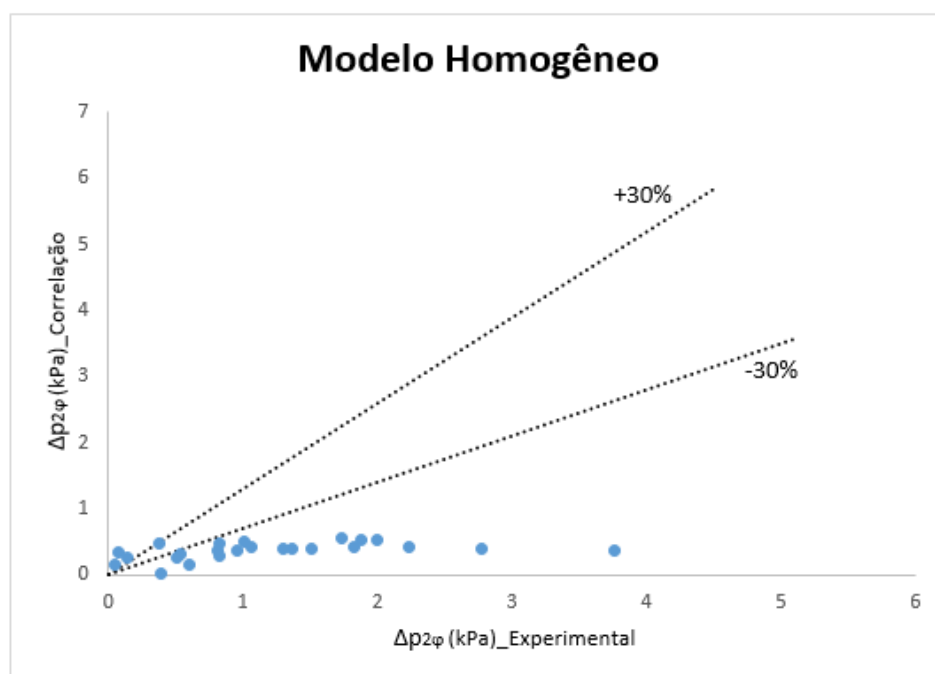
Figura 65 - Comparação estatística para a queda de pressão bifásica entre dados experimentais e a correlação de Müller-Steinhagen e Heck (1986) com barras de erro de  $\pm 30\%$  (HFE-7100).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Já o modelo de predição da queda de pressão na região bifásica baseado no Modelo Homogêneo de Cicchitti *et al.* (1960), apresentando 4,2% dos dados experimentais dentro da faixa de erro de  $\pm 30\%$  e MAE igual a 85%. Isso pode ser explicado devido à modelagem do escoamento, que considera o líquido-vapor como um pseudofluido com fase líquida e fase gasosa escoando com velocidades semelhantes, o que não ocorre realmente nesse tipo de escoamento.

Figura 66 - Comparação estatística para a queda de pressão bifásica entre dados experimentais e a correlação de Modelo Homogêneo de Cicchitti *et al.* (1960) com barras de erro de  $\pm 30\%$  (HFE-7100).



Fonte: Elaboração do próprio autor.

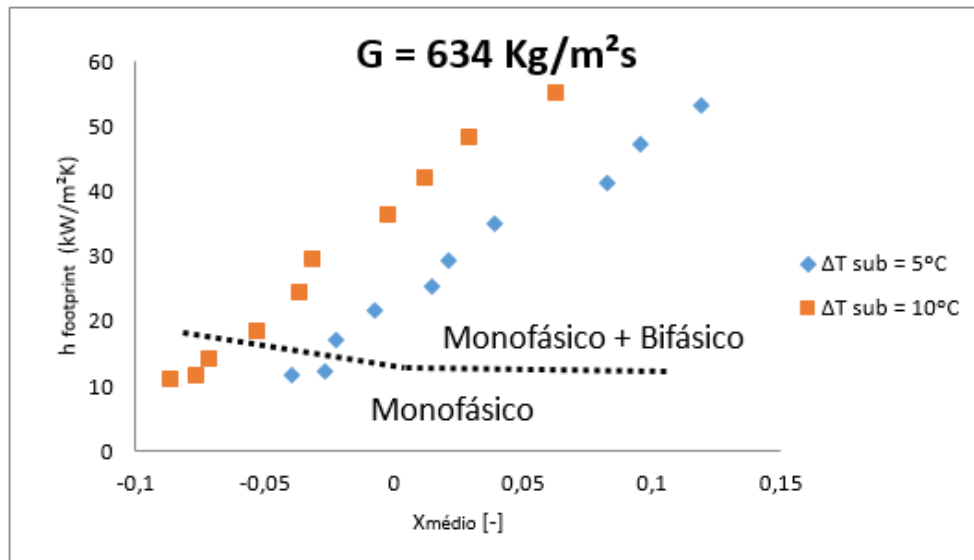
### 5.2.6 Efeito da variação do título médio de vapor

As Figuras 67 a 70 mostram os efeitos do coeficiente de transferência de calor e da queda de pressão com a variação do título de vapor médio. Nesta análise foram fixadas, respectivamente, a velocidade mássica e o subresfriamento na entrada na seção de testes. O título de vapor médio foi calculado pela média aritmética dos valores do título de vapor na entrada e da saída da seção de testes, utilizando a Equação (81).

Observa-se que o aumento do subresfriamento antecipa o início da ebulição para títulos médios menores, como também mostrado por Nascimento, Hugo e Ribatski

(2013), pois em subresfriamentos maiores o fluido entra na seção de testes com uma menor entalpia causando um menor valor na média aritmética do título no início da ebulição.

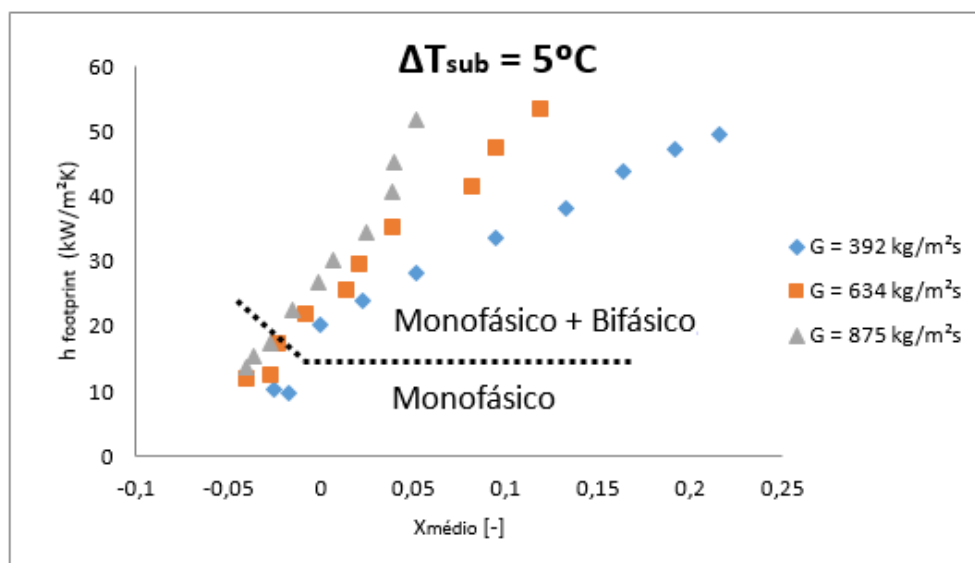
Figura 67 - Efeito do título de vapor médio no CTC para subresfriamentos diferentes.



ção tardia em subresfriamentos menores, o que acaba causando, para uma mesma velocidade mássica e um mesmo título médio de vapor, um maior número de bolhas de vapor em subresfriamentos maiores, o que aumenta o CTC e a queda de pressão do escoamento.

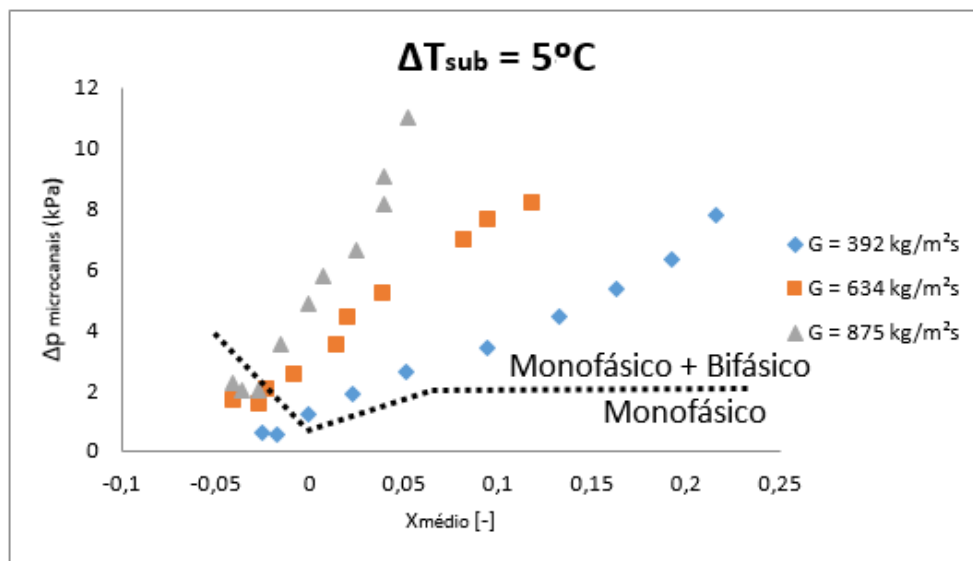
Já nas Figuras 69 e 70 nota-se para um título de vapor fixo, que o coeficiente de transferência de calor e a queda de pressão são superiores com o aumento da vazão, coerente aos resultados de Dalkiliç *et al.* (2018) e Huang, Borhani e Thome (2016).

Figura 69 - Efeito do título de vapor médio no CTC para velocidades mássicas diferentes.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 70 - Efeito do título de vapor médio na queda de pressão para velocidades mássicas diferentes.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Observa-se também que as curvas de queda de pressão apresentam uma inclinação maior em relação ao título de vapor médio em velocidades mássicas elevadas, como também observadas por Nascimento (2012). Isso ocorre, pois em velocidades mássicas maiores o aparecimento de bolhas de vapor gera uma maior aceleração da mistura, causando quedas de pressão por atrito e aceleracionais gradativamente maiores.

## 6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O presente trabalho fez uma análise experimental em um microdissipador de calor de cobre, com 33 microcanais retangulares em sua superfície (microcanais com comprimento de 10 mm, 0,2 mm de largura, 0,5 mm de altura e espaçados de 0,1 mm entre si) tendo como fluido de trabalho o HFE-7100 escoando no estado líquido e em mudança de fase. Os testes foram feitos com três velocidades mássicas diferentes (392, 634 e 875 kg/m<sup>2</sup>s) e dois subresfriamentos de entrada distintos (5 e 10 °C), sendo o fluxo de calor como variável ao longo dos testes (variando de 50 a 680 kW/m<sup>2</sup>).

### 6.1 CONCLUSÕES

Com os testes realizados e os resultados obtidos tratados e analisados é possível constatar que:

- ✓ O processo de validação apresentou resultados satisfatórios, tendo no fator de atrito e no número de Nusselt obtidos experimentalmente baixa variabilidade de dados ao longo dos dias de testes e baixos valores de erro médio absoluto em relação aos valores presentes na literatura, constatando assim a confiabilidade dos instrumentos de medição e da bancada experimental.
- ✓ Nos testes com mudança de fase, constatou-se um aumento do CTC com a diminuição da velocidade mássica. O mesmo efeito foi evidenciado com a diminuição do subresfriamento de entrada, pelo menos para fluxos de calor mais baixos, apresentando valores semelhantes de CTC para diferentes subresfriamentos de entrada e fluxos de calor mais elevados.
- ✓ Em relação à queda de pressão, esta apresentou uma elevação com o aumento da velocidade mássica e com a diminuição do subresfriamento de entrada para todos os fluxos de calor testados.
- ✓ Nas curvas parciais de ebulição a presença do superaquecimento da superfície para o início da ebulição (*temperature overshooting*) ocorreu somente em velocidades mássicas menores (392 e 634 kg/m<sup>2</sup>s), sendo maior com a diminuição da velocidade mássica e inexistente em velocidades mais elevadas (875 kg/m<sup>2</sup>s).
- ✓ Os métodos de predição do CTC bifásico que mais se aproximaram dos valores obtidos experimentalmente foram os métodos que apresentaram uma quantidade maior de dados experimentais considerados em sua elaboração, incluindo diferen-

tes fluidos de trabalho e para uma faixa de diâmetro hidráulico no qual o microdissipador de calor do presente estudo se encontra. As correlações de Li e Wu (2010) e de Kim e Mudawar (2013) apresentaram, respectivamente, um erro médio de 16,1% e 17,3% com cerca de 90% e 84,1% dos valores experimentais dentro da faixa de erro de  $\pm 30\%$ .

- ✓ Assim como nos métodos de predição do CTC, os métodos de predição para a queda de pressão bifásica que mais se aproximaram dos valores obtidos experimentalmente foram também aquelas desenvolvidas utilizando uma quantidade maior de pontos experimentais, uma quantidade maior de fluidos de trabalho e para faixas de diâmetro hidráulico que incluem o microdissipador de calor adotado no presente estudo. As correlações de Kim e Mudawar (2012) e Zhang *et al.* (2010), apresentando um erro médio absoluto de 79,4% e 79,6%, respectivamente, e 58,3% dos valores com erros menores que 30% para as duas correlações.

## 6.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A seguir estão algumas sugestões para trabalhos futuros que podem complementar o presente estudo:

- Ampliação do banco de dados para velocidades mássicas e fluxos de calor mais elevados;
- Melhor definição das curvas obtidas, principalmente para o início da ebulição, por meio de menores patamares de fluxo de calor aplicados, a fim de uma melhor avaliação do superaquecimento da superfície com a variação dos parâmetros analisados;
- Ampliação do banco de dados para outros fluidos e outras geometrias de microcanais;
- Ampliação do banco de dados para diferentes geometrias de distribuição dos microcanais;
- Uma simulação numérica dos efeitos da transferência de calor e da queda de pressão na região bifásica no presente dissipador de calor;
- Uma análise por meio de visualização do escoamento, a fim de verificar a distribuição do fluido entre os microcanais e os padrões de escoamento presentes.

**REFERÊNCIAS**

ABERNETHY, R. B.; THOMPSON, J. W. **Handbook, uncertainty in gas turbine measurement.** [S.l.]: National Technical Information Service. 1983.

AGOSTINI, B.; THOME, J. R.; FABBRI, M.; MICHEL, B.; CALMI, D.; KLOTTER, U. High heat flux flow boiling in silicon multi-microchannels – part II: heat transfer characteristics of refrigerant R245fa. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 51, n. 21-22, p. 5415-5425, 2008.

AGOSTINI, B.; THOME, J. R.; FABBRI, M.; MICHEL, B.; CALMI, D.; KLOTTER, U. High heat flux flow boiling in silicon multi-microchannels – part I: heat transfer characteristics of refrigerant R236fa. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 51, n. 21-22, p. 5400-5414, 2008.

AGOSTINI, J. B., BONTEMPS, A. Vertical flow boiling of refrigerant R134a in small channels. **Int. J. Heat Fluid Flow**, Bradford, v. 26, n. 2, p. 296–306, 2005.

ALAM, T. *et al.* A comparative study of flow boiling heat transfer and pressure drop characteristics in microgap and microchannel heat sink and an evaluation of microgap heat sink for hotspot mitigation. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 58, n. 1-2, p. 335-347, 2013.

AZIZI, Z.; ALAMDARI, A.; MALAYERI, M. R. Convective heat transfer of Cu–water nanofluid in a cylindrical microchannel heat sink. **Energy Conversion and Management**, Amsterdam, v. 101, n. 1, p. 515-524, 2015.

BALASUBRAMANIAN, K. *et al.* Experimental investigation of flow boiling heat transfer and instabilities in straight microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 66, n. 1, p. 655-671, 2013.

BALASUBRAMANIAN, K. *et al.* Flow boiling heat transfer and pressure drop in stepped fin microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 67, n. 1, p. 234-252, 2013.

BECKERLE, B. S. **Estudo da transferência de calor e queda de pressão na ebulição do r-600a em mini canais paralelos**. 2015. 105 f. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade do Vale do Rio dos Sinos, São Leopoldo, 2015.

BERTCH, S. S.; GROLL, E. A.; GARIMELLA, S. V. Refrigerant flow boiling heat transfer in parallel microchannels as a function of local vapor quality. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 51, n. 19-20, p. 4775-4787, 2008.

BLASIUS, H.; The similarity law in friction processes. **Physikalische Zeitschrift**, Leipzig, v. 12, n. 1, p. 1175–1177, 1911.

BOGOJEVIC, D.; SEFIANE, K.; WALTON, A. J.; LIN, H.; CUMMINS, G.; KENNING, D. B. R.; KARAYIANNIS, T. G. Experimental investigation of nonuniform heating effect on flow boiling instabilities in a microchannel-based heat sink. **International Journal of Thermal Sciences**, New York, v. 50, n. 3, p. 309-324, 2011.

CAREY, V. **Liquid-vapor phase-change phenomena: an introduction to the thermophysics of vaporization and condensation processes in Heat Transfer Equipment**, New York: Taylor & Francis. 1992.

CHANG, K. H.; PAN, C. Two-phase flow instability for boiling in a microchannel heat sink. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 50, n. 11-12, p. 2078-2088, 2007.

CHEN, J. C. Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow. **Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development**, Columbus, v. 5, n. 3, p.322-329, 1966.

CHEN, T.; GARIMELLA, S. V. Measurements and high-speed visualizations of flow boiling of a dielectric fluid in a silicon microchannel heat sink. **International Journal of Multiphase Flow**, Oxford, v. 32, n. 8, p. 957-971, 2006.

CHENG, L.; RIBATSKI, G.; THOME, J. R.; Two-phase flow patterns and flow pattern maps: fundamental and applications. **Applied Mechanics Reviews**, New York, v. 61, n. 5, p. 50802- 50828, 2008.

CHISHOLM, D. A. theoretical basis for the Lockhart-Martinelli correlation flow for two-phase flow. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 10, n. 12, p. 1767– 1778, 1967.

CHOW, T. T. A review on photovoltaic/thermal hybrid solar technology. **Applied Energy**, Amsterdam, v. 87, n. 2, p. 365-379, 2010.

CICCHITTI, A.; LOMBARDI, C.; SILVESTRI, M.; SOLDAINI, G.; ZAVAT-TARELLI, R. Two-phase cooling experiments-pressure drop, heat transfer and burnout measurements. **Energia Nucleare**, Roma, v. 7, n. 6, p. 407–425, 1960.

CIONCOLINI, A.; THOME, J. R.; LOMBARDI, C. Unified macro-to-microscale method to predict two-phase frictional pressure drops of annular flows. **Int. J. Multiphase Flow**, Oxford, v. 35, n. 12, p. 1138–1148, 2009.

COLLIER, J. G.; THOME, J. R. **Convective boiling and condensation**. 3. ed. Oxford: Oxford University Press, 1996.

COLLIER, J. G.; THOME, J. R. **Convective boiling and condensation**. 3. ed. Oxford: Oxford University Press, 1994.

COOPER, M. G. Saturation nucleate boiling, a simple correlation. In: NATIONAL CONFERENCE ON HEAT TRANSFER, 1., 1984, Florianópolis. **Anais [...]**, Florianópolis: Pergamon, 1984. p. 785–793.

COSTA-PATRY, E.; OLIEVER, J.; THOME, J. R. Heat transfer characteristics in a cooper micro-evaporator and flow pattern-based prediction method for flow boiling in microchannels. **Frontiers in Heat and Mass Transfer**, Columbia, v. 3, n. 1, p. 1- 14, 2012.

COSTA-PATRY, E.; OLIEVER, J.; MICHEL, B.; THOME, J. R. Two-phase flow of refrigerants in 85  $\mu$ m-wide multi-microchannels: part II – heat transfer with 35 local heaters. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, Bradford, v. 32, n. 2, p. 464-476, 2011.

COSTA-PATRY, E.; OLIEVER, J.; NICHITA, B. A.; MICHEL, B.; THOME, J. R. Two-phase flow of refrigerants in 85 $\mu$ m-wide multi-microchannels: Part I – Pressure drop. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, Oxford, v. 32, n. 2, p. 451-463, 2011.

CULLION, R.; PENCE, D.; LUBURDY, J.; NARAYANAN, V. Void Fraction Variations in a Fractal-Like Branching Microchannel Network. **Heat Transfer Engineering**, v. 28, n. 10, p. 806-816, 2007.

DANIELS, B. J.; LUBURDY, J.; PENCE, D. Experimental studies of adiabatic flow boiling in fractal-like branching microchannels. **Experimental Thermal and Fluid Science**, New York, v. 35, n. 1, p. 1-10, 2011.

DALKILIÇ, A. S.; ÖZMAN, C.; SAKAMATAPAN, K.; WONGWISES, S. Experimental investigation on the flow boiling of R134a in a multimicrochannel heat sink. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, New York, v. 91, n. 1, p. 125 – 137, 2018.

DARIO, E. R. **Ebulição convectiva do R-134a em microcanais paralelos e análise da distribuição do escoamento bifásico ar-água em um distribuidor acoplado a microcanais**. 2013. 345 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2013.

DAVIDSON, W. F.; HARDIE, P. H.; HUMPHREYS, C. G. R.; MARKSON, A. A.; MUMFORD, A.R. Studies of heat transmission through boiler tubing at pressures from 500 to 3300 lb, **Trans. ASME**, New York, v. 65, n. 1, p. 553-591, 1943.

DENG, D.; WAN, W.; TANG, Y.; WAN, Z.; LIANG, D. Experimental investigations on flow boiling performance of reentrant and rectangular microchannels- a comparative study. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 82, n. 1, p. 435 – 446, 2015.

DITTUS, F. W.; BOELTER, L. M. K. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. **Publication Engineering**, Berkeley, v. 2, n. 1, p. 443–461, 1930.

DIXIT, P.; LIN, N.; MIAO, J.; WONG, W. K.; CHOON, T. K. Silicon nanopillars based 3D stacked microchannel heat sinks concept for enhanced heat dissipation applications in MEMS packaging. **Sensors and Actuators A: Physical**, Amsterdam, v. 141, n. 2, p. 685-694, 2008.

DRUMMOND, K. P. *et al.* A hierarchical manifold microchannel heat sink array for high-heat-flux two-phase cooling of electronics. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 117, n. 2017, p.319-330, 2018.

DUCOULOMBIER, M.; COLASSON, S.; BONJOUR, J.; HABERSCHILL, P. Carbon dioxide flow boiling in a single microchannel – Part II: heat transfer, **Exp. Therm. Fluid Sci**, New York, v. 35, n. 1, p. 597–611, 2001.

DUKLER, A. E.; WICKS, M.; CLEVELAND, R. G. Frictional pressure drop in two-phase flow, **AIChE**, v. 10, n. 1, p. 44-51, 1964.

FAYYADH, E. M. *et al.* Flow boiling heat transfer of R134a in multi microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 110, n. 1, p.422-436, 2017.

FIGLIOLA, R. S.; BEASLEY, D. E. **Theory and Design for Mechanical Measurements**. 4. ed. [S.I.]: Wiley. 2006.

FORSTER, H.; ZUBER, N. Dynamics of vapor bubbles and boiling heat transfer. **AIChE**, v. 1, n. 1, p. 531–535, 1955.

FRIEDEL, L. Improved friction pressure drop correlation for horizontal and vertical two-phase pipe flow. **3R Znt**, v. 18, n. 7, p. 485-491, 1979.

FU, B. *et al.* Critical heat flux enhancement of HFE-7100 flow boiling in a mini-channel heat sink with saw-tooth structures. **Advances In Mechanical Engineering**, v. 9, n. 2, p. 1 - 10, 2017.

FU, B.; LEE, C.; PAN, C. The effect of aspect ratio on flow boiling heat transfer of HFE-7100 in a microchannel heat sink. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 58, n. 1-2, p.53-61, 2013.

FU, B.; LEE, C.; PAN, C. The effect of aspect ratio on flow boiling heat transfer of HFE-7100 in a microchannel heat sink. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 58, n. 1-2, p.53-61, 2013.

GARCIA, V. R. R. **Oxigenação em borbulhadores verticais e inclinados: revisão bibliográfica sobre escoamento gás-líquido em condutas verticais e inclinadas**. 2005. 241 f. Tese (Doutorado em Engenharia Química) - Faculdade de Engenharia, Universidade do Porto, Porto, 2005.

GNIELINSKI, V. New equations for heat and mass transfer in the turbulent flow in pipes and channels. **International Chemical Engineering**, New York, v. 16, n. 1, p. 359–368, 1976.

GORENFLO, D. Pool boiling, In: VDI HEAT ATLAS, 6., 1993, Florianópolis. **Anais [...]**, Florianópolis: VDI-Verlag GmbH, 1993. p. 757-792.

HARDT, S.; SCHILDER, B.; TIEMANN, D.; KOLB, G.; HESSEL, V.; STEPHAN, P. Analysis of flow patterns emerging during evaporation in parallel microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 50, n. 1-2, p. 226-239, 2007.

HARIRCHIAN, T.; GARIMELLA, S. V. Effects of channel dimension, heat flux, and mass flux on flow boiling regimes in microchannels. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 35, n. 4, p. 349-362, 2009.

HARIRCHIAN, T.; GARIMELLA, S. V. Flow regime-based modeling of heat transfer and pressure drop in microchannel flow boiling. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 55, n. 4, p. 1246-1260, 2012.

HARIRCHIAN, T.; GARIMELLA, S. V. A comprehensive flow regime map for microchannel flow boiling with quantitative transition criteria. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 53, n 13 – 14, p. 2694–2702, 2010.

HARIRCHIAN, T.; GARIMELLA, S. V. Microchannel size effects on local flow boiling heat transfer to a dielectric fluid. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 51, n. 15-16, p. 3724 – 3735, 2008.

HENNING, T.; BRANDNER, J. J.; SCHUBERT, K.; LORENZINI, M.; MORINI, G. L. Low-frequency instabilities in the operation of metallic low-frequency instabilities in the operation of metallic. **Heat Transfer Engineering**, v. 28, n. 10, p. 834-841, 2007.

HETSRONI, G.; MOSYAK, A.; POGREBNYAK, E.; SEGAL, Z. Explosive boiling of water in parallel micro-channels. **International Journal of Multiphase Flow**, Oxford, v. 31, n. 4, p. 371-392, 2005.

HETSRONI, G.; MOSYAK, A.; SEGAL, Z.; ZISKIND, G. A uniform temperature heat sink for cooling of electronic devices. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 45, n. 16, p. 3275-3286, 2002.

HSU, L. *et al.* An experimental study of inclination on the boiling heat transfer characteristics of a micro-channel heat sink using HFE-7100. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 62, n. 1, p.13-17, 2015.

HU, X.; LIN, G.; CAI, Y.; WEN, D. Experimental study of flow boiling of FC-72 in parallel minichannels under sub-atmospheric pressure. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, n. 17-18, p. 3839-3853, 2011

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Fundamentos de transferência de calor e massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC. 2008.

INTEL. **Products datasheet**. Santa Clara: Electronics Markets Materials Division, 2016. Disponível em: <http://www.intel.com>. Acesso em: 19 ago. 2017.

JANG, Y.; PARK, C.; LEE, Y.; KIM, Y. Flow boiling heat transfer coefficients and pressure drops of FC-72 in small channel heat sinks. **International Journal of Refrigeration**, v. 31, n. 6. p. 1033-1041, 2008.

JAYARAMU, P.; GEDUPUDI, S.; DAS, K. S. Influence of heating surface characteristics on flow boiling in a copper microchannel. Experimental investigation and assessment of correlations. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 128, n. 1, p. 290 – 318, 2019.

KAEW-ON, J.; SAKAMATAPAN, K.; WONGWISES, S. Flow boiling heat transfer of R134a in the multiport minichannel heat exchangers. **Experimental Thermal and Fluid Science**, New York, v. 35, n. 2, p. 364-374, 2011.

KANDLIKAR S. G., Development of a flow boiling map for subcooled and saturated flow boiling of different fluids inside circular tubes. **J. Heat Transfer**, New York, v. 113, n. 1, p. 190-200, 1991.

KANDLIKAR, S. G. A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes. **Journal of Heat Transfer (ASME)**, New York, v. 112, n. 1, p. 219–228, 1990.

KANDLIKAR, S. G.; BALASUBRAMANIAN, P. An extension of the flow boiling correlation to transition, laminar, and deep laminar flows in minichannels and microchannels. **Heat Transfer Engineering**, v. 25, n. 3, p. 86–93, 2004.

KANDLIKAR, S. G. *et. al.* **Heat transfer and fluid flow in minichannels and microchannels**. [S.I.]: Elsevier Science. 2005.

KANDLIKAR, S. G. Scale effects on flow boiling heat transfer in microchannels: A fundamental perspective. **International Journal of Thermal Sciences**, [S.I.], v. 49, n. 7, p. 1073 – 1085, 2010.

KANDLIKAR, S. G.; GRANDE, W. J. Evolution of microchannel flow passages – thermohydraulic performance and fabrication technology. **Heat Transfer Engineering**, v. 24, n. 1, p. 3–17, 2003.

KANIZAWA. F. T.; TIBIRIÇA. C. B.; RIBASTSKI. G. Heat transfer during convective boiling inside microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 93, n. 1, p. 566-583, 2016.

KATTAN, N.; THOME, J. R.; FAVRAT, D. Flow boiling in horizontal tubes: part 1 – development of a diabatic two-phase flow pattern map. **ASME Journal of Heat Transfer**, New York, v. 120, n. 1, p.140–147, 1998.

KATTO, Y.; OHNO, H. An improved version of the generalized correlation of critical heat flux for the forced convective boiling in uniformly heated vertical tubes. **Int. J. Heat Mass Transfer**, Oxford, v. 27, n. 9, p. 1641–1648, 1984.

KEW, P.; CORNWELL, K. Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels. **Applied Thermal Engineering**, v. 17, n. 8-10, p. 705 – 715, 1997.

KIM, S. M.; MUDAWAR, I. Review of databases and predictive methods for heat transfer in condensing and boiling mini/micro-channel flows. **Int. J. Heat Mass Transfer**, Oxford, v. 77, n. 1, p. 627-652, 2014.

KIM, S. M.; MUDAWAR, I. Universal approach to predicting saturated flow boiling heat transfer in mini/micro-channels – Part I. Dryout incipience quality. **Int. J. Heat Mass Transfer**, Oxford, v. 64, n. 1, p. 1229-1238, 2013.

KIM, S. M.; MUDAWAR, I. Universal approach to predicting two-phase frictional pressure drop for adiabatic and condensing mini/micro-channel flows. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 55, n. 11-12, p.3246-3261, 2012.

KOSAR, A.; OZDEMIR, M. R.; KESKINOZ, M. Pressure drop across micro-pin heat sinks under boiling conditions. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON BOILING HEAT TRANSFER, 7., 2009, Florianópolis, **Anais [...]**, Florianópolis: Curran Associates, 2009. p. 757-792.

KREBS, D.; NARAYANAN, V.; LUBURDY, J.; PENCE, D. Spatially resolved wall temperature measurements during flow boiling in microchannels. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 34. n. 4, p. 434-445, 2010.

KUO, C.; PELES, Y. International journal of heat and mass transfer pressure effects on flow boiling instabilities in parallel microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 52, n. 1-2, p. 271-280, 2009.

KUO, C.; PELES, Y. Local measurement of flow boiling in structured surface microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 50, n. 23-24, p. 4513-4526, 2007.

LAW, M. e LEE, P. A comparative study of experimental flow boiling heat transfer and pressure characteristics in straight- and oblique-finned microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 85, n. 1, p.797-810, 2015.

LEÃO, H. L. S. L. **Análise experimental dos efeitos do fluido e da orientação do escoamento no desempenho de dissipadores de calor baseados na ebulição convectiva em microcanais**. 2014. 251 f. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo - USP, São Carlos, 2014.

LEÃO, H. L. S. L.; NASCIMENTO, F. J.; RIBATSKI, G. Flow boiling heat transfer of r407c in a microchannels based heat spreader. **Experimental Thermal and Fluid Science**, New York, v. 59, n. 1, p. 140 – 151, 2014.

LEE, H. J.; LIU, D. Y. e YAO, S. C. Flow instability of evaporative micro-channels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 53, n. 9-10, p. 1740–1749, 2010.

LEE, H. *et al.* Micro-channel evaporator for space applications – 1. Experimental pressure drop and heat transfer results for different orientations in earth gravity. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, n. 0, p.1213-1230, 2014.

LEE, J.; MUDAWAR, I. Critical heat flux for subcooled flow boiling in micro-channel heat sinks. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 52, n. 13-14, p. 3341- 3352, 2009.

LEE, J.; MUDAWAR, I. Two-phase flow in high-heat-flux micro-channel heat sink for refrigeration cooling applications : Part II - heat transfer characteristics. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 48, n. 5, p. 941-955, 2005.

LEE, J.; MUDAWAR, I. Two-phase flow in high-heat-flux micro-channel heat sink for refrigeration cooling applications: Part I – pressure drop characteristics. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 48, n. 5, p. 928–940, 2005a.

LEE, P.-S.; GARIMELLA, S. V.; LIU, D. Investigation of heat transfer in rectangular microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 48, n. 9, p. 1688–1704, 2005.

LEE, S.; MUDAWAR, I. Investigation of flow boiling in large micro-channel heat exchangers in a refrigeration loop for space applications. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 97, n. 1, p.110-129, 2016.

LEE, J.; MUDAWAR, I. Low-temperature two-phase micro-channel cooling for high-heat-flux thermal management of defense electronics. **IEEE Trans. – CPMT: Compon. Packag. Technol**, v. 32, n. 2, p. 453–465, 2009.

LEONG, K. C.; HO, J. Y.; WONG, K. K. A critical review of pool and flow boiling heat transfer of dielectric fluids on enhanced surfaces. **Applied Thermal Engineering**, Amsterdam, v. 112, n. 1, p. 999-1019, 2017.

LI, W; WU, Z. A general correlation for evaporative heat transfer in micro/ mini-channels, **Int. J. Heat Mass Transfer**, Oxford, v. 53, n. 9- 10, p. 1778–1787, 2010.

LI, X. J.; HIBIKI, T. Frictional pressure drop correlation for two-phase flows in mini and micro single-channels. **Int. J. Multiphase Flow**, v. 90, n. 1, p. 29-45, 2017.

LIU, D.; GARIMELLA, S. V. Flow Boiling Heat Transfer in Microchannels. **Journal of Heat Transfer**, New York, v. 129, n. 1, p. 1321-1332, 2007.

LIU, D.; LEE, P.; GARIMELLA, S. V. Prediction of the onset of nucleate boiling in microchannel flow. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 48, n. 25-26, p.5134-5149, 2005.

LIU, P.; WANG, Y. Interval neutrosophic prioritized OWA operator and its application to multiple attribute decision making. **Journal of Systems Science and Complexity**, Boston, v. 29, n. 3, p.681-697, 2015.

LIU, Z.; WINTERTON, H. S. A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 34, n. 11, p. 2759–2766, 1991.

LOCKHART, R. C.; MARTINELLI, R. C. Proposed correlation of data for isothermal two-phase two-component flow in pipes. **Chemical Engineering Progress**, New York, v. 45, n. 1, p. 39–48, 1949.

LU, C. T.; PAN, C. Convective boiling in a parallel microchannel heat sink with a diverging cross-section design and artificial nucleation sites. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON BOILING HEAT TRANSFER, 7., 2009, Florianópolis. **Anais [...]**, Florianópolis: Curran Associates, 2009. p. 757-792.

MARKAL, B.; AYDIN, O.; AVCI, M. An experimental investigation of saturated flow boiling heat transfer and pressure drop in square microchannels. **International Journal of Refrigeration**, v. 65, n. 1, p.1-11, 2016.

MAHMOUD, M. M.; KARAYIANNIS, T. G. Heat transfer correlation for flow boiling in small to micro tubes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 66, n. 1, p.553-574, 2013.

MAURO, A. W.; THOME, J. R.; TOTO, D.; VANOLI, G. P. Saturated critical heat flux in a multi-microchannel heat sink fed by a split flow system. **Experimental Thermal and Fluid Science**, New York, v. 34, n. 1, p. 81-92, 2010.

MCADAMS, W. H.; WOODS, W. K.; HEROMAN, L. C. Vaporization inside horizontal tubes-II-benzene-oil mixtures. **Trans. ASME**, New York, v. 64, n. 1, p. 193-200, 1942.

MEGAHED, A.; HASSAM, I. Two-phase pressure drop and flow visualization of FC72 in a silicon microchannel heat sink. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, New York, v. 30, n. 6, p. 1171-1182, 2009.

MEGAHED, A. Experimental investigation of flow boiling characteristics in a crosslinked microchannel heat sink. **International Journal of Multiphase Flow**, Oxford, v. 37, n. 4, p. 380-393, 2011.

MEHENDALE, S. S.; JACOBI, A. M.; SHAH, R. K. Fluid flow and heat transfer at micro- and meso-scales with application to heat exchanger design. **Applied Mechanics Reviews**, v.53, n. 7, p. 175-193, 2000.

MISALE, M.; GUGLIELMINI, G.; PRIARONE, A. HFE-7100 pool boiling heat transfer and critical heat flux in inclined narrow spaces. **International Journal Of Refrigeration**, v. 32, n. 2, p.235-245, 2009.

MISHIMA, K.; HIBIKI, T. Some characteristics of air–water flow in small diameter vertical tubes, **International Journal of Multiphase Flow**, Amsterdam, v. 22, n. 4, p. 703-712, 1996.

MÜLLER-STEINHAGEN, H.; HECK, K. A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes. **Chemical Engineering and Processing: Process Intensification**, v. 20, n. 6, p. 297–308, 1986.

NASCIMENTO, F. J. **Estudo teórico-experimental da transferência de calor e da perda de pressão em um dissipador de calor baseado em microcanais**. 2012. 153 f. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo- USP, São Carlos, 2012.

NASCIMENTO, F. J.; LEÃO, H. L. S. L.; RIBATSKI, G. An experimental study on flow boiling heat transfer of r134a in a microchannel-based heat sink. **Experimental Thermal and Fluid Science**, New York, v. 45, n. 1, p. 117 – 127, 2013.

NUKIYAMA, S; YOSHIZAWA, Y. Thermal conductivities of water, seawater, and some water solutions. **Society of Mechanical Engineers of Japan Journal**, Tokyo, v. 37, n. 206, p. 347–350, 1934

ONG, C. L.; THOME, J. R. Macro-to-microchannel transition in two-phase flow: Part 1 – Two-phase flow patterns and film thickness measurements. **Experimental Thermal and Fluid Science**, New York, v. 35, n. 1, p. 37 – 47, 2011.

OWENS, W. L. Two-phase pressure gradient. **Int. Develop. Heat Transf**, v. 1, n. 1, p. 363-368, 1961.

PARK, E. J.; THOME, J. R. Critical heat flux in multi-microchannel copper elements with low pressure refrigerants. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 53, n. 1-3, p. 110-122, 2010.

PENG, X. F.; PETERSON, G. P. Convective heat transfer and flow friction for water flow in microchannel structures. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 39, n. 6, p. 2599–2608, 1996.

PENG, X. F.; WANG, B. X. Forced convection and flow coning heat transfer for liquid flowing through microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 36, n. 14, p. 3421 – 3427, 1993.

PENG, X. F.; PETERSON, G. P.; WANG, B. X. Flow boiling of binary mixtures in microchanneled plates. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 39, n. 6, p. 1257-1264, 1996.

PHILLIPS, W. A. **Experimental and numerical investigation of fluid flow and heat transfer in microchannels**. 2008. 111 f. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Agricultural and Mechanical College, Louisiana State University, Baton Rouge, 2008.

PRAJAPATI, Y. K.; PATHAK, M.; KHAN, M. K. A comparative study of flow boiling heat transfer in three different configurations of microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 85, n. 1, p.711-722, 2015.

PRODUCT INFORMATION. **3M™ novect™ 7100 engineered fluid**. Sanit Paul: Electronics Markets Materials Division, 2008. Disponível em: <http://multimedia.3m.com/mws/media/199818O/3mtm-novectm-7100-engineered-fluid.pdf>. Acesso em: 19 ago. 2018.

QU, W.; MUDAWAR, I. Measurement and prediction of pressure drop in two-phase micro-channel heat sinks. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 46, n. 15, p. 2737-2753, 2003.

QU, W.; MUDAWAR, I. Prediction and measurement of incipient boiling heat flux in micro-channel heat sinks. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 45, n. 19, p. 3933-3945, 2002.

QU, W.; MUDAWAR, I. Flow boiling heat transfer in two-phase micro-channel heat sinks – I. Experimental investigation and assessment of correlation methods. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 46, n. 15, p. 2755–2771, 2003.

QU, W.; MUDAWAR, I. Measurement and correlation of critical heat flux in two-phase micro-channel heat sinks. **Int. J. Heat Mass Transfer**, Oxford, v. 47, n. 10-11, p. 2045–2059, 2004.

RAHMAN, M. Measurements of heat transfer in microchannel heat sinks. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 27, n. 4, p. 495-506, 2000.

REVELLIN, R.; THOME, J. R. Experimental investigation of R-134a and R-245fa two- phase flow in microchannels for different flow conditions. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, Bradford, v. 28, n. 1, p. 63 – 71, 2007.

RIBATSKI, G. **Estudo da ebulição convectiva no interior de canais de dimensões reduzidas**. 2014. 211 f. Tese (Livre-Docência em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo - USP, São Carlos, 2014.

RIBATSKI, G. *et al.* On the Prediction of Heat Transfer in Micro-Scale Flow Boiling. **Heat Transfer Engineering**, v. 28, n. 10, p.842-851, 2007.

ROSENOW, W. M.; HARTNETT, J. P.; CHO, Y. I. **Handbook of heat transfer**. 3. ed. New York: McGraw-Hill, 1998.

ROYNE, A.; DEY, C. J.; MILLIS, D. R. Cooling of photovoltaic cells under concentrated illumination: a critical review. **Solar Energy Materials and Solar Cells**, v. 86, n. 4, p. 451-483, 2005.

ROYNE, A.; DEY, C. J. Design of a jet impingement cooling device for densely packed PV cells under high concentration. **Solar Energy**, v. 81, n. 8, p.1014-1024, 2007.

SAITOH, S.; DAIGUJI, H.; HIHARA, E. Correlation for boiling heat transfer of R-134a in horizontal tubes including effect of tube diameter. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 50, n. 25-16, p. 5215–5225, 2007.

SCHNEIDER, B.; KOSAR, A.; PELES, Y. Hydrodynamic cavitation and boiling in refrigerant (R-123) flow inside microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 50, n. 13-14, p. 2838-2854, 2007.

SCIENCE DIRECT. **Two-phase flow**. [S./]: Domain of Engineering, 2018. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com>. Acesso em: 19 ago. 2018.

SEMPÉRTEGUI-TAPIA, D. F. **Análise experimental do efeito da geometria da seção transversal e do desempenho de fluido de reduzido GWP na ebulição convectiva em canais de dimensões reduzidas.** 2016. 337 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo- USP, São Carlos, 2016.

SEMPÉRTEGUI-TAPIA, D, F; RIBATSKI, G. Two-phase frictional pressure drop in horizontal micro-scale channels: experimental data analysis and prediction method development. **International Journal of Refrigeration**, v. 79, n. 1, p. 1 – 69, 2017.

SEOK, C. E.; WON, J. C.; SUNG, J. Y.; SOO, M. K. Experimental study on microchannel heat sinks considering mass flow distribution with non-uniform heat flux conditions. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 53, n. 9-10, p. 2159- 2168, 2010.

SHAH, R. K.; LONDON, A. L. **Laminar flow forced convection in ducts, advances in heat transfer.** New York: Academic Press, 1978.

SHAH, M. A new correlation for heat transfer during boiling flow through pipes. **ASHRAE Transactions**, v. 82, n. 1, p. 66-86, 1976.

STEINKE, M. E.; KANDLIKAR, S. G. An Experimental investigation of flow boiling characteristics of water in parallel microchannels. **Journal of Heat Transfer**, New York, v. 126, n. 4, p. 518-526, 2004.

SUN, L.; MISHIMA, K. Evaluation analysis of prediction methods for two-phase flow pressure drop in mini-channels. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 35, n. 1, p. 47–54, 2009.

SZCZUKIEWICZ, S.; BORHANI, N.; THOME, J. R. Fine-resolution two-phase flow heat transfer coefficient measurements of refrigerants in multi-microchannel evaporators. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 67, n. 1, p. 913–929, 2013a.

SZCZUKIEWICZ, S.; BORHANI, N.; THOME, J. R. Two-phase flow operational maps for multi-microchannel evaporators. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, Bradford, v. 42, n. 1, p. 176–189, 2013c.

SZCZUKIEWICZ, S.; BORHANI, N.; THOME, J. R. Two-phase heat transfer and high speed visualization of refrigerant flows in 100x100  $\mu\text{m}^2$  silicon multi-microchannels. **International Journal of Refrigeration**, v. 36, n. 2, p. 402–413, 2013b.

TAITEL, Y.; DUKLER, A. E. A Model for Predicting Flow Regime Transitions in Horizontal and Near Horizontal Gas-Liquid Flow. **AIChE Journal**, Hoboken, v. 22, n. 1, p. 47 – 55, 1976.

THIANGTHAM, P. *et al.* An experimental study on two-phase flow patterns and heat transfer characteristics during boiling of R134a flowing through a multi-microchannel heat sink. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 98, n. 1, p.390-400, 2016.

THOME, J. R.; DUPONT, V.; JACOBI, A. M. Heat transfer model for evaporation in microchannels. Part I: presentation of the model. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 47, n. 14-16, p. 3375–3385, 2004.

TIBIRIÇÁ, C. B. **Estudo teórico-experimental da transferência de calor e do fluxo crítico durante a ebulição convectiva no interior de microcanais.** 2011. 252 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo - USP, São Carlos, 2011.

TORO, C. A. C. **Transferência de calor e perda de pressão de hidrocarbonetos durante a ebulição convectiva em um dissipador de calor baseado em multi-microcanais.** 2016. 217 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo- USP, São Carlos, 2016.

TRIPLETT, K.; GHIAASIAAN, S.; ABDEL-KHALIK, S. I.; SADOWSKI, D. L. Gas-liquid two-phase flow in microchannels part I: two-phase flow patterns. **International Journal of Multiphase Flow**, Oxford, v. 25, n. 3, p. 377 – 394, 1999.

TUCKERMAN, D. B.; PEASE, R. F. W. High-performance heat sinking for VLSI. **IEEE Electron Device Letters**, New York, v. 2, n. 5, p. 126-129, 1981.

TUMA, P. E. Evaporator/Boiler design for thermosyphons utilizing segregated hydrofluoroether working fluids. In: SEMICONDUCTOR THERMAL MEASUREMENT AND MANAGEMENT SYMPOSIUM, 2., 2006, Dallas. **Anais [...]**, Dallas: IEEE, 2006. p. 69- 77.

TYSON, M. **Intel confirms that its first 10nm chips will roll out in H2 2017.** Wilmslow: HEXUS, 2016. Disponível em: <http://hexus.net/tech/news/cpu/90674-intel-confirms-first-10nm-chips-will-roll-h2-2017/>. Acesso em: 23 jan. 2018.

ULLMANN, A.; BRAUNER, N. The prediction of flow pattern maps in minichannels. **Multiphase Science and Technology**, Washington, v. 19, n. 1, p. 49–73, 2007.

WANG, C. C.; CHANG, W. J.; DAI, C. H.; LIN, Y. T.; YANG, K. S. Effect of inclination on the convective boiling performance of a microchannel heat sink using HFE-7100. **Experimental Thermal and Fluid Science**, New York, v. 36, n. 1, p. 143-148, 2012.

WANG, G.; CHENG, P.; BERGLES, A. E. Effects of inlet/outlet configurations on flow boiling instability in parallel microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 51, n. 9-10, p. 2267-2281, 2008.

WANG, G., CHENG, P.; HUIYING, W. Unstable and stable flow boiling in parallel microchannels and in a single microchannel. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 50, n. 21-22, p. 4297-4310, 2007.

WARRIER, G. R.; DHIR, V. K.; MOMODA, L. A. Heat transfer and pressure drop in narrow rectangular channels. **Experimental Thermal and Fluid Science**, New York, v. 26, n. 1, p. 53–64, 2002.

WHITE, F. M. **Fluid Mechanics**. 4. ed. New York: McGraw-Hill, 1998.

WOJTAN, L.; URSENBACHER, T.; THOME, J. R. Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part I-A new diabatic two-phase flow pattern map. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 48, n. 14, p. 2955–2969, 2005.

WU, Z. *et al.* Transparent, conductive carbon nanotube films. **Science**, Cambridge, v. 305, n. 5688, p. 1273–1276, 2004.

XU, J.; GAN, Y.; ZHANG, D.; LI, X. Microscale boiling heat transfer in a micro-timescale at high heat fluxes. **Journal of Micromechanics and Microengineering**, Bristol, v. 15, n. 2, p. 362-376, 2005.

XU, J.; LIU, G.; ZHANG, W.; LI, Q.; WANG, B. Seed bubbles stabilize flow and heat transfer in parallel microchannels. **International Journal of Multiphase Flow**, Oxford, v. 35, n. 8, p. 773-790, 2009.

XU, J.; SHEN, S.; GAN, Y.; LI, Y.; ZHANG, W.; SU, Q. Transient flow pattern based microscale boiling heat transfer mechanisms. **Journal of Micromechanics and Microengineering**, Bristol, v. 15, n. 6, p. 1344-1361, 2005.

XU, J.; ZHOU, J.; GAN, Y. Static and dynamic flow instability of a parallel micro-channel heat sink at high heat fluxes. **Energy Conversion and Management**, Oxford, v. 46, n. 2, p. 313-334, 2005.

YAN, Y. Y.; LIN, T. F. Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R134a in a small pipe. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 41, n. 24, p. 4183-4194, 1998.

YANG, F. *et al.* Flow boiling phenomena in a single annular flow regime in microchannels (I): Characterization of flow boiling heat transfer. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 68, n. 1, p.703-715, 2014.

YANG, S. *et al.* Sheathless elasto-inertial particle focusing and continuous separation in a straight rectangular microchannel. **Lab Chip**, v. 11, n. 2, p.266-273, 2011.

YUN, R.; HEO, J. H.; KIM, Y. Evaporative heat transfer and pressure drop of R410A in microchannels. **International Journal of Refrigeration**, v. 29, n. 1, p. 92-100, 2006.

ZHANG, T. *et al.* Analysis and active control of pressure-drop flow instabilities in boiling microchannel systems. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 53, n. 11-12, p. 2347-2360, 2010.

ZHANG, L. *et al.* Phase change phenomena in silicon microchannels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 48, n. 8, p.1572-1582, 2005.

ZHANG, M.; WEBB, R. L. Correlation of two-phase friction for refrigerants in small-diameter tubes. **Experimental Thermal and Fluid Science**, New York, v. 25, n. 3-4, p.131-139, 2001.

ZHANG, W.; HIBIKI, T.; MISHIMA, K. Correlation for flow boiling heat transfer in mini-channels. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 47, n. 26, p.5749-5763, 2004.

**APÊNDICE A**  
**RESULTADOS OBTIDOS NOS TESTES DE VALIDAÇÃO E COM MUDANÇA**  
**DE FASE**

Tabela A.1 - Resultados obtidos nos testes de validação (continua).

Vazão [g/s]	$P_{média}$ [bar]	$T_p$ [°C]	$T_e$ [°C]	$T_s$ [°C]	$Q_{efetivo}$ [W]	$h_{footprint}$ [W/m²K]	$\Delta P_{medido}$ [Pa]
0,90	1,03	22,65	22,38	22,53	0,00	0,00	413,23
1,29	1,03	22,81	22,62	22,69	0,00	0,00	664,57
1,69	1,03	22,85	22,69	22,75	0,00	0,00	910,09
2,09	1,04	22,92	22,77	22,83	0,00	0,00	1178,03
2,49	1,05	22,96	22,83	22,86	0,00	0,00	1420,45
2,89	1,05	22,99	22,87	22,89	0,00	0,00	1751,44
3,29	1,06	23,03	22,89	22,92	0,00	0,00	2074,35
3,68	1,07	23,03	23,13	23,10	0,00	0,00	2633,53
4,08	1,08	23,12	22,96	23,02	0,00	0,00	2906,96
1,29	1,05	64,05	28,34	41,98	18,83	6516,50	524,26
1,69	1,06	59,96	27,63	38,12	18,93	6987,14	746,61
2,09	1,06	56,11	27,19	35,76	19,12	7761,74	1048,89
2,49	1,07	53,57	27,00	34,30	19,37	8449,84	1282,34
2,89	1,07	51,05	26,18	32,60	19,78	9135,55	1599,01
3,29	1,08	49,70	26,50	32,15	19,79	9715,37	1910,46
3,68	1,08	48,49	26,59	31,66	19,90	10281,22	2247,50
4,48	1,09	45,52	26,18	30,27	19,54	11300,73	3278,77
5,28	1,11	42,91	24,93	28,50	20,07	12398,10	4135,98
6,07	1,13	42,71	26,38	29,33	19,05	12818,42	5060,35
1,69	1,06	60,87	28,56	40,69	21,88	8340,05	725,28
2,09	1,06	58,66	27,22	37,61	23,17	8824,84	1032,30
2,49	1,07	57,45	27,18	36,34	24,32	9466,60	1223,92
2,89	1,07	54,97	26,10	33,99	24,28	9737,48	1665,24
3,29	1,08	53,74	26,79	33,56	23,71	10063,75	1858,89
3,68	1,09	51,99	26,75	32,74	23,51	10572,15	2282,70
4,48	1,10	49,05	25,47	30,59	24,47	11639,96	3145,06

Tabela A.1 - Resultados obtidos nos testes de validação (conclusão).

5,28	1,11	47,56	26,51	30,61	23,10	12156,25	4058,72
6,07	1,13	44,86	25,09	28,72	23,54	13111,84	4959,32
0,90	1,06	46,08	26,85	35,34	8,11	5413,38	314,07
1,29	1,05	42,90	25,84	32,27	8,87	6409,45	650,69
1,69	1,05	52,41	27,21	35,47	14,91	7074,92	733,99
2,09	1,06	49,12	25,95	32,96	15,62	7943,45	1180,68
2,49	1,06	48,12	26,57	32,56	15,91	8573,49	1354,77
2,89	1,07	45,80	25,44	30,81	16,53	9354,32	1736,78
3,29	1,07	45,16	26,29	30,94	16,28	9839,89	2087,57
3,68	1,08	43,49	25,19	29,53	17,05	10568,94	2483,73
4,08	1,08	52,29	26,85	32,51	24,64	10900,11	2749,17
4,48	1,08	52,29	28,35	33,51	24,65	11539,43	3172,40
4,88	1,09	50,80	27,99	32,69	24,46	11956,26	3623,88
5,28	1,10	50,40	28,05	32,46	24,82	12317,66	4032,48

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela A.2 - Resultados obtidos nos testes com mudança de fase (continua).

Vazão [g/s]	$P_{média}$ [Pa]	$T_p$ [°C]	$T_e$ [°C]	$T_s$ [°C]	$Q_{efetivo}$ [W]	$h_{footprint}$ [W/m <sup>2</sup> K]	$\Delta P_{medido}$ [Pa]
1,30	103531,76	62,81	56,13	57,99	5,86	10175,96	623,25
1,30	105157,35	70,67	55,70	61,03	10,94	9503,70	550,42
1,30	106301,71	67,45	56,39	61,11	14,85	20283,33	1183,71
1,30	107483,28	70,09	56,66	61,48	21,79	23595,57	1861,50
1,30	108983,59	72,09	57,58	61,83	28,56	27307,70	2611,90
1,30	110308,10	73,41	59,48	62,00	36,36	32808,24	3418,12
1,30	112546,40	75,13	61,00	62,53	44,72	37202,19	4442,72
1,30	114936,56	76,37	61,94	63,19	52,82	42011,39	5320,62
1,30	117786,59	77,99	63,11	63,80	59,97	45151,01	6315,21
1,30	120579,15	79,96	63,50	64,68	68,01	47494,13	7772,77
1,30	102745,12	57,41	50,42	52,30	5,51	9124,00	614,71
1,30	102729,97	65,97	50,44	56,34	11,43	9084,61	642,33
1,30	105036,67	64,80	50,86	59,40	15,00	17186,31	1062,86

Tabela A.2 - Resultados obtidos nos testes com mudança de fase (continuação).

1,30	105863,95	67,16	51,33	60,79	20,96	22492,32	1717,11
1,30	106890,60	68,88	52,08	61,28	28,72	29958,88	1975,05
1,30	108108,08	70,24	52,26	61,63	36,64	36125,93	2620,99
1,30	109398,37	71,88	55,07	61,94	44,45	42643,85	3093,26
1,30	112528,59	73,86	59,17	62,52	52,55	47033,21	3990,63
1,30	114902,98	75,81	60,95	63,40	59,89	50202,98	4797,15
1,30	118431,28	77,49	62,52	63,87	68,28	53616,45	5541,05
2,09	104553,61	61,18	55,87	56,96	5,61	11787,55	1625,60
2,09	104555,02	66,52	56,10	59,50	10,76	12341,64	1496,25
2,09	107257,14	67,60	56,65	60,80	13,84	17048,70	1644,71
2,09	107963,17	70,12	56,83	61,36	21,03	21613,96	2473,52
2,09	110739,38	72,99	58,23	62,10	28,52	25468,04	3470,58
2,09	112688,83	74,68	57,99	62,49	35,44	28553,38	4349,08
2,09	115427,24	76,24	58,65	63,06	44,49	34053,40	5191,84
2,09	118994,86	77,35	62,22	63,74	52,38	41604,32	6920,55
2,09	122872,27	79,07	63,03	64,91	59,76	45535,63	7622,57
2,09	125908,89	80,06	64,47	65,62	68,03	51555,03	8156,86
2,09	103889,94	56,96	51,20	52,29	5,63	10786,52	1199,74
2,09	103904,36	62,50	51,10	54,64	10,93	11350,04	1098,43
2,09	106036,73	64,83	51,40	57,09	14,82	13991,96	1366,86
2,09	106757,89	67,25	52,21	59,67	20,67	18283,54	1725,37
2,09	107771,56	69,22	52,35	60,63	28,89	25980,77	2400,04
2,09	109779,90	71,32	51,84	61,35	36,81	29321,62	3040,06
2,09	112022,67	72,81	53,60	61,94	45,16	36958,13	3986,55
2,09	113967,60	74,00	54,04	62,37	52,40	41591,68	4781,58
2,09	117233,76	75,14	56,96	63,10	60,19	50421,74	5838,17
2,09	120689,01	76,56	59,49	64,07	68,23	57752,65	6883,75
2,89	107652,97	61,64	57,01	57,71	5,90	13788,42	2578,42
2,89	107541,89	64,97	56,65	59,11	11,02	15523,07	2338,92
2,89	108821,61	67,54	57,35	60,79	14,67	17303,79	3251,56
2,89	110182,57	70,22	57,91	61,62	21,20	22482,32	3572,38
2,89	112043,80	73,03	58,49	62,28	29,98	26852,09	4732,70

Tabela A.2 - Resultados obtidos nos testes com mudança de fase (conclusão).

2,89	115352,67	75,13	59,17	62,93	37,30	30292,86	5546,23
2,89	118383,83	77,03	60,65	63,67	44,71	34563,63	6287,46
2,89	123165,65	78,61	62,13	64,69	53,37	40944,67	7739,48
2,89	126527,15	79,63	62,14	65,33	60,15	45202,63	8598,94
2,89	130739,31	80,83	63,41	66,42	68,02	51830,48	10479,11
2,89	107590,58	57,33	51,76	52,67	5,76	11257,61	1751,90
2,89	107763,49	61,80	52,15	54,72	10,98	13121,53	1731,70
2,89	107670,98	65,37	52,59	56,43	14,97	13780,84	1783,02
2,89	108321,72	67,74	52,73	58,28	21,22	17352,81	2179,59
2,89	109463,48	70,08	53,21	59,58	29,39	23910,45	2890,97
2,89	110925,40	71,89	53,67	61,00	36,54	28275,72	3273,11
2,89	112718,20	73,35	54,17	61,73	44,75	33793,54	4529,83
2,89	115160,99	74,61	55,09	62,46	51,84	38973,26	5198,00
2,89	118912,34	76,03	56,07	63,48	60,00	44949,50	6074,03
2,89	123017,77	77,55	56,54	64,65	67,97	46233,83	6835,23

Fonte: Elaboração do próprio autor.

## APÊNDICE B

### CURVAS DE CALIBRAÇÃO E DETERMINAÇÕES DE INCERTEZAS

A determinação da incerteza dos termopares, dos transdutores de pressão e do rotâmetro foi encontrada a partir da curva de calibração. Os termopares utilizados foram calibrados para uma faixa de temperatura entre 15 e 95 °C, utilizando como referência um termômetro de precisão de 0,01 °C; o rotâmetro calibrado para uma faixa de 0 a 450 ml/min, utilizando como referência um balão milimetrado e um cronômetro; e os transdutores de pressão calibrados com pontos de calibração fornecidos pelo fabricante para uma faixa de 0 a 2 bar. No caso dos termopares os pontos de calibração foram obtidos através de um banho termostático (modelo Q214M2 da marca Quimis) com uma variação de 10 °C entre os pontos obtidos por meio de 3 curvas crescentes e decrescentes de calibração. Já para o rotâmetro os pontos de calibração foram obtidos através de um balão milimetrado, um cronômetro e uma câmera por meio de uma curva de calibração crescente.

Com base nestes dados uma regressão linear foi feita fornecendo as relações para os termopares, transdutores de pressão e para o rotâmetro, mostrados respectivamente a seguir:

$$T[^\circ\text{C}] = Cl + Ca \cdot ddp_{termopar}[mV]$$

$$P[kPa] = Cl + Ca \cdot ddp_{transdutor}[V]$$

$$\dot{V}_{HFE7100} [ml/min] = Cl + Ca \cdot \dot{V}_{rotametro} [ml/min]$$

sendo, no caso dos termopares,  $T[^\circ\text{C}]$  é a temperatura obtida pela curva de calibração e  $ddp_{termopar}[mV]$  é a tensão fornecida pelo termopar na temperatura aferida; no caso dos transdutores de pressão,  $P[kPa]$  é a pressão obtida pela curva de calibração e  $ddp_{transdutor}[V]$  é a tensão fornecida pelo transdutor; e, no caso do rotâmetro,  $\dot{V}_{HFE7100} [ml/min]$  é a vazão de HFE-7100 obtida pela curva de calibração e  $\dot{V}_{rotametro} [ml/min]$  a marcação do rotâmetro, fabricado inicialmente para trabalhar com água.  $Cl$  e  $Ca$  são, respectivamente, os coeficiente linear e coeficiente angular obtidos pela regressão.

As incertezas relativas às medidas foram determinadas a partir do desvio padrão da reta obtida e dos pontos de calibração. Este procedimento incorpora ao processo de

determinação das incertezas, efeitos de não linearidade e histerese relacionados à efetuação da medida. Com base nos resultados levantados determinou-se a incerteza para cada medida definida como:

$$\delta_y = \sum_{i=1}^n \sqrt{\frac{(y_x - y_i)^2}{n - 1}}$$

onde  $n$  é o número de pontos de calibração,  $\delta_y$  a incerteza da medida do instrumento calibrado,  $y_x$  o valor de medida obtido pela curva de calibração e  $y_i$  o valor de medida obtido pela referência durante o processo de calibração.

Todos os valores abordados estão apresentados na tabela a seguir:

Tabela B.1 - Valores de incerteza e de  $Cl$  e  $Ca$  para cada instrumento de medida.

Instrumento de medida	$Cl$	$Ca$	Incerteza
$T_e$	29,001	24,401	0,310 °C
$T_s$	29,002	24,405	0,315 °C
$T_{Term 1}$	29,002	24,417	0,323 °C
$T_{Term 2}$	29,002	24,402	0,320 °C
$T_{Term 3}$	29,001	24,405	0,316 °C
$p_e$	-0,0429	20,022	0,38 kPa
$p_s$	-0,1803	20,040	0,40 kPa
Rotâmetro	4,06	0,81	2,77 ml/min

Fonte: Elaboração do próprio autor.

## APÊNDICE C

### MÉTODO DE PROPAGAÇÃO DE ERROS

Os cálculos da propagação de erros foram efetuados por meio do método da soma das raízes quadradas (RSS) proposto por Figliola e Beasley (2006) dados pela seguinte Equação:

$$\delta_Y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial Y}{\partial X_i} \cdot \delta_{X_i} \right)^2}$$

sendo  $Y$  a variável que se deseja calcular a incerteza,  $\delta_Y$  a incerteza dessa variável,  $X_i$  os fatores utilizados para o cálculo dessa variável e  $\delta_{X_i}$  as incertezas desses fatores. No caso do coeficiente médio de transferência de calor da base do microcanal ( $\overline{h_{footprint}}$ ) a incerteza é dada por:

$$\overline{h_{footprint}} = \frac{q''_{footprint}}{\Delta T}$$

$$\delta_{\overline{h_{footprint}}} = \sqrt{\left( \frac{\partial \overline{h_{footprint}}}{\partial q''_{footprint}} \cdot \delta q''_{footprint} \right)^2 + \left( \frac{\partial \overline{h_{footprint}}}{\partial \Delta T} \cdot \delta \Delta T \right)^2}$$

$$\delta_{\overline{h_{footprint}}} = \sqrt{\left( \frac{1}{\Delta T} \cdot \delta q''_{footprint} \right)^2 + \left( \frac{q''_{footprint}}{\Delta T^2} \cdot \delta \Delta T \right)^2}$$

Por exemplo, no ponto inicial da curva 392 kg/m<sup>2</sup>s e subresfriamento de 10 °C tem-se:

$q''_{footprint}$	55,14 kW/m <sup>2</sup>
$\delta q''_{footprint}$	0,32 kW/m <sup>2</sup>
$\Delta T$	6,04 °C
$\delta \Delta T$	0,42 °C

Logo, para essa situação:

$$\overline{h_{footprint}} = \frac{55,14 \text{ kW/m}^2}{6,04 \text{ °C}} \quad \therefore \quad \overline{h_{footprint}} = 9,12 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2\text{°C}}$$

$$\delta_{\overline{h_{footprint}}} = \sqrt{\left(\frac{1}{6,04 \text{ }^\circ\text{C}} \cdot 0,32 \text{ kW/m}^2\right)^2 + \left(\frac{55,14 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2}}{(6,04 \text{ }^\circ\text{C})^2} \cdot 0,42\right)^2}$$

$$\therefore \delta_{\overline{h_{footprint}}} = 0,64 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}}$$

Assim, tem-se:

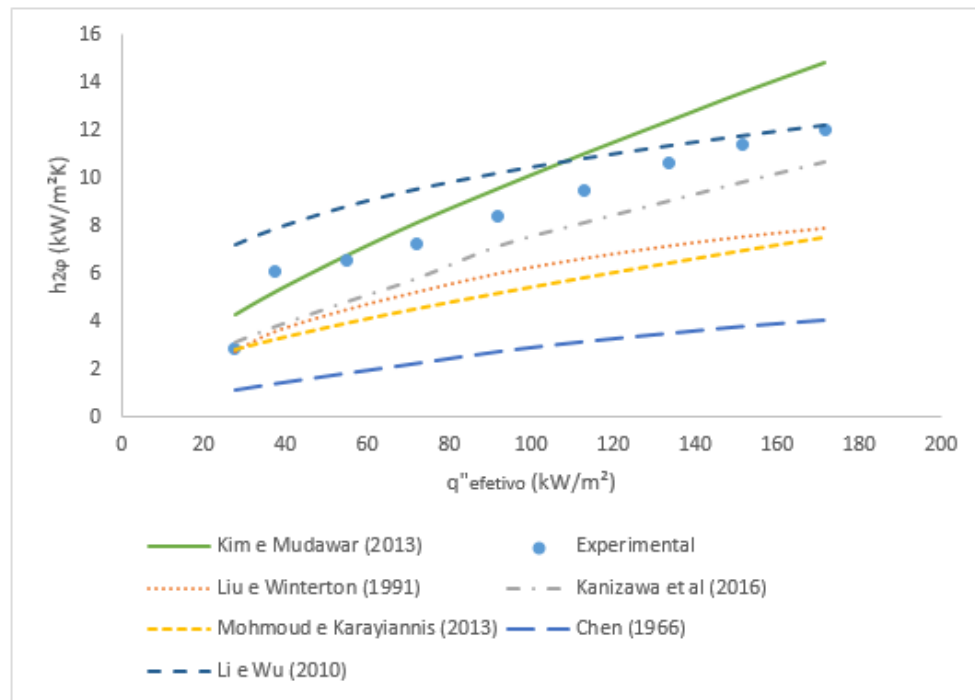
$$\overline{h_{footprint}} = 9,12 \pm 0,64 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}}$$

Ou

$$\overline{h_{footprint}} = 9,12 \pm 7\% \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}}$$

**APÊNDICE D**  
**GRÁFICOS PARA CTC E QUEDA DE PRESSÃO BIFÁSICA PARA OS**  
**TESTES REALIZADOS**

Figura D.1 - Coeficiente de transferência de calor bifásica para  $G = 392 \text{ Kg/m}^2\text{s}$  e  $\Delta T = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ .



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura D.2 - Queda de pressão bifásica para  $G = 392 \text{ Kg/m}^2\text{s}$  e  $\Delta T = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

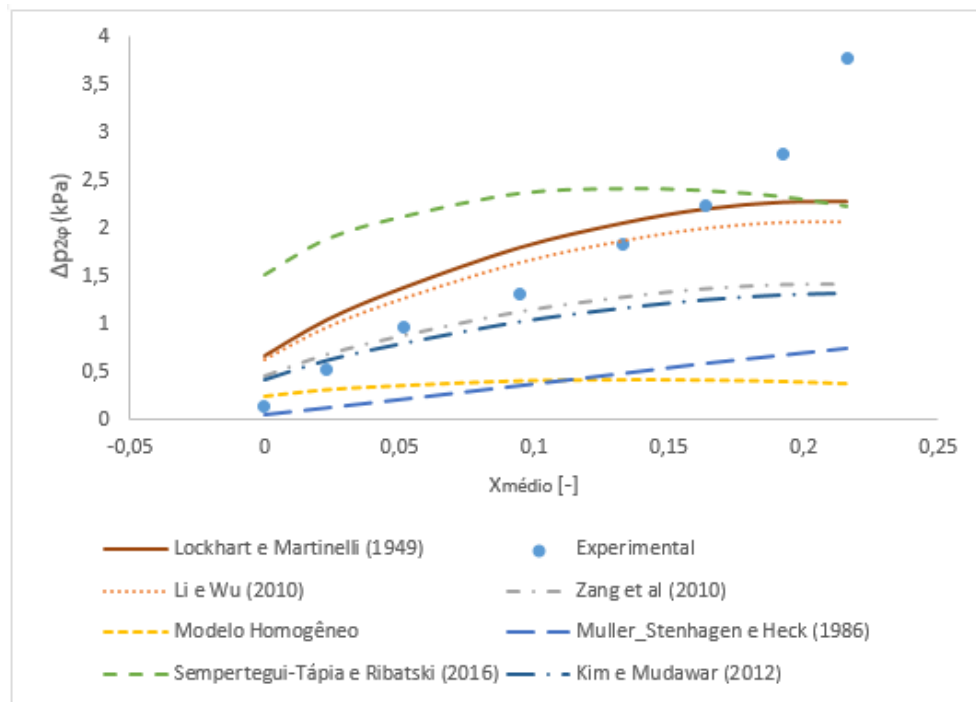


Figura D.3 - Coeficiente de transferência de calor bifásica para  $G = 392 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e  $\Delta T = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ .

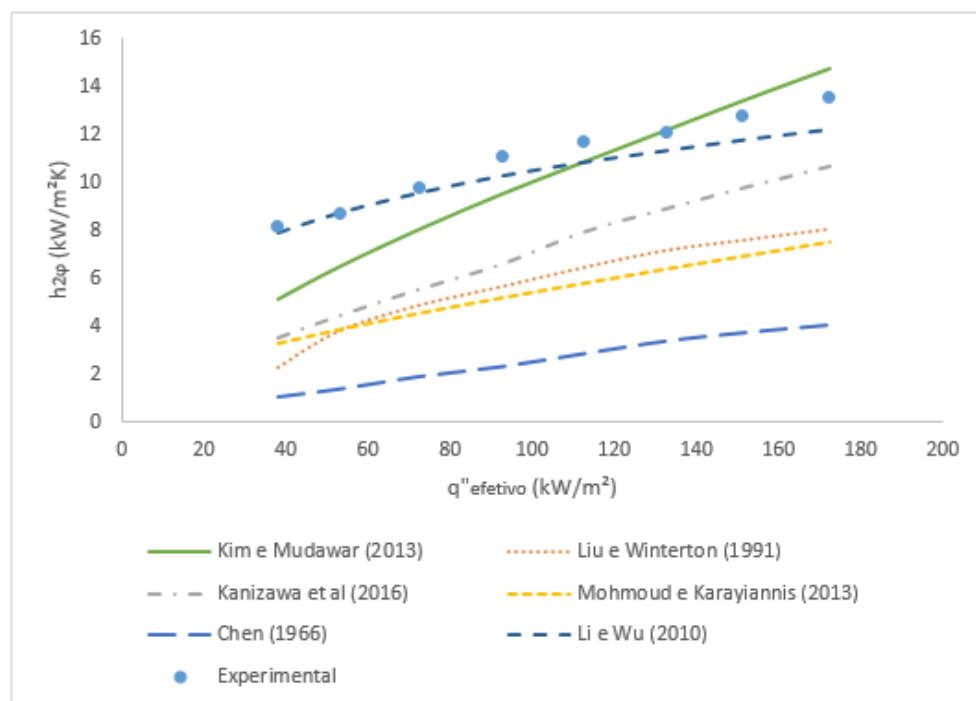
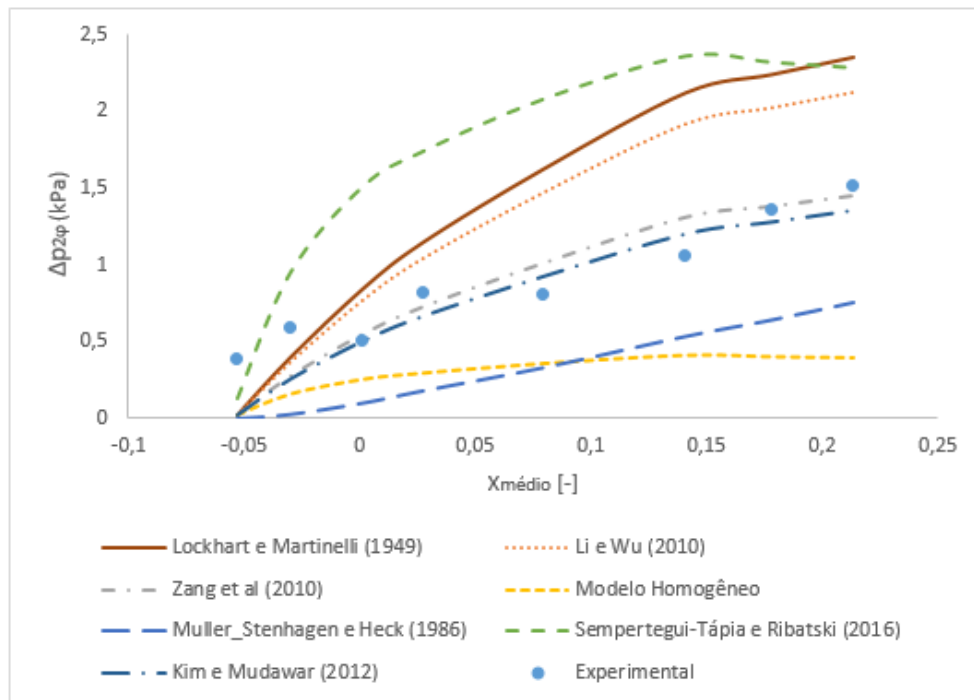
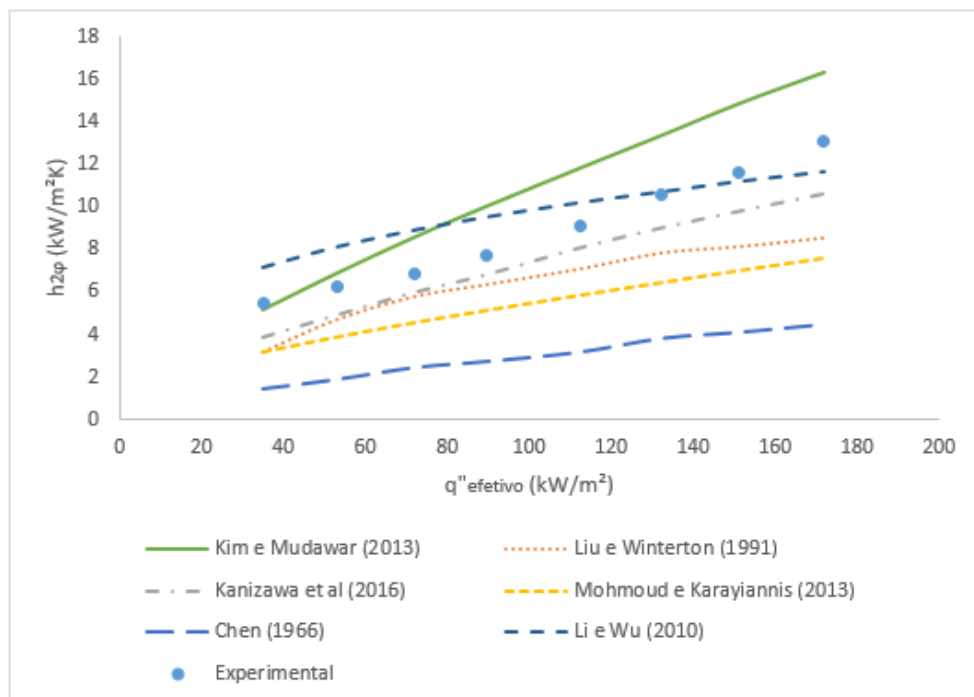


Figura D.4 - Queda de pressão bifásica para  $G = 392 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e  $\Delta T = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ .



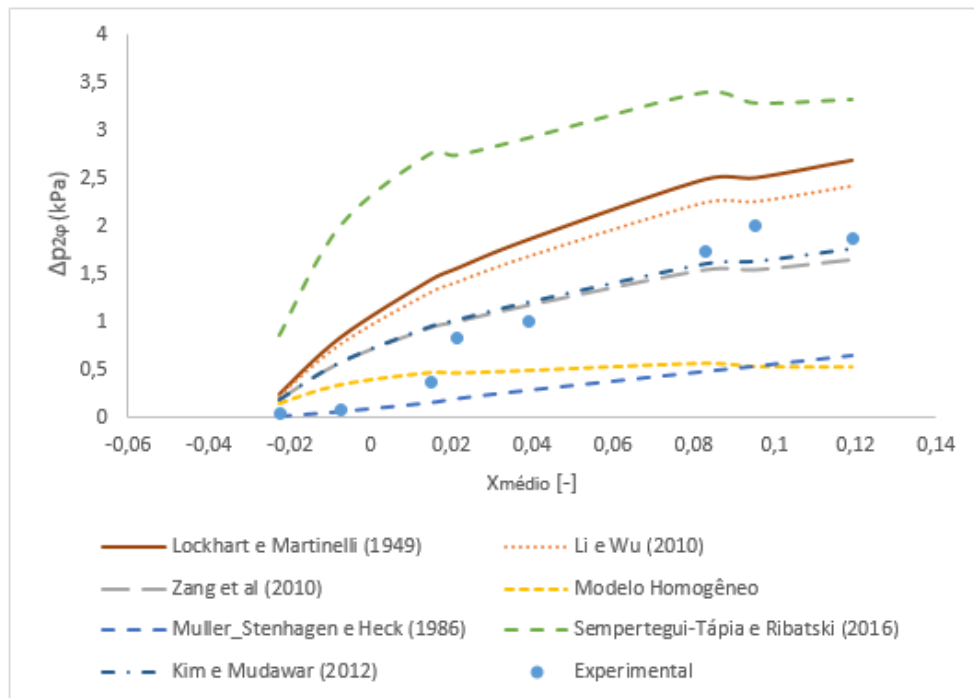
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura D.5 - Coeficiente de transferência de calor bifásica para  $G = 634 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e  $\Delta T = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ .



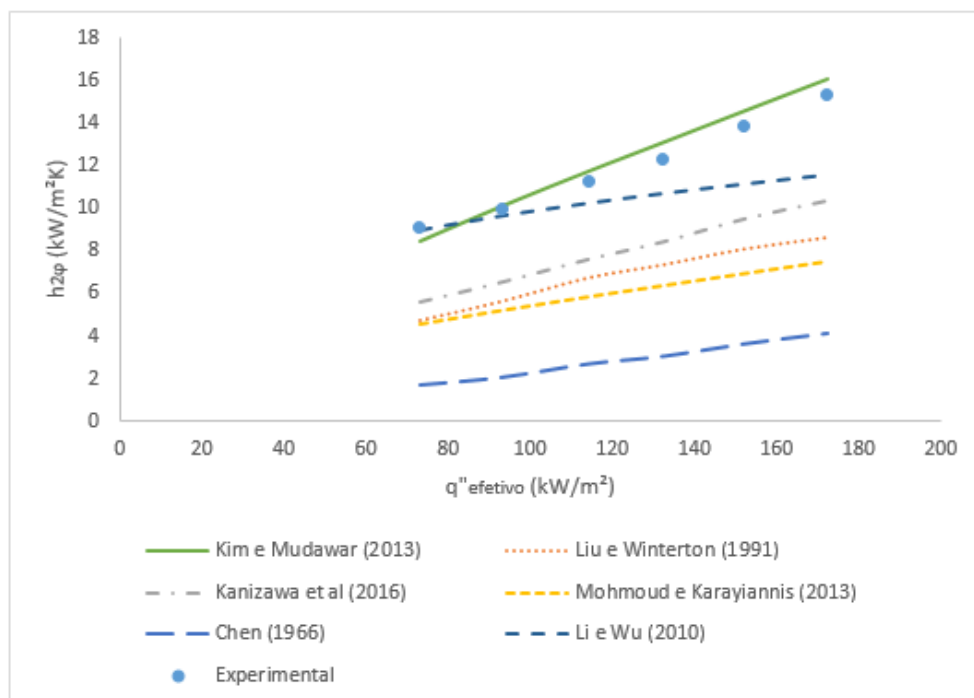
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura D.6 - Queda de pressão bifásica para  $G = 634 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e  $\Delta T = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ .



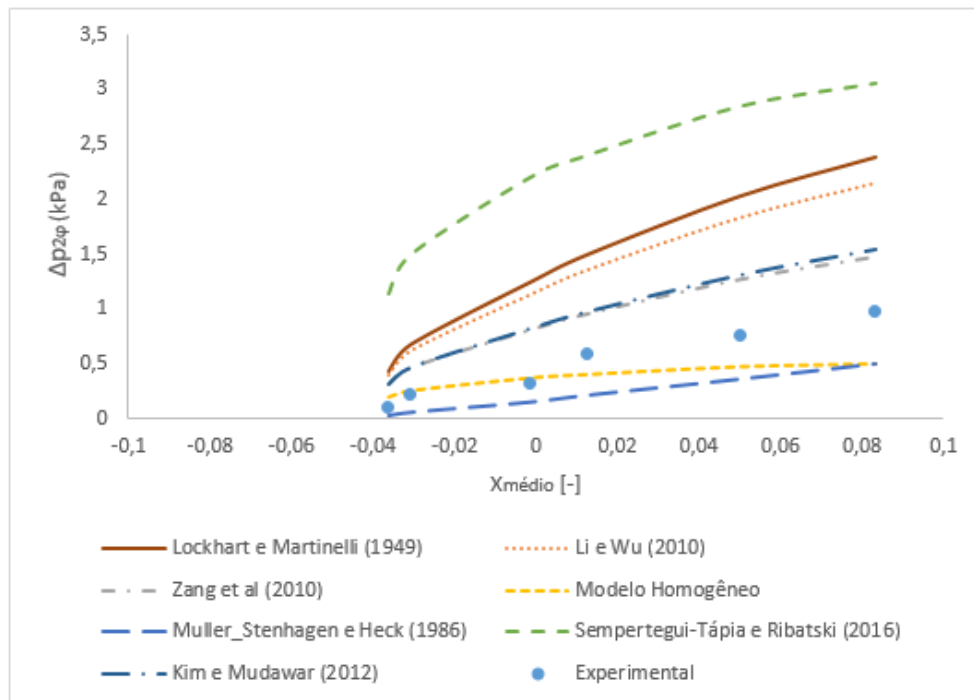
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura D.7 - Coeficiente de transferência de calor bifásica para  $G = 634 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e  $\Delta T = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ .



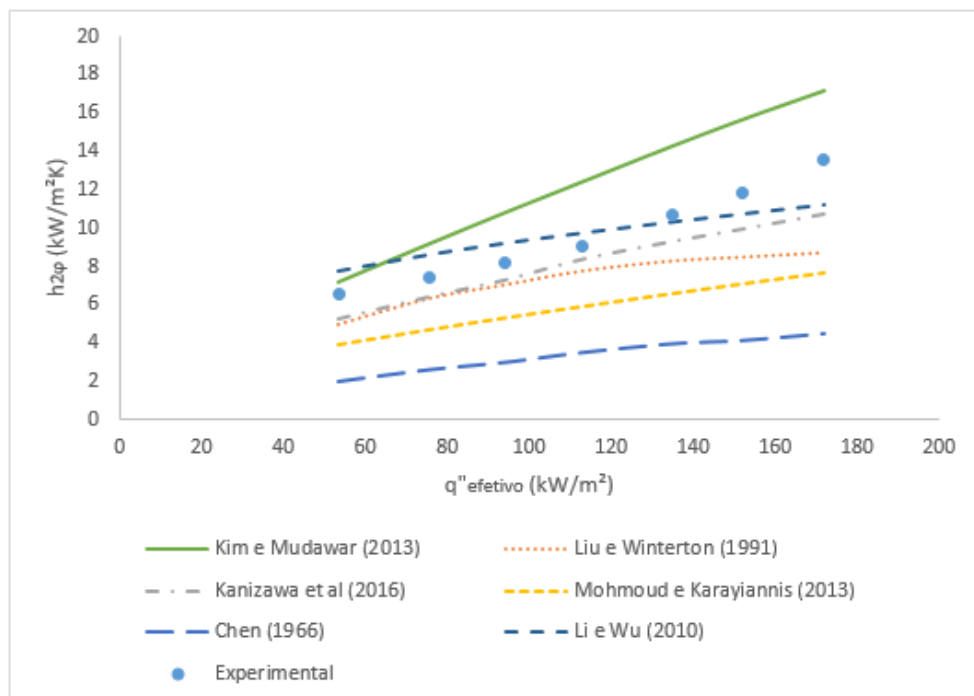
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura D.8 - Queda de pressão bifásica para  $G = 634 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e  $\Delta T = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ .



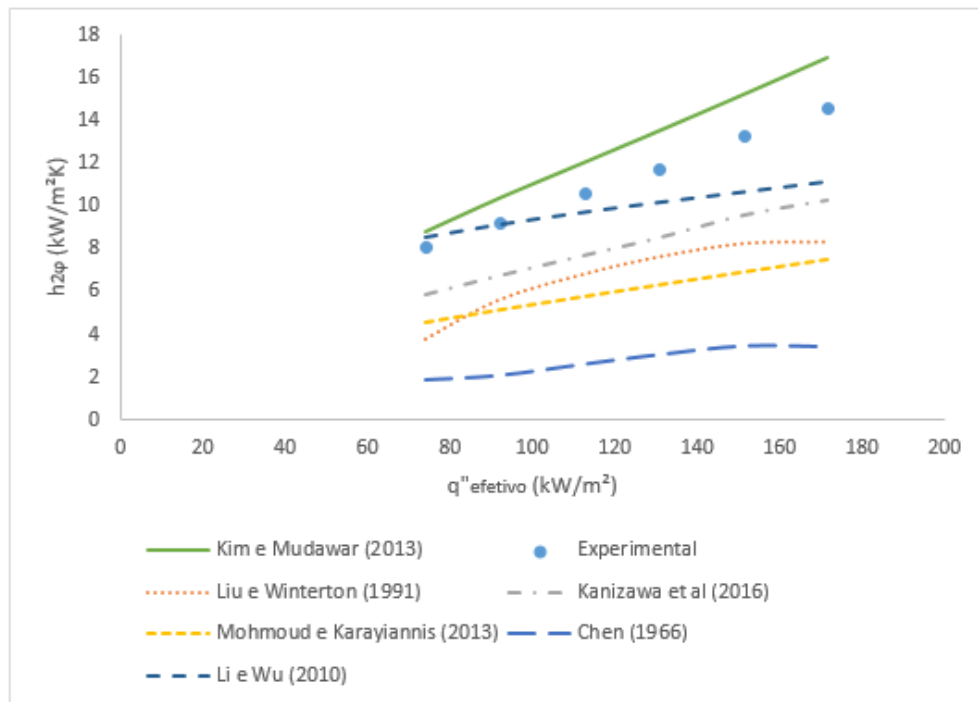
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura D.9 - Coeficiente de transferência de calor bifásica para  $G = 875 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e  $\Delta T = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ .



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura D.10 - Coeficiente de transferência de calor bifásica para  $G = 875 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e  $\Delta T = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ .

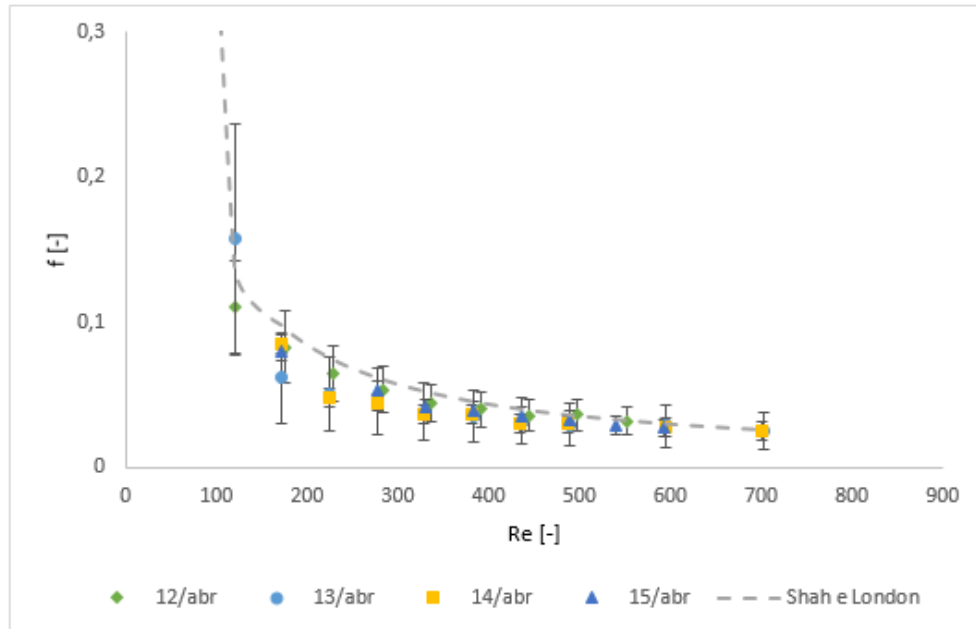


Fonte: Elaboração do próprio autor.

## APÊNDICE E

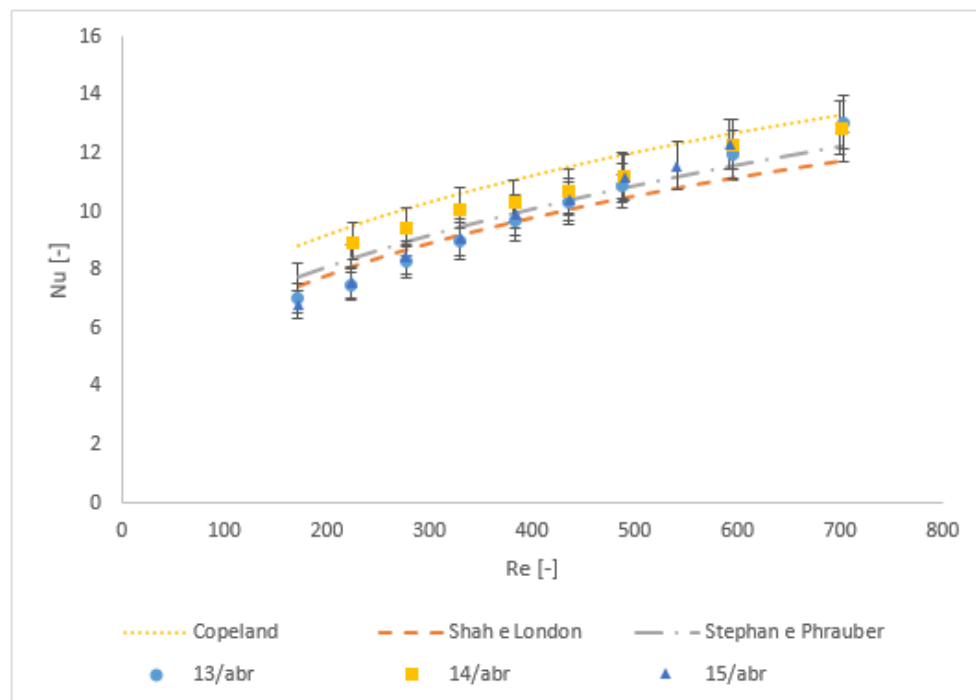
### GRÁFICOS EXPERIMENTAIS COM AS RESPECTIVAS BARRAS DE ERRO

Figura E.1 - Fator de atrito experimental com as respectivas barras de erro.



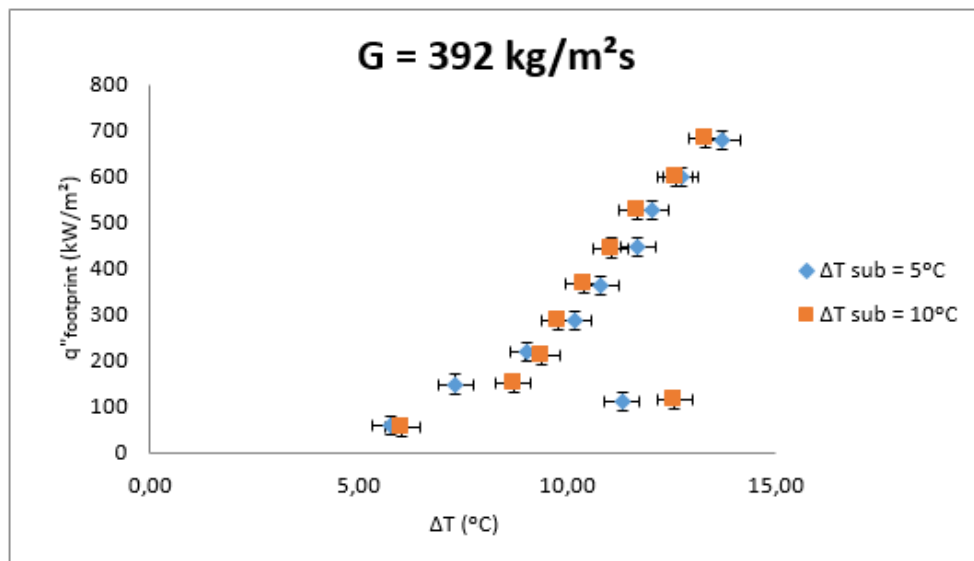
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura E.2 - Número de Nusselt experimental com as respectivas barras de erro comparado com resultados da literatura.



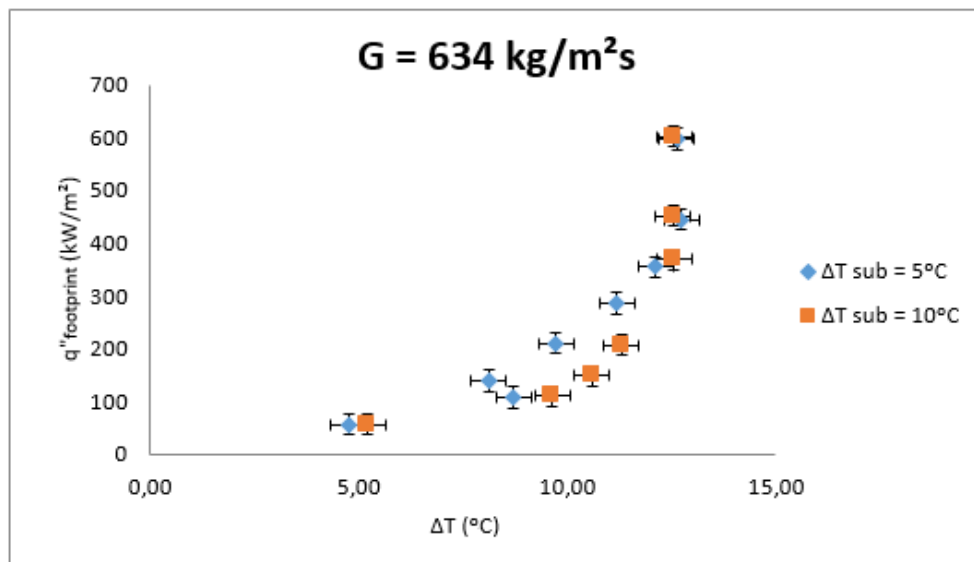
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura E.3 - Curva parcial de ebulição para  $G = 392 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e níveis de subresfriamento de 5 e 10 °C com as respectivas barras de erro.



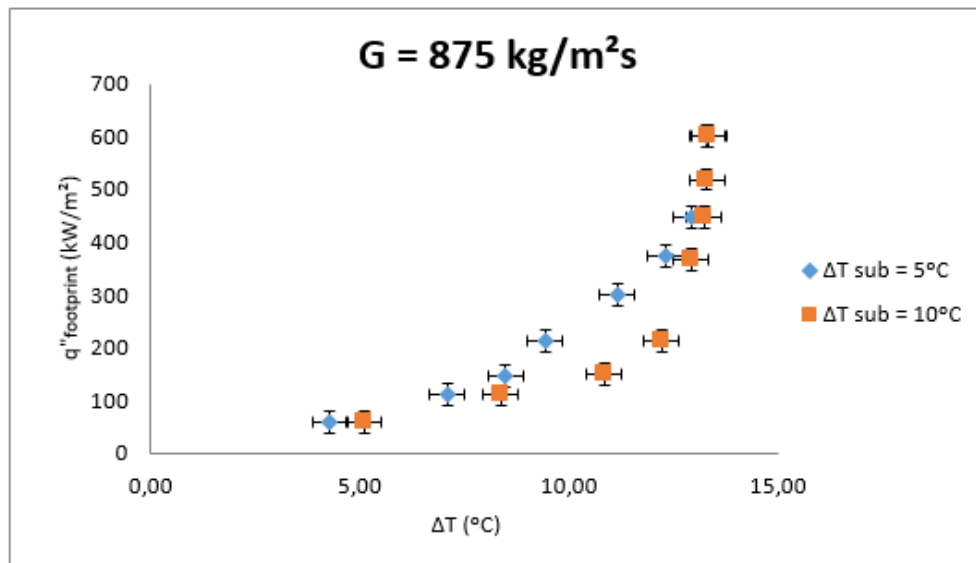
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura E.4 - Curva parcial de ebulição para  $G = 634 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e níveis de subresfriamento de 5 e 10 °C com as respectivas barras de erro.



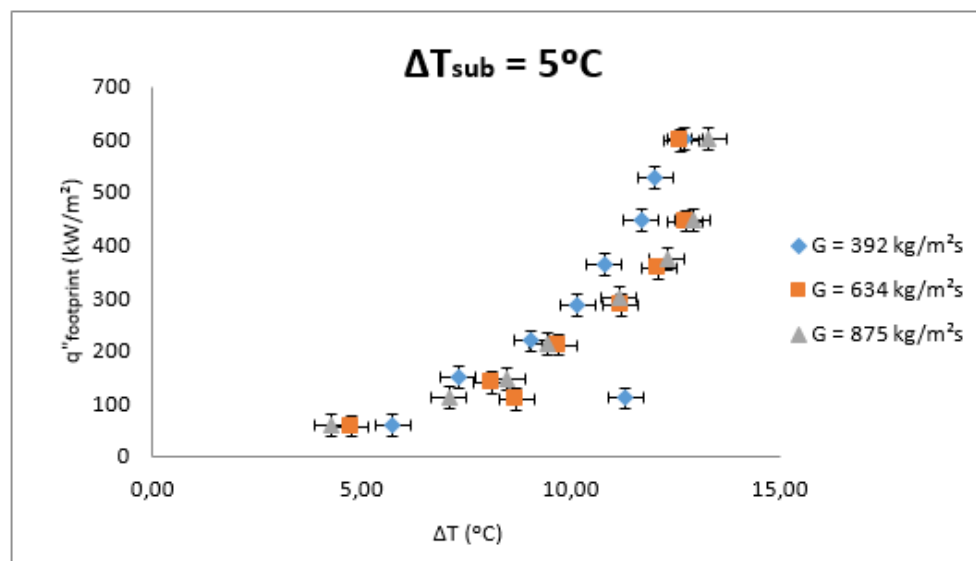
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura E.5 - Curva parcial de ebulição para  $G = 875 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e níveis de subresfriamento de 5 e 10 °C com as respectivas barras de erro.



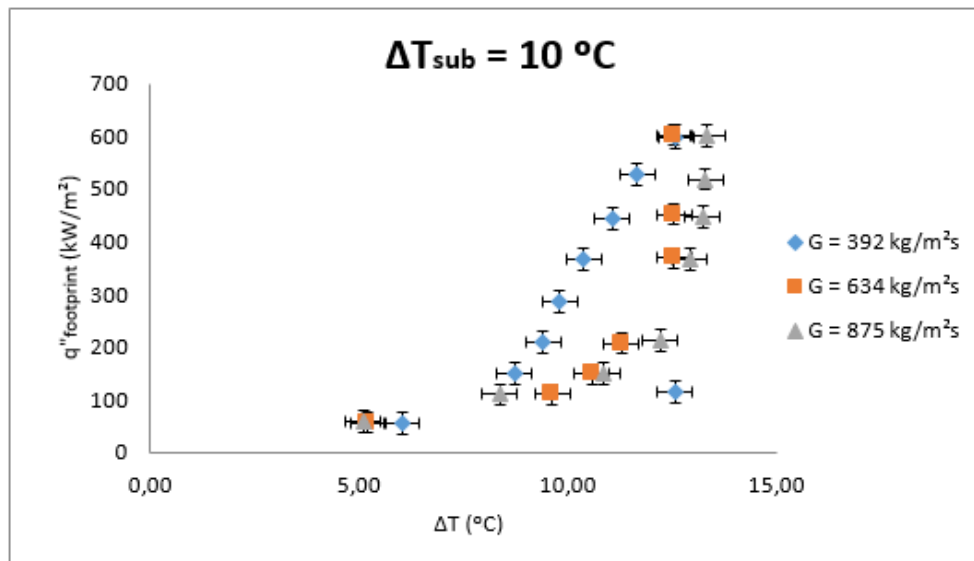
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura E.6 - Curva parcial de ebulição com subresfriamento de entrada de 5 °C com as respectivas barras de erro.



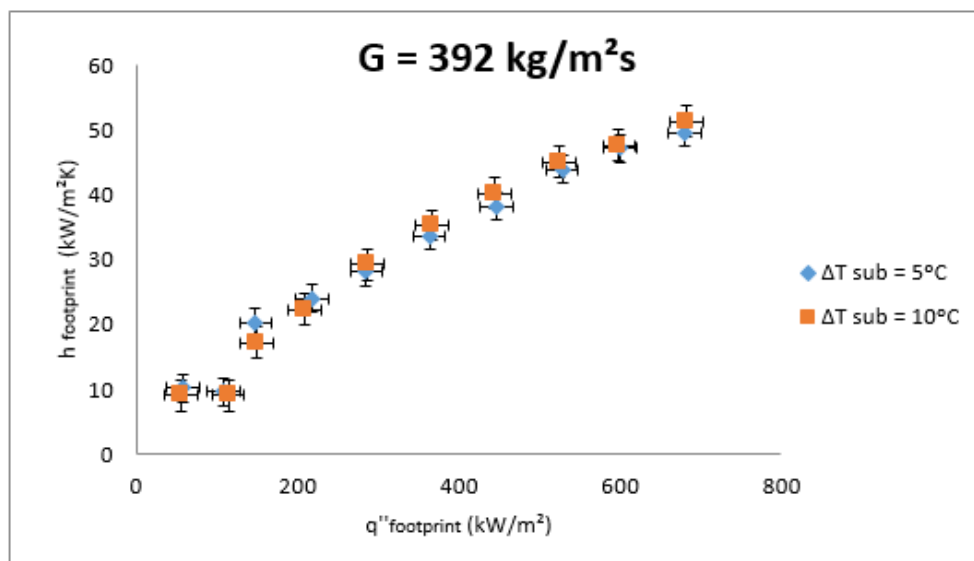
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura E.7 - Curva parcial de ebulição com subresfriamento de entrada de 10 °C com as respectivas barras de erro.



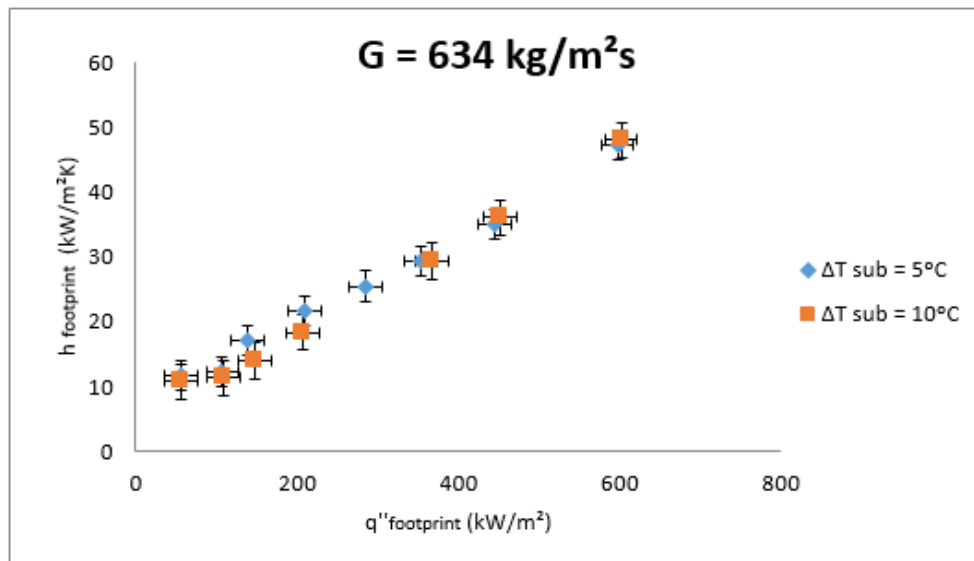
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura E.8 - Coeficiente de transferência de calor para  $G = 392 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e  $\Delta T = 5$  e  $10 \text{ }^\circ\text{C}$  com as respectivas barras de erro.



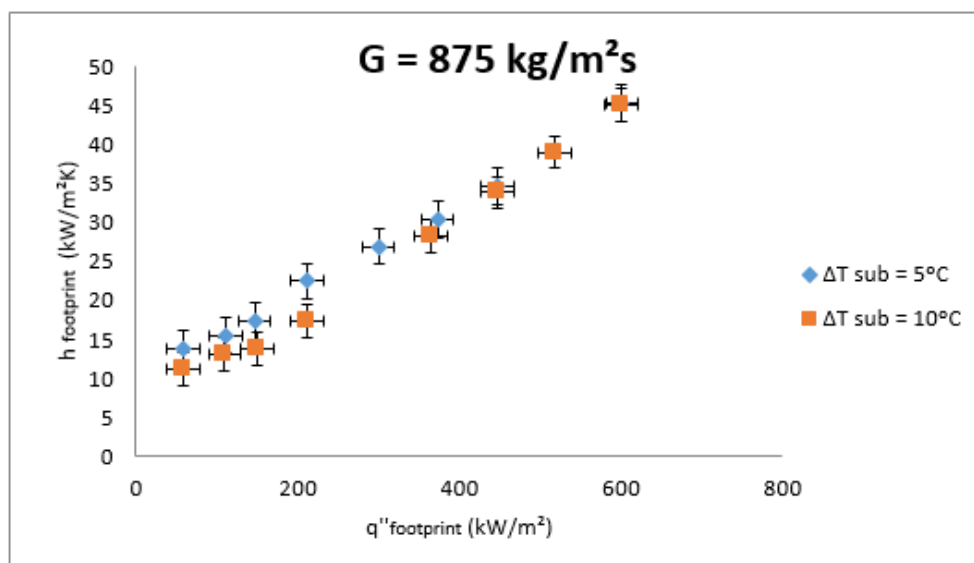
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura E.9 - Coeficiente de transferência de calor para  $G = 634 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e  $\Delta T = 5$  e  $10 \text{ }^\circ\text{C}$  com as respectivas barras de erro.



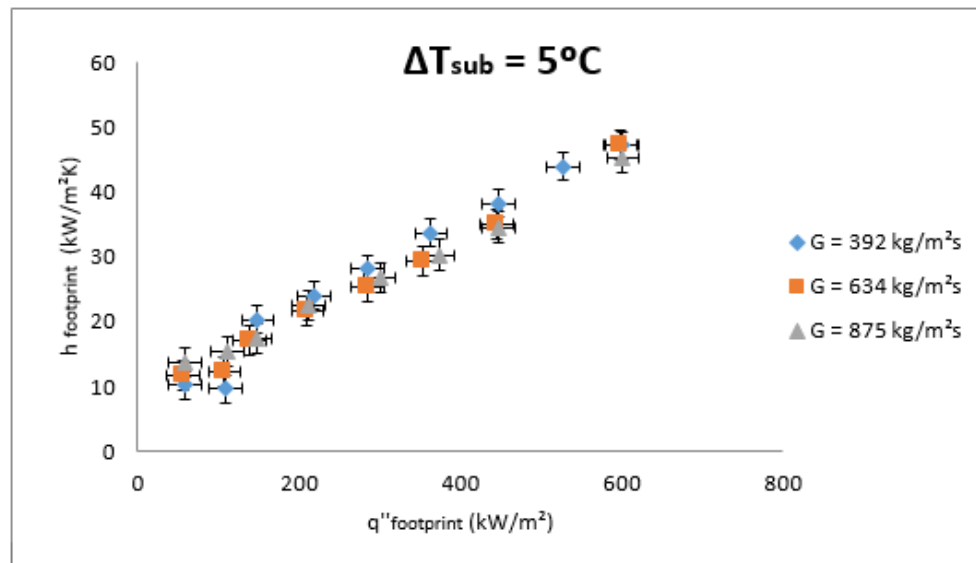
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura E.10 - Coeficiente de transferência de calor para  $G = 875 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e  $\Delta T = 5$  e  $10 \text{ }^\circ\text{C}$  com as respectivas barras de erro.



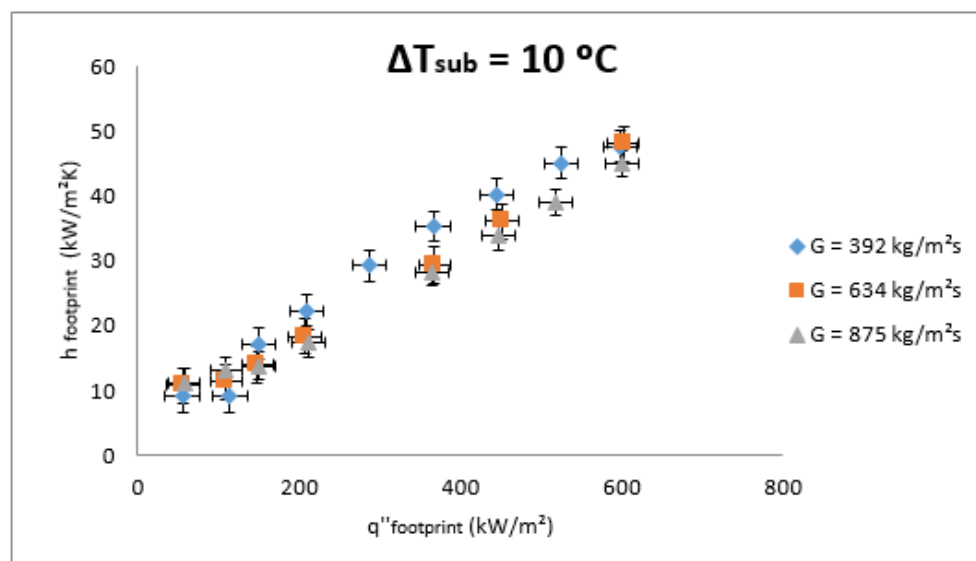
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura E.11 - Coeficiente de transferência de calor para um subresfriamento de entrada de 5 °C com as respectivas barras de erro.



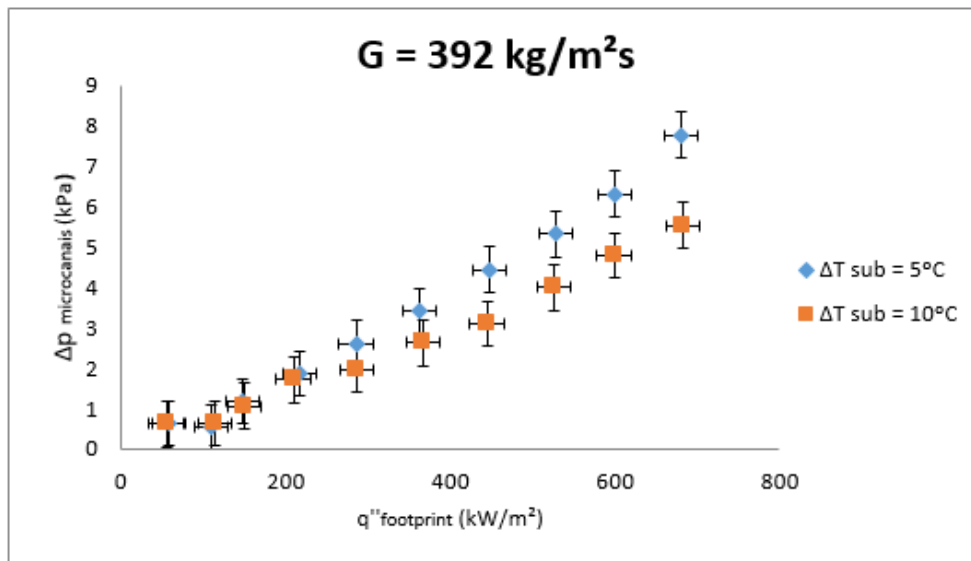
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura E.12 - Coeficiente de transferência de calor para um subresfriamento de entrada de 10 °C com as respectivas barras de erro.



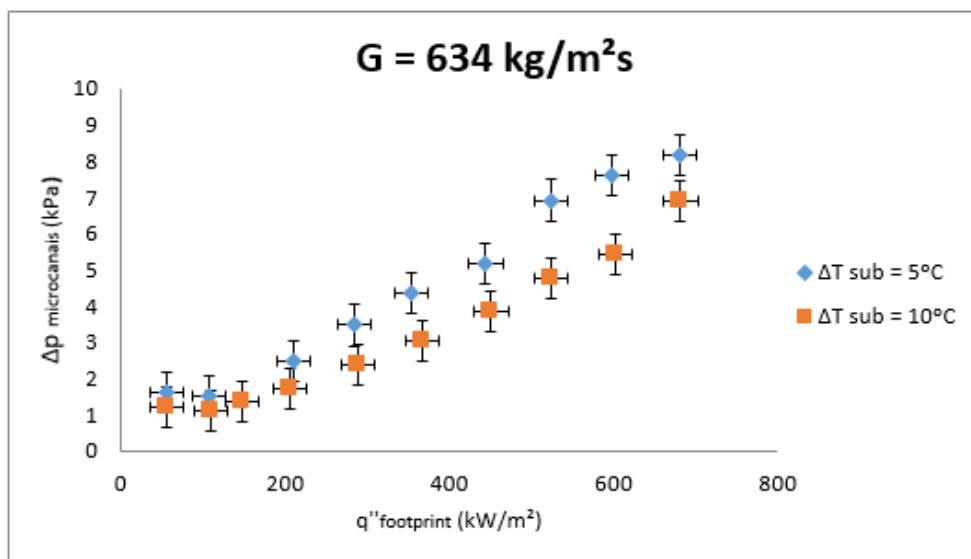
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura E.13 - Queda de pressão para  $G = 392 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e  $\Delta T = 5$  e  $10 \text{ }^\circ\text{C}$  com as respectivas barras de erro.



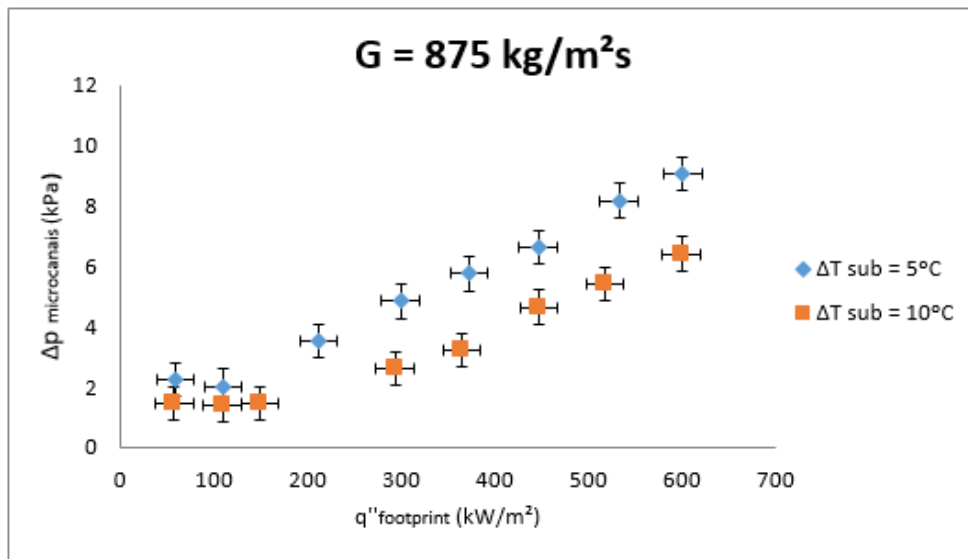
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura E.14 - Queda de pressão para  $G = 634 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e  $\Delta T = 5$  e  $10 \text{ }^\circ\text{C}$  com as respectivas barras de erro.



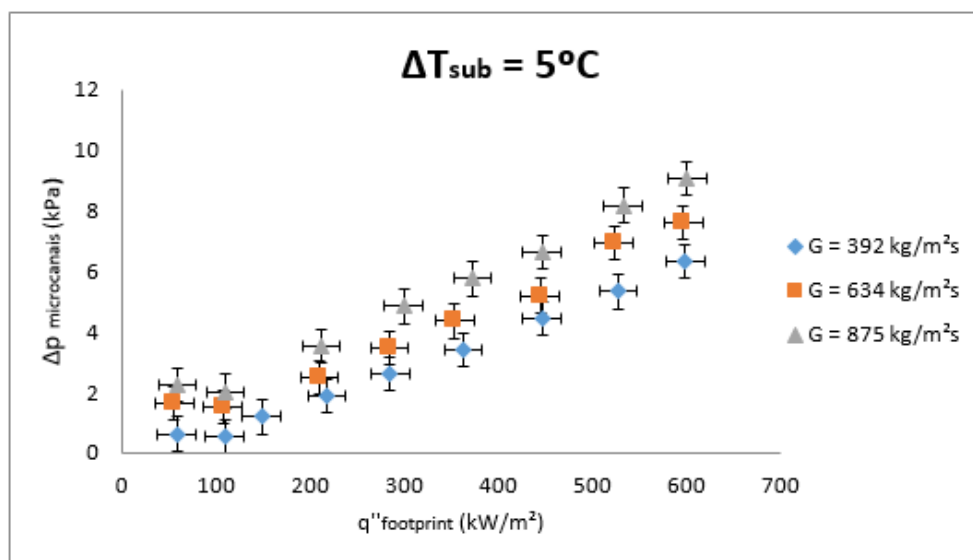
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura E.15 - Queda de pressão para  $G = 875 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e  $\Delta T = 5$  e  $10^\circ\text{C}$  com as respectivas barras de erro.



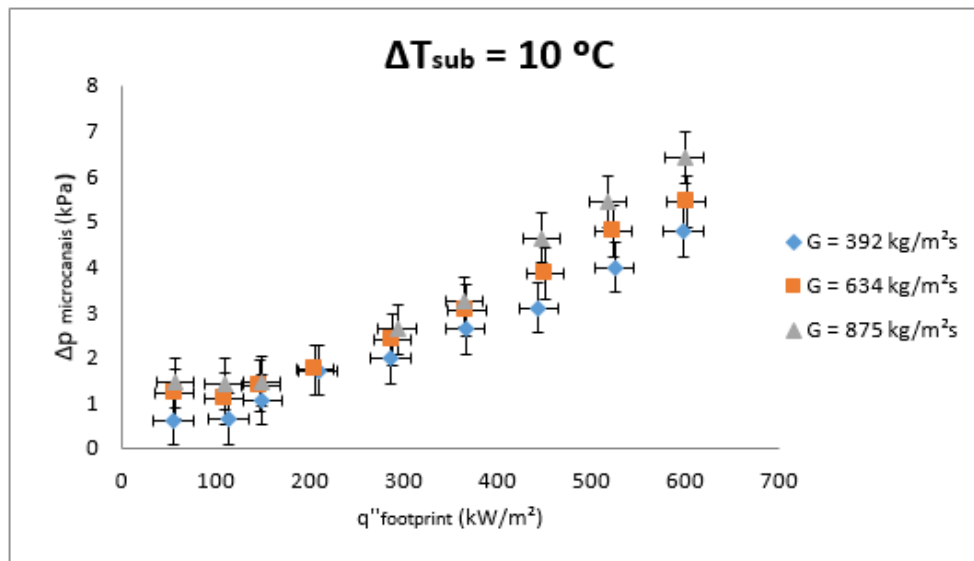
Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura E.16 - Queda de pressão para  $\Delta T = 5^\circ\text{C}$  e velocidades mássicas de 392, 634 e  $875 \text{ kg/m}^2\text{s}$  com as respectivas barras de erro.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura E.17 - Queda de pressão para  $\Delta T = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$  e velocidades mássicas de 392, 634 e 875  $\text{kg/m}^2\text{s}$  com as respectivas barras de erro.



Fonte: Elaboração do próprio autor.